



# **Comportement dynamique des ponts à platelage d'aluminium extrudé sous l'effet des surcharges routières**

**Mémoire**

**Samuel Petitclerc**

**Maîtrise en génie civil - avec mémoire**  
Maître ès sciences (M. Sc.)

Québec, Canada

# **Comportement dynamique des ponts à platelage d'aluminium extrudé sous l'effet des surcharges routières**

**Mémoire**

**Samuel Petitclerc**

Sous la direction de :

Charles-Darwin Annan, directeur de recherche  
Pampa Dey, codirectrice de recherche

# Résumé

L'aluminium est le matériau tout désigné pour les donneurs d'ouvrage étant à la recherche de matériaux plus durables pour les ponts routiers. Alliant un excellent ratio résistance/poids à une excellente résistance naturelle à la corrosion, son utilisation sous la forme d'un platelage extrudé connecté à des poutres d'acier assure une structure plus légère et requérant beaucoup moins d'entretien que les structures traditionnelles. Toutefois, la légèreté de l'aluminium, qui est un avantage important lors de la conception de la structure sous-jacente ainsi que lors de la construction, peut se révéler être un défi important d'un point de vue dynamique, en raison des fréquences de vibration qu'elle produit.

Considérant que le code canadien sur le calcul des ponts routiers prescrit l'utilisation d'un coefficient de majoration dynamique (CMD) pour prendre en compte les effets dynamiques lors de la conception, et que la valeur de ce coefficient est basée sur le comportement dynamique des ponts traditionnels, des interrogations sont soulevées quant à l'applicabilité de ce coefficient pour des ponts à platelage d'aluminium, ayant un comportement dynamique différent.

Afin de répondre à ces questions, des modèles dynamiques simplifiés permettant de représenter deux camions canadiens actuels, le CL-625 et le train double B, ont été développés et implémentés dans Abaqus. Par la suite, ces modèles furent utilisés afin de réaliser plusieurs séries d'analyses dynamiques, cherchant à évaluer l'impact sur la réponse du pont de divers paramètres et comparer les résultats obtenus aux valeurs prescrites.

Les résultats obtenus dans cette étude, qui se veut le point de départ de l'analyse du comportement dynamique des ponts à platelage d'aluminium, semblent indiquer qu'en dépit d'un comportement dynamique différent, les valeurs de CMD prescrites par le code canadien sont sécuritaires pour des ponts à platelage d'aluminium. Toutefois, de nombreuses autres études seront nécessaires avant d'émettre des recommandations finales.

Mots clés : platelage en aluminium, pont routier, comportement dynamique, CAN/CSA S6-14, CL-625, train double B, modèle de camion simplifié

# Abstract

Aluminium is a material of choice for any highway bridge owners looking for more durable materials. Combining an excellent strength to weight ratio with an excellent corrosion resistance, an extruded aluminium deck connected to steel girders provides a lighter structure and requires less maintenance than the usual materials, such as steel or concrete. However, the aluminium's lightweight, which is a huge advantage for the foundations design as well as for the construction, can become a concern when the bridge's dynamic behavior is considered, due to its higher vibration frequencies.

Considering that the Canadian Highway Bridge Design Code prescribes the use of a dynamic load allowance (DLA) factor to account for the dynamic effects of the traffic loads on the bridge, and that the values prescribed are based on the dynamic behavior of traditional bridges, some doubts arose about the applicability of this coefficient to aluminium deck bridges, which are expected to have a different dynamic behavior.

To validate these speculations, simplified dynamic models were developed to replicate the dynamic behavior of two Canadian trucks, the CL-625 and the train double B. These models were then implemented in Abaqus and used in a series of dynamic analysis investigating the effect on the bridge response of different parameters, both from the truck and the bridge.

Results have shown that, despite having a different dynamic behavior, the dynamic amplifications observed on aluminium deck bridges were always lower than the DLA values prescribed by the Canadian code, indicating that, for the situations studied, those values are safe to use. However, further studies will be required before any final conclusions can be made about the applicability of the DLA values in their current state.

Keywords: aluminium deck, highway bridge, dynamic behavior, CAN/CSA S6-14, CL-625, train double B, simplified truck models

# Table des matières

|   |          |
|---|----------|
| Résumé .....  | ii       |
| Abstract.....                                       | iii      |
| Table des matières .....                            | iv       |
| Liste des figures .....                             | vii      |
| Liste des tableaux.....                             | ix       |
| Liste des abréviations .....                        | x        |
| Liste des symboles .....                            | xi       |
| Remerciements.....                                  | xii      |
| <b>Introduction.....</b>                            | <b>1</b> |
| Mise en contexte .....                              | 1        |
| Problématique .....                                 | 2        |
| Objectifs.....                                      | 2        |
| Organisation du mémoire.....                        | 3        |
| <b>Chapitre 1 - Revue de la littérature.....</b>    | <b>4</b> |
| 1.1 Utilisation de l'aluminium dans les ponts ..... | 4        |
| 1.1.1 Généralités .....                             | 4        |
| 1.1.2 Caractéristiques de l'aluminium .....         | 5        |
| 1.1.3 Avantages .....                               | 5        |
| 1.1.4 Inconvénients .....                           | 7        |
| 1.2 Études dynamiques .....                         | 8        |
| 1.2.1 Généralités .....                             | 8        |
| 1.2.2 Équation du mouvement.....                    | 8        |
| 1.2.3 Décomposition modale.....                     | 9        |
| 1.2.4 Analyse spectrale.....                        | 11       |
| 1.2.5 Amortissement .....                           | 12       |
| 1.2.6 Méthodes de résolution numérique.....         | 15       |
| 1.3 Facteur d'amplification dynamique.....          | 17       |
| 1.3.1 Généralités .....                             | 17       |
| 1.3.2 Facteurs d'influence.....                     | 18       |
| 1.3.3 Approche normative.....                       | 25       |
| 1.4 Camion de référence.....                        | 26       |
| 1.4.1 Train double B.....                           | 27       |
| 1.4.2 CL-625 .....                                  | 29       |
| 1.5 Modèle de camion simplifié.....                 | 30       |
| 1.5.1 Modèle de Savard (1993).....                  | 31       |
| 1.5.2 Modèles de Wang et Liu (2000).....            | 33       |
| 1.5.3 Modèle de Zhang <i>et al.</i> (2006) .....    | 34       |

|  |            |
|--|------------|
| <b>Chapitre 2 - Modélisation du véhicule .....</b>         | <b>36</b>  |
| 2.1 Généralités.....                                       | 36         |
| 2.2 Méthode d'analyse.....                                 | 37         |
| 2.2.1 Généralités .....                                    | 37         |
| 2.2.2 Comparaison des méthodes disponibles .....           | 38         |
| 2.2.3 Choix de la méthode d'analyse.....                   | 43         |
| 2.3 Modèle de calibration .....                            | 43         |
| 2.3.1 Propriétés connues du modèle de calibration.....     | 44         |
| 2.3.2 Propriétés manquantes du modèle de calibration ..... | 45         |
| 2.3.3 Étapes de modélisation du camion de calibration..... | 46         |
| 2.3.4 Validation du modèle .....                           | 49         |
| 2.4 Modèle de camion adapté aux normes canadiennes .....   | 52         |
| 2.4.1 Généralités .....                                    | 52         |
| 2.4.2 Choix du modèle de référence .....                   | 52         |
| 2.4.3 Particularités des modèles adaptés.....              | 53         |
| 2.4.4 Méthodes d'ajustement des masses .....               | 54         |
| 2.4.5 Modèle adapté au train double B.....                 | 56         |
| 2.4.6 Modèle adapté au CL-625.....                         | 61         |
| 2.4.7 Choix du modèle à utiliser .....                     | 64         |
| 2.5 Analyse de sensibilité des paramètres du modèle .....  | 65         |
| 2.5.1 Généralités .....                                    | 65         |
| 2.5.2 Distance d'approche .....                            | 66         |
| 2.5.3 Hauteur des masses .....                             | 68         |
| 2.5.4 Inertie des masses ponctuelles .....                 | 69         |
| 2.5.5 Rigidité des connecteurs .....                       | 71         |
| 2.5.6 Amortissement des connecteurs .....                  | 73         |
| <b>Chapitre 3 - Analyses dynamiques .....</b>              | <b>75</b>  |
| 3.1 Généralités.....                                       | 75         |
| 3.2 Présentation des modèles de pont .....                 | 75         |
| 3.2.1 Présentation du platelage .....                      | 75         |
| 3.2.2 Configuration des ponts à l'étude.....               | 76         |
| 3.2.3 Concordance des unités .....                         | 77         |
| 3.2.4 Propriétés des matériaux.....                        | 77         |
| 3.2.5 Modélisation du pont .....                           | 78         |
| 3.2.6 Analyse de maillage.....                             | 79         |
| 3.3 Analyse paramétrique.....                              | 83         |
| 3.3.1 Paramètres étudiés .....                             | 83         |
| 3.3.2 Résultats des analyses de fréquences .....           | 84         |
| 3.3.3 Résultats pour le CL-625 .....                       | 86         |
| 3.3.4 Résultats pour le train double B.....                | 93         |
| 3.3.5 Comparaison des deux modèles développés.....         | 99         |
| <b>Conclusion.....</b>                                     | <b>102</b> |
| Retour sur le projet.....                                  | 102        |

|  |            |
|--|------------|
| Recommandations .....  | 103        |
| Travaux futurs .....   | 104        |
| <b>Bibliographie .....</b>   | <b>105</b> |
| <b>Annexe A – Paramètres de modélisation du modèle dynamique proposé par Savard (1993).....</b>  | <b>108</b> |
| A.1. Paramètres pour le modèle du tracteur semi-remorque .....   | 108        |
| A.2. Paramètres pour le modèle de la remorque .....  | 109        |
| <b>Annexe B – Représentation schématique et paramètres de modélisation des modèles dynamiques proposés par Wang et Liu (2000).....</b> | <b>110</b> |
| B.1. Schémas des différents modèles .....  | 110        |
| B.1.1. Vue de face typique .....   | 110        |
| B.1.2. Camion de classe 8.....   | 110        |
| B.1.3. Camion de classe 9.....   | 111        |
| B.1.4. Camion de classe 10.....  | 111        |
| B.2. Propriétés dynamiques des différents modèles .....  | 112        |
| B.2.1. Camion de classe 8.....   | 112        |
| B.2.2. Camion de classe 9.....   | 113        |
| B.2.3. Camion de classe 10.....  | 114        |

# Liste des figures

|   |    |
|---|----|
| Figure 1.1. Exemple d'utilisation structurale de l'aluminium dans les ponts [2] .....   | 4  |
| Figure 1.2. Procédé d'extrusion de l'aluminium [3].....   | 6  |
| Figure 1.3. 6 premiers modes de vibration en flexion d'une poutre sur appuis simples .....  | 10 |
| Figure 1.4. Exemple de changement de domaine pour un signal quelconque.....   | 11 |
| Figure 1.5. Composantes de l'amortissement de Rayleigh.....   | 14 |
| Figure 1.6. Influence de la vitesse sur le FAD pour un camion à 3 essieux [19] .....  | 18 |
| Figure 1.7. Comparaison des déplacements pour un camion avec un système de suspension<br>standard et un camion sans suspension [17].....    | 19 |
| Figure 1.8. Influence du poids du camion sur le FAD [17] .....  | 20 |
| Figure 1.9. Influence de la rugosité de surface sur le FAD [22].....  | 22 |
| Figure 1.10. Influence de la portée sur le FAD [18] .....   | 22 |
| Figure 1.11. Poids et dimensions du train double de type B [37] .....   | 28 |
| Figure 1.12. Configurations critiques des véhicules lourds permis par la réglementation sur les<br>poids et dimensions limites [34] .....   | 29 |
| Figure 1.13. Charges et dimensions du CL-625 [33].....  | 30 |
| Figure 1.14. Identification des 3 rotations principales du véhicule .....   | 31 |
| Figure 1.15. Représentation schématique du camion QS-660 [18].....  | 31 |
| Figure 1.16. Modèle simplifié du camion et d'une remorque proposé par Savard [23].....  | 32 |
| Figure 1.17. Modèle de camion classe 10 [24] .....  | 34 |
| Figure 1.18. Modèle de camion proposé par Zhang <i>et al.</i> [20] .....  | 35 |
| Figure 2.1. Comparaison du modèle dynamique aux charges mobiles .....   | 37 |
| Figure 2.2. Schéma du véhicule à deux roues .....   | 38 |
| Figure 2.3. Comparaison des résultats de l'analyse implicite et de l'analyse explicite sans<br>amortissement.....                           | 40 |
| Figure 2.4. Comparaison des résultats de l'analyse implicite et de l'analyse explicite avec un taux<br>d'amortissement critique de 3% ..... | 42 |
| Figure 2.6. Modèle de Zhang et al. tel que défini dans Abaqus .....   | 47 |
| Figure 2.7. Définition des amplitudes dans Abaqus (adapté de [13]).....   | 49 |
| Figure 2.8: Comparaison des résultats du modèle Abaqus et des résultats de Zhang <i>et al.</i> [20].  | 51 |
| Figure 2.9. Modèle de tracteur tel que défini dans Abaqus.....  | 54 |
| Figure 2.10. Simplification du camion pour déterminer la distribution des masses .....  | 55 |
| Figure 2.11. Modèle du train double B tel que défini dans Abaqus .....  | 56 |
| Figure 2.12. Schéma des déformations du modèle du train double B sous son poids propre ...  | 57 |
| Figure 2.13. Réduction des degrés de liberté des éléments connectés .....   | 60 |
| Figure 2.14. Modèle du CL-625 tel que défini dans Abaqus .....  | 62 |
| Figure 2.15. Dimensions du platelage d'acier fictif .....   | 65 |
| Figure 2.16. Mouvement vertical des 3 masses principales du modèle du train double B avec<br>une distance d'approche de 35 mètres.....      | 67 |



|  |     |
|--|-----|
| Figure 2.17. Comparaison des résultats pour deux distances d'approche .....  | 68  |
| Figure 2.18. Vue transversale du modèle de tracteur.....   | 69  |
| Figure 2.19. Effet de la hauteur des différentes masses du modèle.....   | 69  |
| Figure 2.20. Comparaison des résultats pour différentes valeurs d'inerties ponctuelles .....   | 70  |
| Figure 2.21. Comparaison des résultats pour différentes valeurs de rigidité des connecteurs ...  | 72  |
| Figure 2.22. Comparaison des résultats pour différentes valeurs d'amortissement des<br>connecteurs.....                                      | 74  |
| Figure 3.1. Dimensions d'une extrusion typique .....   | 76  |
| Figure 3.2. Dimensions des poutres utilisées pour les analyses dynamiques .....  | 76  |
| Figure 3.3. Dimensions de la section de plâtrage simplifiée.....   | 78  |
| Figure 3.4. Schéma du modèle utilisé pour l'analyse de maillage .....  | 80  |
| Figure 3.5. Analyse du maillage du plâtrage.....   | 81  |
| Figure 3.6. Exemple de maillage pour le plâtrage .....   | 82  |
| Figure 3.7. Analyse du maillage des poutres .....  | 82  |
| Figure 3.8. Représentation schématique des différentes positions transversales étudiées .....  | 84  |
| Figure 3.9. Compilation des FAD calculés pour les simulations réalisées avec le modèle de CL-<br>625 .....                                   | 86  |
| Figure 3.10. Résultats des analyses dynamiques du CL-625 pour la portée de 10 mètres.....  | 88  |
| Figure 3.11. Résultats des analyses dynamiques du CL-625 pour la portée de 20 mètres.....  | 91  |
| Figure 3.12. Résultats des analyses dynamiques du CL-625 pour la portée de 30 mètres avec le<br>camion positionné à l'extrémité gauche ..... | 92  |
| Figure 3.13. Compilation des FAD calculés pour les simulations réalisées avec le modèle de<br>train double B.....                            | 94  |
| Figure 3.14. Résultats des analyses dynamiques du train double B pour la portée de 10 mètres<br>.....  | 96  |
| Figure 3.15. Résultats des analyses dynamiques du train double B pour la portée de 20 mètres<br>.....  | 98  |
| Figure 3.16. Comparaison des FAD calculés pour les deux modèles de camion.....   | 99  |
| Figure 3.17. Sommaire des FADn calculés avec les modèles du train double B .....   | 100 |

# Liste des tableaux

|   |    |
|---|----|
| Tableau 1.1. Propriétés physiques de l'aluminium et de l'acier structural [3] .....   | 5  |
| Tableau 1.2. Taux d'amortissement critique typiques.....  | 24 |
| Tableau 1.3. Coefficient de majoration dynamique de la CSA S6-14 [33].....  | 25 |
| Tableau 1.4. Coefficients de majoration dynamique de l'AASHTO LRFD 2012 [35] .....  | 26 |
| Tableau 1.5. Dimensions limites pour un train double de type B (adapté de [37]) .....   | 28 |
| Tableau 1.6. Classification des véhicules de la FHWA [24].....  | 33 |
| Tableau 1.7. Paramètres de modélisation du véhicule de Zhang <i>et al.</i> [20].....  | 35 |
| Tableau 2.1. Paramètres de modélisation de la dalle.....  | 39 |
| Tableau 2.2. Paramètres de modélisation du véhicule à deux roues.....   | 39 |
| Tableau 2.3. Fréquences de vibration de la dalle et du véhicule à deux roues .....  | 39 |
| Tableau 2.4. Temps de calcul pour chacune des méthodes d'analyse .....  | 43 |
| Tableau 2.5. Analyse de fréquences du modèle Abaqus et comparaison au modèle de Zhang <i>et al.</i> .....                         | 46 |
| Tableau 2.6. Comparaison des fréquences du véhicule du modèle Abaqus et du modèle de référence.....                               | 50 |
| Tableau 2.7. Propriétés des systèmes masse-ressorts-amortisseurs du modèle de train double B .....                                | 58 |
| Tableau 2.8. Masses et moments d'inertie du modèle de train double B.....   | 58 |
| Tableau 2.9. Validation des forces résultantes à chaque essieu du modèle de train double B....                                    | 58 |
| Tableau 2.10. Fréquences propres du modèle de train double B.....   | 61 |
| Tableau 2.11. Propriétés des systèmes masse-ressorts-amortisseurs du modèle de CL-625 .....                                       | 62 |
| Tableau 2.12. Masses et moments d'inertie du modèle de CL-625 .....   | 63 |
| Tableau 2.13. Validation des forces résultantes à chaque essieu du modèle de CL-625 .....   | 63 |
| Tableau 2.14. Fréquences propres du modèle de CL-625 .....  | 64 |
| Tableau 2.15. Fréquences propres du platelage d'acier.....  | 66 |
| Tableau 2.16. Fréquences propres du camion en fonction des variations des moments d'inertie .....                                 | 71 |
| Tableau 2.17. Fréquences propres du camion en fonction des variations des rigidités des connecteurs.....                          | 73 |
| Tableau 3.1. Propriétés des matériaux utilisées pour les modèles Abaqus .....   | 77 |
| Tableau 3.2. Paramètres étudiés lors des analyses dynamiques.....   | 83 |
| Tableau 3.3. Fréquences (en hertz) des trois configurations de pont à l'étude et rappel des fréquences des modèles de camion..... | 85 |
| Tableau 3.4. Fréquences d'application des charges (en hertz) pour les différents espacements d'essieu du CL-625 .....             | 90 |

## Liste des abréviations

|             |  |
|-------------|--|
| AASHTO      | American Association of State Highway and Transportation Officials   |
| CMD         | Coefficient de majoration dynamique  |
| CSA S6-14   | Code canadien sur le calcul des ponts routiers   |
| CSA S157-17 | Calcul de la résistance mécanique des éléments en aluminium  |
| DDL         | Degré de liberté   |
| FAD         | Facteur d'amplification dynamique  |
| FFT         | Transformation de Fourier rapide (Fast Fourier Transform)  |
| FHWA        | Federal Highway Administration   |
| ISO         | International Organization for Standardization   |
| LRFD        | Load and Resistance Factor Design  |
| MOU         | Réglementation des poids et dimensions limites des véhicules lourds utilisés pour le transport interprovincial |
| MTQ         | Ministère des transports du Québec   |
| ZAT         | Zone affectée thermiquement  |

# Liste des symboles

|   |  |
|---|--|
| $a_0, a_1$  | Coefficients de l'amortissement de Rayleigh                  |
| $c$   | Amortissement de la structure                                |
| $c_p$   | Amortissement des amortisseurs des pneus                     |
| $c_s$   | Amortissement des amortisseurs des suspensions               |
| $c_{cr}$  | Amortissement critique de la structure                       |
| $\mathbf{c}$                                      | Matrice d'amortissement                                      |
| $E$   | Module de Young  |
| $f_n$   | Fréquence naturelle  |
| $F_y$   | Limite élastique d'un matériau                               |
| $G$   | Module de cisaillement                                       |
| $h, w$  | Dimensions d'un rectangle                                    |
| $I_x$   | Moment d'inertie en x  |
| $k_p$   | Rigidité des ressorts des pneus                              |
| $k_s$   | Rigidité des ressorts des suspensions                        |
| $\mathbf{k}$                                      | Matrice des rigidités  |
| $L_e$   | Dimension caractéristique d'un élément                       |
| $m_i$   | Masse associée au corps $i$                                  |
| $\mathbf{m}$                                      | Matrice des masses et inerties                               |
| $\mathbf{p}(t)$                                   | Forces et sollicitations externes                            |
| $r$   | Rayon  |
| $R_{dyn}$   | Réponse dynamique  |
| $R_{stat}$  | Réponse statique   |
| $T_n$   | Période naturelle  |
| U2  | Déplacement vertical   |
| UR1   | Rotation de tangage  |
| UR3   | Rotation de roulis   |
| $\ddot{\mathbf{u}}, \dot{\mathbf{u}}, \mathbf{u}$ | Vecteurs des accélérations, des vitesses et des déplacements |
| $\alpha$  | Paramètre géométrique  |
| $\alpha_T$  | Coefficient de dilatation thermique                          |
| $\Delta t$  | Incrément de temps   |
| $\hat{\lambda}, \hat{\mu}$                        | Coefficients de Lamé   |
| $\rho$  | Masse volumique  |
| $\nu$   | Module de Young  |
| $\omega_n$  | Fréquence circulaire naturelle                               |
| $\zeta$   | Taux d'amortissement critique                                |

# Remerciements

Je souhaite tout d'abord remercier mon directeur de recherche, Charles-Darwin Annan, et ma codirectrice, Pampa Dey, pour leur aide tout au long du projet. De nombreux problèmes qui me semblaient insurmontables ont pu être résolus grâce à leur patience et leur savoir-faire. Leur intérêt pour le projet et leur curiosité scientifique ont permis de mettre en lumière bon nombre de phénomènes que je n'aurais pas été en mesure de voir par moi-même, et ont permis d'orienter le projet dans des directions parfois éprouvantes, mais toujours stimulantes. Je leur suis infiniment reconnaissant pour le temps qu'ils m'ont alloué et pour les connaissances qu'ils m'ont transmises.

Je tiens aussi à remercier le Centre de recherche en sciences naturelles et génie du Canada (CRSNG) et le Fonds de recherche du Québec en nature et technologies (FRQNT) pour leur support financier, sans lequel le projet n'aurait pu avoir lieu. Je tiens également à souligner le soutien technique du Centre de recherche sur l'aluminium – REGAL, qui a permis, entre autres, la présentation du projet dans diverses conférences et événements.

Je désire remercier tous mes collègues de bureau, qui ont su m'aider à résoudre divers problèmes grâce à leurs conseils pertinents, mais surtout qui m'ont grandement aidé à rester motivé tout au long de ma maîtrise. Je tiens particulièrement à remercier Martin Cormier, Vincent Castonguay, Olivier Lacroix, Victor Desjardins, Cassandra Bayan, Mathieu Fiset, Stéphane Tremblay, Marilyne Parent et Daniel Charron-Drolet, sans qui mon parcours n'aurait pas été aussi agréable.

Finalement, je tiens à remercier ma famille et mes amis, qui m'ont supporté pendant tout mon parcours universitaire et ont su me motiver même dans les moments les plus difficiles.

# Introduction

## Mise en contexte

Les conditions climatiques difficiles du Québec posent de nombreux problèmes en termes de durabilité pour les ingénieurs concepteurs et pour les propriétaires d'ouvrages. Les conditions de gel et de dégel combinées à un taux d'humidité relativement élevé dans la province sont particulièrement rudes pour les ponts actuels faits d'acier et de béton. Ces conditions contribuent à diminuer la durée de vie des ouvrages en plus de demander des inspections régulières pour assurer un suivi des dégradations et planifier les interventions lorsque nécessaires. Considérant que les infrastructures existantes sont vieillissantes et que des remplacements sont nécessaires à court terme, l'opportunité se présente d'évaluer de nouveaux matériaux pour tenter de combler les lacunes des matériaux traditionnels et d'innover sur le plan technologique.

L'un des matériaux considérés pour remplir ce rôle est l'aluminium, puisqu'il possède de nombreux avantages très intéressants pour une utilisation structurale. Les principaux avantages en termes de conception sont son faible poids et la possibilité de fabriquer des pièces par extrusion. Le procédé d'extrusion, de par sa nature, offre au concepteur une très grande liberté sur la forme des pièces produites, ce qui permet d'optimiser au maximum son design. Les extrusions ainsi créées offrent un rapport résistance/poids élevé, très intéressant pour les ingénieurs puisqu'il permet, pour une même fondation, une augmentation de la charge permise sur le pont. Toutefois, en raison de sa rigidité plus faible que l'acier, un pont complètement fait d'aluminium engendrerait des flèches beaucoup plus importantes qu'un pont traditionnel sous les mêmes charges. Pour remédier à ce problème, il est proposé d'utiliser l'aluminium de concert avec l'acier pour bénéficier des avantages des deux matériaux, en créant un plâtrage d'aluminium qui reposera sur des poutres d'acier.

L'aluminium est aussi très intéressant d'un point de vue de la durabilité puisqu'il se crée naturellement une couche d'oxyde très résistante à la surface du matériau. Cette couche d'oxyde, nommée alumine, procure au matériau une résistance à la corrosion très importante. Il n'est donc pas nécessaire d'effectuer de traitement de surface ou de le peindre pour le protéger, ce qui diminue grandement les coûts d'entretien sur la durée de vie de l'ouvrage, qui seront grandement inférieurs aux coûts d'entretien d'un pont acier-béton ou complètement en béton.

Afin d'étudier la faisabilité d'un tel projet, le Ministère de Transports du Québec (MTQ) a mis en branle divers projets de recherche visant à étudier différents aspects techniques du nouveau modèle de pont, notamment son comportement en période hivernale ainsi que la connexion entre le platelage d'aluminium et les poutres d'acier. Le présent projet s'inscrit dans le même ordre d'idées, quoique réalisé parallèlement aux travaux du MTQ.

## **Problématique**

Bien que l'aluminium ne soit pas un nouveau matériau en soi, son utilisation dans les ponts routiers québécois serait une grande nouveauté, ce qui signifie que l'état actuel des connaissances en génie civil n'est pas aussi étendu que pour les autres matériaux traditionnels tels l'acier ou le béton. L'un des aspects sur lequel les connaissances sont présentement limitées est le comportement dynamique d'un pont à platelage d'aluminium. En effet, dû à son faible poids et sa grande résistance, un pont fait d'un platelage d'aluminium extrudé plutôt que d'une dalle de béton traditionnelle aura des caractéristiques vibratoires et un comportement dynamique différent des ponts classiques.

Cette différence peut potentiellement devenir problématique lorsque la méthode d'analyse simplifiée du Code canadien sur le calcul des ponts routiers (CSA S6-14) est utilisée, puisque cette méthode simplifie le calcul du comportement dynamique en le remplaçant par un facteur d'augmentation des charges vives, nommé coefficient de majoration dynamique (CMD). Or, les valeurs prescrites par la norme pour ce coefficient sont issues d'essais expérimentaux réalisés sur des ponts traditionnels, donc avec un comportement dynamique différent. Ces valeurs pourraient donc ne pas être applicables pour un pont léger, tel qu'un pont à platelage d'aluminium.

## **Objectifs**

L'objectif principal de ce travail est d'évaluer l'applicabilité du coefficient de majoration dynamique de la norme canadienne CSA S6-14 sous sa forme actuelle aux ponts à platelage d'aluminium et de proposer des ajustements, si nécessaire. De manière plus spécifique, le présent projet s'intéresse au comportement dynamique de ponts de courte et moyenne portée faits d'un platelage d'aluminium extrudé et de poutres d'acier.

La réalisation de cet objectif passera par la réalisation des deux grandes étapes suivantes :

- Développer des modèles numériques simplifiés pouvant être facilement implémentés dans un logiciel d'éléments finis commercial pour l'analyse dynamique d'un système pont et camion;
- Étudier le comportement dynamique d'un pont à platelage d'aluminium et évaluer l'impact de divers paramètres, telles la portée du pont et la vitesse de circulation des véhicules, sur la réponse dynamique du système.

L'ensemble des analyses sera réalisé de manière entièrement numérique à l'aide d'Abaqus, un logiciel commercial d'analyses par éléments finis.

## **Organisation du mémoire**

Le mémoire se divise en trois grands chapitres suivis d'une conclusion, desquels le contenu est présenté brièvement ci-dessous.

1. Le premier chapitre est une revue de la littérature associée aux différents aspects du projet et présente les connaissances nécessaires à la compréhension des résultats.
2. Le deuxième chapitre présente toutes les étapes du développement de modèles numériques simplifiés permettant de simuler le comportement de véhicules lourds ainsi que les validations de ces modèles.
3. Le troisième chapitre présente les résultats des différentes analyses dynamiques effectuées et l'analyse détaillée de ceux-ci.
4. Finalement, la conclusion effectue un retour sur les différentes parties du projet et présente diverses recommandations pour des travaux futurs.

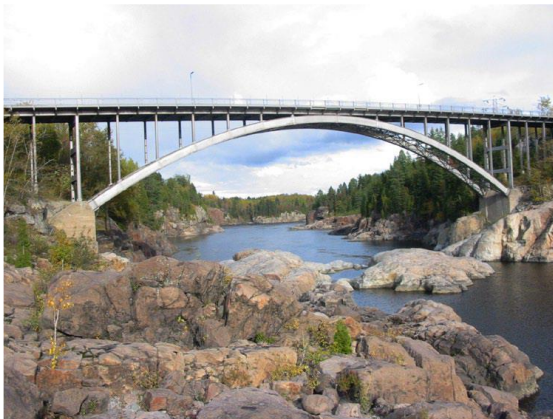


# Chapitre 1 - Revue de la littérature

## 1.1 Utilisation de l'aluminium dans les ponts

### 1.1.1 Généralités

L'aluminium est utilisé dans les ponts et passerelles piétonnières depuis plusieurs années, avec des utilisations datant des années 1930 aux États-Unis [1]. À cette époque, et encore aujourd'hui, l'aluminium est généralement choisi en raison de sa légèreté, avantage très intéressant notamment lors de réhabilitation d'ouvrages existants. De nos jours, l'utilisation de ce matériau est plus fréquente dans les passerelles piétonnières, où les charges sont plutôt faibles et la possibilité d'extruder des pièces de formes diverses permet d'inclure des éléments architecturaux lors de la conception. Bien que l'utilisation de l'aluminium dans les ponts ne soit pas très répandue, il n'en reste pas moins que l'utilisation structurale de ce matériau a su trouver sa place parmi les solutions envisagées par les ingénieurs depuis plusieurs années. À titre d'exemple, la Figure 1.1 présente deux utilisations de l'aluminium dans les ponts, la Figure 1.1(a) montrant le pont d'Arvida, un pont routier entièrement fait d'aluminium et la Figure 1.1(b) montrant une passerelle piétonnière construite dans la région de Montréal.



(a) Pont d'Arvida



(b) Passerelle piétonnière

Figure 1.1. Exemple d'utilisation structurale de l'aluminium dans les ponts [2]

Cette section se veut un très bref regard sur l'utilisation de l'aluminium dans les ponts, présentant les caractéristiques et les avantages ayant poussé les concepteurs à utiliser ce nouveau matériau à des fins structurales ainsi que les défis qui subsistent encore aujourd'hui.

## 1.1.2 Caractéristiques de l'aluminium

L'aluminium tel qu'utilisé dans la majorité des applications actuelles n'est pas de l'aluminium pur, mais un alliage entre l'aluminium et divers autres éléments. De toute la production primaire sortant des alumineries, moins de 1% est de l'aluminium considéré comme étant de grande pureté [3]. Environ une quinzaine d'éléments différents sont utilisés dans diverses proportions afin d'améliorer certaines caractéristiques de l'aluminium ou lui en donner de nouvelles. Il existe donc une très grande variété de produits ayant des propriétés différentes, toutefois, ils partagent tous un certain nombre de propriétés, notamment au niveau des propriétés physiques.

Malgré de légères variations entre les différents alliages, les propriétés physiques sont considérées uniformes à des fins de calcul. Ainsi, la norme canadienne sur le calcul de la résistance mécanique des éléments en aluminium (CSA S157-17) [4] prescrit les valeurs que les ingénieurs concepteurs doivent considérer pour la masse volumique, le module de Young ainsi que le coefficient de Poisson. L'ensemble des valeurs prescrites est présenté au Tableau 1.1, où les propriétés de l'acier structural sont également présentées à des fins comparatives.

Tableau 1.1. Propriétés physiques de l'aluminium et de l'acier structural [3]

| Propriété                           | Symbole    | Unité             | Valeur de calcul    |                       |
|-------------------------------------|------------|-------------------|---------------------|-----------------------|
|                                     |            |                   | Aluminium           | Acier                 |
| Masse volumique                     | $\rho$     | kg/m <sup>3</sup> | 2 700               | 7 850                 |
| Module de Young                     | $E$        | MPa               | 70 000              | 200 000               |
| Coefficient de Poisson              | $\nu$      | -                 | 0,33                | 0,3                   |
| Module de cisaillement              | $G$        | MPa               | 26 000              | 77 000                |
| Coefficient de dilatation thermique | $\alpha_T$ | 1/°C              | $24 \times 10^{-6}$ | $11,7 \times 10^{-6}$ |

## 1.1.3 Avantages

L'utilisation de l'aluminium dans les structures routières québécoises a plusieurs avantages, dont les principaux seront présentés dans cette section. Il est bon de noter que seuls les avantages principaux sont présentés et qu'il en existe de nombreux autres, notamment sa stabilité à basse température et son recyclage facile et écologique. Une revue plus détaillée des avantages est disponible dans les ouvrages de Beaulieu [3] et Leclerc [5].

### 1.1.3.1 Légèreté

Le principal avantage de l'aluminium réside dans sa légèreté, et c'est d'ailleurs dans les cas où le poids total est un enjeu qu'on retrouve le plus souvent des structures d'aluminium. Le Tableau 1.1 présenté précédemment montre que ce dernier a une masse volumique presque 3 fois

inférieure à l'acier. Bien que cette faible densité soit accompagnée d'un module de Young environ 3 fois inférieur, il est facile de démontrer que pour une même rigidité flexionnelle, une poutre rectangulaire en aluminium est environ 50% plus légère qu'une poutre d'acier [3]. Ainsi, l'aluminium bénéficie d'un ratio poids/résistance très avantageux, inégalé par les matériaux traditionnels.

### 1.1.3.2 Extrudabilité

Tout comme l'acier qui peut être coulé ou laminé, les pièces d'aluminium peuvent être produites de différentes façons, chaque méthode ayant ses alliages particuliers. Un grand avantage de l'aluminium est qu'en plus des techniques habituelles, certains alliages se prêtent particulièrement bien au processus d'extrusion. Ce procédé, présenté à la Figure 1.2, consiste à pousser au moyen d'un piston l'aluminium rendu malléable par le chauffage au travers d'une matrice pouvant prendre une infinité de formes. Les pièces ainsi formées offrent donc une très grande liberté au concepteur sur la disposition de la matière dans la section, ce qui permet une optimisation normalement impossible et qui permet d'améliorer encore plus le ratio poids/résistance déjà avantageux de l'aluminium.

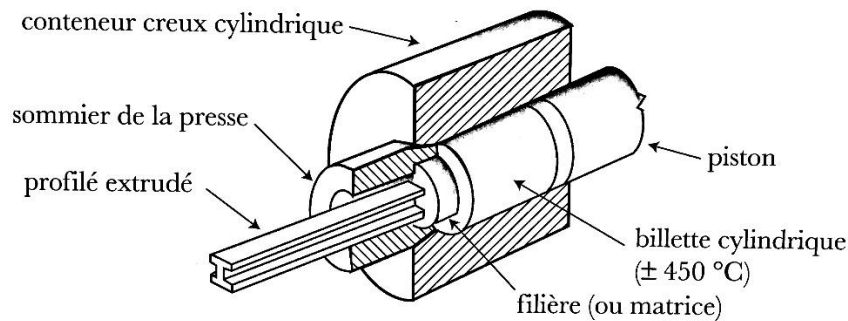


Figure 1.2. Procédé d'extrusion de l'aluminium [3]

### 1.1.3.3 Résistance à la corrosion

L'aluminium a la propriété très intéressante de créer naturellement à sa surface une couche d'oxyde très résistante, nommée alumine [3]. Cette protection naturelle permet aux alliages d'aluminium d'avoir une très bonne tenue à la corrosion sans traitement de surface supplémentaire, ce qui est un avantage non négligeable lorsque la structure se retrouve dans un milieu humide. Cela ne signifie toutefois pas que l'aluminium est complètement immunisé contre la corrosion. En effet, il existe une multitude de formes différentes de corrosion qui peuvent se

développer dans diverses conditions, mais de simples précautions suffisent généralement à les éviter [3].

La principale forme de corrosion à laquelle sont soumis les éléments d'aluminium est la corrosion galvanique, qui se produit lorsque des assemblages sont réalisés à l'aide de deux matériaux différents. Pour plus de détails sur ce type de corrosion, le lecteur peut consulter l'ouvrage de Beaulieu [3]. La seule information pertinente à retenir pour la conception de ponts acier-aluminium est que le contact direct entre l'aluminium et l'acier est à éviter, et lorsque c'est impossible, il faut que l'acier soit galvanisé ou métallisé afin de protéger l'aluminium [5].

#### **1.1.4 Inconvénients**

Malgré tous ses avantages, l'aluminium n'est pas un matériau parfait, et les concepteurs désirant l'utiliser doivent être conscients de ses inconvénients et des défis à surmonter. Les défis, qui ne sont pas directement des inconvénients, sont présentés de pair avec les inconvénients du matériau puisqu'ils ajoutent un niveau de complexité lors de la conception qui peut décourager les ingénieurs de l'utiliser. Notons encore une fois que seuls les inconvénients et défis principaux sont présentés ici, mais il en existe quelques autres, comme la résistance à la fatigue plus faible que l'acier et le manque d'expertise en ingénierie au Québec. Tout comme pour les avantages présentés précédemment, une revue plus détaillée des défis et inconvénients est disponible dans les ouvrages de Beaulieu [3] et Leclerc [5].

##### **1.1.4.1 Cout élevé**

Le premier inconvénient majeur auquel fait face l'utilisation de l'aluminium dans les ponts est son coût initial plus élevé que les matériaux traditionnels, certaines sources citant des coûts au minimum 70% plus élevé pour les ponts à platelage d'aluminium [6] que pour les ponts traditionnels. Toutefois, en raison de son excellente résistance à la corrosion atmosphérique, un pont à platelage d'aluminium nécessite un entretien très minimal, grandement inférieur à l'entretien des ponts de béton et d'acier. Lorsque les faibles coûts d'entretien sont combinés aux coûts attribuables à la fermeture d'une route, pour la construction ou l'entretien de la structure, l'aluminium se révèle être plus avantageux au niveau économique lorsqu'une durée de vie de 75 ans est considérée [7]. Toutefois, les décideurs politiques étant généralement plus intéressés par les coûts immédiats, l'aluminium se voit désavantager par rapport aux autres matériaux.

### 1.1.4.2 Zones de soudage

L'un des défis particuliers à l'aluminium concerne le soudage des pièces. En raison de la conductivité thermique élevée de l'aluminium, la chaleur produite lors du soudage se dissipe rapidement dans les pièces d'aluminium, ce qui requière des précautions particulières pour éviter les défauts de soudure [3]. De plus, l'augmentation de la température du matériau aux points de soudage cause un réarrangement de la microstructure de l'aluminium, qui se traduit par des résistances mécaniques plus faibles dans la zone affectée thermiquement (ZAT). Heureusement, il existe différents moyens de limiter la diminution des propriétés, notamment en soumettant l'assemblage soudé à un traitement thermique [3] ou en utilisant un procédé de soudure différent tel que le soudage par friction-malaxage [2]. Le soudage de l'aluminium ne représente donc pas un obstacle infranchissable, mais le concepteur se doit de porter une attention particulière aux zones de soudage pour assurer l'intégrité de la structure, soit en plaçant les soudures dans des zones non critiques ou en spécifiant des moyens de mitigation à utiliser.

## 1.2 Études dynamiques

### 1.2.1 Généralités

La dynamique des structures est la discipline qui étudie la réponse des structures face à des chargements dits dynamiques en raison de la vitesse d'application des charges, ce qui mobilise les forces d'inertie de la structure, contrairement aux chargements statiques, qui ne mobilisent que la rigidité. En génie civil, la dynamique est très souvent reliée au génie parasismique, mais elle peut être applicable à de nombreux autres domaines, notamment dans le cas de machines vibrantes ou de l'effet du vent. Cette section est une simple introduction, le lecteur désirant en connaître davantage peut se référer à l'ouvrage de Chopra [8].

### 1.2.2 Équation du mouvement

Le comportement dynamique des structures est gouverné par une équation différentielle, l'équation du mouvement (équation 1.1), qui relie les déplacements, les vitesses et les accélérations du système à diverses propriétés physiques, telles la masse et la rigidité.

$$\mathbf{m}\ddot{\mathbf{u}}(x,t) + \mathbf{c}\dot{\mathbf{u}}(x,t) + \mathbf{k}\mathbf{u}(x,t) = \mathbf{p}(t) \quad (1.1)$$

où

$\mathbf{u}(x,t)$ : Vecteurs des déplacements ;

- $\dot{\mathbf{u}}(x,t)$ : Vecteurs des vitesses ;
- $\ddot{\mathbf{u}}(x,t)$ : Vecteurs des accélérations ;
- $\mathbf{m}$ : Matrice des masses et inerties ;
- $\mathbf{c}$ : Matrice d'amortissement ;
- $\mathbf{k}$ : Matrice des rigidités ;
- $\mathbf{p}(t)$ : Forces et sollicitations externes.

Afin de calculer le comportement dynamique d'un système, il est d'usage de discrétiser la structure et de concentrer les masses en certains points stratégiques, de manière à obtenir un squelette de la structure permettant d'approcher la solution exacte. Les calculs s'effectuent par la suite à chacun des points, et les différents déplacements pouvant survenir, qu'ils soient des déplacements linéaires ou des rotations, se nomment les degrés de liberté de la structure. Il est bon de noter ici que les degrés de liberté correspondent au nombre de déplacements indépendants nécessaire pour représenter le comportement de la structure. Les différentes matrices et vecteurs de l'équation 1.1 contenant toutes les informations du système discrétisé ainsi que les forces appliquées, il suffit de résoudre le système d'équations différentielles pour déterminer les mouvements de la structure, et ainsi les efforts associés. La solution analytique de ce système d'équations est connue dans les cas simples, comme lorsque le système peut être simplifié en un seul degré de liberté ou lorsque la structure d'un bâtiment peut être simplifiée en une série de cadres, alors que les cas plus complexes requièrent des méthodes de résolution numérique.

### 1.2.3 Décomposition modale

Le comportement dynamique d'une structure est gouverné par ses fréquences propres, aussi nommées fréquences naturelles, et ses modes propres, parfois nommés modes de vibration naturels. La fréquence naturelle d'un système correspond à la fréquence d'oscillation du système en vibration libre, et le mode propre correspond à la forme que prend la structure lors de cette même oscillation. Dans une structure discrétisée, il existe autant de fréquences naturelles et de modes propres qu'il y a de degrés de liberté.

Afin de bien comprendre à quoi correspondent les modes de vibration, la Figure 1.3 présente les 6 premiers modes de vibration en flexion d'une poutre sur appuis simples. Il est bon de noter

que la figure présente plusieurs modes puisque la poutre a été discrétisée en plusieurs petits éléments finis. Si un seul élément avait été utilisé, il n'y aurait eu que 2 degrés de liberté, soit les rotations de chaque extrémité, et ainsi seuls les deux premiers modes auraient été visibles.

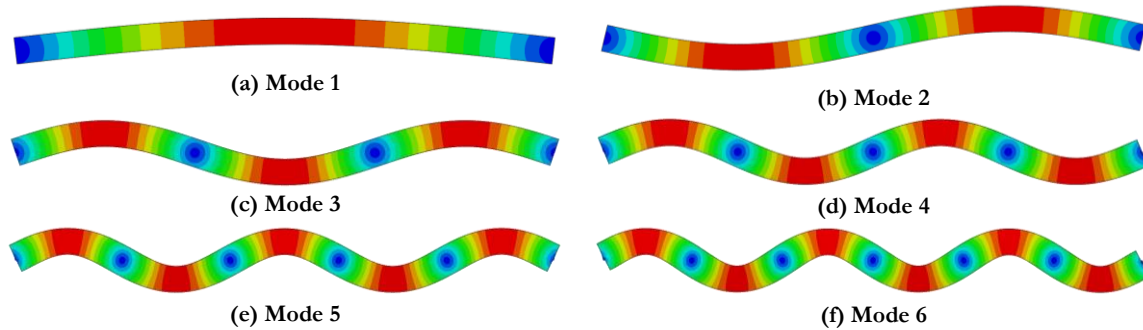


Figure 1.3. 6 premiers modes de vibration en flexion d'une poutre sur appuis simples

La figure précédente montre bien que les modes de vibration, dans le cas d'une poutre, correspondent au nombre de demi-ondes visibles et que chaque mode, à l'exception du premier, comporte des points de déplacements nuls, identifiables par les cercles bleus. Le premier mode est celui ayant la plus basse fréquence et il est généralement dominant puisqu'il requiert moins d'énergie à mobiliser que les modes supérieurs.

Afin d'identifier les fréquences naturelles d'une structure, il faut identifier les valeurs propres du système matriciel présenté à l'équation 1.1, et les modes propres correspondants représentent les modes de vibration naturels. Il faut toutefois porter une attention particulière aux résultats obtenus, puisque les valeurs propres du système correspondent aux fréquences circulaires naturelles ( $\omega_n$ ), exprimées en rad/s, qui sont différentes des fréquences naturelles ( $f_n$ ), exprimée en Hertz. Les deux sont reliées par l'équation 1.2.

$$f_n = \frac{\omega_n}{2\pi} = \frac{1}{T_n} \quad (1.2)$$

où

$f_n$  : Fréquence naturelle [Hz] ;

$\omega_n$  : Fréquence circulaire naturelle [rad/s] ;

$T_n$  : Période naturelle [s].

Il est pertinent de connaître les modes de vibrations naturels d'une structure puisque, dans le domaine élastique, son comportement face à des sollicitations est en fait une superposition de tous les modes, chacun ayant une amplitude différente. Il est donc possible, au moyen d'une décomposition modale, d'évaluer l'impact que chacun des modes a sur la structure et de déterminer les modes ayant le plus d'importance. À l'inverse, si les déplacements liés à chacun des modes sont connus, il est possible de prévoir le comportement global de la structure en les superposant. Puisqu'en pratique seul le déplacement total est généralement connu, et que la contribution de chacun des modes est ce qui est recherché, il faut avoir recours à une technique nommée l'analyse spectrale, présentée à la section 1.2.4, pour retrouver les modes participants à la réponse du système.

### 1.2.4 Analyse spectrale

L'analyse spectrale, aussi nommée analyse fréquentielle, se base sur changement de représentation des données recueillies, en passant d'un domaine temporel à un domaine fréquentiel à l'aide de la transformation de Fourier rapide. Cette dernière est un algorithme permettant de décomposer un signal digital en une somme de sinus ayant chacun des fréquences différentes, ce qui permet d'extraire chacune des fréquences composant le signal ainsi que leur amplitude. Un exemple de changement de représentation produit par la transformation de Fourier rapide est présenté à la Figure 1.4.

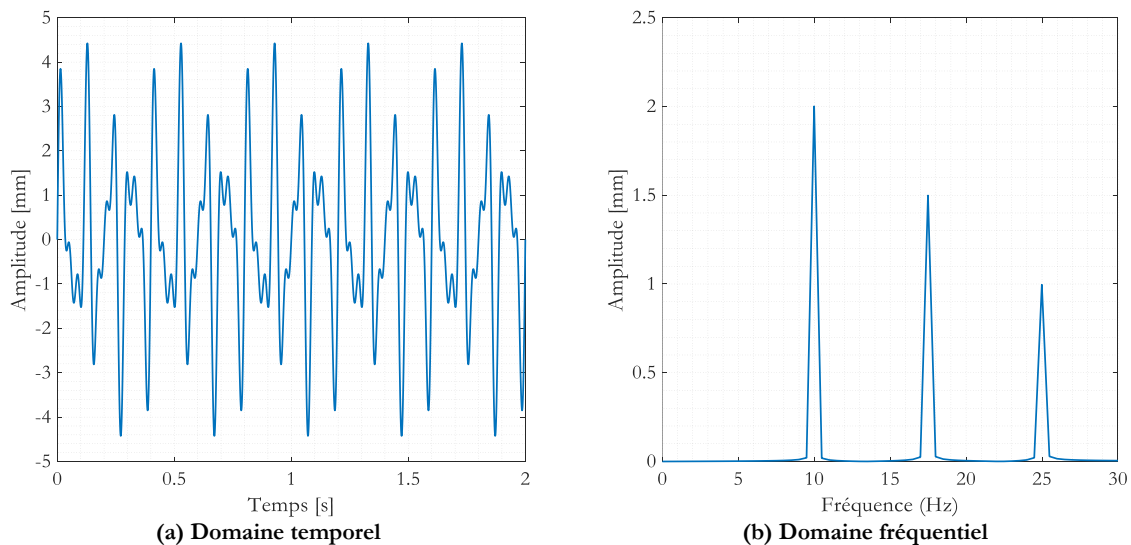


Figure 1.4. Exemple de changement de domaine pour un signal quelconque

Bien que représentant exactement le même comportement, les deux côtés de la Figure 1.4 sont très différents l'un de l'autre. La partie (a) présente les résultats dans le domaine temporel,



puisque le déplacement est tracé en fonction du temps, alors que la partie (b) présente les résultats dans le domaine fréquentiel, puisque les amplitudes sont tracées en fonction de la fréquence. Cette dernière partie se nomme le spectre de la réponse, d'où le nom d'analyse spectrale. Sur la figure (b), chacune des pointes représente une fréquence présente dans la réponse de la structure, et l'amplitude des pointes permet de comparer leurs importances relatives. Il faut toutefois garder à l'esprit que les fréquences observées dépendent de l'emplacement du point de mesure sur la structure. En effet, tel que vu à la Figure 1.3, il existe certains points sur la structure où, pour un mode particulier, le déplacement sera toujours nul. Ainsi, si le point de mesure des déplacements se trouve au centre d'une poutre sur appuis simples, tous les modes pairs, qui ont un point de déplacement nul au centre, seront absents de l'analyse fréquentielle. Finalement, un paramètre clé de la transformation de Fourier rapide est la fréquence d'échantillonnage, soit la fréquence à laquelle les données ont été sauvegardées, puisque la transformation est limitée par le théorème de Nyquist, qui dicte que la fréquence maximale pouvant être capturée adéquatement correspond à la moitié de la fréquence d'échantillonnage. Ainsi, avec, par exemple, une fréquence d'échantillonnage de 100 Hz, il est impossible de connaître l'effet des fréquences supérieures à 50 Hz. Le choix de la fréquence d'échantillonnage est donc critique, puisqu'une fréquence trop basse ne permettra pas de voir l'effet des modes supérieurs, alors qu'une fréquence trop élevée exige plus de ressources de calcul que nécessaire.

## 1.2.5 Amortissement

### 1.2.5.1 Généralités

L'amortissement d'un système représente la dissipation d'énergie se produisant dans la structure et contrôle la décroissance des amplitudes des mouvements vibratoires. Il existe, pour chaque système, un niveau d'amortissement à partir duquel la structure, une fois perturbée, retrouve une position d'équilibre sans osciller. Ce niveau d'amortissement se nomme l'amortissement critique et il est d'une très grande utilité, puisqu'en dynamique des structures, l'amortissement est généralement défini comme un pourcentage de l'amortissement critique plutôt qu'en valeur absolue, et il est défini par l'équation 1.3.

$$\zeta = \frac{c}{c_{cr}} = \frac{c}{2m\omega_n} \quad (1.3)$$

où

$\zeta$  : Taux d'amortissement critique ;

$\mathcal{C}$  : Amortissement du système ;

$\mathcal{C}_{cr}$  : Amortissement critique du système.

Dans l'équation précédente, définie pour un degré de liberté, il est possible de voir que l'amortissement critique dépend en fait uniquement de la masse et de la fréquence naturelle du degré de liberté en question.

### 1.2.5.2 Amortissement de Rayleigh

Bien qu'il soit généralement relativement facile d'identifier les différentes masses et rigidités d'un système, il est plus difficile d'identifier les valeurs d'amortissements réelles pour chacun des degrés de liberté. Afin de contourner le problème, l'approche généralement utilisée dans la littérature est de modéliser un amortissement de type Rayleigh [9]–[12], qui est un amortissement visqueux équivalent, présenté à l'équation 1.4.

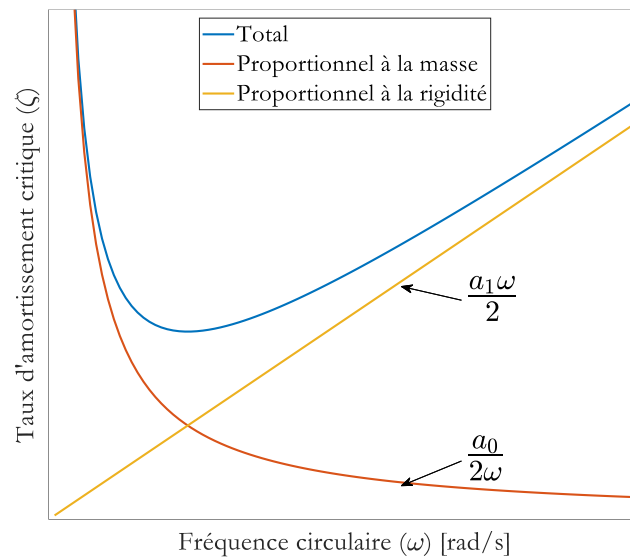
$$\mathbf{c} = a_0 \mathbf{m} + a_1 \mathbf{k} \quad (1.4)$$

Cet amortissement est en fait défini par les matrices de masse et de rigidité du système, chacune accompagnée d'un coefficient de modification. Les coefficients  $a_0$  et  $a_1$  sont choisis de façon à ce que l'amortissement global du modèle soit semblable à l'amortissement réel de la structure. Ainsi, l'amortissement peut être représenté en connaissant seulement les masses, les rigidités et le comportement de la structure. Il est donc généralement préférable d'avoir des résultats d'essais expérimentaux pour pouvoir calibrer les résultats de cette méthode, mais il est toutefois possible de définir une valeur pour les coefficients sans essais expérimentaux, à condition d'avoir une idée du taux d'amortissement présent de la structure. Il suffit, dans l'équation 1.3, de remplacer  $\mathcal{C}$  par l'expression 1.4 et de réarranger les termes pour obtenir l'équation 1.5, présentée ici pour un degré de liberté spécifique dans une structure à plusieurs degrés de liberté, où l'indice  $i$  indique les différents modes.

$$\zeta_i = \frac{a_0}{2\omega_{ni}} + \frac{a_1 \omega_{ni}}{2} \quad (1.5)$$

Puisque l'équation contient deux inconnues, qui sont les coefficients de modification, il suffit de poser un taux d'amortissement critique voulu à deux modes dont les fréquences sont connues pour que l'amortissement soit défini pour l'ensemble des modes.

L'équation gouvernant l'amortissement de Rayleigh est composée de deux parties distinctes. La première, contenant  $a_0$ , est proportionnelle à la masse et inversement proportionnelle à la fréquence circulaire et la deuxième, contenant  $a_1$ , est proportionnelle à la rigidité et proportionnelle à la fréquence circulaire. La Figure 1.5 présente l'influence de chacune des deux parties sur le taux d'amortissement total.



**Figure 1.5. Composantes de l'amortissement de Rayleigh**

La figure précédente permet de constater tout d'abord que l'amortissement défini par la méthode de Rayleigh n'est pas uniforme pour tous les modes. Il faut donc porter une attention particulière aux modes utilisés pour calibrer les coefficients  $a_0$  et  $a_1$ , puisque les fréquences se trouvant entre les deux points de calibration auront un taux d'amortissement critique inférieur au taux spécifié, et les fréquences se trouvant à l'extérieur des points de calibration auront un taux d'amortissement plus élevé. Finalement, la Figure 1.5 montre que pour les basses fréquences, la portion proportionnelle à la masse gouverne l'amortissement total, et que son influence diminue au profit de la portion proportionnelle à la rigidité lorsque la fréquence augmente.

## 1.2.6 Méthodes de résolution numérique

### 1.2.6.1 Généralités

Afin de réaliser des études numériques de nature dynamique, Abaqus propose globalement deux options, soit une analyse implicite ou une analyse explicite. Dans les deux cas, le logiciel divise la période de temps spécifiée par l'utilisateur en un certain nombre d'incrément de temps  $\Delta t$  et évalue la réponse du modèle pour chacun des incréments. La grande différence entre ces deux méthodes d'analyse se trouve au niveau de la résolution mathématique, quoiqu'Abaqus impose aussi certaines restrictions à l'utilisateur lors de l'utilisation de l'analyse explicite. Les prochaines sections sont un résumé grossier des informations se trouvant dans les guides d'utilisateur d'Abaqus [13], [14].

### 1.2.6.2 Analyse explicite

L'analyse explicite est la méthode d'analyse la plus généralement utilisée dans les études dynamiques, notamment en raison de la simplicité des calculs. Afin de trouver la réponse à un temps  $t + \Delta t$ , l'analyse explicite se base entièrement sur les informations disponibles au temps  $t$ , ainsi que sur la diagonalisation de la matrice masse, ce qui simplifie grandement son inversion et les autres opérations matricielles. Par contre, l'algorithme utilisé est conditionnellement stable, ce qui signifie que les incréments de temps sont limités par l'incrément de temps stable (*stable time increment*), qui est le pas de temps maximal permettant d'assurer la stabilité numérique de l'algorithme. Celui-ci est défini par l'équation 1.6 [13].

$$\Delta t \leq \min \left( L_e \sqrt{\frac{\rho}{\hat{\lambda} + 2\hat{\mu}}} \right) \quad (1.6)$$

où

$L_e$  : Longueur caractéristique de l'élément ;

$\rho$  : Densité du matériau de l'élément ;

$\hat{\lambda}, \hat{\mu}$  : Coefficients de Lamé du matériau.

Les incréments de temps sont donc directement proportionnels à la dimension des éléments et la densité du matériau, ainsi qu'inversement proportionnels à la rigidité du matériau. Pour chaque élément du modèle, une vérification de l'incrément de temps stable est effectuée, et la plus petite

valeur trouvée dans l'ensemble des éléments est définie comme l'incrément de temps global utilisé pour les calculs. L'utilisation d'incrément de temps très courts permet au logiciel de conduire les analyses sans avoir recours à un processus itératif et simplifie le traitement du contact. L'analyse explicite est donc très bien adaptée pour l'étude de problème où de grandes vitesses de déformations sont observées[13]. Finalement, l'incrément de temps stable est grandement affecté par l'amortissement des matériaux, pouvant facilement être réduit d'un ou deux ordres de grandeur même pour des taux d'amortissement critique aussi faible que 1%, ce qui signifie que le temps de calcul augmente lui aussi d'un à deux ordres de grandeur lorsque l'amortissement est considéré dans le modèle.

### 1.2.6.3 Analyse implicite

Contrairement à l'analyse explicite, l'analyse implicite dépend des informations aux temps  $t$  et  $t + \Delta t$  pour trouver la réponse à  $t + \Delta t$ . L'analyse implicite requiert donc des processus itératifs pour la résolution d'un système d'équations dynamiques non linéaire ainsi que l'inversion d'une matrice, ce qui signifie que les calculs sont plus longs pour chaque incrément de temps. Toutefois, cette complexité permet d'éliminer, au niveau mathématique, la restriction sur la durée maximale de l'incrément de temps présente dans l'analyse explicite. L'utilisateur doit toutefois s'assurer que le pas de temps choisi permet de bien capturer le comportement à l'étude. Par exemple, si la structure étudiée oscille à une fréquence de 500 Hz, il faut obtenir au moins 500 points de mesure à l'intérieur d'une seconde. Ainsi, un pas de temps supérieur à 0,002 seconde ne permettra pas de capturer l'ensemble des oscillations du système.

Abaqus propose 3 variations pour l'analyse dynamique implicite, chacune d'entre elles ajoutant un peu plus d'amortissement numérique pour faciliter la convergence. Dans l'ordre, les trois options sont :

- Fidélité du comportement transitoire ;
- Dissipation modérée ;
- Études quasi-statique.

Par défaut, le logiciel sélectionne le niveau de dissipation modérée dès que des propriétés de contact sont spécifiées, puisque la convergence est très difficile à atteindre lorsque la dissipation numérique est minimale. L'utilisateur doit donc s'assurer que le niveau d'amortissement imposé par le logiciel est adéquat, tout en cherchant à atteindre le meilleur niveau de précision possible

pour la situation à l'étude. Un niveau d'amortissement numérique est considéré adéquat lorsqu'il facilite la convergence du modèle tout en ayant un impact négligeable sur les résultats mesurés. Une analyse de sensibilité du modèle est généralement requise pour identifier précisément le niveau d'amortissement numérique adéquat.

Finalement, les attraits principaux de l'analyse implicite reposent plutôt sur les options offertes dans Abaqus que sur les propriétés de l'algorithme même. En effet, avec l'analyse dynamique implicite, il est possible d'enchaîner des étapes de calcul statique et dynamique, alors que l'analyse explicite requiert l'utilisation d'étapes dynamiques exclusivement. Cette possibilité peut être très avantageuse, par exemple, lors de l'imposition de chargements initiaux précédant les analyses dynamiques. De plus, le choix de type d'éléments est beaucoup plus important dans les analyses implicites, ce qui offre à l'utilisateur un plus grand contrôle sur son modèle, et certaines propriétés sont uniquement disponibles lors d'analyses implicites.

## 1.3 Facteur d'amplification dynamique

### 1.3.1 Généralités

L'étude dynamique des systèmes produit généralement des réponses plus élevées que les analyses statiques. Afin de caractériser l'ampleur de ces effets dynamiques, les chercheurs utilisent généralement le facteur d'amplification dynamique (FAD), parfois nommé facteur d'impact, qui compare les réponses dynamiques et statiques d'une structure. Il existe différentes définitions venant de partout à travers le monde pour quantifier l'amplification dynamique, et bien que très semblables, chacune utilise des réponses légèrement différentes, dépendant des données disponibles [15]. Dans le cadre du présent projet, la définition qui est retenue est celle mise de l'avant par Paultre *et al.* [16], présentée à l'équation 1.7.

$$FAD = \frac{R_{dyn} - R_{stat}}{R_{stat}} = \frac{R_{dyn}}{R_{stat}} - 1 \quad (1.7)$$

Il est important de bien différencier le facteur d'amplification dynamique (FAD) et le coefficient de majoration dynamique (CMD). Le premier se réfère à l'augmentation des efforts et déplacements due aux effets dynamiques d'un essai en particulier, alors que le deuxième réfère aux valeurs normatives. Le deuxième est donc basé sur l'étude du premier, et sera présenté plus en détail à la section 1.3.3.

### 1.3.2 Facteurs d'influence

Bien que l'équation permettant de calculer le facteur d'amplification dynamique est simple et contient peu de termes, il existe plusieurs facteurs l'influençant à divers degrés. En effet, tous les facteurs affectant la réponse du pont aussi bien que la réponse du véhicule, à l'état statique comme à l'état dynamique, auront une influence quelconque sur le FAD. Une revue importante des différents travaux précédemment réalisés sur le sujet a été effectuée par Bakht et Pinjarkar [15], Paultre *et al.* [16] ainsi que par MacLean et Marsh [17], à partir de laquelle une revue des travaux récents a été effectuée et a permis de choisir les facteurs semblant avoir le plus d'importance.

#### 1.3.2.1 Vitesse du véhicule

La vitesse à laquelle un véhicule traverse le pont est l'un des facteurs les plus déterminants de la réponse dynamique du pont selon plusieurs études [18]–[22]. Toutefois, bien qu'il soit facile de voir l'influence de la vitesse, il est beaucoup plus difficile de déterminer la tendance de cette influence. En effet, la Figure 1.6 permet de voir qu'une augmentation de la vitesse n'est pas nécessairement accompagnée d'une augmentation du facteur d'amplification dynamique.

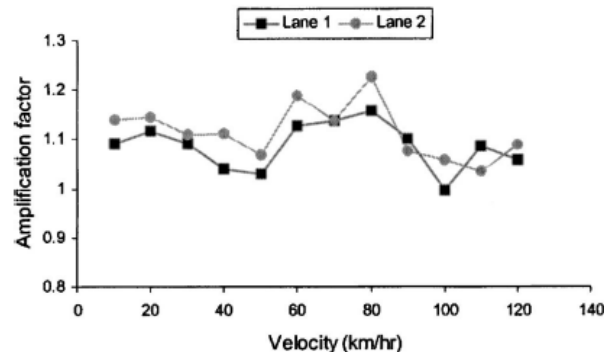


Figure 1.6. Influence de la vitesse sur le FAD pour un camion à 3 essieux [19]

L'un des phénomènes pouvant expliquer les variations des résultats est la fréquence d'application de la charge causée par la vitesse. En effet, pour un point particulier du pont, un cycle de chargement et déchargement se produit chaque fois qu'une roue croise ce point. L'espacement dans le temps de ces cycles dépend de l'espacement des essieux du véhicule ainsi que de la vitesse du véhicule et peut être défini comme la fréquence d'application des charges. Or, lorsque cette fréquence approche l'une des fréquences naturelles du pont, ou un multiple entier d'une fréquence, l'amplification observée est généralement plus importante [23].

### 1.3.2.2 Système de suspension du véhicule

Puisque le véhicule doit être modélisé comme un système dynamique, l'impact du système de suspension sur la réponse dynamique est très grand puisque c'est par lui que se transmettent les efforts entre la route et le véhicule et il est aussi responsable de la dissipation de l'énergie dans le camion. La Figure 1.7 présente les résultats d'un essai effectué aux États-Unis pour étudier les effets de la suspension d'un véhicule sur le comportement du système. Dans un premier temps, un véhicule avec une suspension normale traverse le pont et les déplacements sont mesurés. Par la suite, le même véhicule sur lequel la suspension a été bloquée pour simuler un camion sans suspension traverse le pont et les résultats des déplacements sont comparés au passage précédent. L'observation du comparatif des résultats confirme l'importance du système de suspension, puisqu'un véhicule sans système de suspension (ligne pointillée) produit des déplacements beaucoup plus importants qu'un véhicule avec suspension.

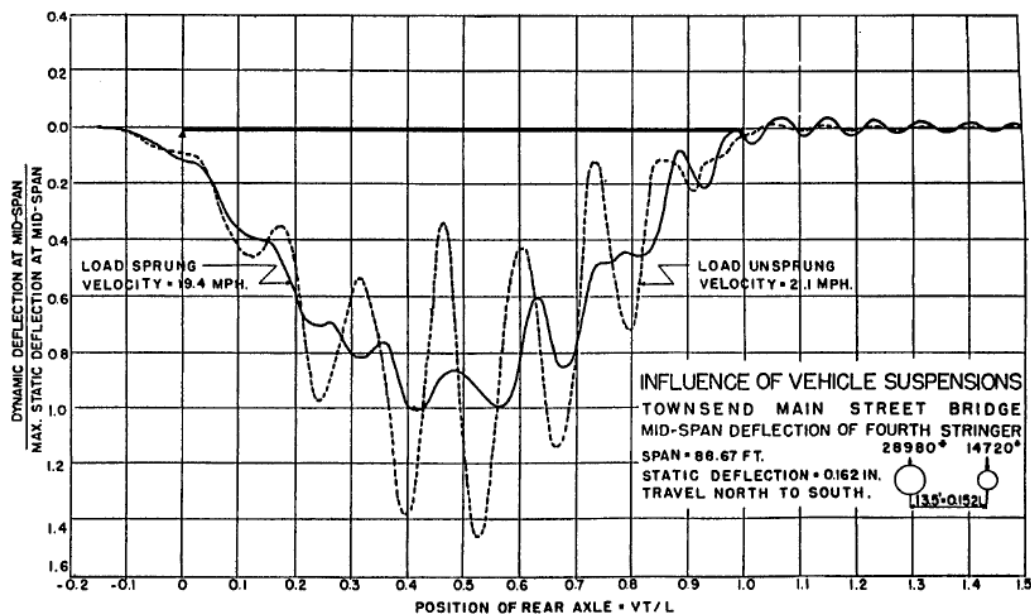


Figure 1.7. Comparaison des déplacements pour un camion avec un système de suspension standard et un camion sans suspension [17]

Un autre aspect non négligeable des systèmes de suspension est le type de comportement utilisé pour les représenter. La plupart des études considèrent des ressorts linéaires élastiques et un amortissement de type visqueux pour simplifier les modèles [18], [20]–[22], [24]. Toutefois, il a été démontré qu'un modèle de suspension non linéaire dissipe plus d'énergie et que cette dissipation s'accroît lorsque l'état de la surface de roulement se détériore [25]. Il a été observé que les suspensions non linéaires engendrent des forces moins importantes dans les éléments



représentants la suspension du véhicule ainsi que les pneus, mais que les déplacements verticaux des différentes masses sont plus importants. Toutefois, lorsque le FAD est calculé, les résultats obtenus pour les modèles non linéaires sont inférieurs aux résultats des modèles linéaires, ce qui signifie que l'utilisation d'un modèle de suspension linéaire, bien que surestimant le FAD, est une approche sécuritaire.

### 1.3.2.3 Poids du véhicule

Le poids total du véhicule a une influence moins grande sur le coefficient de majoration dynamique que le système de suspension ou la vitesse du véhicule, mais il ne doit pas être négligé pour deux raisons. Premièrement, un camion léger produira généralement un FAD plus élevé qu'un camion lourd, comme il est possible de la voir à la Figure 1.8. Cet effet s'explique par la faible réponse statique que produit un camion léger, puisque le FAD n'est en fait qu'un ratio entre la réponse dynamique et la réponse statique. Considérant que la conception des ponts se base sur les charges maximales pouvant y être appliquées, il est généralement recommandé d'éviter les camions légers pour l'évaluation du FAD, lorsque possible, puisqu'ils biaisent les résultats [26].

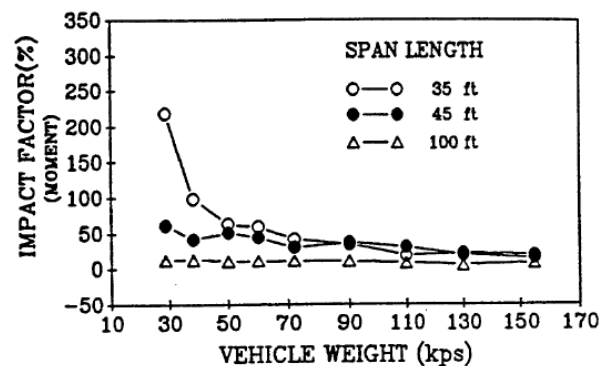


Figure 1.8. Influence du poids du camion sur le FAD [17]

Deuxièmement, le poids du camion peut être important dans le calcul du comportement du pont dans les cas où sa masse est non négligeable lorsque comparée à celle du pont, comme c'est le cas pour des ponts légers de courte et moyenne portée. En effet, l'interaction entre les deux systèmes devient alors non négligeable puisque le véhicule influencera le comportement du pont en même temps que le pont influencera le comportement du véhicule [27].

### 1.3.2.4 Position transversale du véhicule

La position transversale du camion joue un rôle important dans le calcul du FAD pour deux raisons principales. Premièrement, un camion excentré par rapport au centre de gravité de la

section de pont contribue à solliciter plus fortement les modes de flexion transversale et de torsion qu'un camion circulant au centre du pont, ce qui peut altérer la réponse dynamique du système d'une manière difficile à prévoir. Deuxièmement, l'amplification due aux effets dynamiques n'est pas proportionnelle à la réponse statique, ce qui peut mener à des valeurs de FAD trop élevées pour certains points de mesure. Par exemple, dans le cas des ponts à poutres, où les réponses sont généralement mesurées sous les poutres, les poutres les plus éloignées du camion, ayant des réponses statiques plus faibles, produiront des FAD qui ne seront pas représentatifs de l'ensemble de la structure et seront donc considérés comme inadéquats [23]. Pour pallier ce problème, diverses solutions sont proposées dans la littérature afin de déterminer quels résultats peuvent être considérés dans l'étude du FAD. Par exemple, certains auteurs définissent une zone d'influence de la charge et ne considèrent que les résultats à l'intérieur de cette zone [28], alors que d'autres ne considèrent que les poutres ayant une réponse statique d'au moins 90% de la réponse statique maximale [15].

En plus de la position transversale, le nombre de véhicules ainsi que la direction dans laquelle ils se déplacent ont une importance sur le FAD mesuré. Les études montrent que deux camions circulant côte à côte génèrent habituellement une amplification moins grande que celle produite par un camion seul, alors que deux camions circulant en direction opposée peuvent parfois produire une plus grande amplification [23], [25], [26], [29].

Finalement, il est important de noter que Savard [23] précise que, contrairement aux analyses statiques, la position transversale critique ne peut pas être déterminée à l'avance lors de l'étude du comportement dynamique, ce qui peut potentiellement compliquer le développement des modèles numériques.

#### **1.3.2.5 Rugosité de la surface de roulement**

Dans la plupart des études, la rugosité de la surface de roulement, reliée à l'état de la chaussée, est considérée comme ayant une influence considérable sur la valeur du FAD, puisqu'elle affecte directement le comportement du véhicule [16], [20], [22], [30]. La tendance générale, comme il est possible de le voir à la Figure 1.9, est une augmentation du FAD lorsque la qualité de la surface se dégrade, et cette augmentation peut devenir très importante dans le cas de chaussées en mauvais état.

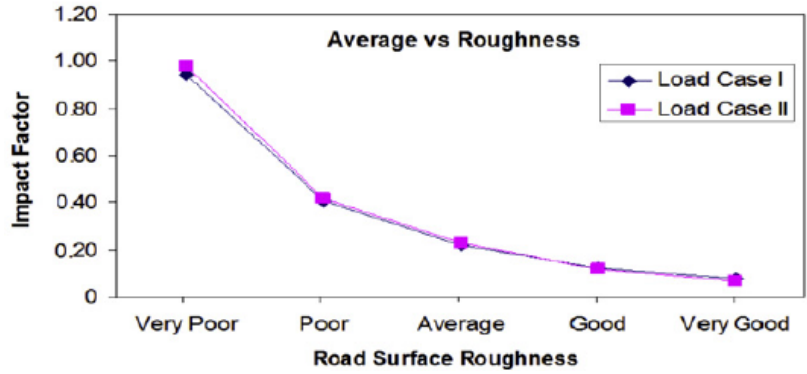


Figure 1.9. Influence de la rugosité de surface sur le FAD [22]

Dans la plupart des études numériques, le profil de chaussée est généré aléatoirement par des fonctions de puissance de densité spectrale, qui sont basées sur un coefficient de rugosité choisi en fonction de l'index de qualité de route défini par l'International Organization for Standardization (ISO) [18], [20], [22].

### 1.3.2.6 Portée du pont

Dans le cadre du présent projet, seuls des ponts à portée simple seront étudiés, ce qui limite le nombre de configurations possibles. Toutefois, il est aisé d'imaginer que la portée aura une influence relativement importante sur le FAD, puisque les normes américaines et canadiennes utilisaient anciennement uniquement ce paramètre pour définir le CMD. De plus, plusieurs études soulignent l'importance de la portée sur le FAD, sans toutefois trouver de relation claire entre les deux, tel que le montre la Figure 1.10, alors que le FAD calculé augmente avec la portée dans certains cas et diminue dans d'autres [18], [22].

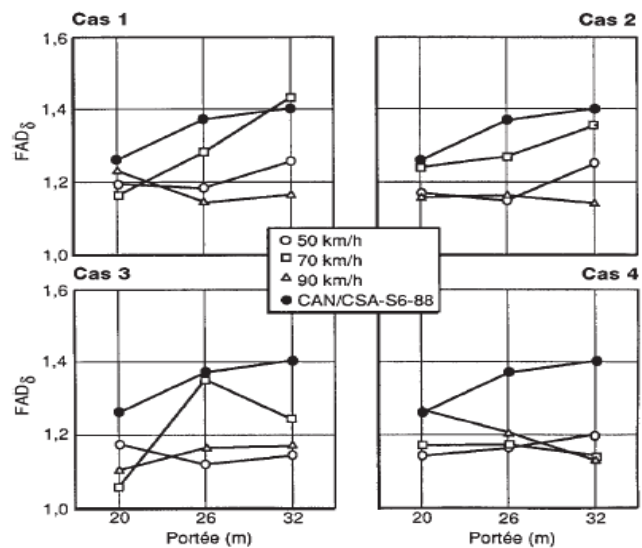


Figure 1.10. Influence de la portée sur le FAD [18]

L'influence de la portée est doublement importante, puisqu'elle influence directement la rigidité, et donc les fréquences naturelles du pont, et elle dictera le maximum de charges pouvant être simultanément appliquées sur le pont, en raison de la longueur du camion.

### **1.3.2.7 Fréquences de vibration naturelles**

Comme dans n'importe quel système dynamique, les fréquences de vibration naturelles du pont et du véhicule jouent un rôle très important sur la réponse du système pont-camion. Bien que les véhicules soient des systèmes complexes ayant un nombre important de modes de vibration, les expériences ont permis de déterminer que les fréquences naturelles des camions lourds se situent généralement entre 2 et 5 Hz pour les modes correspondant aux mouvements globaux des corps principaux, soit le tracteur et les remorques, et entre 10 et 15 Hz pour les modes correspondants aux mouvements locaux des essieux [17].

Toutefois, le ratio des fréquences naturelles du pont et du véhicule a généralement plus d'importance que les fréquences en elles-mêmes. En effet, si le véhicule excite le pont à une fréquence égale à la fréquence naturelle du pont, le système entre dans un état de simili-résonance qui amplifie grandement les réponses. On parle ici de simili-résonance puisque le passage du camion est un état transitoire, alors que la stimulation doit être dans un régime permanent pour générer une résonance à proprement parler. L'importance du ratio des fréquences naturelles est soulignée par les expériences qui ont trouvé que les réponses dynamiques les plus importantes sont généralement observées dans les ponts ayant des fréquences naturelles se situant entre 2 et 5 Hz [17], et donc qui concordent avec les fréquences généralement observées sur les camions lourds.

### **1.3.2.8 Taux d'amortissement critique du pont**

Au même titre que la fréquence de vibration naturelle, le taux d'amortissement est une partie importante d'un système dynamique et représente la capacité de dissipation de l'énergie de ce dernier. Dans les ponts, le taux d'amortissement critique est généralement faible, avec des valeurs inférieures à 5%. Le Tableau 1.2 présente des exemples de valeurs d'amortissement utilisées dans diverses études.

Tableau 1.2. Taux d'amortissement critique typiques

| Auteurs                              | Taux d'amortissement critique ( $\zeta$ ) | Matériau           |
|--------------------------------------|---|--------------------|
| Cantieni (1983) [28]                 | 0,8%                                      | Composite          |
|                                      | 1,31%                                     | Béton              |
| Huang et Wang (1992) [9]             | 1-3%                                      | Béton              |
| Akoussah <i>et al.</i> (1997) [18]   | 1% (0,3-1,6%)                             | Béton              |
| McLean et Marsh (1998)[17]           | 1-2,2%                                    | Béton précontraint |
|                                      | 0,4-1,3%                                  | Acier              |
|                                      | 3-4%                                      | Bois               |
| Liu <i>et al.</i> (2002) [30]        | 1%  | Béton précontraint |
| Shi <i>et al.</i> (2008) [21]        | 2%  | Béton              |
| Hag-Elsafi <i>et al.</i> (2012) [31] | 0,47-2,27%                                | FRP                |
| Siwowski <i>et al.</i> (2018) [32]   | 1,4%                                      | FRP et béton       |

L'effet de l'amortissement sur le coefficient de majoration dynamique n'est pas clair, avec certaines études affirmant qu'il n'a pas beaucoup d'importance en raison de sa faible valeur [18], alors que d'autres études affirment qu'il a un effet substantiel, le FAD augmentant lorsque le taux d'amortissement diminue [17], [19]. Il est donc impossible de prévoir l'effet de ce paramètre à l'aide d'une simple revue de la littérature.

### 1.3.2.9 Effet des éléments secondaires

La présence d'éléments secondaires, tels que des parapets ou des trottoirs, peut influencer les FAD calculés. Savard [23] note que ces derniers sont généralement légèrement plus élevés lorsque les éléments secondaires sont considérés, augmentation attribuable à une rigidité transversale plus élevée qui favorise une meilleure distribution des charges, ce qui se traduit par une uniformisation des déplacements et des déformations statiques. De plus, cette nouvelle rigidité affecte les modes de vibration naturels du pont, qui peuvent ultimement affecter la réponse du système.

### 1.3.2.10 Type de réponse choisie

Bien que le FAD soit défini en fonction de la réponse statique et de la réponse dynamique du pont, le type de réponse à utiliser reste un sujet de débat parmi les chercheurs. En effet, dans la littérature, les auteurs utilisent aussi bien le déplacement vertical que les déformations ou même les réactions d'appui. Or, contrairement à l'intuition, la valeur du FAD obtenue varie en fonction du type de réponse choisie, l'amplification mesurée sur les déplacements étant généralement supérieure à celle mesurée sur les déformations [15], [16], [18], [23]. Bakht et Pinjarkar

recommandent même que les FAD calculés avec un type de réponse ne soient pas applicables aux autres types de réponses.

### 1.3.3 Approche normative

Afin de prendre en compte les effets dynamiques des charges routières tout en conservant les procédures de conception les plus simples possible, plusieurs instituts normatifs à travers le monde utilisent une forme ou une autre de coefficient de majoration dynamique (CMD). L'idée derrière ce coefficient est de majorer les charges statiques d'un certain pourcentage afin de représenter les effets dynamiques et ainsi baser la conception de la structure sur des analyses statiques. Bien que le concept général soit le même, la façon de l'appliquer diffère d'une norme à l'autre. Les sections suivantes présenteront les approches utilisées au Canada, aux États-Unis ainsi qu'en Europe.

#### 1.3.3.1 Norme canadienne

Le Code canadien sur le calcul des ponts routiers (CSA S6-14) [33] prescrit l'application d'un coefficient de majoration dynamique à tous les camions ou les parties de camions utilisés lors du dimensionnement, à condition que cette majoration augmente les charges appliquées par le camion. Les valeurs que peut prendre le CMD sont présentées au Tableau 1.3 et dépendent du type d'élément structural étudié ainsi que du nombre d'essieux présents sur la structure.

Tableau 1.3. Coefficient de majoration dynamique de la CSA S6-14 [33]

| Conditions                           | CMD  |
|--------------------------------------|------|
| Joints de tablier                    | 0,50 |
| 1 essieu                             | 0,40 |
| 2 essieux                            | 0,30 |
| <i>ou</i>                            |      |
| 3 essieux du tracteur                | 0,25 |
| 3 essieux<br>(sauf ceux du tracteur) |      |

Les valeurs prescrites par le code canadien se veulent une simplification du CMD prescrit par l'Ontario Highway Bridge Design Code, qui se basait alors sur une campagne d'études expérimentales qui a permis de définir le taux d'amplification requis en fonction de la première fréquence de vibration en flexion du pont [34]. Il est important de noter que les essais expérimentaux ont été réalisés principalement dans les décennies 70, 80 et 90, et reflètent donc le comportement des ponts couramment utilisés dans ces années, soit les ponts en béton, en acier et en bois.

### 1.3.3.2 Norme américaine

La norme américaine gouvernant la conception des ponts routiers (AASHTO LRFD) [35] utilise une approche similaire au code canadien, c'est-à-dire qu'une majoration est appliquée à la charge statique du camion de conception. Toutefois, les deux normes diffèrent au niveau des valeurs de CMD prescrites, le Tableau 1.4 présentant les valeurs prescrites par la norme américaine. Une autre différence importante est que le CMD n'est plus défini en fonction du chargement, mais uniquement en fonction de l'état limite utilisé.

Tableau 1.4. Coefficients de majoration dynamique de l'AASHTO LRFD 2012 [35]

| Conditions                                    | CMD  |
|---|------|
| Joints de tablier<br>(tous les états limites) | 0,75 |
| État limite de fatigue et<br>de fracture      | 0,15 |
| Tous les autres états<br>limites              | 0,33 |

Il est intéressant de noter que les commentaires de l'AASHTO précisent que la valeur prescrite de 0,33 est basée sur une combinaison d'études expérimentales, qui trouvent généralement des taux d'amplification ne dépassant pas 25%, et sur les différents cas de chargement à vérifier lors de la conception, où la combinaison du chargement de camion et de la charge de voie représente une charge correspondant à  $\frac{4}{3}$  de la charge de camion seule pour les ponts de courte et moyenne portée. La valeur prescrite correspond donc à 25% de  $\frac{4}{3}$ .

### 1.3.3.3 Norme européenne

La norme européenne gouvernant les charges à appliquer sur les ponts routiers est l'Eurocode 1, partie 2 [36]. L'Eurocode adopte une approche différente des normes nord-américaines, en incluant directement le coefficient de majoration dynamique dans les charges prescrites. Il est toutefois spécifié que les valeurs utilisées sont établies pour une surface de roulement de qualité moyenne et un système d'amortissement pneumatique. Il peut donc être nécessaire d'ajouter une nouvelle majoration dans certains cas spécifiques, mais la valeur de cette majoration est laissée à la discrétion du concepteur.

## 1.4 Camion de référence

Deux configurations de camion sont présentement utilisées au Canada pour définir la charge maximale que les routes doivent supporter, mais dans des contextes très différents. Le premier,

nommé train double de type B, correspond au plus lourd camion pouvant légalement circuler sur les routes canadiennes, à moins de législations particulières. Le deuxième, nommé CL-625, est le camion prescrit par la norme CSA S6-14 et dicte les charges de conception des ponts routiers. La grande différence entre les deux est que le premier est un camion légal, représentant la configuration réelle des camions lourds actuellement utilisés, alors que le deuxième est un camion de conception, qui est un modèle statique équivalent aux camions réels conçu aux moyens d'études statistiques. La présente section présente les caractéristiques de ces deux configurations.

### **1.4.1 Train double B**

Tout camion circulant sur le réseau de transport canadien est soumis à la Réglementation des poids et dimensions limites des véhicules lourds utilisés pour le transport interprovincial, aussi nommée MOU, établi par le Conseil des ministres responsables des transports et de la sécurité routière [37], qui définit le poids et les dimensions limites des véhicules lourds autorisés à circuler sur les routes. À l'intérieur de cette réglementation, neuf catégories distinctes de véhicules lourds sont identifiées, du véhicule récréatif aux trains routiers. La catégorie la plus intéressante pour un ingénieur concepteur est la catégorie 3, correspondant à un train double de type B, puisqu'il s'agit du véhicule le plus lourd permis sur les routes canadiennes, à l'exception de certains cas particuliers. La catégorie permet différentes configurations pour le camion, principalement en variant le nombre d'essieux. Toutefois, pour atteindre la charge maximale, le plus grand nombre d'essieux possibles doit être pris en compte, ce qui permet d'obtenir un tracteur comportant un essieu simple à l'avant et un essieu tandem à l'arrière, une première remorque dotée d'un essieu tridem et finalement une deuxième remorque dotée d'un essieu tandem, pour un total de 8 essieux. Les poids et dimensions limites dictés par la réglementation sont présentés à la Figure 1.11 et au Tableau 1.5.



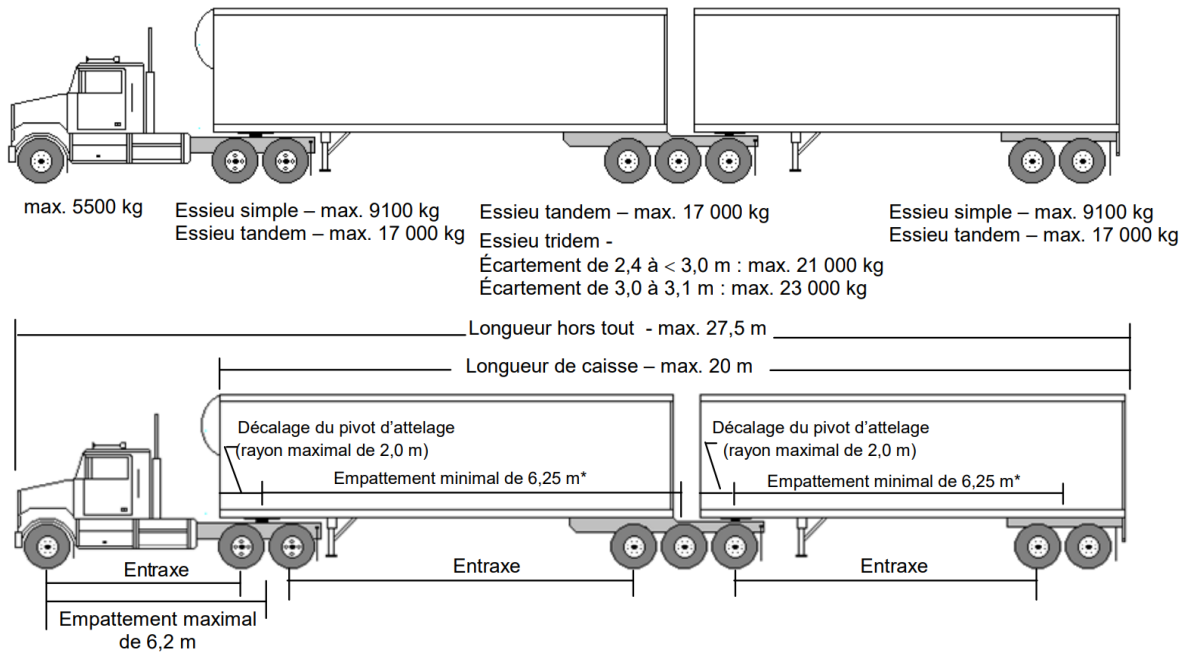
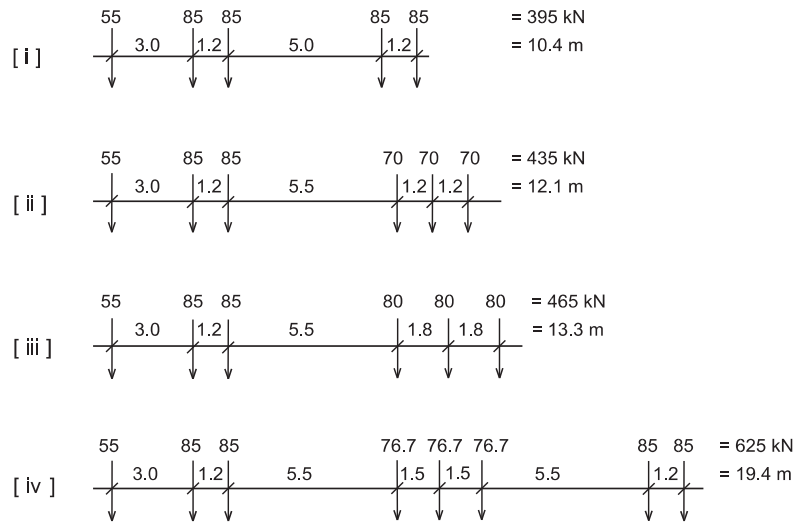


Figure 1.11. Poids et dimensions du train double de type B [37]

Tableau 1.5. Dimensions limites pour un train double de type B (adapté de [37])

| Dimension                               | Limite                 |
|---|------------------------|
| Largeur hors tout                       | Maximum 2,6 m          |
| Hauteur hors tout                       | Maximum 4,15 m         |
| Écartement d'un essieu tandem           | Min 1,2 m / Max 1,85 m |
| Écartement d'un essieu tridem           | Min 2,4 m / Max 3,1 m  |
| <b>Entraxes</b>                         |                        |
| Essieu simple à essieu simple ou tandem | Minimum 3,0 m          |
| Essieu tandem à essieu tandem           | Minimum 5,0 m          |
| Essieu tandem à essieu tridem           | Minimum 5,5 m          |

Afin d'obtenir une sollicitation maximale du pont, les commentaires du code canadien sur le calcul des ponts routiers [34] proposent diverses configurations critiques respectant les exigences de la réglementation sur les poids et dimensions limites des véhicules lourds. Ces configurations, présentées à la Figure 1.12, utilisent différentes combinaisons de distances minimales et poids maximaux pour obtenir le maximum de charge possible sur la plus courte distance permise.



**Figure 1.12. Configurations critiques des véhicules lourds permis par la réglementation sur les poids et dimensions limites [34]**

Le lecteur attentif remarquera que la quatrième configuration critique proposée correspond exactement au train double de type B complètement chargé. Il est important de noter que le code canadien divise la charge appliquée sur les groupes d'essieux tandems et tridems également entre chacun des essieux individuels, alors que la réglementation spécifie uniquement la charge totale pouvant être appliquée sur le groupe d'essieux, ce qui signifie que chacun des essieux pourrait théoriquement supporter une charge différente. Toutefois, la réglementation spécifie que l'écart entre deux essieux d'un même groupe doit être inférieur à 1 000 kg [37].

#### 1.4.2 CL-625

Lors d'une conception de pont, l'une des charges principales à prendre en compte est la surcharge routière, c'est-à-dire la charge causée par les véhicules circulant sur l'ouvrage. Afin de représenter cette charge, le code canadien sur le calcul des ponts routiers (CSA S6-14) définit un camion typique à utiliser, nommé CL-625. Les valeurs de charges et de distances présentées à la Figure 1.13 ont été obtenues à partir du véhicule le plus lourd permis par la réglementation canadienne, le train double de type B présenté précédemment.

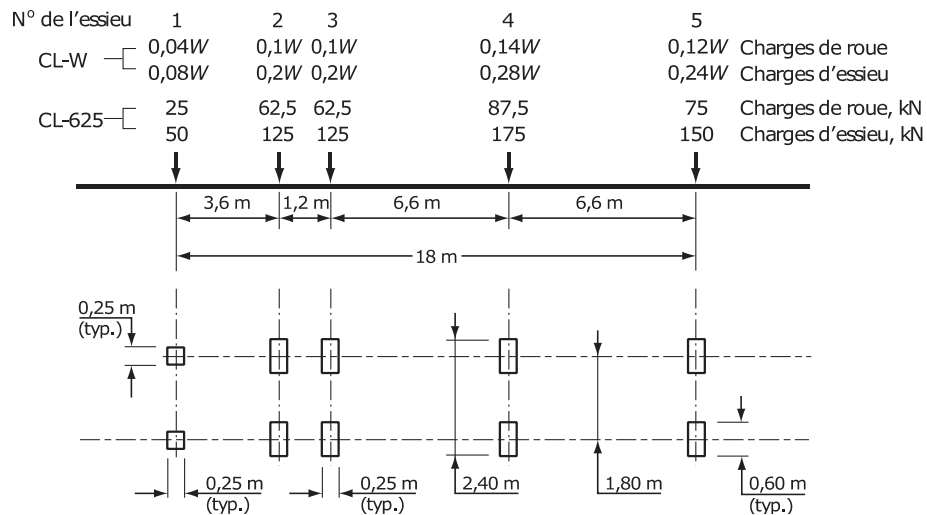


Figure 1.13. Charges et dimensions du CL-625 [33]

Le camion de conception a été créé de manière à reproduire l'effet du camion réel tout en le simplifiant. Ainsi, les essieux tandem et tridem des remorques sont regroupés en un seul essieu, ce qui donne un camion avec 5 essieux. Toutefois, malgré un nombre d'essieux moins important que le vrai camion, la charge totale est la même. Il est possible de constater que l'essieu tandem du tracteur a été conservé, et que les charges y étant appliquées sont beaucoup plus grandes que dans le camion réel. Cette particularité a été incluse afin de permettre le calcul de ponts de très courte portée, qui ne sont pas assez long pour supporter l'ensemble du camion. De plus amples détails concernant la procédure ayant mené à l'établissement du modèle du CL-625 sont disponibles dans les commentaires du code [34].

## 1.5 Modèle de camion simplifié

Tel que vu précédemment, les chercheurs de partout à travers le monde s'intéressent à l'interaction pont-véhicule et à l'importance de l'amplification dynamique dans les ponts depuis plusieurs décennies. Toutefois, les ressources pour y arriver étant généralement limitées, divers modèles de camion simplifiés ont été proposés. Ces modèles ont pour objectif de reproduire le comportement dynamique des véhicules routiers tout en restant le plus simples possible, de manière à minimiser le temps de calcul.

Il est important de préciser ici que les différents modèles seront définis en termes de degrés de liberté, qui correspondent chacun à un mouvement particulier d'un point du camion. La plupart de ces déplacements seront de simples déplacements verticaux, toutefois certains modèles permettent des rotations autour de certains points. Ces rotations portent différents noms, en

fonction de leur direction. Ainsi, en utilisant la direction du mouvement longitudinal du camion comme direction de référence, les trois rotations possibles se nomment le roulis, le tangage et le lacet, et sont illustrées à la Figure 1.14.

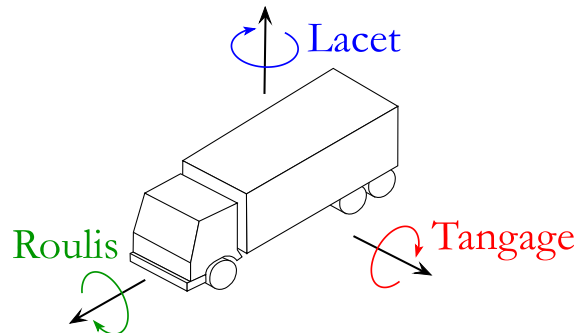


Figure 1.14. Identification des 3 rotations principales du véhicule

### 1.5.1 Modèle de Savard (1993)

Dans ses travaux, Savard [23] a développé un modèle de camion dans le but de reproduire l'effet dynamique d'un camion QS-660, camion de dimensionnement standard au Québec à l'époque. Ce camion est un train double, tout comme le train double B et le CL-625, mais la configuration des essieux et le poids total différent. Ce camion, présenté à la Figure 1.15, a 7 essieux, sur lesquels est répartie la charge totale du camion, soit 660 kN. Le modèle simplifié complet développé par Savard a été obtenu au moyen d'un processus itératif, commençant par un modèle 2D d'un camion à 3 essieux pour se conclure avec un modèle 3D permettant de représenter l'ensemble du QS-660. Seul le modèle final sera présenté ici, pour plus de détails le lecteur peut se référer à la thèse de Marc Savard [23].

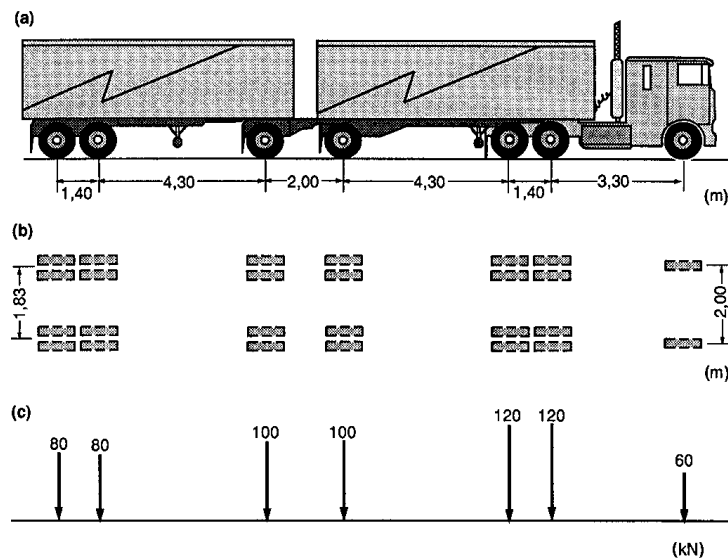


Figure 1.15. Représentation schématique du camion QS-660 [18]

La Figure 1.16 présente une version simplifiée du modèle utilisé, où seuls le tracteur et la première remorque sont modélisés. Afin d'obtenir le modèle complet, il suffit d'ajouter une remorque à l'arrière du modèle.

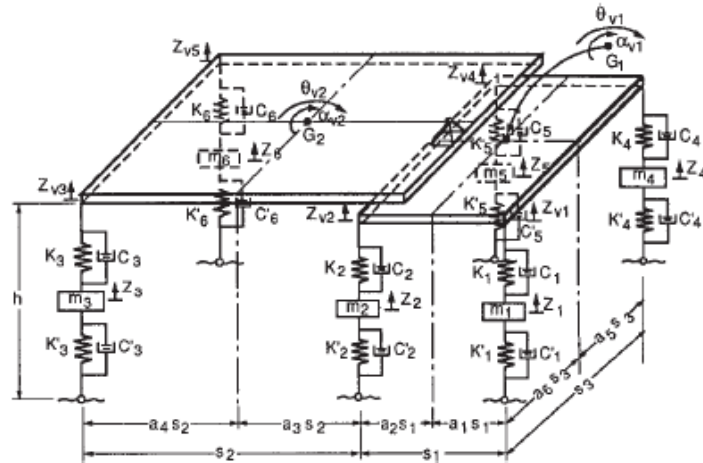


Figure 1.16. Modèle simplifié du camion et d'une remorque proposé par Savard [23]

Dans le modèle, le corps du véhicule est représenté par un bloc infiniment rigide ayant toute sa masse concentrée à son centre de masse et les roues sont représentées par une masse reliée à deux systèmes ressort-amortisseur. Le premier système de ressort sous le corps du camion prend en compte la rigidité et l'amortissement du système de suspension du véhicule, la masse entre les ressorts comprend le poids de la roue, du système de freinage et de l'essieu et le deuxième système ressort-amortisseur représente la rigidité et l'amortissement dus aux pneus. Il est bon de noter qu'à des fins de simplification, les essieux tandems sont combinés en un seul essieu dans le modèle. Les différents degrés de liberté présents dans ces modèles sont les déplacements verticaux de chaque roue, le déplacement vertical du tracteur, le déplacement vertical de la remorque, le tangage du tracteur, le tangage de la remorque et le roulis du tracteur et de la remorque. Les modèles proposés sont basés sur les hypothèses que les pneus du véhicule restent constamment en contact avec la chaussée, que le corps du véhicule peut être considéré comme infiniment rigide, que les amortisseurs ont un comportement linéaire et que les rotations du véhicule sont petites.


















Les données de modélisation, présentées à l'Annexe A, ont été obtenues à la suite d'essais expérimentaux réalisés sur un camion-benne à trois essieux et transposées au modèle final.

### 1.5.2 Modèles de Wang et Liu (2000)

Wang et Liu [24] ont produit un rapport sur l'impact des véhicules lourds sur les ponts routiers à la demande du département des transports de la Floride afin de mettre à jour les bases de données sur les poids des camions. Ce rapport se base sur une collecte de données effectuée dans divers points de contrôle en Floride pendant une période d'une semaine.

Après la période de collecte de données, chacun des camions observés fut catégorisé selon l'une des 15 classes définies par la Federal Highway Administration (FHWA), catégories principalement basées sur la configuration du véhicule et le nombre d'essieux et présentées au Tableau 1.6. Puis, un modèle dynamique fut conçu pour chacune des classes et les données collectées furent synthétisées de manière à présenter les caractéristiques dynamiques nécessaires pour représenter le comportement dynamique de chaque modèle. Un exemple de modèle pour un camion de classe 10 est présenté à la Figure 1.17.

Tableau 1.6. Classification des véhicules de la FHWA [24]

| FHWA CLASSIFICATION SCHEME "F" |  |              |
|--------------------------------|--|--------------|
| CLASS GROUP                    | DESCRIPTION  | NO. OF AXLES |
| 1                              |  MOTORCYCLES                              | 2            |
| 2                              |  ALL CARS                                 | 2            |
|                                |  CARS W/ 1-AXLE TRAILER                   | 3            |
|                                |  CARS W/ 2-AXLE TRAILER                   | 4            |
| 3                              |  PICK-UPS & VANS<br>1 & 2 AXLE TRAILERS   | 2, 3, & 4    |
| 4                              |  BUSES                                    | 2 & 3        |
| 5                              |  2-AXLE, SINGLE UNIT                      | 2            |
| 6                              |  3-AXLE, SINGLE UNIT                      | 3            |
| 7                              |  4-AXLE, SINGLE UNIT                      | 4            |
| 8                              |  2-AXLE, TRACTOR,<br>1-AXLE TRAILER (2S1) | 3            |
|                                |  2-AXLE, TRACTOR,<br>2-AXLE TRAILER (2S2) | 4            |
|                                |  3-AXLE, TRACTOR,<br>1-AXLE TRAILER (3S1) | 4            |
| 9                              |  3-AXLE, TRACTOR,<br>2-AXLE TRAILER (3S2) | 5            |
|                                |  3-AXLE, TRUCK,<br>W/ 2-AXLE TRAILER      | 5            |
| 10                             |  TRACTOR W/ SINGLE<br>TRAILER             | 6 & 7        |
| 11                             |  5-AXLE MULTI-TRAILER                     | 5            |
| 12                             |  6-AXLE MULTI-TRAILER                     | 6            |
| 13                             | ANY 7 OR MORE AXLE   | 7 or more    |
| 14                             | NOT USED   |              |
| 15                             | UNKNOWN VEHICLE TYPE   |              |

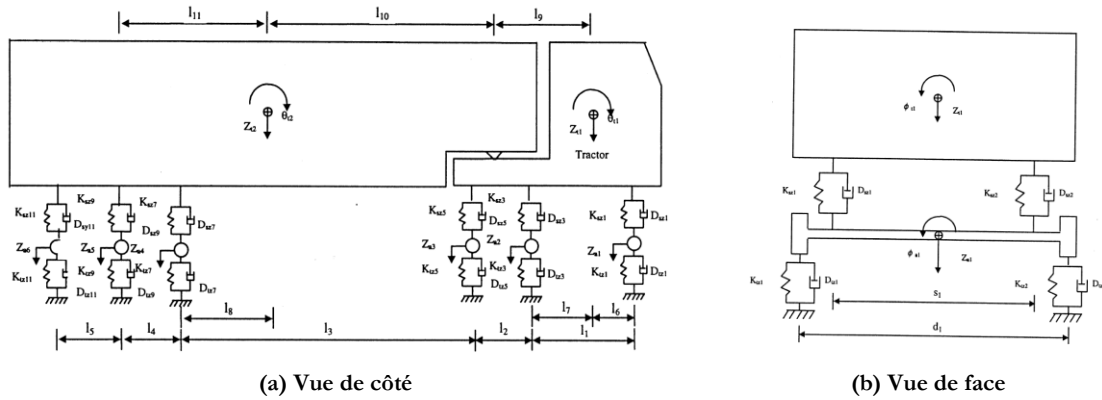


Figure 1.17. Modèle de camion classe 10 [24]

Les modèles proposés utilisent des blocs rigides pour les corps du tracteur et de la remorque en plus d'éléments rigides pour modéliser les essieux. Ces derniers permettent de considérer l'interaction entre les deux roues d'un même essieu ainsi que l'excentricité présente entre le système de suspension du véhicule et la roue. Toutefois, contrairement au modèle de Savard, où la masse est distribuée sur chaque roue, Wang et Liu ont préféré modéliser une seule masse par essieu, mais lui attribuer deux degrés de liberté pour prendre en compte les mouvements différentiels des roues, soit le déplacement vertical et le roulis. De plus, il est important de noter que les essieux tandems n'ont pas été regroupés en un seul, contrairement au modèle précédent. Les modèles développés par Wang et Liu comportent tous des degrés de liberté pour le mouvement vertical et le roulis de chaque essieu ainsi que pour le mouvement vertical, le roulis et le tangage du tracteur et de la remorque.

L'annexe du rapport de Wang et Liu présente beaucoup d'informations utiles pour la réalisation de modèles dynamiques, notamment les modèles qu'ils ont utilisés pour représenter les camions des classes 5, 8, 10 et 11 ainsi que les valeurs utilisées pour l'entièreté des paramètres dynamiques des modèles, des rigidités des ressorts jusqu'aux inerties des essieux. L'ensemble de ces données est présenté à l'Annexe B.

### 1.5.3 Modèle de Zhang *et al.* (2006)

Dans leurs travaux portant sur l'étude dynamique des platelages de fibres renforcées de polymère, Zhang *et al.* [20] ont utilisé un modèle de véhicule ressemblant beaucoup à celui proposé par Savard. Les hypothèses de base sont les mêmes, soit que le corps du véhicule est rigide, les roues ne quittent jamais la chaussée, les corps rigides ont de faibles déplacements par rapport à leurs positions d'équilibre statique et les ressorts sont linéaires. Toutefois, ils ajoutent

l'hypothèse que l'amortissement modélisé au niveau des roues et de la suspension du véhicule est de type visqueux. De plus, le modèle utilisé est composé de seulement deux essieux, bien que les auteurs admettent qu'un modèle plus général pourrait être développé. La principale différence entre ce modèle et ceux présentés précédemment est le nombre de degrés de liberté du camion. Pour un même modèle de camion, avec seulement 4 roues, là où le modèle de Savard a 7 degrés de liberté, celui de Zhang *et al.* en a 13, puisque les mouvements transversaux sont permis aux roues et sur le corps du véhicule, en plus d'ajouter un degré de liberté correspondant au lacet. Le schéma du modèle de Zhang *et al.* est présenté à la Figure 1.18 et les paramètres de modélisation du camion utilisés par les auteurs se trouvent au Tableau 1.7.

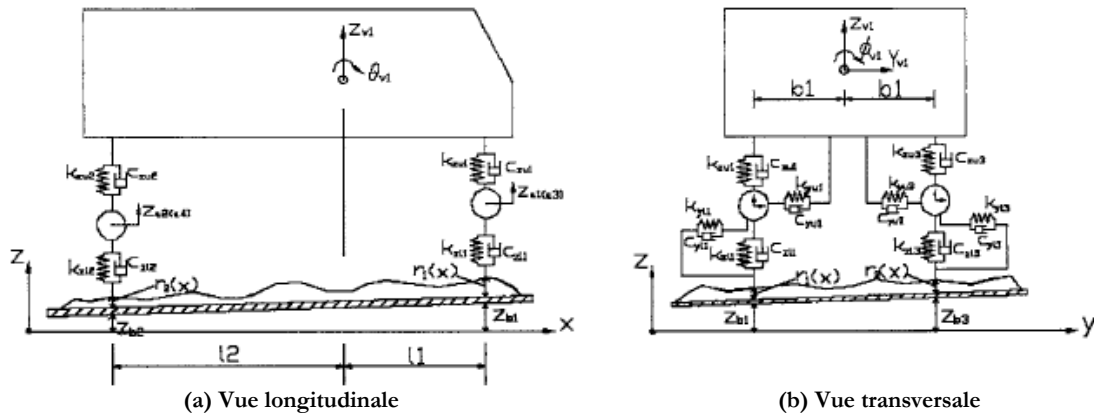


Figure 1.18. Modèle de camion proposé par Zhang *et al.* [20]

Tableau 1.7. Paramètres de modélisation du véhicule de Zhang *et al.* [20]

| Parameters                                      | Unit                | Value   |
|---|---------------------|---------|
| Total weight of vehicle                         | N                   | 73,500  |
| Mass of truck body                              | kg                  | 4,500   |
| Pitching moment of inertia of truck body        | kg · m <sup>2</sup> | 5,483   |
| Rolling moment of inertia of truck body         | kg · m <sup>2</sup> | 1,352   |
| Mass of each front axle suspension              | kg                  | 800     |
| Mass of each rear axle suspension               | kg                  | 700     |
| Upper vertical spring stiffness for each axle   | N/m                 | 400,000 |
| Upper lateral spring stiffness for each axle    | N/m                 | 300,000 |
| Upper vertical damper coefficient for each axle | N · s/m             | 20,000  |
| Upper lateral damper coefficient for each axle  | N · s/m             | 20,000  |
| Lower vertical spring stiffness for each axle   | N/m                 | 350,000 |
| Lower lateral spring stiffness for each axle    | N/m                 | 120,000 |
| Lower vertical damper coefficient for each axle | N · s/m             | 1,000   |
| Lower lateral damper coefficient for each axle  | N · s/m             | 1,000   |
| Distance L1                                     | m                   | 2.9     |
| Distance L2                                     | m                   | 5.0     |
| Distance b1                                     | m                   | 1.05    |



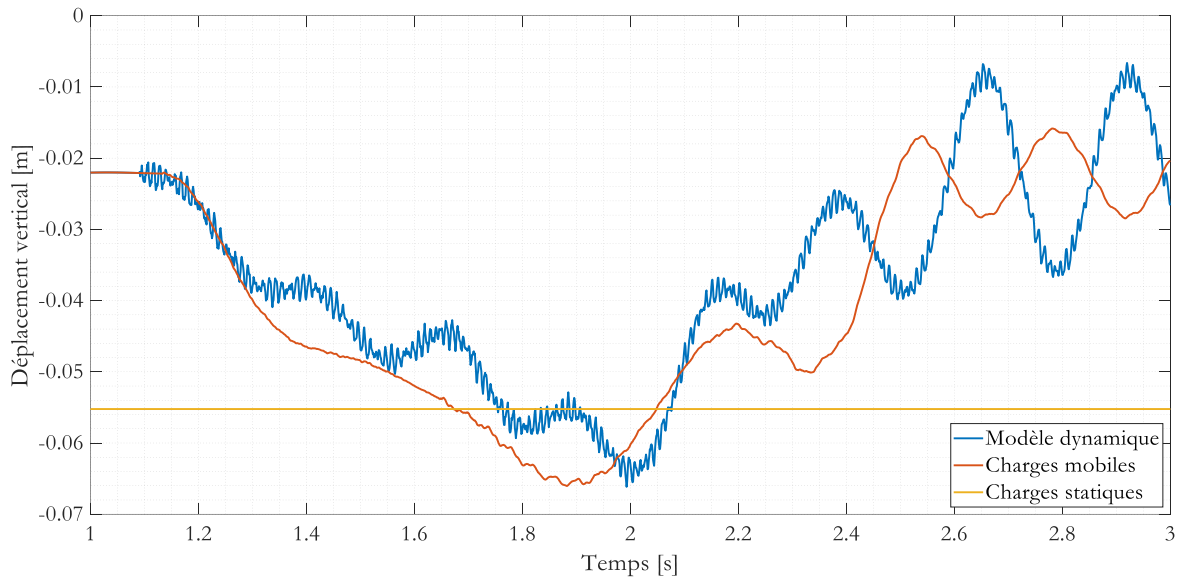
# Chapitre 2 - Modélisation du véhicule

## 2.1 Généralités

Il existe certains modèles par éléments finis qui reproduisent complètement des camions, où chacune des composantes est modélisée selon ses propriétés exactes. Ces modèles permettent d'étudier le comportement du véhicule dans diverses conditions, et sont requis lorsque l'objet principal de l'étude est le véhicule ou ses occupants. Toutefois, dans le présent projet, puisque l'attention est principalement portée sur le comportement du pont, il est inutilement coûteux en termes de ressources de calcul et de temps d'utiliser des modèles aussi complets. En fait, les seules propriétés du véhicule qui sont nécessaires sont ses dimensions, son poids et son comportement dynamique, soit l'inertie, la rigidité et l'amortissement des composantes principales. C'est pourquoi les modèles généralement utilisés dans la littérature lors des études dynamiques sont sensiblement les mêmes, soit une combinaison de ressorts et d'amortisseurs reliés à des masses ponctuelles. Ce type de modèle a l'avantage de reproduire assez bien le comportement dynamique du véhicule tout en étant très simple, et donc rapide à calculer.

Puisque le but d'utiliser un modèle simplifié est de diminuer le temps de calcul, pourquoi ne pas se contenter de simples charges mobiles? Tel que présenté à la section 1.3.2.2, les propriétés dynamiques du véhicule sont très importantes dans l'étude de la réponse du pont, puisqu'il existe une interaction entre le pont et le camion. Cette interaction devrait théoriquement être encore plus importante qu'à l'habitude pour les ponts à platelage d'aluminium, en raison de leur faible poids. En effet, plus les poids du camion et du pont sont semblables, plus le camion aura d'influence sur le comportement du pont.

Afin de valider la pertinence d'utiliser un modèle dynamique pour représenter les véhicules, un modèle dynamique d'un véhicule à deux roues, composé de ressorts et d'amortisseurs, a été comparé à des charges mobiles. Dans les deux cas, le pont est le même et les charges appliquées par chacune des roues sont identiques, seul le comportement dynamique diffère. Une analyse statique fut également réalisée, afin de servir de résultat de référence. La Figure 2.1 présente le déplacement vertical mesuré au centre du pont causé par les charges statiques, les charges mobiles et le modèle dynamique.



**Figure 2.1. Comparaison du modèle dynamique aux charges mobiles**

Le premier constat qui s'impose est que le modèle dynamique ainsi que les charges mobiles permettent tous deux de voir apparaître des effets dynamiques, puisque le déplacement observé est supérieur au déplacement statique. Toutefois, la conclusion la plus intéressante à tirer de ces résultats est que le modèle dynamique produit un comportement très différent des charges mobiles, produisant beaucoup plus d'oscillations, autant dans les premiers modes (grandes oscillations) que dans les modes supérieurs (petites oscillations). Le modèle dynamique met en lumière l'effet de la vibration du camion, qui change continuellement la distribution des charges d'une roue à l'autre, comparativement aux charges mobiles qui restent constantes tout au long de la simulation. L'effet pourrait potentiellement être encore plus important pour un camion reposant sur un plus grand nombre de roues, tel que le CL-625 ou le train double de type B, d'où l'importance de prendre en considération les propriétés dynamiques des véhicules.

## 2.2 Méthode d'analyse

### 2.2.1 Généralités

Tel que vu précédemment, il existe deux types d'analyse pouvant être utilisés dans les études dynamiques, soit l'analyse implicite et l'analyse explicite, chacune comportant leur lot d'avantages et d'inconvénients. La présente section vise à déterminer laquelle des deux méthodes est la mieux adaptée pour l'étude du comportement dynamique des ponts.

### 2.2.2 Comparaison des méthodes disponibles

Afin d'évaluer les capacités de chacune des méthodes, diverses modélisations visant à comparer les résultats des deux types d'analyse furent réalisées. Le modèle choisi est un modèle très simple, où un véhicule à deux roues circule sur une dalle de béton simplement appuyée à chacune de ses extrémités. Afin d'assurer un comportement dynamique se rapprochant du comportement réel espéré, le modèle de véhicule choisi se veut une simplification des modèles couramment utilisés dans la littérature, où le corps du véhicule est composé d'éléments rigides et est supporté par des systèmes de ressorts et amortisseurs. Un croquis du modèle de véhicule utilisé est présenté à la Figure 2.2 et les paramètres de modélisation de la dalle et du véhicule sont présentés au Tableau 2.1 et au Tableau 2.2, respectivement. Finalement, le Tableau 2.3 présente les fréquences de vibration associées au pont ainsi qu'au véhicule. Seules les 10 premières fréquences du pont sont présentées, puisque les fréquences suivantes sont plus de 10 fois supérieures aux fréquences du véhicule et auront donc vraisemblablement un impact négligeable sur le comportement du modèle. En ce qui concerne le véhicule, seul quatre fréquences sont disponibles puisque le véhicule comporte seulement quatre modes, soit le déplacement vertical de chacune des trois masses ainsi que la rotation autour de la masse  $m_3$ .

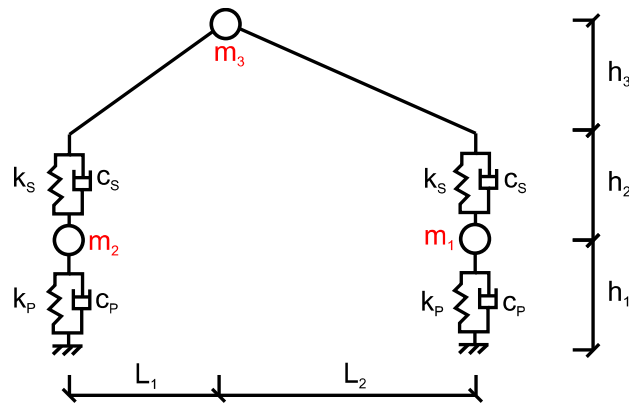


Figure 2.2. Schéma du véhicule à deux roues

**Tableau 2.1. Paramètres de modélisation de la dalle**

| Géométrie                   |      |
|-----------------------------|------|
| Longueur [m]                | 10   |
| Largeur [m]                 | 1,5  |
| Épaisseur [m]               | 0,2  |
| Propriétés de matériau      |      |
| E [GPa]                     | 30   |
| $\nu$                       | 0,2  |
| $\rho$ [kg/m <sup>3</sup> ] | 2400 |

**Tableau 2.2. Paramètres de modélisation du véhicule à deux roues**

| Géométrie                                 |        |               |                 |
|---|--------|---------------|-----------------|
| $L_{\text{totale}}$ [m]                   | 5      | $h_1$ [m]     | 0,3             |
| $L_1$ [m]                                 | 3      | $h_2$ [m]     | 0,3             |
| $L_2$ [m]                                 | 2      | $h_3$ [m]     | 0,3             |
| Propriétés dynamiques                     |        |               |                 |
| $m_1$ [kg]                                | 800    | $k_s$ [N/m]   | $1 \times 10^6$ |
| $m_2$ [kg]                                | 800    | $k_p$ [N/m]   | $2 \times 10^6$ |
| $m_3$ [kg]                                | 10 000 | $c_s$ [N·s/m] | 0               |
| $I_{\text{tangage}}$ [kg·m <sup>2</sup> ] | 50 000 | $c_p$ [N·s/m] | 6000            |

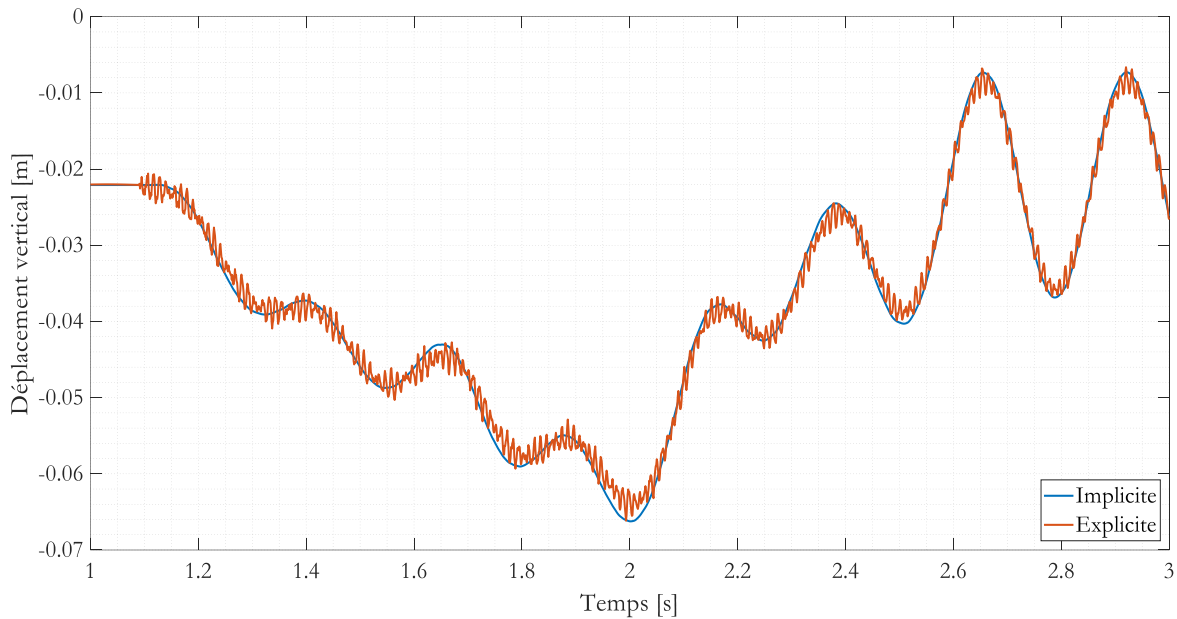
**Tableau 2.3. Fréquences de vibration de la dalle et du véhicule à deux roues**

| Mode | Fréquence [Hz] |          |
|------|----------------|----------|
|      | Pont           | Véhicule |
| 1    | 3,770          | 1,708    |
| 2    | 15,010         | 2,147    |
| 3    | 28,065         | 9,824    |
| 4    | 31,835         | 9,873    |
| 5    | 33,469         | -        |
| 6    | 58,176         | -        |
| 7    | 59,357         | -        |
| 8    | 79,355         | -        |
| 9    | 89,317         | -        |
| 10   | 97,163         | -        |

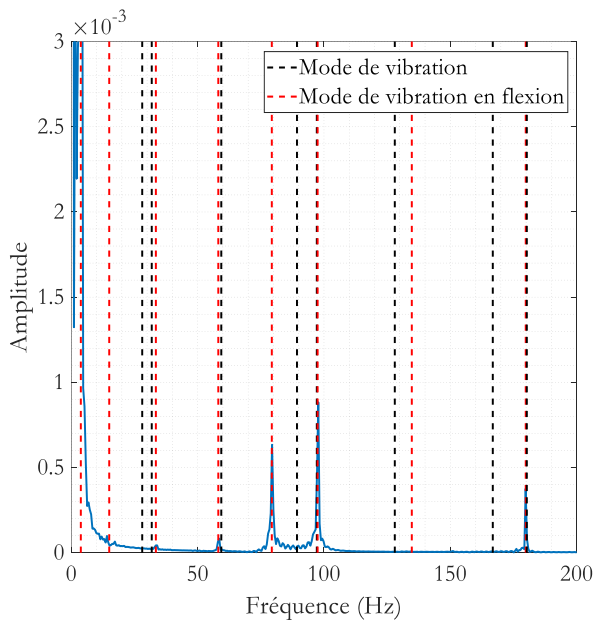
Afin de comparer les résultats des deux types d'analyse, le déplacement vertical du nœud central du pont a été sélectionné comme variable comparative, puisqu'il s'agit d'une variable facilement mesurable et qui permet d'observer rapidement certaines caractéristiques des modèles, notamment les modes de vibration qui sont sollicités. Ce dernier point est d'ailleurs très important, puisque la plus grande différence anticipée entre les deux analyses est l'effet des modes supérieurs, en raison des pas de calculs radicalement différents.

La première série de modélisations comparatives a été réalisée sans considérer d'amortissement dans la dalle, de manière à bien capturer l'ensemble du contenu fréquentiel de la réponse de la structure. Les résultats de cette série sont présentés à la Figure 2.3(a), où le déplacement vertical est tracé par rapport au temps. La Figure 2.3(b) et la Figure 2.3(c) présentent quant à elles les

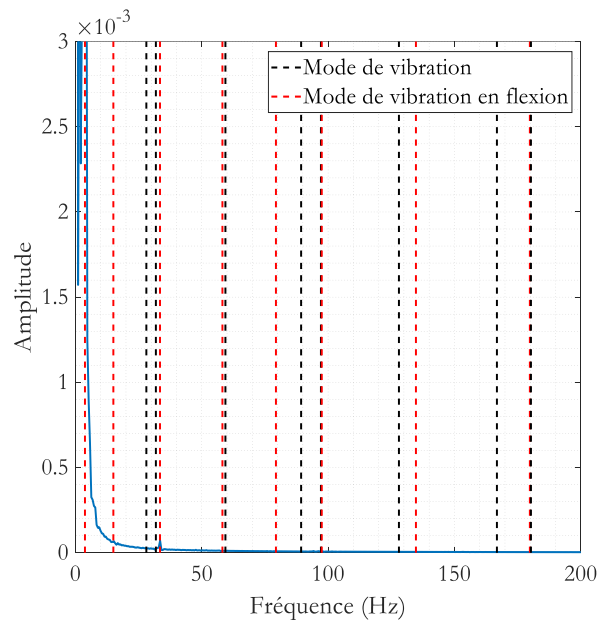
analyses fréquentielles des deux simulations, résultat important pour comprendre les différences pouvant survenir entre les deux analyses.



(a) Analyse temporelle du déplacement du pont



(b) Analyse fréquentielle (FFT) de l'analyse explicite

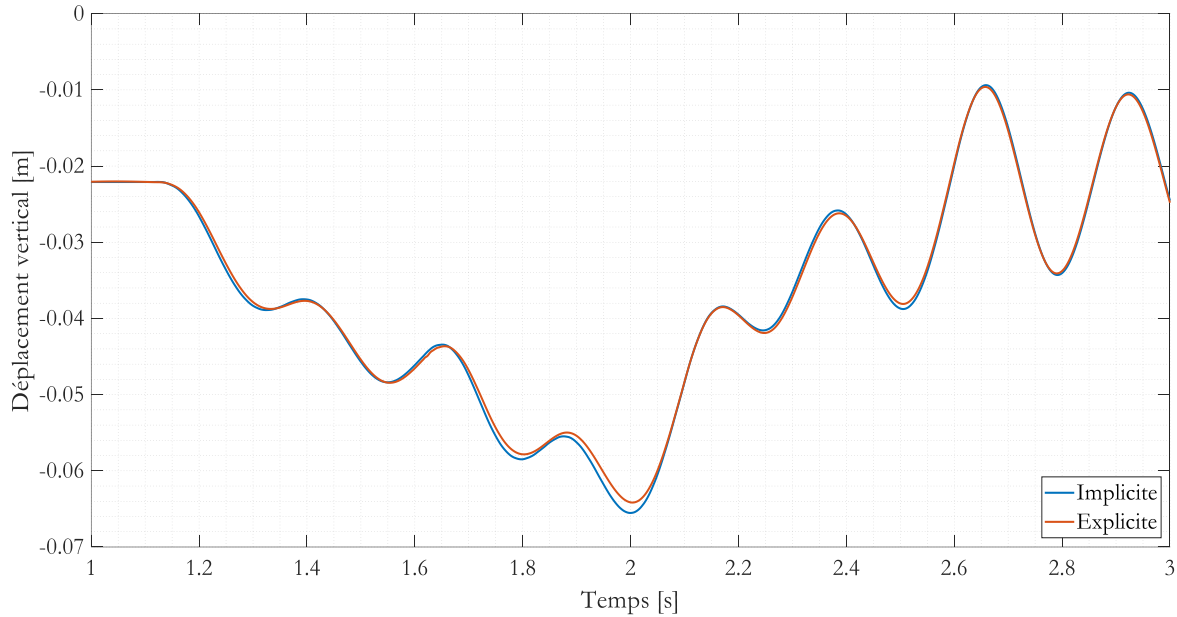


(c) Analyse fréquentielle (FFT) de l'analyse implicite

**Figure 2.3. Comparaison des résultats de l'analyse implicite et de l'analyse explicite sans amortissement**  
 Les résultats des deux analyses sont très similaires dans le comportement global, quoique l'analyse explicite oscille beaucoup plus que l'analyse implicite, suggérant que davantage de modes vibratoires sont pris en compte. Cette hypothèse est confirmée par les analyses fréquentielles de chacune des modélisations, où il est possible de voir apparaître des pointes

autour de 80, 100 et 180 Hz, fréquences correspondant à certains des modes propres en flexion du pont, pour l'analyse explicite, alors que la deuxième analyse ne comporte aucune de ces pointes. Il est important de noter que les analyses fréquentielles ne relèvent pas l'effet du second mode de flexion, ainsi que de tous les modes pairs, puisque le déplacement est enregistré au centre du pont, qui correspond à un nœud de déplacement nul pour ces derniers. À première vue, les résultats semblent démontrer que l'analyse explicite permet de capturer l'effet des modes supérieurs, alors que l'analyse implicite en semble incapable, bien que la fréquence d'échantillonnage choisie permît théoriquement de capturer l'effet des fréquences allant jusqu'à 500 Hz. Il est toutefois important de se rappeler que la méthode implicite est considérée comme étant la méthode exacte, alors que la méthode explicite est approximative. La question se pose donc à savoir si ces modes sont réellement présents dans le comportement de la structure ou s'il s'agit de modes parasites, dus aux erreurs d'approximation de la méthode explicite. Il convient aussi de souligner que cette série de modélisation ne considérait aucun amortissement, ce qui ne correspond pas exactement à la réalité. En effet, toutes les structures réelles possèdent un certain amortissement, qui dépend des matériaux présents dans la structure ainsi que du type de structure à l'étude.

La deuxième série de modélisation vise donc à évaluer l'effet de l'amortissement pour chacune des méthodes d'analyse à l'étude. Pour ces modélisations, le taux d'amortissement critique a été ajusté de façon arbitraire à 3% sur le 1<sup>er</sup> et le 3<sup>e</sup> mode de flexion au moyen de l'équation de Rayleigh. Les résultats obtenus sont présentés à la Figure 2.4.



**Figure 2.4. Comparaison des résultats de l'analyse implicite et de l'analyse explicite avec un taux d'amortissement critique de 3%**

Au premier coup d'œil il est évident que l'amortissement a une influence sur l'effet des modes supérieurs, influence prévisible en raison de la distribution de l'amortissement en fonction de la fréquence du modèle de Rayleigh, où le taux d'amortissement augmente de façon pratiquement linéaire pour les fréquences élevées, pouvant atteindre éventuellement des niveaux très élevés et limitant ainsi fortement la contribution des modes supérieurs. Ces derniers étant très amortis dans le cas à l'étude, les résultats des deux types d'analyse sont très semblables, de légères différences pouvant être considérées comme négligeables apparaissant près des minimums et maximums locaux. Il semblerait donc que dans les cas où l'amortissement est considéré, les deux méthodes d'analyse sont comparables au niveau de la précision des résultats et que, même pour des taux d'amortissement très faible, l'effet des modes supérieurs identifié lors de la première série de modélisation disparaît, ce qui renforce l'idée qu'il s'agissait de modes parasites qui ne représentent pas le comportement réel de la structure. L'introduction d'amortissement dans le modèle a aussi un impact colossal sur le temps de calcul de l'analyse explicite, en réduisant l'incrément de temps stable de deux ordres de grandeur, qui passe de  $1,5 \times 10^{-5}$  seconde à  $1,8 \times 10^{-7}$  seconde, ce qui signifie que près de 100 fois plus d'incréments sont nécessaires pour compléter la simulation. Le Tableau 2.4 présente les temps de calcul de chacune des méthodes pour le même modèle, avec et sans amortissement.

Tableau 2.4. Temps de calcul pour chacune des méthodes d'analyse

| Méthode<br>d'analyse | Temps de calcul [s]   |                       |
|----------------------|-----------------------|-----------------------|
|                      | Sans<br>amortissement | Avec<br>amortissement |
| Implicite            | 1 148                 | 1 154                 |
| Explicite            | 423                   | 31 504                |

Le tableau précédent montre clairement que l'amortissement a un énorme impact sur le temps de calcul de l'analyse explicite, alors que le temps de calcul de l'analyse implicite est pratiquement in affecté. La différence est si importante que l'analyse explicite, qui était la plus rapide avant l'utilisation des paramètres d'amortissement, devient, et de loin, la plus longue des analyses lorsque l'amortissement est considéré. Considérant que l'objectif est d'obtenir un modèle le plus efficace possible en temps de calcul, l'influence de l'amortissement sur l'analyse explicite est un énorme désavantage pour cette dernière.

### 2.2.3 Choix de la méthode d'analyse

À la lumière des résultats obtenus, il semblerait que l'analyse implicite soit plus intéressante pour le problème à l'étude, puisqu'elle permet de considérer l'amortissement en n'ayant pratiquement aucune influence sur le temps de calcul, en plus d'offrir plus d'options disponibles lors de la modélisation, notamment un plus grand choix d'éléments et plus d'options permettant de gérer numériquement le contact entre deux surfaces. Toutefois, lorsque les modèles se complexifient, la convergence devient beaucoup plus difficile à atteindre avec l'analyse implicite et les temps de calcul en souffrent énormément, rendant son application beaucoup plus ardue. Les deux séries de modélisations ayant permis de démontrer que le comportement global de la structure est le même pour les deux types d'analyses, et que le présent projet s'intéresse au comportement global du système pont-camion et non aux effets locaux, l'analyse explicite, généralement utilisée dans les analyses dynamiques, est choisie comme méthode d'analyse. Finalement, afin de simplifier les modélisations et de limiter autant que possible le temps de calcul, l'amortissement de la structure sera négligé, ce qui signifie que les résultats finaux pourraient présenter beaucoup d'oscillations qui devront être négligées, puisque ne reflétant pas le comportement réel du pont.

## 2.3 Modèle de calibration

Afin de s'assurer que les modèles qui seront développés dans Abaqus peuvent produire des résultats fiables, la première étape est de reproduire des résultats reconnus et présentés dans un article. L'article choisi est celui de Zhang *et al.* présenté à la section 1.5.3. Cet article fut choisi



parce que les auteurs présentent plusieurs des caractéristiques nécessaires à la modélisation, tels le maillage utilisé et les propriétés dynamiques complètes du camion, ainsi qu'une grande variété de résultats présentant l'effet des divers paramètres à l'étude, ce qui facilite grandement la reproduction des résultats et élimine des causes d'erreurs possibles.

### **2.3.1 Propriétés connues du modèle de calibration**

Tout d'abord, les auteurs présentent les paramètres de base du pont, qui est une dalle de béton de 7,08 m de long par 8,45 m de large par 0,25 m d'épaisseur simplement supportée, donc reposant sur un appui simple et un appui à rouleau. De plus, l'ensemble des caractéristiques dynamiques du véhicule utilisé sont présentées dans le Tableau 1.7, qui ne sera pas répété ici pour alléger le texte.

L'article présente aussi des données de maillage très intéressantes pour la reproduction des résultats, soit le nombre total d'éléments (1200) et de nœuds (1764) de même que le type d'éléments utilisés. À partir de ces données, il est possible de trouver que les éléments utilisés sont de type linéaire, puisque des éléments solides à 8 nœuds sont utilisés, et que le maillage comporte 20 éléments sur chacun des côtés ainsi que 3 éléments sur l'épaisseur de la plaque. Cette information est primordiale, puisque le maillage d'un modèle a une très grande influence sur les résultats.

Finalement, Zhang *et al.* présentent plusieurs résultats pouvant servir de point de contrôle lors de l'élaboration du modèle. Tout d'abord, les fréquences de vibration du pont et du camion sont présentées, ainsi que la force de contact statique maximale d'une roue de même que le déplacement causé par cette force. Diverses figures présentent aussi l'ensemble de la réponse du pont pour divers essais, plutôt que la simple valeur maximale, ce qui permet de valider l'exactitude des résultats obtenus. De plus, ayant étudié l'effet de la rugosité de surface, Zhang *et al.* présentent une figure montrant l'effet de la rugosité de surface en comparant la réponse d'un pont ayant une chaussée en bon état, en mauvais état et complètement lisse. Puisque le profil de rugosité d'une chaussée est défini par un processus aléatoire (fonctions de puissance de densité spectrale), il est pratiquement impossible d'obtenir le même profil que celui utilisé dans l'étude, même si le coefficient de rugosité est identique. La possibilité d'avoir des résultats ne prenant pas en compte la rugosité de la surface de roulement est donc un avantage non négligeable lors de la comparaison des résultats.

### 2.3.2 Propriétés manquantes du modèle de calibration

Bien que l'article de Zhang *et al.* comporte la majorité des détails nécessaires à la modélisation et à la validation des résultats, il manque toutefois quelques détails importants qui devront être identifiés afin de pouvoir reproduire les résultats obtenus.

Dans un premier temps, les différentes propriétés physiques et mécaniques du béton, soit la masse volumique, le module de Young et le coefficient de Poisson, sont inconnues, ce qui requiert une première ronde de modélisation afin de les identifier. Heureusement, certains résultats relatifs à la dalle de béton sont présentés, ce qui permet d'évaluer les paramètres manquants avant de procéder aux études dynamiques. Les résultats pertinents à la modélisation sont donc la force statique maximale causée par une roue, la flèche statique mesurée sous cette charge et finalement les 10 premières fréquences de vibration. Les essais nécessaires sont divisés en deux parties, la première étant une analyse statique et la deuxième une analyse de fréquences.

Connaissant les dimensions du pont et ses conditions d'appuis, ainsi que la charge appliquée et la flèche causée par cette dernière, il est possible de trouver, au moyen d'une simple analyse statique, la rigidité de la dalle, et donc son module de Young. En appliquant deux charges de 21,8 kN, correspondant à la force statique maximale, espacées de 2,1 m au centre du pont, de manière à causer le moment maximal pour l'essieu le plus chargé du camion, Zhang *et al.* obtiennent une flèche de 1,15 mm. Une simulation similaire fut réalisée et diverses combinaisons de module de Young et de coefficient de Poisson furent testées jusqu'à l'obtention d'une flèche statique équivalente à la valeur de référence. Un module de Young de 16,55 GPa et un coefficient de Poisson de 0,15 ont permis d'obtenir une flèche de 1,16 mm, résultat jugé suffisamment précis puisqu'il ne s'écarte de la valeur de référence que d'environ 1%. Ces valeurs ont ainsi été jugées adéquates et sont utilisées pour les modélisations subséquentes.

La seule propriété manquante pour modéliser adéquatement le béton lors des analyses dynamiques est sa masse volumique. Puisque les fréquences de vibration d'une structure sont directement reliées à sa masse et sa rigidité et que la rigidité fut identifiée lors des analyses statiques, une analyse de fréquences permettra d'identifier la masse du pont, et du même coup la masse volumique du béton. Afin de choisir la valeur permettant de reproduire le plus précisément possible les résultats de Zhang *et al.*, les 10 premières fréquences de vibration sont comparées et la masse volumique minimisant l'écart entre les fréquences présentées dans l'article et les fréquences calculées dans Abaqus est sélectionnée comme étant la bonne. Différentes

itérations ont permis d'identifier  $2400 \text{ kg/m}^3$  comme la masse volumique recherchée. Les fréquences de vibration obtenues sont présentées au Tableau 2.5 et sont comparées aux valeurs obtenues par Zhang *et al.*

**Tableau 2.5. Analyse de fréquences du modèle Abaqus et comparaison au modèle de Zhang *et al.***

| Mode | Fréquence                   |                       |              |
|------|-----------------------------|-----------------------|--------------|
|      | Zhang <i>et al.</i><br>[Hz] | Modèle<br>Abaqus [Hz] | Écart<br>[%] |
| 1    | 7,81                        | 8,02                  | 2,7          |
| 2    | 11,59                       | 11,70                 | 0,94         |
| 3    | 23,39                       | 22,55                 | -3,60        |
| 4    | 31,67                       | 31,57                 | -0,32        |
| 5    | 35,93                       | 35,96                 | 0,07         |
| 6    | 45,13                       | 44,26                 | -1,93        |
| 7    | 49,5                        | 46,27                 | -6,53        |
| 8    | 71,94                       | 65,30                 | -9,23        |
| 9    | 72,24                       | 67,12                 | -7,08        |
| 10   | 76,17                       | 74,76                 | -1,86        |

Le lecteur averti aura constaté que bien que la densité et le coefficient de Poisson identifié aux moyens des modèles numériques correspondent assez bien aux valeurs normales pour un béton, le module de Young est inférieur aux valeurs conventionnelles, qui se trouvent généralement autour de 25 GPa pour un béton de 30 MPa [33]. Toutefois, une distinction très importante à faire est que la dalle de béton de Zhang *et al.* est en fait une dalle fictive visant à reproduire le comportement d'un platelage en FRP. Il est donc possible que les données utilisées ne soient pas exactement les mêmes que pour un béton conventionnel. L'important ici n'est pas d'obtenir des valeurs réalistes, mais d'assurer que le modèle Abaqus sera en mesure de reproduire adéquatement les résultats de Zhang *et al.*

### 2.3.3 Étapes de modélisation du camion de calibration

Une fois que toutes les propriétés nécessaires sont connues, il est possible de reproduire le modèle de Zhang *et al.* dans Abaqus et de procéder à différents essais permettant d'assurer la fiabilité du modèle. Cette section présente les principales étapes suivies pour modéliser le camion, présenté à la Figure 2.5, ainsi que les raisons justifiant certains choix.

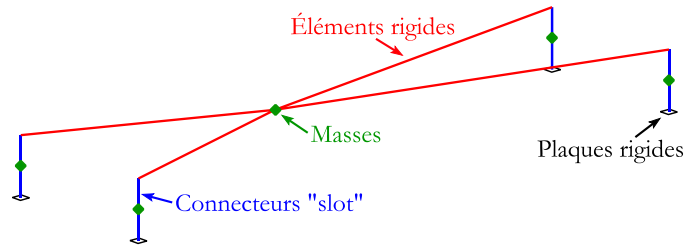


Figure 2.5. Modèle de Zhang et al. tel que défini dans Abaqus

Tout d'abord, afin d'assurer le contact entre le véhicule et le pont, des éléments de types rigides ont été utilisés afin de représenter les roues du camion. Toutefois, puisque l'article utilise seulement un point de contact plutôt qu'une surface, la dimension des surfaces devait être très petite pour obtenir des résultats équivalents. C'est pourquoi les surfaces représentant les roues ont des dimensions de 50 mm x 50 mm, afin d'être plus petites que les éléments utilisés sur le pont. Puisque l'effet de la rugosité de surface n'est pas étudié, les conditions de contact entre les surfaces des roues et le pont sont définies comme étant rigide pour les mouvements normaux à la surface, c'est-à-dire qu'aucune pénétration des nœuds des surfaces rigides n'est permise dans le pont, et sans friction pour les mouvements tangentiels à la surface, donc aucun coefficient de frottement n'est défini entre les surfaces des roues et le pont.

Puis, les connexions entre les surfaces de contact des roues et les diverses masses représentant les systèmes de suspension sont effectuées au moyen de connecteurs de type « slot », qui permettent d'imposer une rigidité et un amortissement précis entre deux points du modèle. Les connecteurs ont été préférés à l'outil ressorts et amortisseurs offert dans Abaqus en raison de leur versatilité, notamment pour la possibilité d'imposer une force directement sur le connecteur, option pouvant peut-être être utile lors d'études futures sur l'effet de la rugosité de surface. De plus, ce type de connecteur a été préféré au connecteur axial puisqu'il n'admet qu'un déplacement dans une direction prédéfinie, ce qui permet d'assurer que les trois nœuds composants chacun des systèmes roue et amortisseur du camion restent bien verticaux et ne subissent aucun déplacement différentiel en dehors de l'axe des connecteurs. D'autres techniques auraient pu être utilisées afin d'obtenir les mêmes résultats, telle la combinaison de connecteurs axiaux et de couplage cinématique, mais l'option choisie permet de garder le modèle le plus simple possible.

Par la suite, chacun des systèmes de suspension est relié au centre de masse du véhicule au moyen d'éléments connecteurs de type poutre. Ce type de connecteur transmet les déplacements et les rotations d'un nœud à l'autre et est un connecteur rigide, ce qui signifie que le corps du camion se comportera comme un corps rigide. Le choix d'utiliser des connecteurs rigides plutôt qu'une

surface rigide vient de la possibilité d'appliquer des contraintes à chacune des extrémités du connecteur, alors qu'une surface rigide ne répond qu'aux contraintes appliquées à son point de référence.

La prochaine étape est d'imposer les masses, inerties et autres contraintes restantes au modèle. La masse totale du camion est séparée en diverses masses ponctuelles, et des inerties peuvent être spécifiées à chacune d'entre elles. Toutefois, puisque certaines rotations ne sont pas à l'étude, tel le lacet du corps du camion ou le roulis, le tangage et le lacet des systèmes de suspension, les inerties correspondantes seront remplacées par des contraintes de rotation qui éliminent toute rotation possible. De même, les trois rotations des surfaces de contact des roues doivent être bloquées afin d'assurer la stabilité du modèle. Il est à noter que les mouvements transversaux sont aussi empêchés, puisqu'ils ne sont pas pris en considération dans l'article de Zhang *et al.*, ce qui permet de comparer directement les résultats présentés dans l'article à ceux obtenus avec le modèle Abaqus.

Finalement, la dernière étape consiste à appliquer les charges et les déplacements permettant au modèle de simuler le passage du camion sur le pont. Pour ce faire, les simulations sont séparées en deux portions, la première servant à mobiliser le poids propre du camion et du pont et la deuxième servant à imposer les déplacements. Il est nécessaire dans Abaqus de diviser l'analyse en deux portions, puisque, par défaut, la gravité n'est pas considérée et doit donc être activée afin de considérer le poids propre des diverses composantes du modèle. Par la suite, les déplacements sont imposés au moyen de conditions limites, en imposant une vitesse aux surfaces rigides représentant les roues. Les mouvements des roues sont transmis aux autres parties du camion au moyen des différents connecteurs, qui ont été choisis de manière à assurer l'uniformité des déplacements longitudinaux pour tous les points du véhicule. De plus, afin de limiter les vibrations occasionnées par un changement brusque des conditions, la gravité et la vitesse sont appliquées de manière progressive grâce à l'outil d'amplitude offert dans Abaqus, qui permet d'utiliser une amplitude de type « smooth step » pour n'importe quelle condition limite ou chargement. Celle-ci, définie par la fonction présentée à la Figure 2.6(b), permet d'éliminer les discontinuités qui apparaissent lorsque les chargements sont appliqués brusquement ou lorsque la variation linéaire, présentée à la Figure 2.6(a) est utilisée. Par exemple, dans le cas du mouvement longitudinal, si la vitesse est imposée en suivant une variation linéaire de 0 à 10 m/s, l'accélération ainsi créée est constante jusqu'à l'atteinte de la vitesse maximale, puis devient

brusquement nulle, alors que si la vitesse est imposée en suivant un « smooth step », l'accélération varie jusqu'à l'atteinte de la vitesse maximale, mais cette variation est continue et ne contient aucun changement brusque.

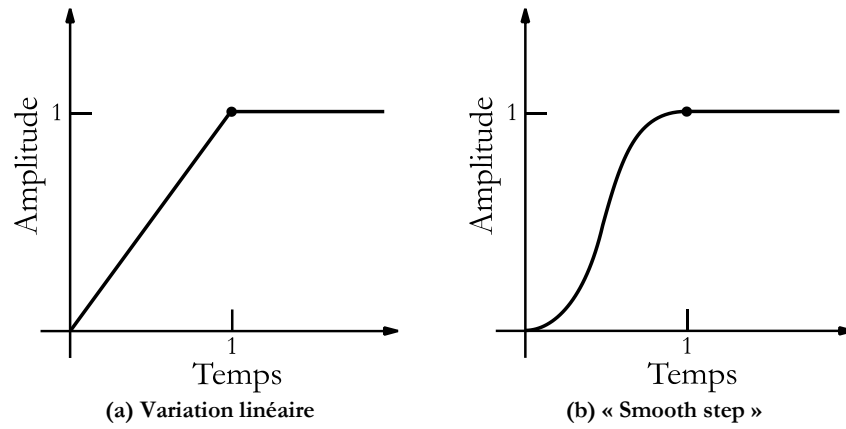


Figure 2.6. Définition des amplitudes dans Abaqus (adapté de [13])

## 2.3.4 Validation du modèle

### 2.3.4.1 Validation préliminaire du camion

Afin de valider que le modèle de camion assemblé dans Abaqus est en mesure de reproduire le comportement du camion présenté dans l'article, deux vérifications sont effectuées. Tout d'abord, une première vérification statique consiste à comparer la force résultante maximale d'une roue sous le seul poids du camion. Zhang *et al.* trouve une force maximale de 21 796 N pour les roues les plus chargées et le modèle Abaqus donne, pour les mêmes roues, une force de 21 818 N, donc pratiquement le même résultat. La deuxième vérification, relative au comportement dynamique, consiste à comparer les fréquences de vibration des deux modèles. Les résultats de cette dernière sont présentés au Tableau 2.6.

**Tableau 2.6. Comparaison des fréquences du véhicule du modèle Abaqus et du modèle de référence**

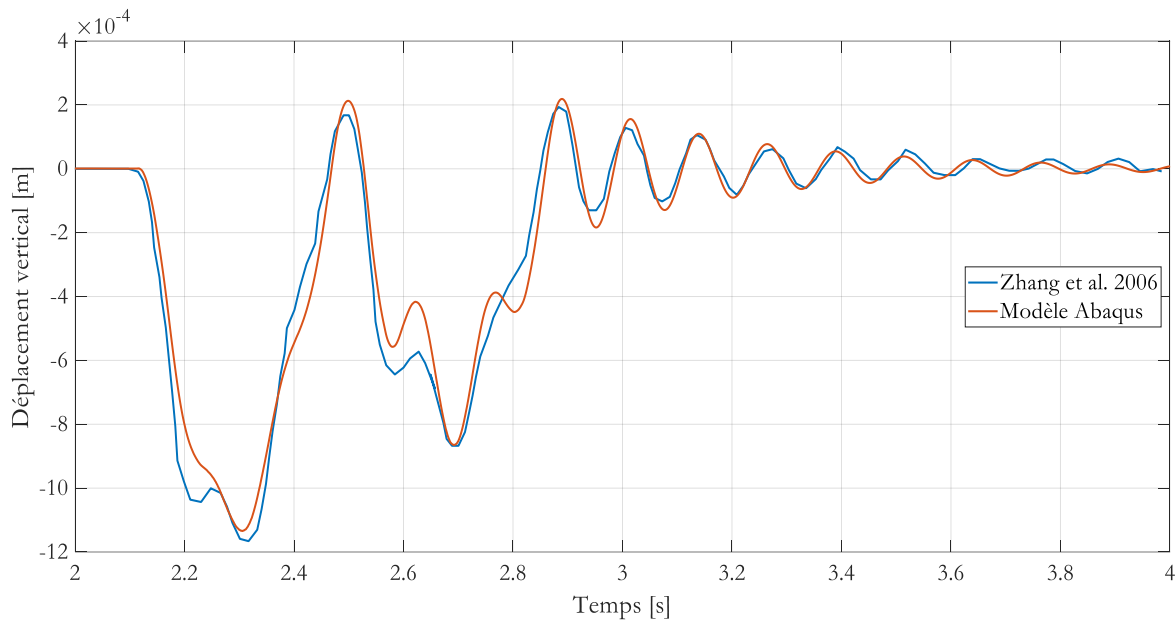
| Mode | Fréquence         |                    |
|------|-------------------|--------------------|
|      | Zhang et al. [Hz] | Modèle Abaqus [Hz] |
| 1    | 1,147             | -                  |
| 2    | 1,796             | 1,796              |
| 3    | 1,940             | -                  |
| 4    | 2,775             | 2,775              |
| 5    | 3,301             | 3,301              |
| 6    | 3,647             | -                  |
| 7    | 3,899             | -                  |
| 8    | 4,325             | -                  |
| 9    | 5,038             | 5,038              |
| 10   | 5,451             | 5,451              |
| 11   | 7,131             | 7,131              |
| 12   | 10,202            | -                  |
| 13   | 11,812            | 11,812             |

Les résultats précédents montrent que le modèle Abaqus permet d'obtenir pratiquement exactement les mêmes forces et les mêmes fréquences que le modèle de référence, ce qui signifie que le camion modélisé correspond au camion de référence et qu'ils auront le même comportement. La seule différence est que le modèle Abaqus n'est composé que de 7 modes, alors que le modèle de Zhang *et al.* en comporte 13, en raison des déplacements latéraux. Les 6 fréquences manquantes dans le tableau précédent correspondent donc aux 6 modes attribuables aux degrés de liberté supplémentaires du modèle de référence.

#### 2.3.4.2 Validation dynamique

Bien que la plupart des propriétés du modèle soient désormais connues, il en reste quelques-unes qui sont impossibles à identifier au moyen de modèles simplifiés et qui requièrent donc différentes itérations sur le modèle complet. Ces données manquantes sont la position transversale du camion et l'amortissement spécifié dans le béton. L'article précise que des essais ont été effectués pour des taux d'amortissement critique de 0% à 5%, mais ne spécifie pas quel taux a été utilisé pour l'essai choisi comme valeur de référence, soit l'essai sans rugosité de surface. De la même manière, il n'est indiqué nulle part si le camion circulait au centre du pont ou au centre d'une voie, puisque le pont est assez large pour contenir deux voies de circulation. Après plusieurs itérations, un modèle produisant des résultats assez semblables aux résultats de Zhang *et al.* fut trouvé en plaçant le camion au centre du pont et en utilisant un taux

d'amortissement critique de 4%, calculé sur la première et la troisième fréquence de vibration en flexion. Les résultats obtenus sont comparés aux résultats de l'article dans la Figure 2.7, où le déplacement vertical du pont, mesuré au centre, est tracé par rapport au temps. La vitesse du véhicule est de 20 m/s dans les deux cas.



**Figure 2.7: Comparaison des résultats du modèle Abaqus et des résultats de Zhang *et al.* [20]**

Les résultats présentés à la figure précédente permettent de voir que le modèle Abaqus est capable de représenter assez bien les résultats de Zhang *et al.* Il existe toutefois certaines différences entre les deux courbes, différences pouvant être attribuables à de nombreux facteurs, notamment au taux d'amortissement choisi. En effet, le taux d'amortissement spécifié dans Abaqus n'est probablement pas défini de la même manière que dans l'article, puisqu'il dut être évalué par essais et erreurs. Il aurait probablement été possible d'obtenir des résultats encore plus près du modèle de référence, toutefois, puisqu'il ne s'agissait que de valider la fiabilité du modèle, la précision a été jugée satisfaisante et l'investissement de temps nécessaire pour l'améliorer n'en valait pas la peine. Malgré les quelques différences, le modèle implémenté dans Abaqus a été en mesure de capturer le même comportement global que le modèle de Zhang *et al.*, où les déplacements maximums sont sensiblement les mêmes, les périodes de vibration sont pratiquement identiques et la décroissance de l'amplitude des déplacements due à l'amortissement est équivalente. Il en résulte donc qu'il est possible de définir avec confiance un modèle dynamique de camion dans Abaqus, qui est à même de reproduire les résultats d'études utilisant des logiciels maison conçus spécifiquement pour cette tâche.



## **2.4 Modèle de camion adapté aux normes canadiennes**

### **2.4.1 Généralités**

Dans l'ensemble de la littérature consultée, il n'existe pas de modèle de camion développé selon les exigences canadiennes actuelles, du moins aucun modèle dont les données de modélisation sont disponibles. Afin d'atteindre les objectifs du projet, il est donc nécessaire de développer un modèle de camion simplifié permettant de prendre en compte les charges et les dimensions des camions canadiens actuels ou d'adapter l'un des modèles existants. Puisque le développement d'un nouveau modèle est un processus long et ardu, la deuxième option fut choisie.

Pour adapter un modèle existant aux exigences des normes canadiennes, il faut trouver un modèle qui est le plus près possible de la configuration recherchée, et pour lequel les propriétés dynamiques sont connues. Parmi les modèles consultés, 2 répondent à ces exigences, chacun ayant des avantages différents. Finalement, le modèle choisi devra être adapté pour 2 configurations différentes, soit le train double B et le CL-625, afin de comparer le comportement dynamique d'un camion réel et d'un camion de conception.

### **2.4.2 Choix du modèle de référence**

Le premier modèle considéré est celui proposé par Savard, présenté à la section 1.5.1. Ce modèle, étant basé sur le QS-660, a l'avantage d'être déjà très près des configurations recherchées, étant un train double à 7 essieux et ayant un poids très similaire. De plus, le modèle est très simple, requérant un minimum d'éléments pour assurer le comportement dynamique de l'ensemble. Toutefois, la fiabilité des propriétés dynamique est mise en doute, puisqu'elles ont été obtenues à partir d'un camion beaucoup plus petit et plus léger, et considérées comme étant uniformes pour tout type de camion.

Le deuxième modèle considéré est celui proposé par Wang et Liu [24], présenté à la section 1.5.2. Les avantages de ce modèle sont nombreux, en commençant par la configuration des essieux, représentés par des éléments rigides, ce qui permet de représenter l'excentricité des systèmes de suspension et des roues et d'assurer une interaction entre les deux roues d'un même essieu. Deuxièmement, les propriétés dynamiques présentées sont tirées d'une campagne expérimentale d'observation du trafic routier lourd et sont plus récentes. Elles sont donc plus susceptibles de représenter adéquatement l'ensemble des camions circulant sur les routes. Finalement, le rapport présente les données dynamiques de plusieurs catégories de camion, ce qui permet de les

comparer entre elles et procure une certaine flexibilité lors de l'adaptation d'un modèle. Cependant, le modèle a aussi des inconvénients, notamment concernant les configurations proposées, puisqu'aucune de ces configurations n'a plus d'une remorque. De plus, la question se pose à savoir si des données recueillies sur les camions de la Floride peuvent être applicables aux camions canadiens.

A priori, le modèle de Wang et Liu semble mieux adapté au problème, se basant sur des données jugées plus fiables, permettant de représenter plus précisément le comportement du véhicule et offrant une certaine liberté sur le choix des données de modélisation. Néanmoins, après plusieurs essais, il s'est révélé que le modèle ne permettait pas d'obtenir le comportement désiré, puisque le modèle était instable, principalement en raison du roulis des essieux et les moyens pris pour rétablir la stabilité du modèle éliminaient certains degrés de liberté. Il fut donc décidé d'utiliser un modèle semblable au modèle de Savard, qui est le type de modèle le plus généralement utilisé dans la littérature, mais d'utiliser les propriétés dynamiques présentées par Wang et Liu, faute de meilleures données, de manière à obtenir un modèle stable utilisant les données les plus réalistes possible.

### **2.4.3 Particularités des modèles adaptés**

Deux configurations différentes du modèle ont été développées, de manière à représenter le comportement du train double de type B et le comportement du CL-625. Le processus de modélisation étant très similaire pour les deux modèles, les principales étapes requises sont présentées dans cette section, alors que les sections suivantes présenteront les différences entre les deux modèles ainsi que les paramètres utilisés dans les deux cas.

Les premières étapes de modélisations sont très similaires aux étapes présentées à la section 2.3.3, où les surfaces de contact des roues sont modélisées par des surfaces rigides, les systèmes de ressorts et amortisseurs sont modélisés par des connecteurs de type « slot » et le corps du camion est modélisé par un ensemble de connecteurs rigides de type poutre. Des différences apparaissent toutefois sur la forme donnée au corps du camion, différences visant à améliorer le comportement du modèle tout en restant le plus simple possible. Là où précédemment le corps rigide était modélisé par des connecteurs formant un X, il est maintenant modélisé par des connecteurs disposés en rectangle et reliés à la masse ponctuelle par des éléments transversaux, puisque la configuration en X pose des problèmes de stabilité lorsque les modèles se complexifient. Finalement, les différentes parties du camion, soit le tracteur et les deux

remorques, sont reliées entre elles au moyen d'éléments connecteurs de type « join », qui permettent de transmettre les mouvements linéaires tout en laissant les rotations libres. Ces connecteurs sont toujours placés au centre des groupes d'essieu, de manière à ce que la rotule créée se trouve le plus près possible du point d'ancrage réel de la remorque. Il est bon de noter que ces connecteurs sont reliés à la masse principale du véhicule, puisqu'il s'agit de la configuration conservant une symétrie entre le côté gauche et le côté droit la plus simple pouvant être réalisée. Un exemple du modèle de tracteur, où chacune des composantes est identifiée, est présenté à la Figure 2.8.

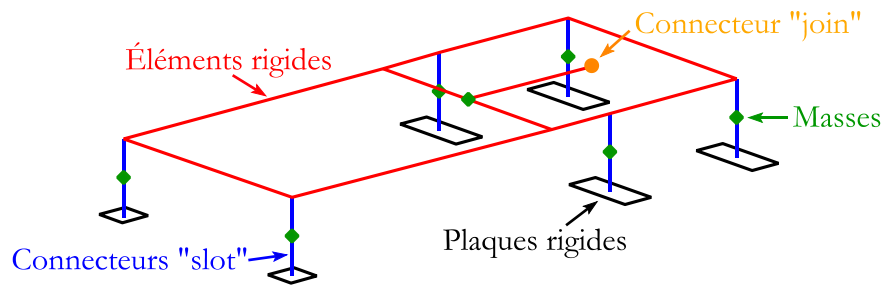


Figure 2.8. Modèle de tracteur tel que défini dans Abaqus

Finalement, la dernière différence majeure entre les modèles développés et le modèle de calibration est que la vitesse de déplacement longitudinal n'est plus imposée à toutes les roues, mais seulement aux roues de l'essieu double du tracteur. Ce choix vise à reproduire de façon plus exacte le comportement des camions réels, où la propulsion est produite par ces deux essieux. De plus, les essais ont démontré qu'imposer une vitesse à toutes les roues limitait les déplacements relatifs entre celles-ci, déplacements occasionnés par le tangage du camion, ce qui signifie que le tangage du camion n'était pas libre et faussait donc les résultats.

#### 2.4.4 Méthodes d'ajustement des masses

La plupart des propriétés dynamiques du véhicule, tels la rigidité et l'amortissement des ressorts et amortisseurs, sont déjà définies dans le modèle de Wang et Liu et sont prises telles quelles dans le modèle. Toutefois, afin de représenter adéquatement les configurations de camion canadiennes, il faut s'assurer que les forces résultantes à chacune des roues soient les mêmes que celles prescrites par la norme (CSA S6-14) ou la réglementation (MOU). Pour y parvenir, considérant que les espacements entre les essieux sont fixés, il faut ajuster les masses ainsi que leurs positions.

Le problème à résoudre est donc un problème où trois masses inconnues, dont les positions sont aussi inconnues, doivent produire des réactions définies à des endroits définis. Puisqu'il existe une infinité de solutions à ce problème, il faut poser certaines hypothèses de base qui circonscrivent le problème. Il fut possible de résoudre le problème en posant une seule hypothèse qui est que les deux remorques sont identiques, c'est-à-dire qu'elles ont la même masse et que la masse se trouve au même endroit par rapport au bout de la remorque. Par la suite, chacun des groupes d'essieu est considéré comme un appui simple, et considérant que les remorques sont attachées par des connexions ne transmettant pas de moment de flexion, le camion est simplifié comme étant trois poutres rigides sur appuis simples, tel que l'illustre la Figure 2.9. Puis, connaissant les résultantes à chaque appui, il est facile de déterminer chacune des masses ainsi que leur position. Finalement, pour valider les valeurs finales, il suffit d'entrer les informations provenant du modèle simplifié dans le modèle Abaqus et d'ajuster légèrement chacune des valeurs jusqu'à ce que la précision des résultats soit jugée acceptable.

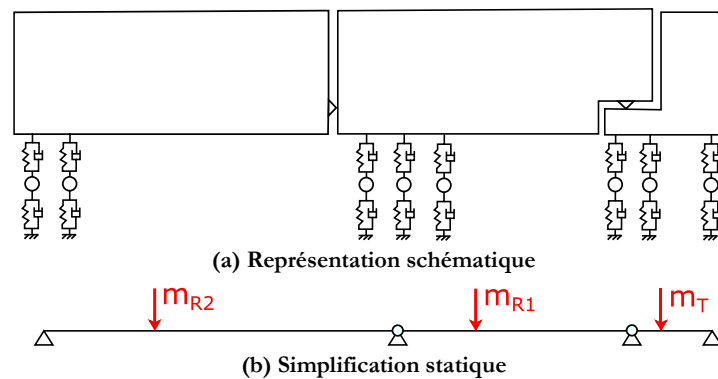


Figure 2.9. Simplification du camion pour déterminer la distribution des masses

La dernière étape à réaliser pour compléter le modèle est d'ajuster les moments d'inertie des diverses masses ponctuelles trouvées précédemment. En effet, le moment d'inertie, étant la propriété d'une section à résister à une rotation, est directement relié à la masse et sera donc influencé par les variations de cette dernière, comme le montre l'équation 2.1. Il est bien important de différencier le moment d'inertie défini ici du moment quadratique, parfois aussi nommé moment d'inertie, qui est exprimé en  $m^4$ .

$$I = \alpha m \quad (2.1)$$

où

$I$ : Moment d'inertie de la section [kg-m<sup>2</sup>]

$m$  : Masse de l'objet [kg]

$\alpha$  : Paramètre relié à la géométrie de la section [m<sup>2</sup>]

Par exemple, pour un cercle,  $\alpha = r^2$ , où  $r$  est le rayon, et pour un rectangle  $\alpha = \frac{1}{12} h^2 + w^2$ , où  $h$  et  $w$  sont respectivement la hauteur et la largeur. Puisque la géométrie exacte du camion est inconnue, les calculs des différents moments d'inertie se basent sur l'hypothèse que le camion est géométriquement comparable aux camions de référence, soit les modèles définis par Wang et Liu, ce qui permet d'utiliser le même paramètre alpha. Ainsi, seule la masse change dans l'équation et les moments d'inertie se calculent simplement en multipliant les valeurs de référence par le ratio des masses, tel que montré à l'équation 2.2.

$$I_{\text{modele}} = I_{\text{reference}} \frac{m_{\text{modele}}}{m_{\text{reference}}} \quad (2.2)$$

#### 2.4.5 Modèle adapté au train double B

Tel que vu précédemment à la section 1.4.1, le train double B est le camion le plus lourd permis sur les routes canadiennes par la Réglementation sur les poids et dimensions limites des véhicules lourds utilisés pour le transport interprovincial (MOU). La configuration du modèle développé pour représenter ce camion est présentée à la Figure 2.10.

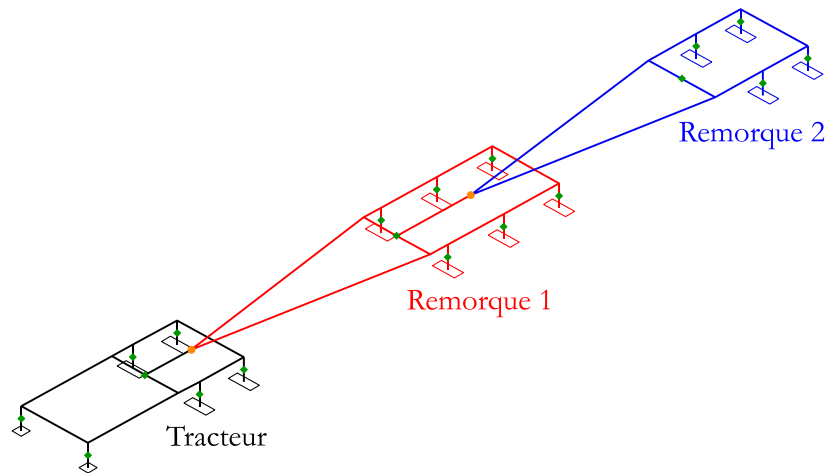
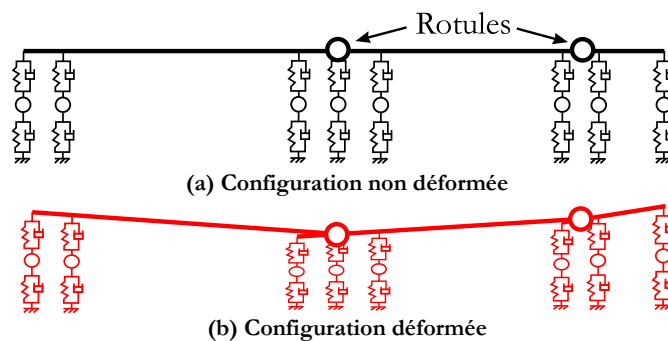


Figure 2.10. Modèle du train double B tel que défini dans Abaqus

Dans le modèle, le camion se compose de trois parties distinctes, soit le tracteur et les deux remorques, faites majoritairement d'éléments rigides et connectées entre elles au moyen de rotules, permettant ainsi à chacune des parties d'avoir son propre angle de rotation. Par exemple,

lorsque le premier essieu subit un déplacement vertical, il impose une rotation au tracteur, en raison du corps rigide, mais cette rotation ne se transmet pas aux remorques. Cette rotation uniforme au sein de chacune des parties est très importante puisqu'elle fut à la base du développement du modèle. En effet, puisque les masses ne sont pas centrées et que le camion repose sur des systèmes de ressorts, sous le simple effet de son poids propre le véhicule présente des rotations dans chacune des parties, tel que le montre la Figure 2.11. L'ampleur de ces rotations est d'une grande importance puisqu'une plus grande rotation signifiera un plus grand déplacement à chacun des points d'attache, et du même coup une plus grande disparité dans les forces des ressorts.



**Figure 2.11. Schéma des déformations du modèle du train double B sous son poids propre**

Le modèle utilisé étant basé sur les données du rapport de Wang et Liu qui ne présentent aucune donnée pour un train double, il fut nécessaire de combiner les propriétés de deux classes de camion. Ainsi, les paramètres du tracteur et de la première remorque sont entièrement basés sur le camion de classe 10, qui est un tracteur accompagné d'une remorque à trois essieux. Toutefois, les propriétés de la première remorque n'ont pas pu être copiées sur la deuxième remorque, puisqu'elle ne comporte que deux essieux et que le rapport de Wang et Liu montre que dans le cas, par exemple, du camion de classe 9, où la remorque a deux essieux, les propriétés mesurées sont différentes de la remorque à trois essieux. C'est pourquoi les propriétés de la deuxième remorque se basent sur la remorque du camion de classe 9. Idéalement, il aurait fallu avoir les informations pour un camion à 8 essieux, mais comme ces données ne sont pas disponibles, il faut se contenter de cette combinaison de deux classes de camion.

Ci-dessous sont présentées les différentes caractéristiques dynamiques du modèle développé. Tout d'abord, le Tableau 2.7 présente les propriétés des systèmes masse-ressorts-amortisseurs utilisés pour chacune des roues. Ces données sont tirées presque intégralement du rapport de Wang et Liu présenté à l'Annexe B, où les propriétés des roues 1 à 12 proviennent du camion

de classe 10 et les propriétés des roues 13 à 16 proviennent de la remorque du camion de classe 9. Puis, le

Tableau 2.8 présente les propriétés du camion calculées grâce aux techniques présentées à la section 2.4.4. Finalement, le Tableau 2.9 montre les forces résultantes mesurées à chaque essieu du modèle Abaqus afin de vérifier que les propriétés calculées permettent de respecter les spécifications de la réglementation.

**Tableau 2.7. Propriétés des systèmes masse-ressorts-amortisseurs du modèle de train double B**

| Paramètre | Unité | Roues     |           |           |           |
|-----------|-------|-----------|-----------|-----------|-----------|
|           |       | 1 et 2    | 3 à 6     | 7 à 12    | 13 à 16   |
| $K_s$     | N/m   | 485 101   | 574 066   | 673 888   | 679 667   |
| $C_s$     | N-s/m | 2 399     | 3 271     | 3 770     | 3 786     |
| $K_p$     | N/m   | 1 402 416 | 2 103 974 | 2 455 453 | 2 804 656 |
| $C_p$     | N-s/m | 0         | 0         | 0         | 0         |
| m         | kg    | 594       | 932       | 1 054     | 1 054     |

**Tableau 2.8. Masses et moments d'inertie du modèle de train double B**

|            | Masse [kg] | Distance du premier essieu [m] | Inertie de roulis [kg m <sup>2</sup> ] | Inertie de tangage [kg m <sup>2</sup> ] |
|------------|------------|--------------------------------|--|---|
| Tracteur   | 15 416     | 2,447                          | 11 935                                 | 49 187                                  |
| Remorque 1 | 20 283     | 9,237                          | 20 100                                 | 315 933                                 |
| Remorque 2 | 20 283     | 16,907                         | 20 100                                 | 315 933                                 |

**Tableau 2.9. Validation des forces résultantes à chaque essieu du modèle de train double B**

| Essieu | Force résultante des essieux individuels |                   |           | Force résultante des groupes d'essieux |                   |           |
|--------|--|-------------------|-----------|--|-------------------|-----------|
|        | MOU [N]                                  | Modèle Abaqus [N] | Écart [%] | MOU [N]                                | Modèle Abaqus [N] | Écart [%] |
| 1      | 55 000                                   | 54 992            | -0,03     | 170 000                                | 54 992            | -0,015    |
| 2      | 85 000                                   | 82 595            | -5,66     |  | 169 978           | -0,013    |
| 3      | 85 000                                   | 87 383            | 5,61      | 230 000                                | 230 035           | 0,015     |
| 4      | 76 667                                   | 81 156            | 11,7      |  |                   |           |
| 5      | 76 667                                   | 76 678            | 0,03      |  |                   |           |
| 6      | 76 667                                   | 72 201            | -11,7     | 170 000                                | 169 991           | -0,006    |
| 7      | 85 000                                   | 84 542            | -1,08     |  |                   |           |
| 8      | 85 000                                   | 85 449            | 1,06      |  |                   |           |

Le Tableau 2.9 montre que des différences relativement importantes sont présentes dans les forces résultantes de chaque essieu individuel, mais que lorsque les essieux sont considérés en

groupe, l'écart entre le modèle Abaqus et les valeurs prescrites par la réglementation devient pratiquement nul. Il est bon de rappeler ici que le MOU précise les forces résultantes uniquement pour les groupes d'essieux et que chaque essieu individuel peut être différent, à condition que cette différence soit inférieure à 1000 kg, ce qui est le cas dans le modèle développé, où l'écart maximal est de 913 kg. Toutefois, afin de parvenir à ce résultat, les propriétés des roues 7 et 8 ont dû être légèrement modifiées de manière à être égales aux propriétés des roues 9 à 12, puisque leur rigidité initialement plus élevée créait des forces plus importantes, qui dépassait la limite établie.

Le modèle final est un modèle à 23 degrés de liberté, bien que l'observation du modèle montre 25 déplacements possibles, soit le roulis, le tangage et le déplacement vertical des 3 masses principales ainsi que le déplacement vertical des 16 masses secondaires. La raison pour laquelle les degrés de liberté sont moins nombreux que les déplacements est due à la définition même du degré de liberté, qui spécifie que le nombre de degrés de liberté d'un système correspond au nombre de déplacements indépendants nécessaire pour représenter entièrement la déformation du système. Or, lorsque plusieurs éléments rigides sont connectés ensemble, le nombre de degrés de liberté diminue, puisque certains mouvements deviennent dépendants des autres et donc superflus. La Figure 2.12 permet d'illustrer cette réduction. Une poutre rigide a deux mouvements possibles, soit le déplacement vertical et la rotation de son centre de gravité (a), et ces déplacements correspondent aux degrés de liberté du système, puisqu'un seul d'entre eux est insuffisant pour décrire complètement la déformation de la poutre (c). Si deux poutres simples sont connectées au moyen d'une rotule, l'ensemble a 4 mouvements possibles, soit les 2 déplacements de la poutre simple pour les deux côtés de la rotule (b). Toutefois, l'ensemble ne comporte que 3 degrés de liberté, puisque la connaissance de seulement 3 mouvements, peu importe lesquels, est suffisante pour décrire complètement la déformation de l'ensemble, ce qui démontre qu'un ensemble d'éléments connectés contient moins de degrés de liberté que la somme des éléments qui le compose.



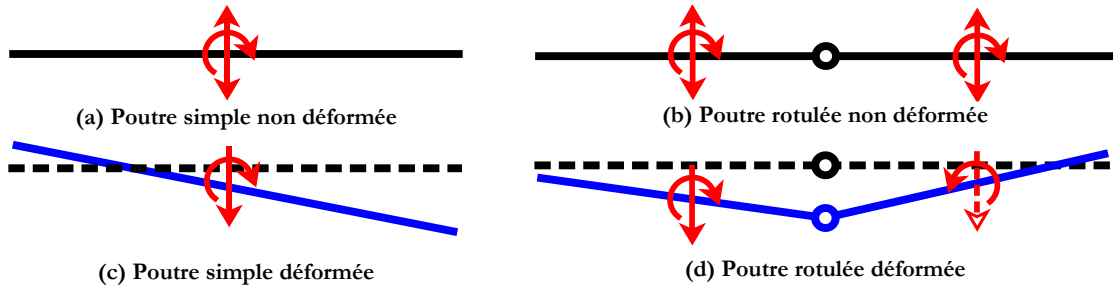


Figure 2.12. Réduction des degrés de liberté des éléments connectés

Finalement, les fréquences propres du modèle complet sont présentées au Tableau 2.10, où les degrés de liberté (DDL) associés à chacun des modes sont aussi identifiés. Dans le tableau, les degrés de liberté correspondent au déplacement vertical (U2), au tangage (UR1) et au roulis (UR3). Ainsi, par exemple, le premier mode de vibration a une fréquence de 1,766 Hz et correspond au roulis de la 2<sup>e</sup> remorque. Le tableau permet de voir que les 7 premiers modes, correspondant aux mouvements des masses principales, ont des fréquences beaucoup plus basses que les autres modes, qui correspondent aux mouvements verticaux des masses des systèmes de suspension, identifiées dans le tableau comme étant les roues. Les valeurs des fréquences obtenues sont en accord avec les observations présentées dans la littérature, qui trouvent généralement des fréquences entre 2 et 5 Hz pour les mouvements des masses principales et entre 10 et 15 Hz pour les mouvements des masses secondaires (section 1.3.2.7). Le tableau suivant permet de voir que la plupart des modes mobilisent plusieurs masses, ce qui signifie qu'il y a un couplage entre celles-ci.

Tableau 2.10. Fréquences propres du modèle de train double B

| Mode | Fréquence<br>[Hz] | DDL |     |     | Masse associée au DDL            |
|------|-------------------|-----|-----|-----|----------------------------------|
|      |                   | U2  | UR1 | UR3 |                                  |
| 1    | 1,766             |     |     | X   | Remorque 2                       |
| 2    | 1,898             | X   | X   |     | Tracteur, Remorque 1, Remorque 2 |
| 3    | 1,945             | X   | X   |     | Tracteur, Remorque 1, Remorque 2 |
| 4    | 2,073             |     |     | X   | Remorque 1                       |
| 5    | 2,105             | X   | X   |     | Tracteur, Remorque 1, Remorque 2 |
| 6    | 2,142             | X   | X   |     | Tracteur, Remorque 1, Remorque 2 |
| 7    | 2,527             |     |     | X   | Tracteur                         |
| 8    | 12,052            | X   |     |     | Roues 3, 4, 5 et 6               |
| 9    | 12,055            | X   |     |     | Roues 3, 4, 5 et 6               |
| 10   | 12,087            | X   |     |     | Roues 3, 4, 5 et 6               |
| 11   | 12,087            | X   |     |     | Roues 3, 4, 5 et 6               |
| 12   | 12,253            | X   |     |     | Roues 7, 8, 9, 10, 11 et 12      |
| 13   | 12,253            | X   |     |     | Roues 7, 8, 9, 10, 11 et 12      |
| 14   | 12,253            | X   |     |     | Roues 7, 8, 9, 10, 11 et 12      |
| 15   | 12,254            | X   |     |     | Roues 7, 8, 9, 10, 11 et 12      |
| 16   | 12,290            | X   |     |     | Roues 7, 8, 9, 10, 11 et 12      |
| 17   | 12,293            | X   |     |     | Roues 7, 8, 9, 10, 11 et 12      |
| 18   | 12,685            | X   |     |     | Roues 1 et 2                     |
| 19   | 12,714            | X   |     |     | Roues 1 et 2                     |
| 20   | 12,929            | X   |     |     | Roues 13, 14, 15 et 16           |
| 21   | 12,929            | X   |     |     | Roues 13, 14, 15 et 16           |
| 22   | 12,950            | X   |     |     | Roues 13, 14, 15 et 16           |
| 23   | 12,961            | X   |     |     | Roues 13, 14, 15 et 16           |

#### 2.4.6 Modèle adapté au CL-625

Tel que vu précédemment à la section 1.4.2, le CL-625 est le camion de conception utilisé partout au Canada et se veut une simplification du train double B, présenté précédemment. Le CL-625 se distingue par des dimensions différentes du train double B, mais surtout par une distribution de la masse très différente, qui crée deux essieux très lourds sur le tracteur. De plus, les essieux tandem et tridem des remorques ont été remplacés par des essieux simples, pour simplifier les calculs. Le modèle développé ressemble donc énormément au modèle du train double B présenté à la section précédente, où les masses et les remorques ont été modifiées afin de respecter les critères du code (CSA S6-14). Une représentation du modèle du CL-625 tel qu'il est défini dans Abaqus est présentée à la Figure 2.13.

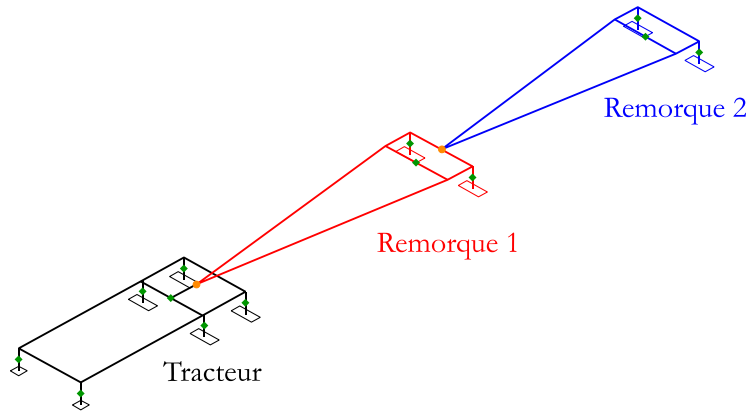


Figure 2.13. Modèle du CL-625 tel que défini dans Abaqus

Puisque le CL-625 contient moins d'essieux que le train double B, ou que les modèles de référence du rapport de Wang et Liu, il fut nécessaire d'adapter les propriétés des connecteurs représentant les pneus et les suspensions du véhicule. Afin de pouvoir comparer les deux modèles développés, les mêmes valeurs pour les propriétés dynamiques sont utilisées. Toutefois, puisque les connecteurs au sein d'un groupe d'essieux agissent comme des ressorts en parallèle, la rigidité et l'amortissement de tous les essieux du groupe sont additionnés pour trouver les propriétés de l'essieu simple équivalent dans le modèle du CL-625. Les propriétés calculées sont présentées au Tableau 2.11. Finalement, tout comme pour le train double B, les masses et les moments d'inerties, présentées au Tableau 2.12, ont été calculés selon la procédure décrite à la section 2.4.4, et la validation des forces résultantes à chacun des essieux est présentée au Tableau 2.13.

Tableau 2.11. Propriétés des systèmes masse-ressorts-amortisseurs du modèle de CL-625

| Paramètre | Unité | Roues     |           |           |           |
|-----------|-------|-----------|-----------|-----------|-----------|
|           |       | 1 et 2    | 3 à 6     | 7 et 8    | 9 et 10   |
| $K_s$     | N/m   | 485 101   | 574 066   | 2 137 073 | 1 359 334 |
| $C_s$     | N-s/m | 2 399     | 3 271     | 11 621    | 7 572     |
| $K_p$     | N/m   | 1 402 416 | 2 103 974 | 7 715 563 | 5 609 313 |
| $C_p$     | N-s/m | 0         | 0         | 0         | 0         |
| m         | kg    | 594       | 932       | 3 162     | 2 108     |

Tableau 2.12. Masses et moments d'inertie du modèle de CL-625

|            | Masse [kg] | Distance du premier essieu [m] | Inertie de roulis [kg m <sup>2</sup> ] | Inertie de tangage [kg m <sup>2</sup> ] |
|------------|------------|--------------------------------|--|---|
| Tracteur   | 26 629     | 3,529                          | 20 616                                 | 84 964                                  |
| Remorque 1 | 14 677     | 10,667                         | 14 544                                 | 228 613                                 |
| Remorque 2 | 14 677     | 17,328                         | 14 544                                 | 228 613                                 |

Tableau 2.13. Validation des forces résultantes à chaque essieu du modèle de CL-625

| Essieu | Force résultante |                   |           |
|--------|------------------|-------------------|-----------|
|        | S6-14 [N]        | Modèle Abaqus [N] | Écart [%] |
| 1      | 50 000           | 50 018            | 0,070     |
| 2      | 125 000          | 116 336           | -13,86    |
| 3      | 125 000          | 133 684           | 13,90     |
| 4      | 175 000          | 175 014           | 0,016     |
| 5      | 150 000          | 149 990           | -0,014    |

Le Tableau 2.13 montre que de manière générale, le modèle permet de reproduire avec une très grande précision les valeurs prescrites par la norme, à l'exception de l'essieu tandem composé des essieux 2 et 3. Le code canadien sur le calcul des ponts routiers, qui définit le CL-625, ne donne aucune marge de manœuvre quant aux charges appliquées aux roues, contrairement à la réglementation définissant le train double B, puisqu'il s'agit d'une norme de conception et non d'une réglementation. Toutefois, en raison du corps rigide du modèle choisi, il est impossible de préserver l'indépendance de chaque essieu tout en assurant que les deux essieux produisent exactement la même force. Cette configuration fut tout de même conservée, puisque l'indépendance de chaque essieu est à la base des propriétés calculées par Wang et Liu et que la force transmise par les deux essieux, lorsque combinée, est égale à la combinaison des deux essieux de la S6-14.

Le modèle final du CL-625 est donc composé de 17 degrés de liberté, soit 19 déplacements moins 2 degrés de liberté en raison des connexions, et les fréquences propres obtenues sont présentées au Tableau 2.14. Tout comme pour le modèle de train double B, les fréquences obtenues pour le modèle de CL-625 sont similaires aux valeurs présentées dans la littérature et plusieurs masses sont généralement couplées. Toutefois, les fréquences pour les mouvements des masses principales varient à l'intérieur d'une plage de valeurs plus grande que pour le modèle

de train double B, ce qui signifie que le modèle de CL-625 pourrait être susceptible d'entrer en simili-résonance avec une plus large gamme de ponts.

Tableau 2.14. Fréquences propres du modèle de CL-625

| Mode | Fréquence [Hz] | DDL |     |     | Masse associée au DDL            |
|------|----------------|-----|-----|-----|----------------------------------|
|      |                | U2  | UR1 | UR3 |                                  |
| 1    | 1,234          | X   | X   |     | Tracteur, Remorque 1, Remorque 2 |
| 2    | 1,323          |     |     | X   | Remorque 2                       |
| 3    | 1,479          | X   | X   |     | Tracteur, Remorque 1, Remorque 2 |
| 4    | 1,635          |     |     | X   | Remorque 1                       |
| 5    | 2,079          | X   | X   |     | Tracteur, Remorque 1, Remorque 2 |
| 6    | 3,415          |     |     | X   | Tracteur                         |
| 7    | 3,669          | X   | X   |     | Tracteur, Remorque 1, Remorque 2 |
| 8    | 12,052         | X   |     |     | Roues 3, 4, 5 et 6               |
| 9    | 12,057         | X   |     |     | Roues 3, 4, 5 et 6               |
| 10   | 12,078         | X   |     |     | Roues 3, 4, 5 et 6               |
| 11   | 12,148         | X   |     |     | Roues 3, 4, 5 et 6               |
| 12   | 12,590         | X   |     |     | Roues 7 et 8                     |
| 13   | 12,599         | X   |     |     | Roues 7 et 8                     |
| 14   | 12,726         | X   |     |     | Roues 1 et 2                     |
| 15   | 12,857         | X   |     |     | Roues 1 et 2                     |
| 16   | 12,952         | X   |     |     | Roues 9 et 10                    |
| 17   | 12,964         | X   |     |     | Roues 9 et 10                    |

#### 2.4.7 Choix du modèle à utiliser

Bien que les deux modèles définis dans les sections précédentes soient très similaires, il existe malgré tout des différences qui peuvent potentiellement avoir une influence sur leur comportement dynamique ainsi que leur interaction avec le pont. La plus grande différence entre les deux est le nombre d'essieux, ainsi que la répartition de la charge sur ceux-ci, mais il y a aussi d'autres petites différences, tels l'espacement des essieux et la longueur totale du camion.

Il aurait été intéressant de pouvoir déterminer lequel des deux modèles est le plus critique, et de procéder aux analyses avec celui-ci, toutefois il est impossible de prévoir à l'avance lequel ce sera en raison des différences énumérées précédemment, qui peuvent toutes avoir une certaine influence. Par exemple, est-il plus critique d'avoir un seul essieu plus lourd ou trois essieux plus légers? Est-ce qu'un camion plus court peut se révéler critique dans certains cas, par exemple pour les ponts de courte portée? L'influence des fréquences propres, différentes pour les deux modèles, ne doit pas être négligée non plus, puisqu'un pont ayant des fréquences plus près de l'un des deux camions sera plus sensible à celui-ci. Toutes ces questions demeurant sans

réponses, il sera donc nécessaire de procéder aux analyses avec les deux modèles, et d'espérer ensuite pouvoir répondre à ces questions.

## 2.5 Analyse de sensibilité des paramètres du modèle

### 2.5.1 Généralités

Bien que la plupart des paramètres de modélisations choisis pour le modèle soient tirés d'une référence reconnue, il est pertinent de vérifier l'importance que chacun des paramètres peut avoir sur la réponse du système, ce qui permet d'orienter les efforts subséquents de raffinement du modèle. Le modèle de camion comprend 5 paramètres pouvant varier, soit la distance d'approche, la hauteur des masses, l'inertie des masses, la rigidité des connecteurs et l'amortissement des connecteurs. D'autres paramètres sont associés au camion, tels l'espacement des essieux et les masses de chacune des composantes, mais ces paramètres sont fixés par les normes et codes en vigueur au Canada.

Afin d'évaluer l'impact de chacun des paramètres à l'étude, le modèle de camion basé sur le train double de type B est choisi, et le pont à l'étude est un platelage d'acier fictif de 9 mètres de long par 2,8 mètres de large dont les dimensions de section sont présentées à la Figure 2.14. Le platelage a une géométrie semblable au platelage d'aluminium afin d'obtenir le même effet d'orthotropie géométrique, mais l'acier a été préféré à l'aluminium afin d'éliminer les poutres, ce qui simplifie le modèle, tout en conservant une rigidité suffisante. Ces choix visent à faire un compromis entre la reproduction du comportement réel du pont et le temps de calcul. Finalement, le type d'éléments utilisés ainsi que la densité de maillage sont les mêmes que pour les analyses du platelage réel, qui sont présentés à la section 3.2.6.

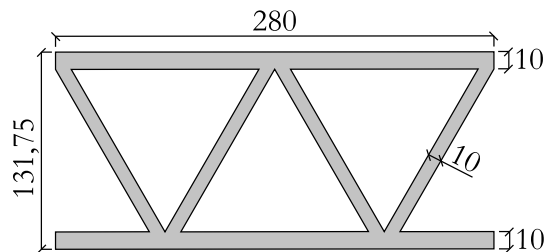


Figure 2.14. Dimensions du platelage d'acier fictif

Afin de comparer les résultats, le déplacement vertical mesuré au centre du pont sera utilisé comme variable de référence puisqu'il s'agit d'une valeur facilement identifiable qui permet d'avoir une bonne idée du comportement global du pont sans être soumis à des effets locaux. De plus, dans les cas applicables, les fréquences du camion et les modifications y étant apportées

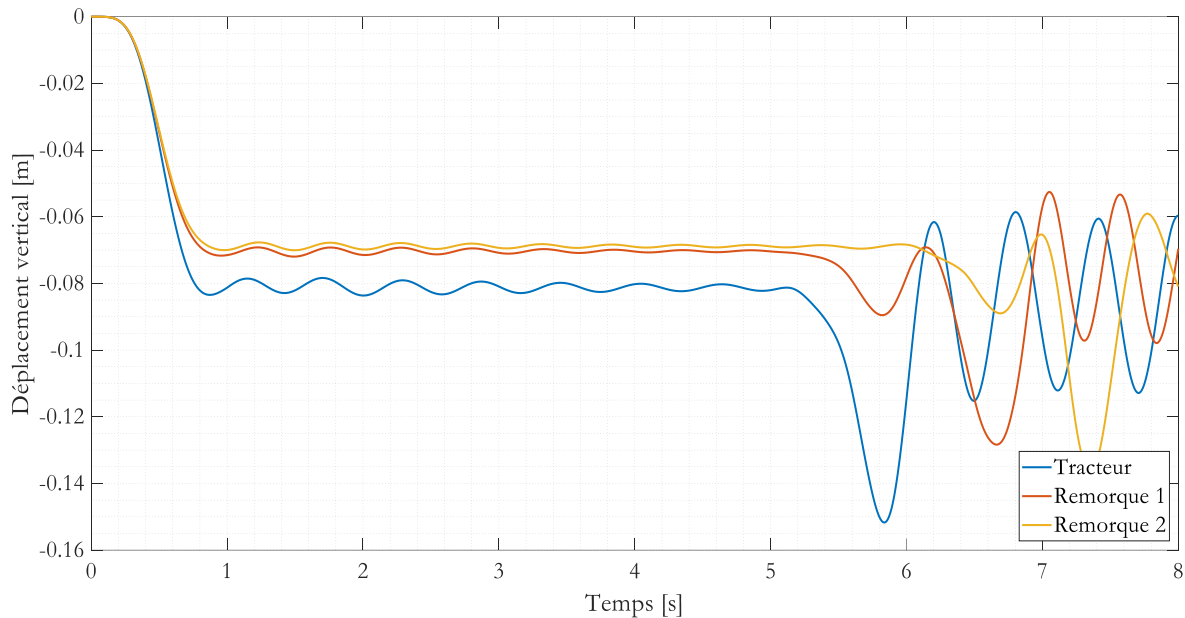
par la variation des paramètres seront comparées aux fréquences propres du pont, présentées au Tableau 2.15.

Tableau 2.15. Fréquences propres du platelage d'acier

| Mode | Fréquence |
|------|-----------|
| 1    | 5,164     |
| 2    | 19,825    |
| 3    | 20,667    |
| 4    | 43,231    |
| 5    | 46,319    |
| 6    | 72,373    |
| 7    | 81,474    |

### 2.5.2 Distance d'approche

Le premier paramètre considéré dans le modèle est la distance d'approche du camion, définie comme la distance que le camion doit franchir avant que le premier essieu atteigne le pont. Les résultats publiés dans la littérature utilisent généralement des distances d'approche relativement importante afin d'éliminer les vibrations initiales du camion causées par la mobilisation du poids propre du camion sous l'effet de la gravité et du déplacement longitudinal avant que le véhicule atteigne le pont. Toutefois, puisque les charges et déplacements ne sont pas appliqués instantanément, mais plutôt de manière à être continue, il est pertinent de valider l'influence de la distance d'approche pour les modèles à l'étude. La Figure 2.15 présente le déplacement vertical des 3 masses principales du train double de type B, soit les masses du tracteur et des deux remorques pour une distance d'approche de 35 mètres et une vitesse de 10 mètres/seconde.

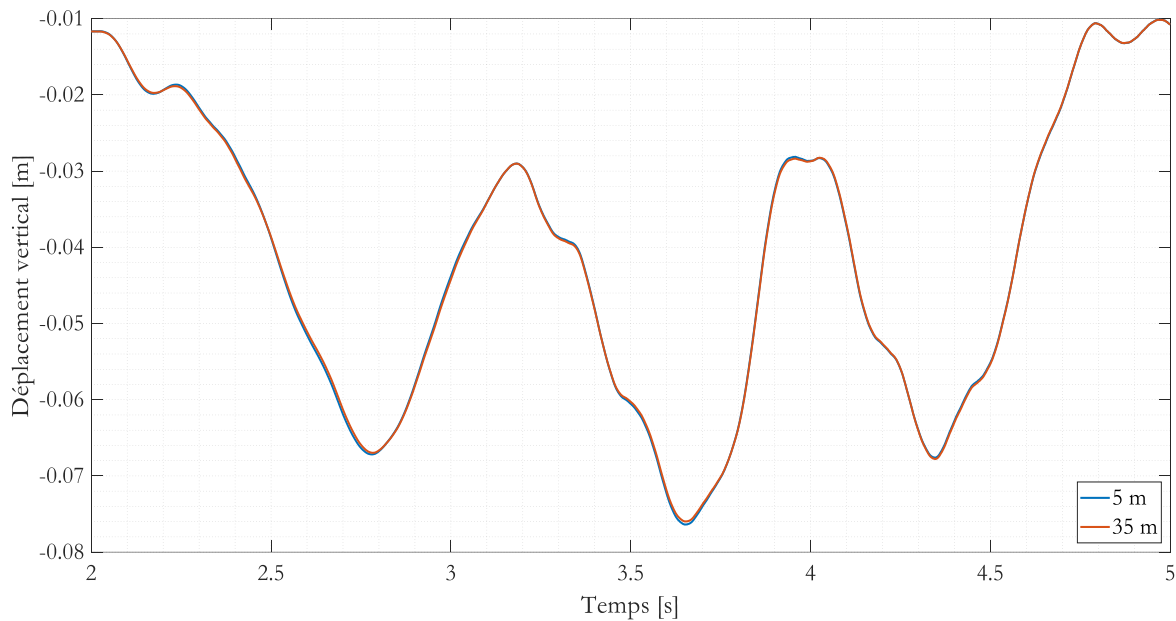


**Figure 2.15. Mouvement vertical des 3 masses principales du modèle du train double B avec une distance d'approche de 35 mètres.**

Dans la figure précédente, la première seconde correspond au temps de mobilisation du poids propre et la deuxième seconde correspond à l'accélération du camion jusqu'à la vitesse de 10 m/s. Pendant les 3 secondes suivantes, le camion avance à vitesse constante sur la dalle rigide et les 3 dernières secondes de la simulation correspondent au passage des différentes parties du camion sur le pont. Le point d'intérêt de cette simulation est le mouvement vertical des différentes masses lorsque le camion avance à vitesse constante, soit entre 2 et 5 secondes. Il est possible de voir que le tracteur subit des oscillations plus importantes que les remorques, mais que dans tous les cas les oscillations semblent non négligeables, bien qu'inférieures aux déplacements occasionnés par l'interaction avec le pont. Il est aussi possible de voir que les vibrations initiales diminuent progressivement, en raison de l'amortissement présent dans les systèmes ressorts-amortisseurs des suspensions. Il serait donc envisageable d'éliminer complètement ces vibrations en utilisant une distance d'approche encore plus grande. Toutefois, l'augmentation de la distance d'approche signifie que les simulations sont plus longues, ce qui requiert un temps de calcul significativement supérieur. Il est donc intéressant de vérifier si l'amplitude des vibrations initiales est suffisante pour affecter les résultats finaux. À cette fin, la simulation précédente a été comparée à une simulation avec une distance d'approche de seulement 5 mètres, soit le minimum nécessaire pour assurer que le camion entre sur le pont à une vitesse constante. Les résultats sont présentés à la Figure 2.16, où le déplacement vertical du centre du pont sous le passage du camion est tracé en fonction du temps, et où la courbe pour



l'approche de 35 mètres a été décalée dans le temps afin d'être superposée à la première, pour faciliter la comparaison.



**Figure 2.16. Comparaison des résultats pour deux distances d'approche**

La figure précédente montre que, pour exactement les mêmes conditions, les vibrations résiduelles du camion lors de son entrée sur le pont n'ont aucun impact sur les résultats, ce qui signifie que l'utilisation des « smooth step » permet de remplacer les grandes distances d'approche généralement utilisées et donc de diminuer considérablement le temps de calcul.

### 2.5.3 Hauteur des masses

Le deuxième paramètre étudié est la hauteur des masses du modèle, soit la hauteur des masses des systèmes de suspension et des masses principales des différentes parties. La littérature ne parle généralement pas de ce paramètre puisqu'il ne devrait vraisemblablement pas avoir d'impact sur les résultats, les propriétés dynamiques du modèle étant indépendantes de celui-ci. Toutefois, il fut jugé prudent de confirmer cette hypothèse avant de poursuivre les simulations, afin de s'assurer d'éliminer le plus de causes d'erreur possible. Trois simulations furent donc réalisées avec trois hauteurs différentes, où la hauteur est définie comme la distance entre la surface de contact du pneu et la masse du système de suspension, et entre cette dernière et la masse principale du tracteur ou de la remorque, puisque ces deux distances sont conservées identiques. Une vue transversale du modèle de tracteur est présentée à la Figure 2.17 afin de

représenter visuellement les hauteurs décrites précédemment, et les résultats des modélisations dynamiques sont présentés à la Figure 2.18.

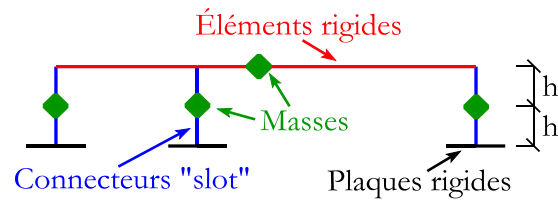


Figure 2.17. Vue transversale du modèle de tracteur

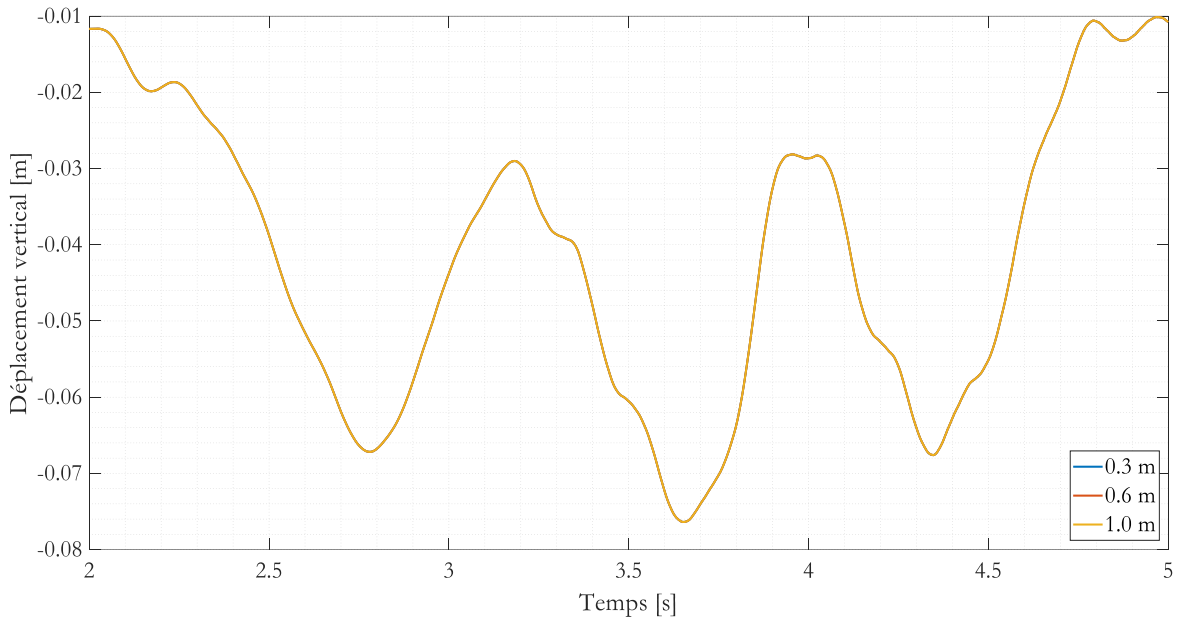


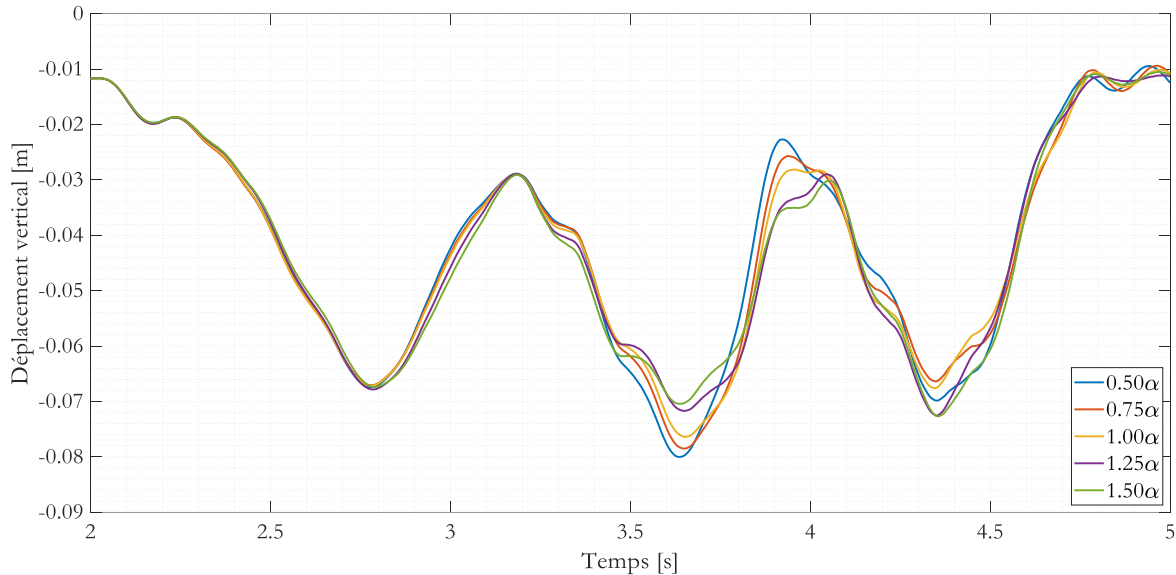
Figure 2.18. Effet de la hauteur des différentes masses du modèle

La figure précédente confirme l'hypothèse de départ, soit que la hauteur des masses n'a pas d'influence sur la réponse dynamique du pont, ce qui signifie que la valeur utilisée n'a pas d'importance.

#### 2.5.4 Inertie des masses ponctuelles

Un autre paramètre étudié est l'effet de l'inertie attribuée aux masses ponctuelles, qui devrait normalement avoir un impact non négligeable puisque l'inertie est l'une des composantes principales de l'équation dynamique. L'étude de ce facteur est très importante, puisque les valeurs utilisées dans le modèle ont été obtenues très simplement en supposant que le facteur géométrique,  $\alpha$  dans l'équation 2.1, pouvait être considéré comme étant constant, ce qui signifie que la géométrie des différentes parties du camion est la même que dans les modèles de référence. Bien que cette manière de faire soit supportée par la littérature [21], il convient de vérifier l'importance que pourrait avoir une modification de ce paramètre. Pour y parvenir, 5

modélisations ont été réalisées dans des conditions identiques, où seules les inerties étaient modifiées, avec des valeurs variant entre 50% et 150% des valeurs initialement calculées. Les résultats des simulations dynamiques sont présentés à la Figure 2.19.



**Figure 2.19. Comparaison des résultats pour différentes valeurs d'inerties ponctuelles**

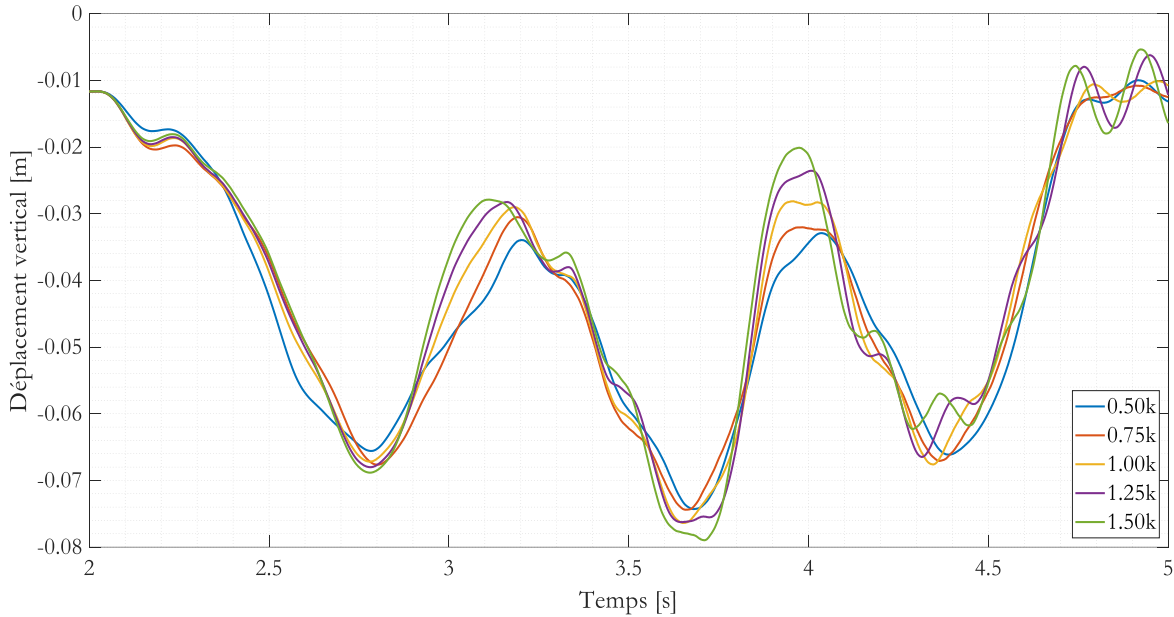
La figure précédente montre bien l'influence de l'inertie sur le comportement global du système pont-camion, puisqu'elle gouverne le tangage de chaque partie du camion, et ce mouvement contribue à faire varier les forces appliquées par les roues du camion sur le pont. Cet effet est visible dès l'entrée du tracteur sur le pont, où les courbes sont légèrement décalées l'une par rapport à l'autre, mais son influence devient beaucoup plus évidente à partir du moment où le groupe d'essieux de la première remorque passe sur le pont, puisque le tangage de la remorque est affecté par le déplacement du tracteur. Les résultats montrent qu'un véhicule avec des inerties plus faibles occasionne des déplacements plus importants dans le pont, mais surtout, il crée des amplitudes relatives plus importantes, c'est-à-dire que la différence entre les minimums et maximums locaux du graphique est plus grande. Ce fait concorde parfaitement avec un tangage plus important, qui crée des plus grandes variations dans les forces de contact, conclusion qui est de plus supportée par les changements observables dans les fréquences propres du camion, qui sont présentées au Tableau 2.16, où les plus grandes variations se produisent dans les 7 premières fréquences, qui correspondent directement aux différents mouvements des masses principales, alors que les fréquences relatives aux mouvements des essieux restent pratiquement inchangées.

Tableau 2.16. Fréquences propres du camion en fonction des variations des moments d'inertie

| Mode | $0,5\alpha$ | $1\alpha$ | $1,5\alpha$ | Mode | $0,5\alpha$ | $1\alpha$ | $1,5\alpha$ |
|------|-------------|-----------|-------------|------|-------------|-----------|-------------|
| 1    | 1,766       | 1,492     | 1,219       | 13   | 12,253      | 12,253    | 12,253      |
| 2    | 1,898       | 1,652     | 1,371       | 14   | 12,253      | 12,253    | 12,253      |
| 3    | 1,945       | 1,772     | 1,466       | 15   | 12,254      | 12,254    | 12,254      |
| 4    | 2,073       | 1,793     | 1,526       | 16   | 12,304      | 12,290    | 12,277      |
| 5    | 2,105       | 1,898     | 1,692       | 17   | 12,328      | 12,293    | 12,286      |
| 6    | 2,142       | 1,935     | 1,695       | 18   | 12,685      | 12,685    | 12,678      |
| 7    | 2,527       | 2,073     | 1,904       | 19   | 12,714      | 12,714    | 12,703      |
| 8    | 12,052      | 12,052    | 12,052      | 20   | 12,929      | 12,929    | 12,929      |
| 9    | 12,055      | 12,055    | 12,054      | 21   | 12,929      | 12,929    | 12,929      |
| 10   | 12,087      | 12,083    | 12,076      | 22   | 12,966      | 12,950    | 12,943      |
| 11   | 12,087      | 12,087    | 12,077      | 23   | 12,972      | 12,961    | 12,956      |
| 12   | 12,253      | 12,253    | 12,253      | -    | -           | -         | -           |

### 2.5.5 Rigidité des connecteurs

Le prochain paramètre d'intérêt est la rigidité des différents connecteurs permettant de représenter les pneus et les systèmes de suspension. Tout comme les inerties, les rigidités sont à la base même du modèle dynamique et il est attendu qu'elles aient une grande importance, puisque les connecteurs plus rigides permettront moins de déplacements, et donc moins de variation dans les forces transmises au pont. Encore une fois, 5 simulations ont été réalisées en faisant varier les valeurs de rigidités de 50% à 150% et les résultats sont présentés à la Figure 2.20. Il est bon de noter que l'influence de la rigidité relative entre chacun des essieux n'a pas été étudiée, toutes les rigidités étant multipliées par le même coefficient.



**Figure 2.20. Comparaison des résultats pour différentes valeurs de rigidité des connecteurs**

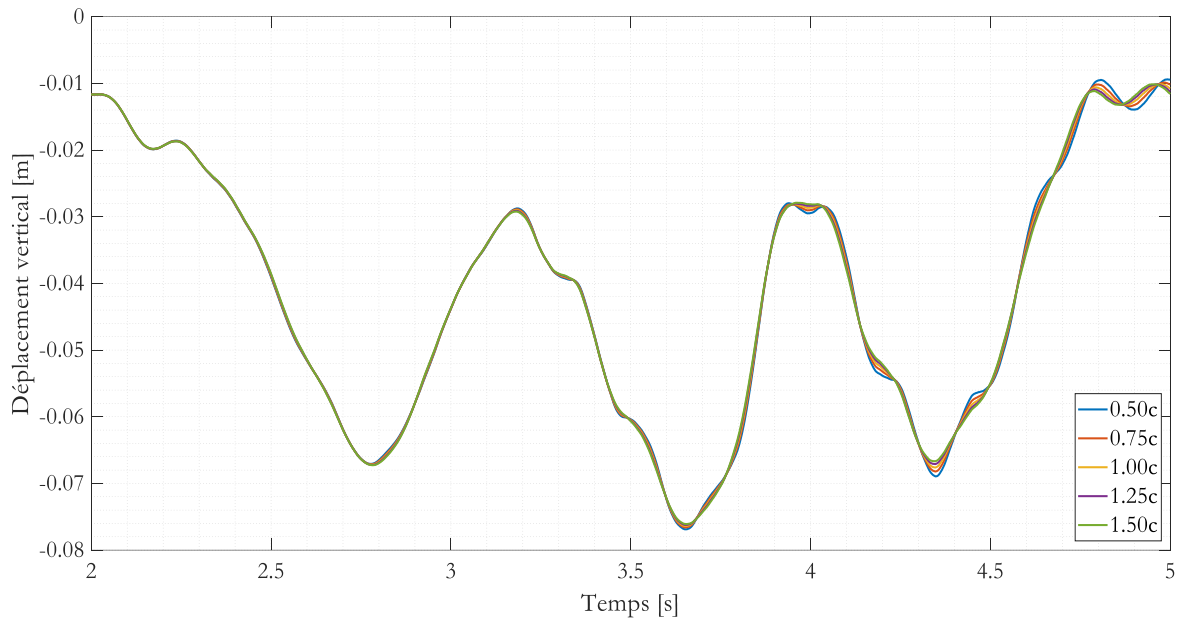
Tel qu'attendu, la figure précédente permet de voir que les variations dans les rigidités des connecteurs ont un énorme impact sur la réponse du pont. Toutefois, contrairement à ce qui était attendu, c'est l'augmentation de la rigidité des connecteurs qui augmente les déplacements et l'amplitude relative, et non le contraire comme c'était le cas pour les inerties. Ce résultat est dû au fait que des ressorts moins rigides permettent d'absorber une partie des mouvements du camion et ne les transmettent donc pas complètement au pont, ce qui produit des déplacements plus faibles. Les études expérimentales démontrent d'ailleurs qu'une suspension complètement rigide induit de plus grands déplacements qu'une suspension standard [17]. Finalement, tout comme pour l'effet des moments d'inertie, les variations des rigidités des connecteurs ont un très grand impact sur les fréquences propres du camion, présentées au Tableau 2.17. La comparaison entre les fréquences du camion et les fréquences du pont donne d'ailleurs une raison de plus expliquant les déplacements plus importants observés pour les plus grandes rigidités, puisque l'augmentation de ces dernières s'accompagne d'une augmentation des fréquences propres du camion, qui se rapprochent alors des fréquences propres du pont, ce qui mène à une amplification dynamique plus importante. L'impact des rigidités est d'ailleurs plus important que l'impact des moments d'inertie, puisqu'elles affectent toutes les fréquences du camion, étant reliées à tous les déplacements verticaux.

Tableau 2.17. Fréquences propres du camion en fonction des variations des rigidités des connecteurs

| Mode | 0,5k  | 1k     | 1,5k   | Mode | 0,5k  | 1k     | 1,5k   |
|------|-------|--------|--------|------|-------|--------|--------|
| 1    | 1,055 | 1,492  | 1,827  | 13   | 8,664 | 12,253 | 15,006 |
| 2    | 1,168 | 1,652  | 2,023  | 14   | 8,664 | 12,253 | 15,006 |
| 3    | 1,253 | 1,772  | 2,170  | 15   | 8,665 | 12,254 | 15,008 |
| 4    | 1,268 | 1,793  | 2,197  | 16   | 8,690 | 12,290 | 15,052 |
| 5    | 1,342 | 1,898  | 2,325  | 17   | 8,693 | 12,293 | 15,056 |
| 6    | 1,368 | 1,935  | 2,370  | 18   | 8,970 | 12,685 | 15,536 |
| 7    | 1,466 | 2,073  | 2,539  | 19   | 8,990 | 12,714 | 15,572 |
| 8    | 8,522 | 12,052 | 14,761 | 20   | 9,142 | 12,929 | 15,835 |
| 9    | 8,524 | 12,055 | 14,764 | 21   | 9,142 | 12,929 | 15,835 |
| 10   | 8,544 | 12,083 | 14,798 | 22   | 9,157 | 12,950 | 15,861 |
| 11   | 8,547 | 12,087 | 14,804 | 23   | 9,165 | 12,961 | 15,873 |
| 12   | 8,664 | 12,253 | 15,006 | -    | -     | -      | -      |

### 2.5.6 Amortissement des connecteurs

Enfin, le dernier paramètre étudié est l'amortissement de chacun des connecteurs. Étant le troisième terme important de l'équation du mouvement, il est attendu que l'amortissement ait un impact important sur le comportement du système. Le résultat attendu est qu'un amortissement plus important diminuera les déplacements, puisqu'une plus grande part d'énergie sera dissipée. Pour valider cette hypothèse, 5 simulations ont été réalisées, avec des valeurs d'amortissement variant entre 50% et 150% des valeurs de base. Tout comme pour la rigidité des connecteurs, l'influence de l'amortissement relatif entre chacun des essieux ne fut pas étudiée, toutes les valeurs étant toujours multipliées par un coefficient uniforme. Les résultats obtenus sont présentés à la Figure 2.21.



**Figure 2.21. Comparaison des résultats pour différentes valeurs d'amortissement des connecteurs**

Contrairement aux attentes, la figure précédente montre que l'amortissement des connecteurs a un effet négligeable sur la réponse du système. Bien qu'il soit possible d'observer certaines différences entre les différentes courbes, notamment vers la fin de la simulation, l'effet des variations d'amortissement est beaucoup moins important que prévu. Ce résultat s'explique par les valeurs de base de l'amortissement, qui sont beaucoup plus petites que les valeurs de rigidité et d'inertie. En effet, un changement de 50% sur, par exemple, 3700 N-s/m, bien que relativement important, demeure faible lorsqu'il est considéré en valeur absolue. Donc, pour le modèle développé, l'amortissement n'est pas aussi important que la rigidité des connecteurs ou l'inertie des masses ponctuelles, mais si les valeurs d'amortissement augmentaient dans un cas quelconque, leur importance pourrait s'accroître drastiquement.

# Chapitre 3 - Analyses dynamiques

## 3.1 Généralités

Afin de calculer des facteurs d'amplification dynamique pour les comparer aux valeurs prescrites pour le coefficient de majoration dynamique et espérer produire des recommandations, de nombreuses analyses dynamiques seront nécessaires. Le modèle de camion ayant été défini dans le chapitre précédent, ce dernier chapitre présentera donc rapidement les modèles numériques des différents ponts à l'étude, pour ensuite présenter et analyser en profondeur les résultats obtenus.

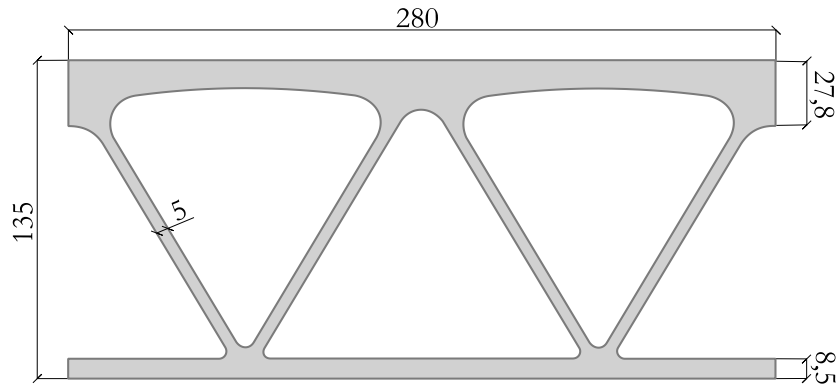
## 3.2 Présentation des modèles de pont

### 3.2.1 Présentation du platelage

Le platelage à l'étude fut développé à l'Université Laval suivant le cahier des charges établi par le MTQ. Le design final retenu est composé de différentes extrusions soudées entre elles et connectées aux poutres d'acier à l'aide de brides d'attache boulonnées sous le platelage. Celles-ci permettent un mouvement différentiel longitudinal entre le platelage et les poutres, tout en restreignant les mouvements transversaux et verticaux. Cet assemblage génère donc une action composite partielle, puisque le glissement est possible, mais que le frottement entre les deux surfaces en contact signifie que le glissement n'est pas complètement libre de se produire.

Tel que mentionné précédemment, le platelage est composé d'une variété d'extrusions diverses visant à assurer, par exemple, une pente pour le ruissellement de l'eau ou la connexion en chantier d'une glissière de sécurité. Toutefois, le présent projet ne s'intéresse pas aux effets locaux pouvant être causés par ces extrusions particulières, mais plutôt au comportement global de la structure. Pour cette raison, le platelage est modélisé à partir d'une seule extrusion typique, négligeant les détails de soudage et de boulonnage afin de simplifier les modèles. Les dimensions de la section typique sont présentées à la Figure 3.1.



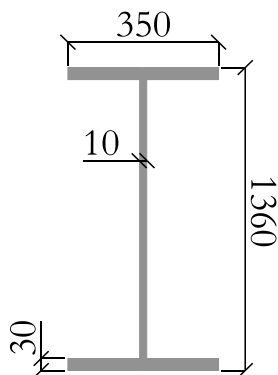


**Figure 3.1. Dimensions d'une extrusion typique**

Il n'est pas pertinent pour le présent projet de connaître l'ensemble des détails et hypothèses ayant menés à la conception de ce platelage. Il est toutefois bon de savoir que ce dernier fut conçu pour un espacement de poutres de 2,976 m et un porte-à-faux de 1,327 m et qu'il est fait de l'alliage d'aluminium 6005A-T61, qui a une limite élastique de 240 MPa et une limite ultime de 260 MPa [4].

### **3.2.2 Configuration des ponts à l'étude**

Les modèles de ponts utilisés dans cette étude sont basés sur le profil d'extrusion présenté à la section 3.2.1. La configuration de référence sur laquelle sont basées toutes les variations de l'analyse paramétrique est la configuration exacte pour laquelle le platelage fut conçu, soit un pont d'une portée de 20 mètres composé de 4 poutres d'acier dont les dimensions sont présentées à la Figure 3.2 et espacées de 2,98 mètres. La largeur totale du modèle (11 480 mm) est légèrement inférieure à la largeur réelle du platelage (11 600 mm) puisque les détails de connexions, constitués d'extrusions particulières, ont été négligés.



**Figure 3.2. Dimensions des poutres utilisées pour les analyses dynamiques**

### 3.2.3 Concordance des unités

Abaqus n'offrant pas à l'utilisateur un système d'unités préétabli, il faut s'assurer que toutes les propriétés entrées dans les modèles soient dans un système d'unités qui assure une concordance entre elles. Le système de référence choisi est le système international (SI), qui utilise les unités suivantes :

- longueur : mètre (m)
- force : newton (N)
- pression : pascal (Pa)
- contrainte : pascal (Pa)
- masse : kilogramme (kg)
- masse volumique : kilogramme par mètre cube ( $\text{kg}/\text{m}^3$ )
- temps : seconde (s)

Ainsi, l'ensemble des données d'entrées et les résultats seront exprimés dans ce système d'unités.

### 3.2.4 Propriétés des matériaux

Puisque les simulations représentent des conditions normales d'utilisation, il est attendu que les matériaux demeurent dans leur zone élastique, ce qui permet de les modéliser comme des matériaux linéaires élastiques. Il faudra toutefois s'assurer que cette hypothèse est vérifiée lors de la collecte des résultats, en vérifiant les contraintes et les déformations maximales.

Les propriétés de chacun des matériaux sont présentées au Tableau 3.1, dans le système d'unités sélectionné. Les limites élastiques ne sont pas incluses dans les modèles, elles sont uniquement présentées ici à titre de référence pour la validation du comportement élastique des matériaux.

**Tableau 3.1. Propriétés des matériaux utilisées pour les modèles Abaqus**

| Propriété              | Symbole | Unité                  | Aluminium         | Acier             |
|------------------------|---------|------------------------|-------------------|-------------------|
| Masse volumique        | $\rho$  | $\text{kg}/\text{m}^3$ | 2 700             | 7 850             |
| Module de Young        | $E$     | Pa                     | $70 \times 10^9$  | $200 \times 10^9$ |
| Coefficient de Poisson | $\nu$   | -                      | 0,33              | 0,3               |
| Limite élastique       | $F_y$   | Pa                     | $240 \times 10^6$ | $350 \times 10^6$ |

Finalement, en ce qui concerne l'amortissement des matériaux, l'amortissement de Rayleigh n'a pas pu être utilisé en raison de son impact majeur sur le temps de calcul de la méthode explicite,

qui aurait rendu impossible la réalisation d'une analyse paramétrique. Puisque le terme d'amortissement proportionnel à la rigidité est le principal responsable de l'augmentation du temps de calcul, des tests ont été effectués en utilisant uniquement le terme d'amortissement proportionnel à la masse et en définissant des taux d'amortissement critique de 0,4% pour l'aluminium et de 0,7% pour l'acier, qui sont des valeurs typiques pour ces matériaux [38]. Bien que le temps de calcul ne soit que légèrement affecté par l'amortissement proportionnel à la masse, les résultats obtenus étaient complètement identiques. Il fut donc décidé d'ignorer l'amortissement de la structure, puisque les faibles taux d'amortissement utilisés n'affectaient pas les réponses obtenues, mais avaient un impact sur le temps de calcul.

### 3.2.5 Modélisation du pont

La première étape menant aux analyses dynamiques est la modélisation du pont et de ses divers composants. Afin de réduire le plus possible le temps de calcul, il est nécessaire d'utiliser le modèle le plus simple possible. Pour y parvenir, l'ensemble du pont est modélisé à l'aide d'éléments de type coque (« shell ») linéaire à 4 noeuds, qui sont beaucoup plus rapides à calculer que les éléments solides. Toutefois, l'utilisation de ces éléments nécessite que la géométrie complexe des extrusions soit simplifiée, tout en conservant le même comportement que la section réelle. Cet objectif est atteint en dimensionnant la section simplifiée de manière à ce qu'elle possède la même aire ainsi que la même inertie que la section réelle, ce qui assurera un comportement similaire autant face aux efforts axiaux que face aux efforts de flexion. Les dimensions de la section transformée sont présentées à la Figure 3.3.

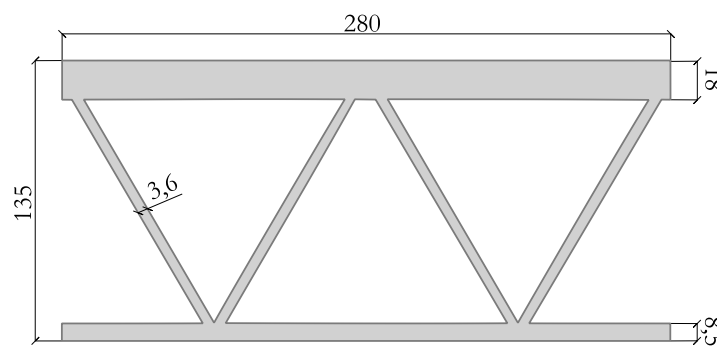


Figure 3.3. Dimensions de la section de platelage simplifiée

Une fois les poutres et le platelage modélisés, il est nécessaire de les connecter entre eux. Dans la configuration réelle du pont, le platelage est connecté aux poutres au moyen de brides d'attache qui assurent que les deux composantes restent en contact mais admettant les déplacements différentiels longitudinaux. Puisque la modélisation de ces brides et de leur comportement

requiert un effort de calcul non négligeable, elles furent remplacées par des conditions de contact définies numériquement. Toutefois, le module d'analyse explicite d'Abaqus ne permet pas de définir de propriétés de contact variant selon la direction du mouvement, ce qui signifie qu'il n'est pas possible, de manière simple, de limiter les déplacements différentiels transversaux tout en permettant les déplacements longitudinaux. Pour cette raison, la connexion entre les poutres et le platelage a été définie de manière à ne permettre aucun mouvement différentiel, ce qui surestime la rigidité du pont en créant un action composite totale entre les poutres et le platelage, mais permet de simplifier énormément les modèles.

En ce qui concerne les conditions d'appui, les appareils d'appui généralement utilisés dans le genre de ponts à l'étude, soit des appuis en élastomère, sont négligés et représentés par des appuis simples linéaires et rigides. L'utilisation de ce type d'appui crée évidemment des concentrations de contraintes numériques près des appuis, mais cette étude s'intéressant uniquement au comportement global du pont, les résultats ne seront pas affectés par ces concentrations de contraintes fictives pourvu que les résultats soient mesurés à l'extérieur de la zone affectée par les concentrations. De plus, l'utilisation d'appuis rigides linéaires permet d'éliminer une variable dans la réponse du pont, qui aurait pu autrement être affectée par la rigidité des élastomères ainsi que leurs dimensions.

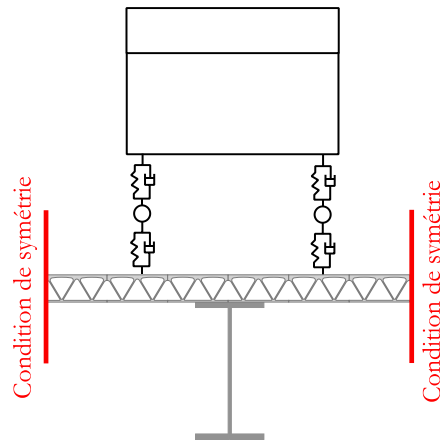
Finalement, afin de supporter les véhicules avant leur entrée sur le pont et après leur sortie, des surfaces rigides sont modélisées de part et d'autre du pont. Ces dernières servant uniquement de surfaces de référence pour le véhicule, elles sont complètement indépendantes du pont et tout contact possible entre le pont et les surfaces rigides est négligé.

### **3.2.6 Analyse de maillage**

Chaque fois que des simulations par éléments finis sont effectuées, il est important de procéder à une analyse du maillage du modèle, puisque celui-ci peut grandement affecter les résultats. Un maillage trop grossier produira des résultats erronés, alors qu'un maillage trop fin demandera un temps de calcul trop important. Le but de l'analyse de maillage est donc de trouver un équilibre entre le degré de précision désiré et le temps de calcul. Pour y arriver, des séries de simulations d'un même modèle où le maillage est progressivement raffiné sont réalisées. Puis, en considérant le maillage le plus fin comme étant le résultat exact, l'erreur relative de chacun des modèles est calculée et mise en graphique en fonction du temps de calcul. La fonction ainsi obtenue est

inversement proportionnelle, et il revient à l'utilisateur de choisir le raffinement de maillage convenant au problème.

Le modèle utilisé pour l'analyse de maillage devant être le plus près possible du modèle réel, il a été décidé de simuler le platelage d'aluminium et les poutres d'acier sur une longueur de 20 mètres. Toutefois, afin de limiter le temps de calcul, un seul espacement de poutre a été modélisé, et des conditions de symétrie ont été appliquées de chaque côté. Bien que cette façon de faire ait certains inconvénients, notamment de simuler une largeur infinie de platelage ainsi que plusieurs camions en plus d'éliminer l'effet des modes de vibration en torsion, elle permet d'avoir environ 4 fois moins d'éléments que dans un modèle complet, avantage non négligeable lorsque le maillage devient très fin. La Figure 3.4 illustre la configuration du modèle utilisé lors de l'analyse de maillage.



**Figure 3.4. Schéma du modèle utilisé pour l'analyse de maillage**

Pour le présent projet, les analyses de maillage furent réalisées en 2 vagues, la première se concentrant sur le maillage du platelage et la deuxième se concentrant sur le maillage des poutres. Pour chacune des vagues, l'effet du maillage fut vérifié autant pour les analyses statiques que pour les analyses dynamiques. Pour ce faire, deux réponses différentes furent étudiées, la première étant la flèche du pont sous son poids propre et la deuxième étant une analyse de fréquences du pont. L'analyse de fréquences a été préférée aux analyses dynamiques en raison du temps de calcul nécessaire.

En considérant le maillage le plus fin comme la valeur de référence, il est possible de calculer l'erreur relative entre chaque maillage testé et le maillage de référence, où les valeurs d'erreurs relatives pour les analyses de fréquences sont en fait la moyenne de la valeur absolue de l'erreur relative des 15 premières fréquences de vibration. L'erreur relative est ensuite tracée en fonction

du temps de calcul nécessaire, exprimé en pourcentage du temps de calcul du maillage le plus fin. Les différents résultats obtenus sont présentés dans les sections suivantes.

### 3.2.6.1 Analyse du maillage du platelage

Le maillage du platelage est d'une importance capitale dans le modèle, puisqu'il représente la plus grande portion des éléments, ce qui signifie qu'un maillage trop fin aura un impact majeur sur le temps de calcul total. Dans cette analyse, quatre maillages différents furent étudiés, soit des maillages avec des dimensions moyennes d'éléments de 40, 60, 80 et 100 mm. Les valeurs absolues des erreurs relatives pour chacun des maillages sont présentées à la Figure 3.5.

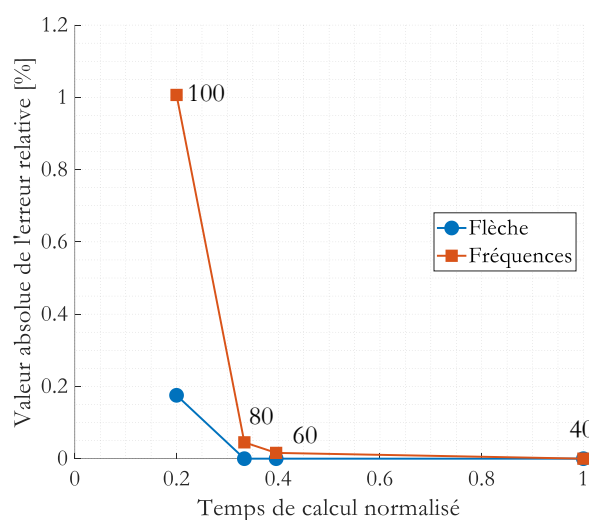


Figure 3.5. Analyse du maillage du platelage

Les résultats montrent que l'analyse de maillage converge, et que les erreurs relatives, même pour le maillage le plus grossier, ne dépassent pas 1%, et donc que tous les maillages étudiés semblent également applicables. Toutefois, le maillage de 80 mm est choisi, puisqu'il correspond au point optimal de la courbe, étant un bon compromis entre la précision et le temps de calcul, mais surtout puisqu'il correspond à la limite après laquelle chaque paroi du platelage est modélisée par un seul élément, comme le montre la Figure 3.6. Cette limite est importante puisque des éléments linéaires sont utilisés, ce qui signifie qu'il est impossible de capturer les déformations au sein des parois lorsqu'elles sont modélisées à l'aide d'un seul élément. Bien que le comportement local ne soit pas à l'étude dans le projet, il est important de s'assurer d'avoir au moins deux éléments pour chaque paroi, puisque l'utilisation d'un seul élément augmente artificiellement la rigidité du platelage, et peut donc affecter son comportement. Le maillage du platelage est donc contrôlé principalement par la géométrie de ce dernier, plutôt que par la précision des résultats.

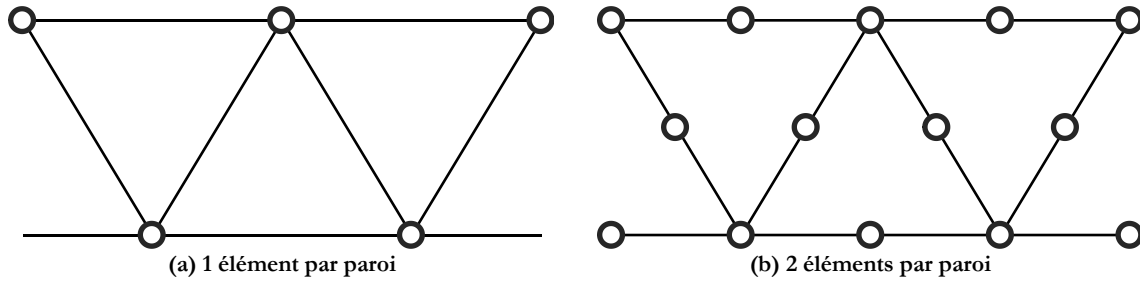


Figure 3.6. Exemple de maillage pour le platement

### 3.2.6.2 Analyse du maillage des poutres

Pour l'analyse du maillage des poutres, un plus grand nombre de maillages dut être évalué avant d'obtenir la convergence recherchée. En effet, là où le platement n'a nécessité que 4 maillages différents, il fut nécessaire d'utiliser 9 maillages distincts pour les poutres, soit des maillages de 22, 32, 42, 62, 82, 102, 122, 162 et 202 mm. Les dimensions utilisées pour les maillages des poutres ne sont pas des dizaines justes, contrairement au platement, puisqu'Abaqus a plus de difficulté à gérer le contact entre deux surfaces lorsque les nœuds des éléments sont exactement au même endroit. Donc, afin de limiter le nombre de nœuds coïncidents, les dimensions des maillages en contact sont toujours différentes. Les résultats obtenus pour tous les maillages testés sont présentés à la Figure 3.7, où les dimensions de maillage correspondantes à chaque résultat sont indiquées à côté de chacun des points.

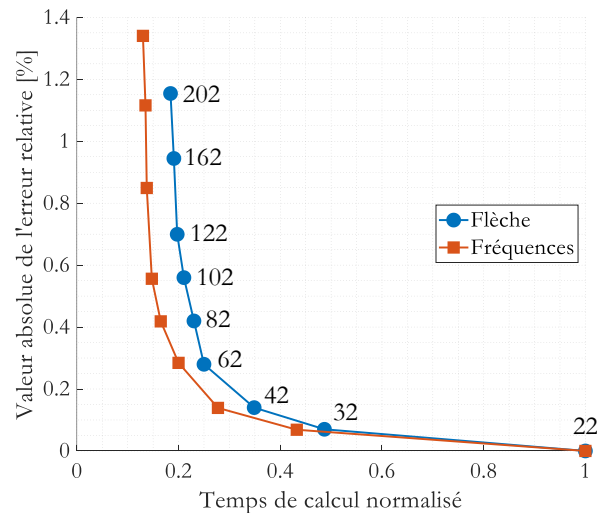


Figure 3.7. Analyse du maillage des poutres

La figure précédente montre que le maillage optimal à utiliser pour les poutres est 42 ou 62 mm. Toutefois, puisque dans tous les cas l'erreur relative est faible, généralement sous la barre des 1%, l'utilisation d'un maillage légèrement plus grossier que le maillage optimal n'aura pratiquement pas d'influence sur les résultats obtenus. Il fut donc décidé d'utiliser le maillage le

plus grossier possible qui assurera la présence d'au moins deux éléments sur chacune des parois, les parois critiques de la poutre étant les ailes, et plus particulièrement les demi-ailes, puisqu'il s'agit des parois les plus courtes. Le maillage de 102 mm fut donc choisi, puisqu'il s'agissait du plus gros maillage capable de produire 2 éléments sur chaque demi-aile, en plus de produire une faible erreur relative, d'environ 0,55%.

### 3.3 Analyse paramétrique

#### 3.3.1 Paramètres étudiés

Tel que présenté à la section 1.3.2, il existe un très grand nombre de facteurs pouvant influencer d'une manière ou d'une autre le facteur d'amplification dynamique. Toutefois, puisque chaque simulation nécessite de 6 à 16 heures de calcul, il fut impossible de considérer tous les facteurs énumérés au chapitre 1. Les paramètres choisis sont ceux qui ont généralement le plus d'influence tout en étant le plus simples possible à modéliser. Par exemple, la rugosité de surface, qui joue un rôle très important sur la réponse dynamique, n'a pas été considérée puisqu'elle requiert un effort considérable à mettre en place. Les paramètres choisis, au nombre de 4, ainsi que les valeurs considérées pour chacun d'eux sont présentés au Tableau 3.2.

**Tableau 3.2. Paramètres étudiés lors des analyses dynamiques**

| <b>Paramètre</b>                  | <b>Valeurs étudiées</b>  |
|-----------------------------------|--------------------------|
| Vitesse du véhicule               | 15, 20, 25 et 30 m/s     |
| Portée du pont                    | 10, 20 et 30* m          |
| Position transversale du véhicule | Centre et Gauche         |
| Type de véhicule                  | Train double B et CL-625 |

\* Pour certaines simulations seulement

Les valeurs étudiées pour chacun des paramètres ont été soigneusement sélectionnées afin de couvrir le plus de cas possible avec un nombre minimal de simulations, tout en s'assurant de produire des modèles réalistes et représentatif des conditions réelles. Ainsi, les vitesses, variant de 15 à 30 m/s, correspondent à des vitesses de 54 à 108 km/h, soit une plage de vitesses généralement observées sur les routes canadiennes. Par la suite, la portée de base choisie est de 20 mètres, correspondant à la portée utilisée lors de la conception du platelage, et les portées de 10 et 30 mètres ont été ajoutées de manière à avoir une portée plus courte et une portée plus longue que la portée de base. En ce qui concerne la position transversale du camion, deux possibilités ont été considérées, soit lorsque le camion circule au centre du pont et lorsqu'il circule sur l'une des extrémités, choisie ici comme étant l'extrémité gauche. Ces deux



configurations, présentées à la Figure 3.8, ont été sélectionnées puisqu'elles représentent des cas de chargement très différent, la position centrée chargeant également les deux poutres centrales et la position d'extrémité concentrant la majeure partie de la charge dans la poutre de bord, en plus de générer des efforts de torsion. Il est réaliste de considérer un camion circulant en plein centre du pont, puisque la CSA S6-14 permet la présence de 3 voies de circulation, considérant la largeur du pont. Pour ce qui est de la position d'extrémité, le camion fut positionné le plus près du bord possible, en considérant la largeur de la glissière de sécurité et le gabarit d'encombrement du camion [33]. Il est bon de noter qu'il fut impossible d'utiliser des conditions de symétrie dans les modèles finaux puisque le comportement du pont ne sera pas symétrique de part et d'autre du centre lorsque le camion est positionné à gauche. Les deux modèles de camion développés sont étudiés puisque, tel que mentionné précédemment, il est impossible de savoir à priori lequel des deux modèles sera le plus critique pour l'étude de la réponse dynamique du pont.

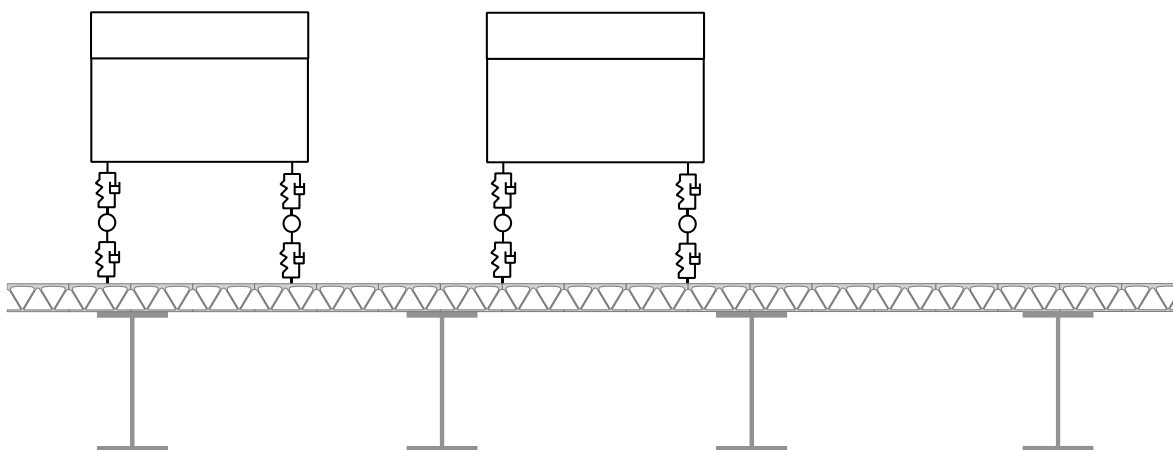


Figure 3.8. Représentation schématique des différentes positions transversales étudiées

### 3.3.2 Résultats des analyses de fréquences

Avant de procéder aux analyses dynamiques, une analyse de fréquences peut permettre d'estimer les configurations les plus susceptibles de subir de grandes amplifications, en comparant les fréquences obtenues pour les modèles de camion et les fréquences des ponts. Ainsi, lorsque les fréquences des deux composantes du système sont assez près les unes des autres, le système est susceptible d'entrer en simili-résonance et d'ainsi amplifier grandement la réponse dynamique observée. Parmi les paramètres étudiés, seule la portée aura un effet sur les fréquences du pont, puisqu'elle modifie sa rigidité. Le Tableau 3.3 présente donc les premières fréquences propres

du pont pour chacune des trois portées à l'étude, en plus de présenter un rappel des fréquences des modèles de camion, fréquences tirées du Tableau 2.10 et du Tableau 2.14.

**Tableau 3.3. Fréquences (en hertz) des trois configurations de pont à l'étude et rappel des fréquences des modèles de camion**

| Mode | Camions        |        | Ponts  |        |        |
|------|----------------|--------|--------|--------|--------|
|      | Train double B | CL-625 | 10 m   | 20 m   | 30 m   |
| 1    | 1,766          | 1,234  | 29,339 | 9,6144 | 4,5405 |
| 2    | 1,898          | 1,323  | 30,53  | 9,9662 | 4,68   |
| 3    | 1,945          | 1,479  | 33,438 | 15,44  | 4,8017 |
| 4    | 2,073          | 1,635  | 34,581 | 20,689 | 9,5911 |
| 5    | 2,105          | 2,079  | 40,204 | 21,353 | 11,512 |
| 6    | 2,142          | 3,415  | 43,016 | 22,598 | 16,671 |
| 7    | 2,527          | 3,669  | 45,807 | 31,481 | 17,604 |
| 8    | 12,052         | 12,052 | 55,101 | 34,183 | 18,963 |
| 9    | 12,055         | 12,057 | 56,287 | 34,84  | 20,667 |
| 10   | 12,087         | 12,078 | 56,541 | 36,484 | 26,267 |
| 11   | 12,087         | 12,148 | 57,03  | 38,583 | 29,811 |
| 12   | 12,253         | 12,590 | 57,989 | 41,098 | 34,671 |
| 13   | 12,253         | 12,599 | 61,046 | 43,243 | 34,848 |
| 14   | 12,253         | 12,726 | 64,366 | 43,625 | 36,584 |
| 15   | 12,254         | 12,857 | 69,272 | 46,159 | 37,946 |
| 16   | 12,290         | 12,952 | 69,44  | 49,884 | 38,983 |
| 17   | 12,293         | 12,964 | 72,601 | 50,451 | 39,115 |
| 18   | 12,685         | -      | 73,224 | 52,577 | 41,795 |
| 19   | 12,714         | -      | 77,464 | 54,629 | 42,64  |
| 20   | 12,929         | -      | 78,781 | 54,84  | 43,228 |
| 21   | 12,929         | -      | 80,074 | 55,639 | 43,276 |
| 22   | 12,950         | -      | 81,08  | 58,112 | 47,717 |
| 23   | 12,961         | -      | 85,089 | 58,141 | 47,844 |

Le tableau précédent montre que les fréquences propres du pont varient énormément en fonction de la portée, tel qu'attendu. De plus, le pont de 10 mètres ayant des fréquences très élevées et très éloignées des fréquences des camions, l'amplification dynamique observée sur les ponts de cette portée devrait théoriquement être moins importante que pour les deux autres portées. En effet, la portée de 20 mètres possède quelques fréquences près des fréquences supérieures des camions, ce qui peut potentiellement amplifier les effets dynamiques observés. Toutefois, c'est la portée de 30 mètres qui a le plus grand potentiel d'amplification, puisqu'elle possède des fréquences se rapprochant des premiers modes des camions, correspondants aux

mouvements des corps rigides, et donc plus susceptibles d'influencer les déplacements du pont, en raison des masses en jeu plus grandes que pour les mouvements des essieux.

### 3.3.3 Résultats pour le CL-625

Le modèle de CL-625 développé au chapitre 2 fut utilisé afin réaliser 20 analyses dynamiques investiguant l'effet des paramètres présentés à la section 3.3.1. Les résultats obtenus seront présentés en différentes sections, qui permettent des analyses plus approfondies des résultats. La première section présente les facteurs d'amplification dynamique calculés pour chacune des simulations et les compare aux valeurs du coefficient de majoration dynamique prescrites par la S6-14. Par la suite, les trois sections suivantes présentent les déplacements verticaux enregistrés au centre des poutres les plus chargées de chacune des analyses, permettant d'étudier en détail les différences dues aux divers paramètres à l'étude. Les trois sections sont divisées selon les trois portées étudiées et ont des présentations légèrement différentes, de manière à souligner plus facilement les particularités de chacune.

#### 3.3.3.1 Ensemble des facteurs d'amplification dynamique calculés

La Figure 3.9 présente l'ensemble des facteurs d'amplification dynamique calculés à l'aide des déplacements verticaux au centre du pont causés par le passage du CL-625 afin de rapidement comparer les résultats et observer les tendances qui en ressortent.

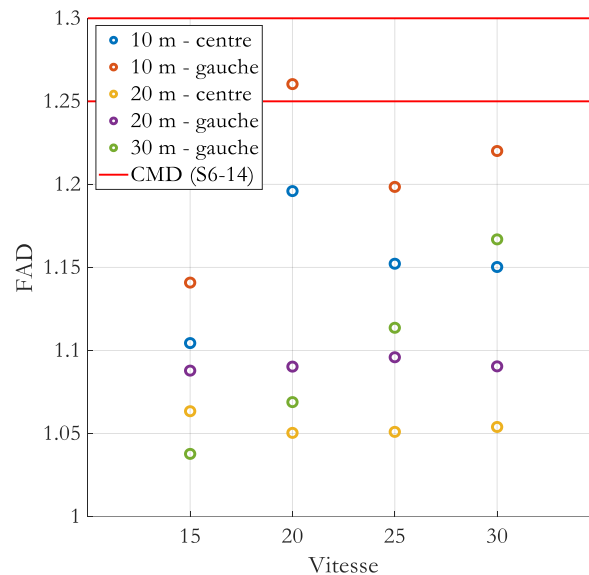


Figure 3.9. Compilation des FAD calculés pour les simulations réalisées avec le modèle de CL-625

Il est intéressant d'observer l'ensemble des résultats obtenus avant de s'attarder au détail de chacune des simulations, ce qui permet de faire de nombreuses observations et d'émettre des hypothèses sur les causes de ces dernières, hypothèses qui pourront être confirmées ou infirmées plus tard en analysant les profils de déplacement. Les principales observations intéressantes sont présentées ci-dessous.

- 1) La majorité des FAD calculés, en fait tous sauf un, sont inférieurs à la plus petite valeur de CMD prescrite par la norme, et tous les résultats sont inférieurs à la deuxième plus faible valeur prescrite, ce qui signifie qu'une conception basée sur les valeurs de la norme serait très probablement sécuritaire dans les cas étudiés.
- 2) Dans tous les cas, les amplifications dynamiques sont plus importantes lorsque le camion est situé à l'extrémité gauche du pont plutôt qu'au centre, ce qui semble indiquer que la sollicitation des modes de torsion contribue à augmenter la réponse. De plus, la corrélation entre les deux positions transversales est assez bonne, c'est-à-dire que les résultats suivent les mêmes tendances générales.
- 3) Contrairement aux attentes et aux deux autres portées, l'amplification dynamique sur le pont de 20 mètres ne varie pratiquement pas avec la vitesse du camion, résultat difficilement explicable sans jeter un œil aux particularités de ces simulations.
- 4) Le pont de 10 mètres de portée produit des amplifications largement supérieures au pont de 20 mètres, et cette différence devient généralement plus importante lorsque la vitesse du véhicule augmente. Une piste de solution concerne les déplacements statiques plus faibles du pont de 10 mètres, mais des observations plus détaillées seront nécessaires pour conclure.
- 5) Le pont de 10 mètres subit une amplification beaucoup plus importante que ce que la tendance suggère lorsque le véhicule circule à 20 m/s, résultat très surprenant et nécessitant davantage d'investigation.
- 6) Les amplifications dynamiques mesurées sur le pont de 30 mètres varient grandement avec la vitesse, étant presque directement proportionnelles à cette dernière. Bien que ces résultats correspondent à ce qui était attendu, il faudra tout de même procéder à une analyse plus détaillée pour comprendre pourquoi le pont de 30 mètres produit des résultats à ce point différents des deux autres portées.

L'ensemble des hypothèses formulées à partir des diverses observations seront vérifiées dans les sections suivantes.

### 3.3.3.2 Profils des déplacements pour le pont de 10 mètres

La première portée qui sera observée est la portée de 10 mètres, puisqu'il s'agit de la portée dont les résultats sont les plus difficilement explicables. Les profils de déplacements verticaux du centre du platelage pour les 8 simulations réalisées avec le pont de 10 mètres sont présentés à la Figure 3.10 et sont divisés selon la vitesse du véhicule.

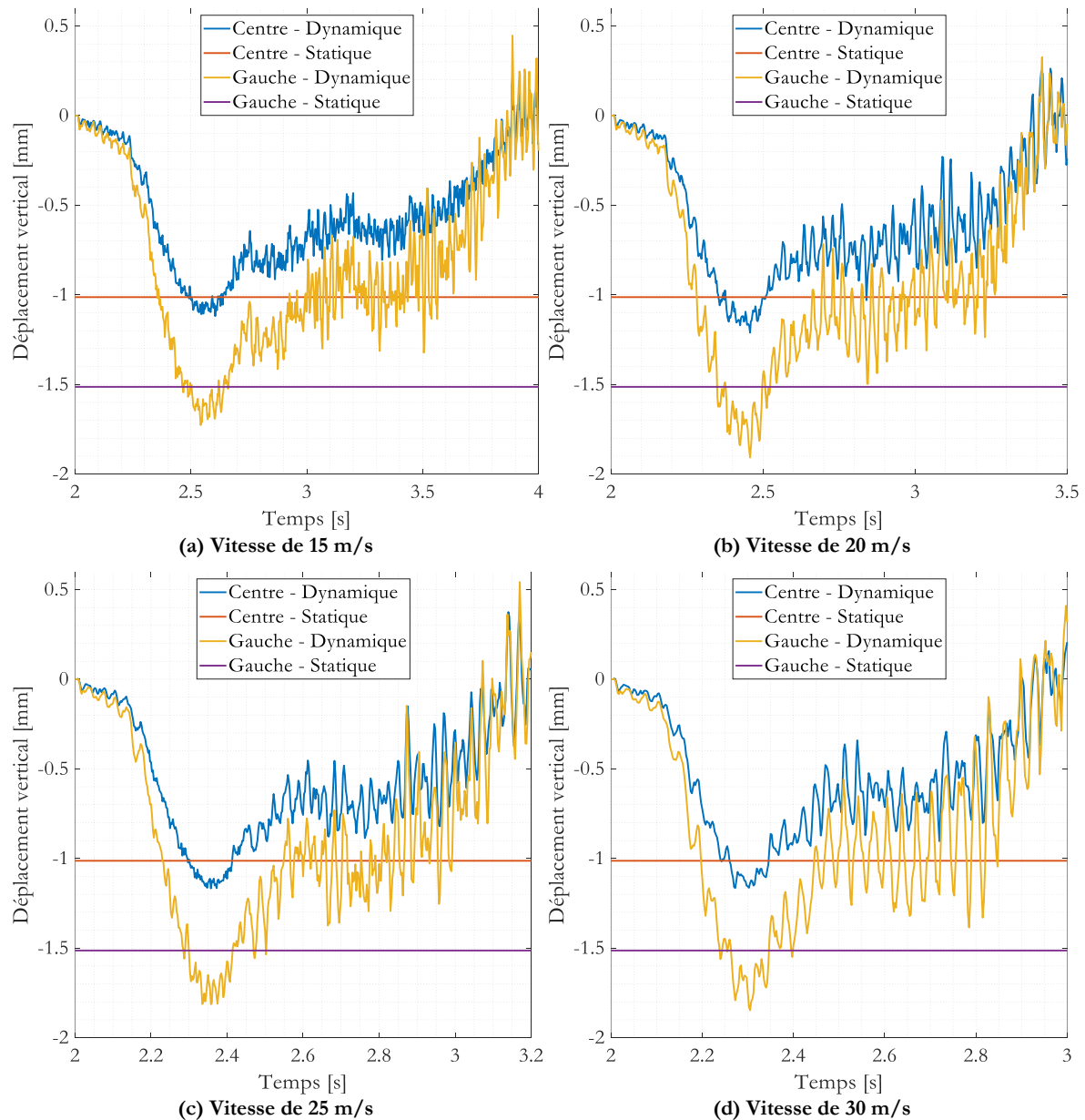


Figure 3.10. Résultats des analyses dynamiques du CL-625 pour la portée de 10 mètres

La figure précédente montre tout d'abord que le pont de 10 mètres produit énormément d'oscillations, ce qui est dû à ses fréquences naturelles de vibration très élevées, tel que souligné à la section 3.3.2. De plus, pour les 4 vitesses étudiées, la position transversale du véhicule a un énorme impact sur la réponse dynamique, où l'amplitude des oscillations lorsque le camion est situé à l'extrémité gauche est beaucoup plus importante que pour le camion circulant au centre. Cette différence s'explique principalement par la sollicitation des modes de torsion, qui s'additionne aux modes de flexion et contribue ainsi à amplifier les déplacements. Finalement, les déplacements statiques observés sont très faibles, de l'ordre de 1 mm, en raison d'une section de pont beaucoup plus rigide que nécessaire, puisque conçue pour une portée de 20 mètres et conservée constante pour toutes les portées.

Les résultats détaillés permettent de déterminer que les valeurs élevées d'amplification dynamique observées à la Figure 3.9 sont principalement dues à la très grande rigidité du pont, qui augmente considérablement les fréquences de ce dernier et contribuent ainsi à générer énormément d'oscillations dans la réponse dynamique, en plus de produire un très faible déplacement statique, qui contribue à amplifier l'effet des oscillations. Toutefois, pour expliquer l'observation 5, qui porte sur les valeurs très élevées calculées pour le camion circulant à une vitesse de 20 m/s, il faut regarder du côté d'un autre phénomène, la fréquence d'application des charges, tel que défini à la section 1.3.2.1 et proposé par Savard [23].

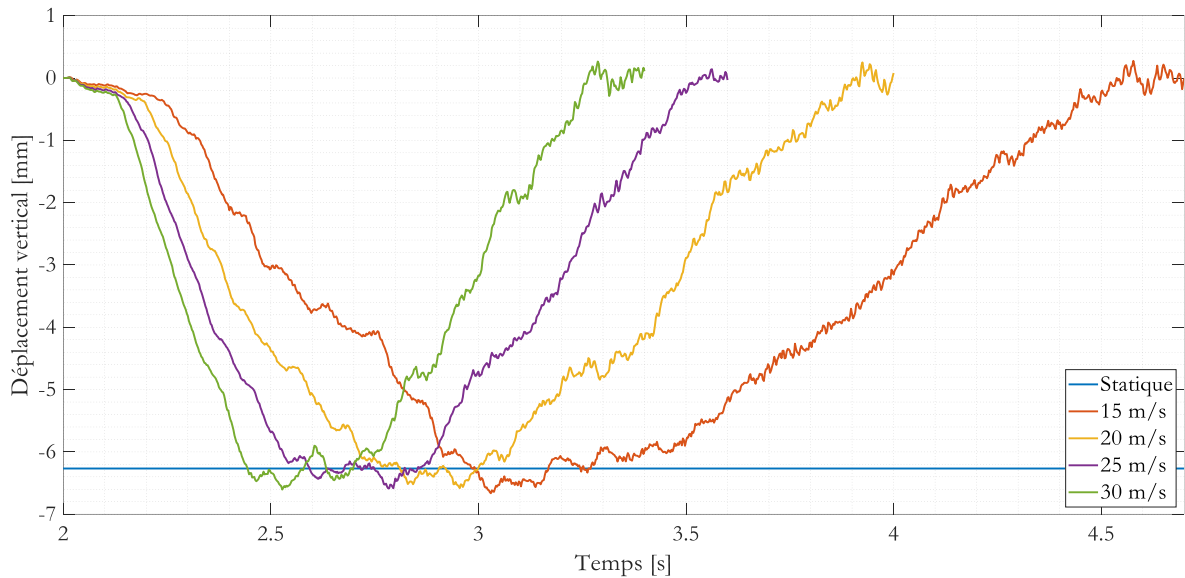
Cette fréquence correspond à la fréquence à laquelle sont appliquées les charges en un point précis du pont et dépend uniquement de la vitesse du véhicule et de l'espacement des essieux. Puisque le CL-625 possède 3 espacements d'essieux différents, il est donc possible de définir 3 fréquences d'application des charges pour chacune des vitesses, l'ensemble de ces valeurs étant présentées au Tableau 3.4. Lorsque ces fréquences sont comparées aux fréquences naturelles du pont de 10 mètres, présentées au Tableau 3.3, les fréquences d'application des charges pour la vitesse de 20 m/s ont la particularité d'être des multiples entiers de la 3<sup>e</sup> fréquence de vibration du pont, ce qui signifie que les charges sont appliquées en phase avec la réponse du pont et contribuent donc à augmenter significativement cette dernière, expliquant les facteurs d'amplification dynamique plus importants.

Tableau 3.4. Fréquences d'application des charges (en hertz)  
pour les différents espacements d'essieu du CL-625

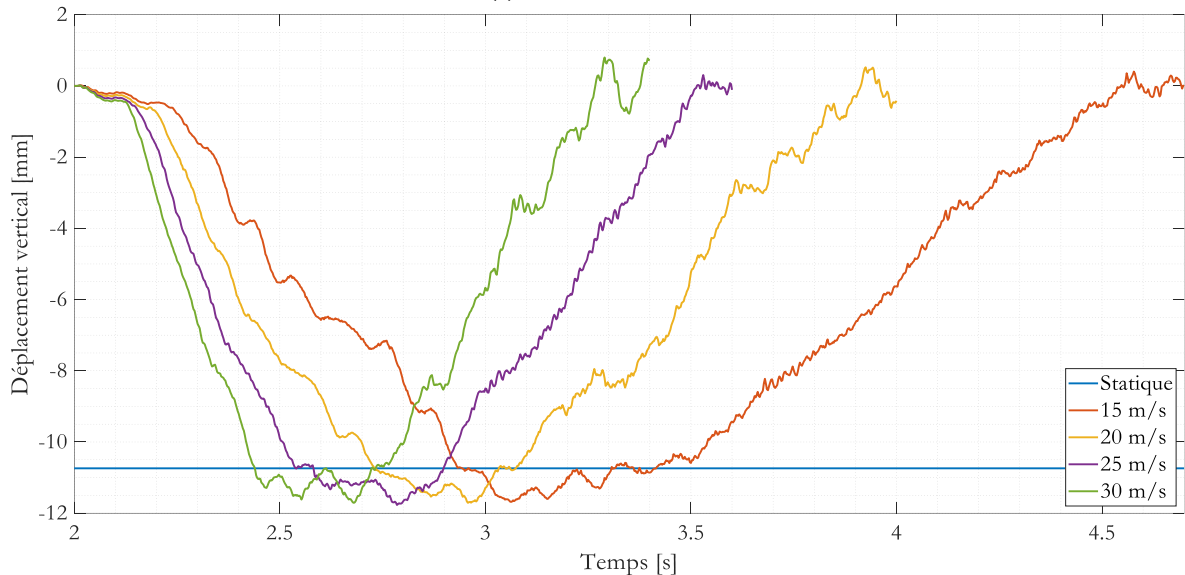
| Espacement<br>[m] | Vitesse [m/s] |       |       |       |
|-------------------|---------------|-------|-------|-------|
|                   | 15            | 20    | 25    | 30    |
| 1,2               | 12,50         | 16,67 | 20,83 | 25,00 |
| 3,6               | 4,17          | 5,56  | 6,94  | 8,33  |
| 6,6               | 2,27          | 3,03  | 3,79  | 4,55  |

### 3.3.3.3 Profils des déplacements pour le pont de 20 mètres

La deuxième portée qui sera étudiée est la portée de 20 mètres, correspondant à la portée pour laquelle le platelage et les poutres ont été dimensionnés. Les profils de déplacements obtenus sont présentés à la Figure 3.11 et sont séparés en fonction de la position transversale du camion plutôt que de la vitesse.



(a) Camion au centre



(b) Camion à l'extrémité gauche

Figure 3.11. Résultats des analyses dynamiques du CL-625 pour la portée de 20 mètres

La figure précédente permet de constater que les profils de déplacement sont très similaires, peu importe la position transversale du camion, bien que l'amplitude des déplacements soit très différente. Par exemple, pour la vitesse de 15 m/s, les déplacements sont pratiquement deux fois plus importants pour le camion circulant à l'extrémité gauche du pont, mais l'allure des deux courbes est très similaire, avec les mêmes fréquences observables dans les oscillations et les déplacements maximaux se produisant pratiquement en même temps. Toutefois, les courbes de la Figure 3.11(b) semblent montrer légèrement plus d'amplification, ce qui peut être attribuable, tout comme pour le pont de 10 mètres, à la sollicitation des modes de vibration en torsion du pont. Les résultats présentés à la Figure 3.9 sont donc représentatifs des tendances observées sur



les profils de déplacement. Finalement, tout comme le montraient les FAD calculés, les amplifications dynamiques observées sur le pont de 20 mètres semblent être indépendantes de la vitesse du véhicule et restent pratiquement constantes pour toutes les vitesses étudiées. Une cause probable de ce phénomène est en lien avec le ratio entre la longueur du camion et la portée du pont, qui est ici très proche de 1, ce qui signifie que les deux ont des dimensions similaires. Puisque le pont est sensiblement de la même longueur que le camion, le véhicule ne se trouvera en entier sur le pont que pendant un bref instant, ce qui signifie que la durée d'application des charges maximales sur le pont est très similaire pour toutes les vitesses, et ne permet donc pas de développer autant d'effets dynamiques que si le camion se trouvait en entier sur le pont pendant une plus longue période.

### 3.3.3.4 Profils des déplacements pour le pont de 30 mètres

Finalement, la dernière portée étudiée est la portée de 30 mètres. Cependant, en raison de la durée des simulations et du temps disponible, il ne fut pas possible de réaliser autant de simulations que pour les portées précédentes, et les résultats ne sont donc connus que pour le camion circulant à l'extrémité gauche du pont. Cette position fut préférée à la position centrale puisqu'elle est la plus critique pour les deux autres portées étudiées, et les probabilités sont donc fortes qu'il s'agisse aussi de la position critique pour le pont de 30 mètres. Les profils de déplacement obtenus sont tous présentés à la Figure 3.12.

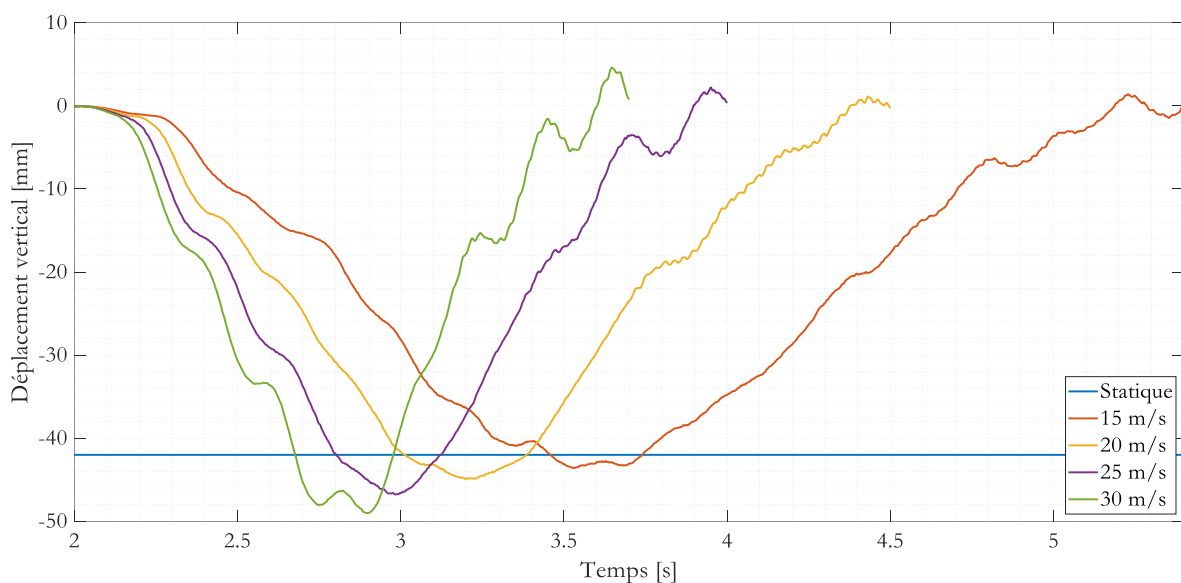


Figure 3.12. Résultats des analyses dynamiques du CL-625 pour la portée de 30 mètres avec le camion positionné à l'extrémité gauche

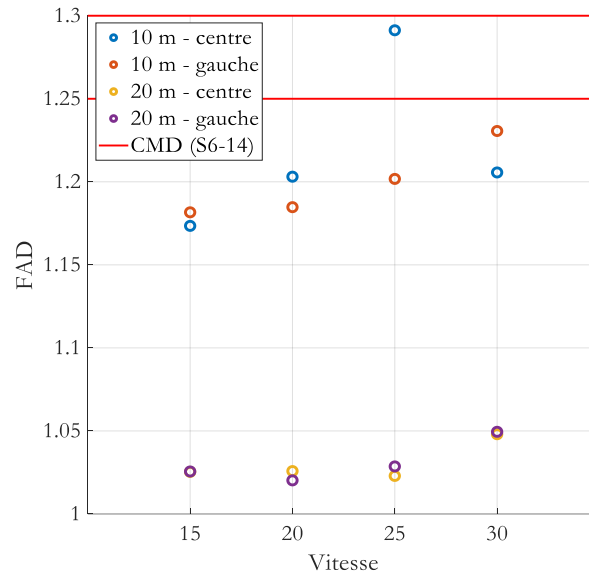
Puisque peu de simulations sont disponibles pour le pont de 30 mètres, les comparaisons sont plus difficiles à effectuer et certains effets peuvent passer inaperçus. Néanmoins, les profils de déplacements obtenus pour chacune des vitesses confirment la tendance observée sur les portées précédentes, c'est-à-dire qu'une diminution des fréquences propres du pont entraîne une diminution des oscillations observées dans la réponse. Il est toutefois intéressant de constater que, contrairement au pont de 20 mètres, le pont de 30 mètres est beaucoup plus sensible à la vitesse du véhicule. En effet, les amplifications dues aux effets dynamiques augmentent lorsque la vitesse augmente, ce qui correspond aux attentes. Tel que mentionné précédemment, il est possible que la relation entre la vitesse et l'amplification dynamique soit beaucoup plus visible sur le pont de 30 mètres puisqu'il est plus long que le camion, et donc que la charge maximale est présente sur le pont pendant une durée non négligeable, ce qui permet de mobiliser plus d'efforts dynamiques.

### **3.3.4 Résultats pour le train double B**

En utilisant le modèle de train double B, 16 analyses dynamiques furent réalisées, variant les trois autres paramètres à l'étude de la même façon que le modèle de CL-625. Par contre, les analyses dynamiques avec le pont de 30 mètres n'ont pas été réalisées avec le modèle de train double B, encore une fois en raison d'un manque de temps disponible pour compléter les simulations. Les résultats sont présentés selon le même format que les résultats pour le CL-625, donc la première section présente le sommaire des FAD calculés et les sections suivantes, divisées en fonction de la portée du pont, analysent de façon plus approfondie les profils de déplacement.

#### **3.3.4.1 Ensemble des facteurs d'amplification dynamique calculés**

Tout comme pour le CL-625, il est pertinent de consulter d'abord le sommaire des résultats, afin d'en faire ressortir les tendances, pour ensuite passer à l'analyse détaillée des résultats. La Figure 3.13 présente donc l'ensemble des FAD calculés pour les analyses dynamiques réalisées avec le modèle de train double B en fonction de la vitesse du véhicule.



**Figure 3.13. Compilation des FAD calculés pour les simulations réalisées avec le modèle de train double B**

Tout comme pour le CL-625, la figure précédente permet d'obtenir une foule d'informations avant même de procéder à des analyses détaillées. Les différentes tendances observables sont présentées ici.

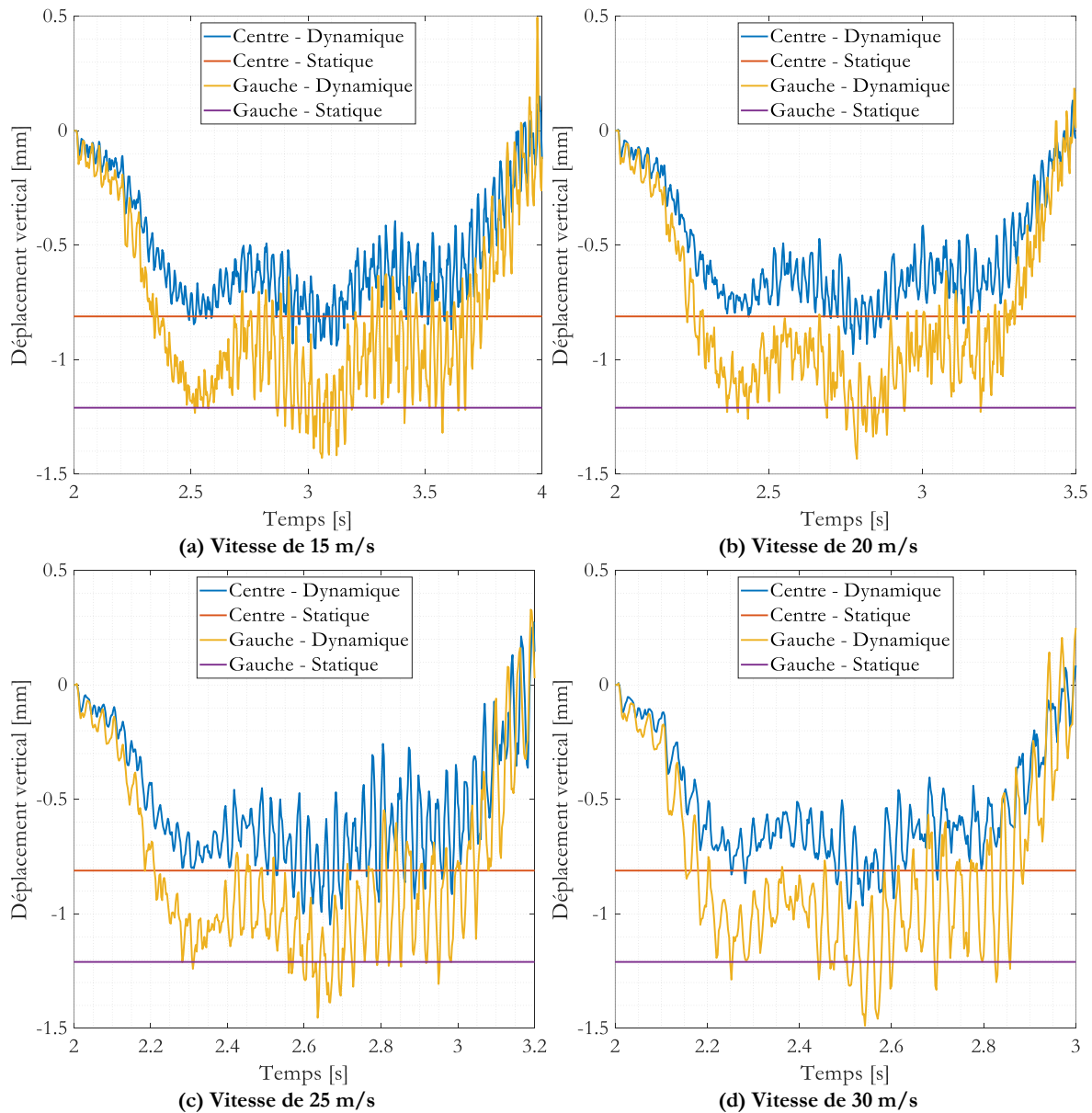
- 1) Comme pour les résultats du CL-625, tous les FAD calculés sur les simulations réalisées avec le train double B, à l'exception d'un seul, sont inférieurs à la plus petite valeur de CMD prescrite par le code canadien, et tous les résultats sans exception sont inférieurs à la deuxième plus petite valeur du CMD
- 2) De façon générale, la position transversale du camion n'a qu'un très léger impact sur les résultats obtenus, sans aucune relation claire. Dans certains cas le véhicule circulant au centre produit la plus grande amplification alors que dans d'autres c'est l'inverse, ce qui laisse supposer que les essieux faiblement chargés sollicitent moins les modes de vibration en torsion.
- 3) La démarcation entre les résultats du pont de 10 mètres et du pont de 20 mètres est franche, produisant deux groupes de points très distincts, le pont de 20 mètres subissant de très faibles amplifications, alors que le pont de 10 mètres en subit beaucoup plus. Une piste de solution envisageable concerne les oscillations dues aux fréquences élevées du pont de 10 mètres, mais des analyses plus détaillées devront être réalisées avant de conclure.

- 4) Les amplifications mesurées sur le pont de 20 mètres sont généralement indépendantes de la vitesse du véhicule, bien qu'une légère augmentation soit visible pour la vitesse de 30 m/s. Encore une fois, les profils de déplacement de chacune des simulations devront être analysés pour comprendre ce comportement.
- 5) Finalement, le FAD calculé pour le véhicule circulant à 25 m/s au centre du pont pour la portée de 10 mètres est de loin supérieur aux autres facteurs calculés et ne suis pas la même tendance que pour la position transversale d'extrême gauche, résultat difficilement explicable. Une hypothèse envisagée concerne les fréquences d'application des charges, mais devra être validée grâce aux résultats détaillés.

La Figure 3.13 permet donc de tirer certaines conclusions sur l'effet des paramètres à l'étude, mais de nombreuses hypothèses restent à vérifier, ce qui requière des analyses plus exhaustives des résultats.

#### **3.3.4.2 Profils des déplacements pour le pont de 10 mètres**

Les premiers résultats qui sont analysés sont ceux obtenus pour la portée de 10 mètres. L'ensemble des profils de déplacement pour cette portée est présenté à la Figure 3.14, où ils sont séparés en fonction de la vitesse du véhicule.



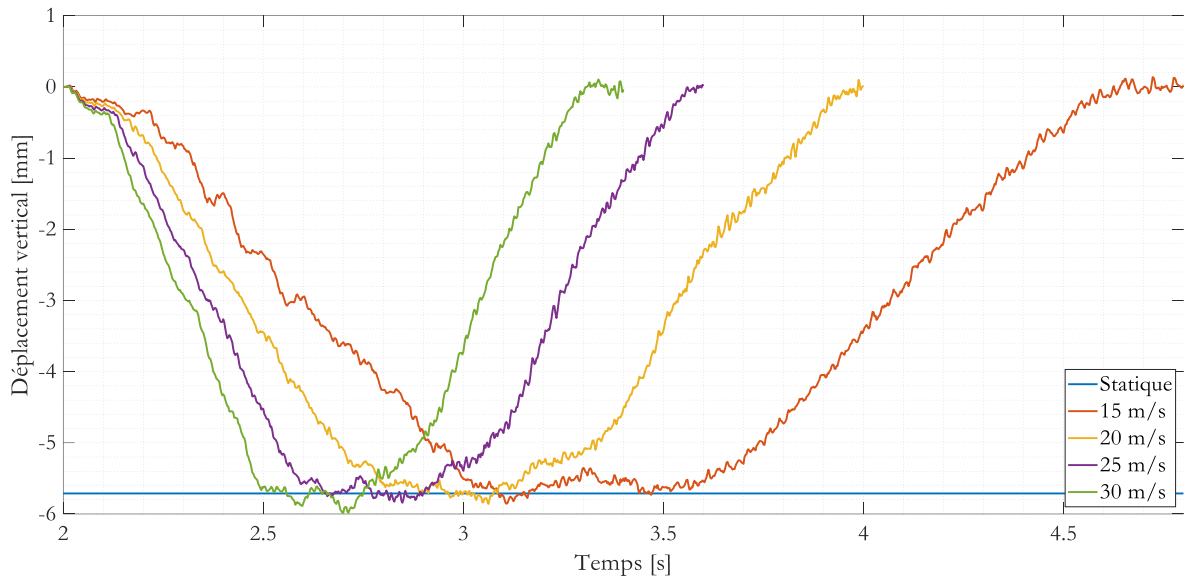
**Figure 3.14. Résultats des analyses dynamiques du train double B pour la portée de 10 mètres**

Tout d'abord, en raison de la rigidité très élevée, et donc des fréquences de vibration élevées du pont de 10 mètres, les profils de déplacement présentent énormément d'oscillations, en plus de présenter des déplacements statiques relativement faibles, ce qui peut affecter légèrement la qualité des résultats obtenus, puisqu'une légère variation dans le déplacement mesuré peut résulter en une différence appréciable dans le facteur d'amplification dynamique mesuré. Toutefois, le résultat le plus intéressant dans la figure précédente concerne le déplacement du pont sous l'effet du camion circulant à 25 m/s au centre de la voie carrossable, qui génère des amplitudes beaucoup plus importantes que les autres vitesses. Cet effet était visible sur la Figure 3.13, où le FAD calculé pour cette simulation était beaucoup plus élevé que les autres. Les

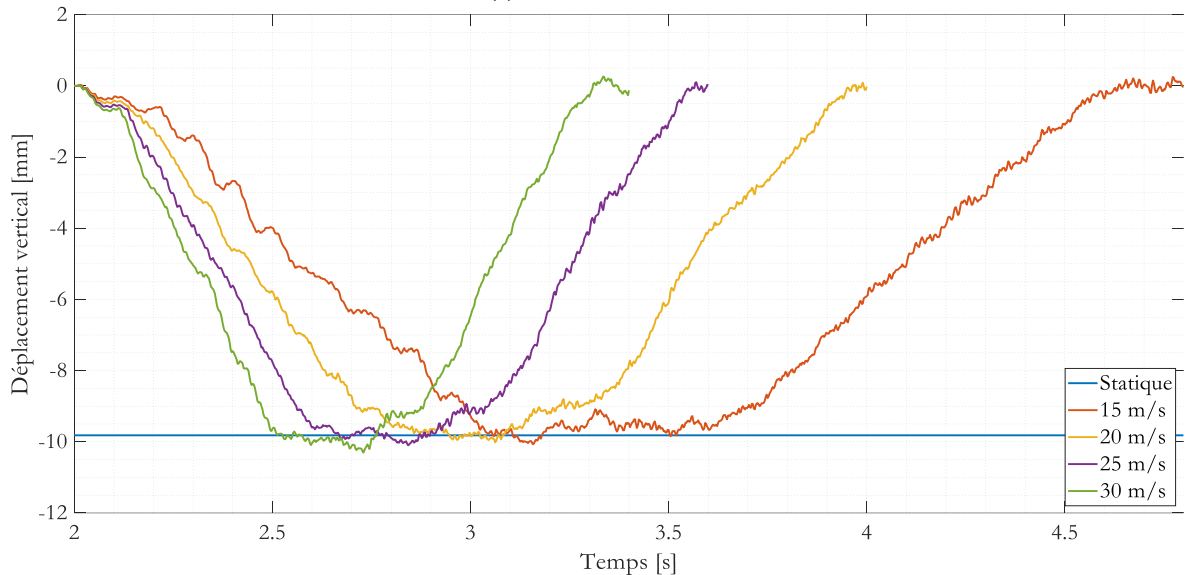
résultats présentés à la Figure 3.14 montrent clairement que ce résultat n'est pas dû à une simple anomalie dans les déplacements mesurés, mais bien à un comportement différent. L'hypothèse de base pour expliquer cette différence était de prendre en considération les fréquences d'application des charges, comme ce fut le cas pour le CL-625, mais dans le cas présent, la vitesse en cause ne présente pas de concordance aussi franche entre les fréquences d'application des charges et celles du pont. Il est donc malheureusement impossible, avec les résultats actuels, de conclure sur le phénomène en jeu, de nouvelles analyses seraient nécessaires.

#### **3.3.4.3 Profils des déplacements pour le pont de 20 mètres**

Finalement, les résultats obtenus sur le pont de 20 mètres sont présentés à la Figure 3.15, où ils sont séparés en fonction de la position transversale du camion.



(a) Camion au centre



(b) Camion à l'extrémité gauche

Figure 3.15. Résultats des analyses dynamiques du train double B pour la portée de 20 mètres

La première constatation qui s'impose à la vue des résultats présentés à la figure précédente est que le train double B génère beaucoup plus d'oscillations dans la réponse du pont que le CL-625, en considérant des conditions identiques. Ces oscillations sont l'effet des essieux supplémentaires, qui créent beaucoup plus de variations dans le chargement du pont. De plus, les premières fréquences de vibration du pont de 20 mètres sont très près des fréquences de vibration associées aux mouvements des essieux du camion, ce qui peut contribuer à amplifier l'effet des essieux multiples. La deuxième constatation est que, dans l'ensemble, les profils de déplacements sont très similaires, peu importe la position transversale du camion, les similitudes étant encore plus importantes que pour le CL-625, ce qui explique les très faibles différences

observées sur les FAD à la Figure 3.13. Il semblerait donc que les essieux plus nombreux mais moins chargés du train double B sollicitent moins les modes de vibration en torsion du pont. Finalement, encore une fois, les amplifications observées sur le pont de 20 mètres sont pratiquement indépendantes de la portée, résultat qui est fort probablement attribuable aux dimensions similaires du pont et du camion.

### 3.3.5 Comparaison des deux modèles développés

Maintenant que les résultats obtenus pour chacun des modèles sont détaillés et bien compris, il est pertinent de comparer les deux modèles entre eux, afin d'en tirer de nouvelles conclusions. La Figure 3.16 présente donc les FAD calculés pour l'ensemble des simulations réalisées en fonction de la vitesse du véhicule, où la couleur des points représente le modèle de camion utilisé.

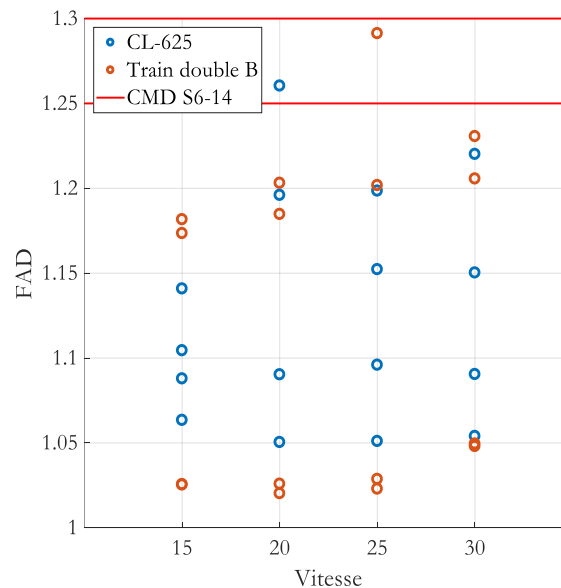


Figure 3.16. Comparaison des FAD calculés pour les deux modèles de camion

En plus des observations réalisées dans les sections précédentes, la Figure 3.16 montre deux comportements très différents pour les deux modèles utilisés. En effet, le modèle de train double B produit généralement les résultats les plus extrêmes, dans certains cas produisant les plus faibles amplifications alors que dans d'autres cas il produit les plus fortes amplifications. De plus, le CL-625 produit des résultats qui sont beaucoup étalés, les résultats du train double B étant presque toujours dans des groupes serrés. La distribution des résultats semble donc montrer que le nombre d'essieux plus grand sur le train double B, bien qu'il induise plus de vibrations dans la réponse du pont, contribue à uniformiser les amplifications dynamiques en raison des charges plus faibles sur chaque essieu, ce qui produit des FAD ne montrant que très peu de variations.



À la lumière des analyses dynamiques effectuées, il semble que le modèle du CL-625 soit le camion le plus critique en raison de la plus grande étendue des résultats et des amplifications plus importantes mesurées sur le pont le plus réaliste, celui de 20 mètres. Il faut toutefois garder en tête que le modèle développé est basé sur une distribution de charges définie de manière à produire le maximum d'efforts lors d'analyses statiques, mais qui n'est pas représentative des camions réels. Or, le cas critique lors d'analyses statiques n'est pas nécessairement le même que pour les analyses dynamiques, dans lesquelles la distribution de la masse est d'une importance capitale. Ainsi, les résultats obtenus à l'aide du modèle du CL-625, bien que plus critiques dans certains cas, ne devraient pas être considérés comme une validation directe du coefficient de majoration dynamique du code canadien. Toutefois, les résultats produits par ce modèle sont intéressants d'un point de vue comparatif, puisqu'ils permettent de voir l'effet de la distribution de la charge sur les réponses dynamiques.

Finalement, un concept intéressant auquel il serait pertinent de s'intéresser dans le futur est le facteur d'amplification dynamique normalisé (FADn), tel que présenté par Savard [23]. L'idée est de combiner les résultats obtenus avec les deux modèles de camion en comparant la réponse dynamique du train double B, représentatif des camions réels, à la réponse statique du CL-625, qui est le camion de design. Le facteur ainsi calculé permet donc de représenter la réponse dynamique maximale du pont sous le passage de camions réels à partir du camion de conception. À titre d'exemple, les FADn furent calculés pour les simulations réalisées lors de cette étude et les résultats sont présentés à la Figure 3.17.

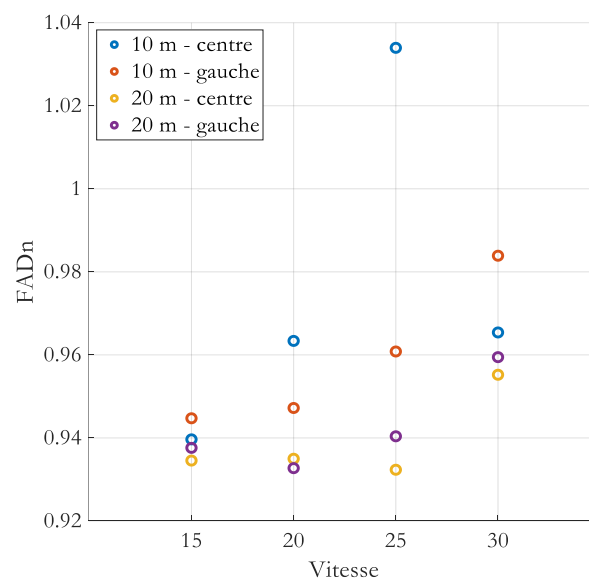


Figure 3.17. Sommaire des FADn calculés avec les modèles du train double B

Le but ici n'est pas d'analyser en détail les résultats ainsi produits, mais plutôt de constater que certaines tendances sont visibles, tendances qui n'apparaissent pas dans les FAD standards. La figure précédente permet de voir que dans la présente étude, pratiquement tous les FADn sont inférieurs à 1, ce qui signifie que les réponses dynamiques maximales obtenues avec le modèle du train double B sont inférieures aux réponses statiques produites par le CL-625. Toutefois, l'ajout de nouveaux paramètres à l'étude pourrait éventuellement mener à des résultats différents.

# Conclusion

## Retour sur le projet

Ce travail de maîtrise avait pour objectif d'évaluer l'applicabilité du coefficient de majoration dynamique tel que prescrit par le Code canadien sur le calcul des ponts routiers aux ponts à platelage d'aluminium. Pour y parvenir, des modèles dynamiques simplifiés représentant les camions canadiens actuels furent développés, lesquels furent par la suite utilisés dans différentes séries d'analyses dynamiques visant à étudier le comportement dynamique des différentes configurations de ponts à l'étude sous l'effet des surcharges routières de conception.

Le développement des modèles numériques simplifiés était nécessaire puisqu'aucun des modèles présents dans la littérature n'est conçu pour représenter les camions canadiens actuels, que ce soit le camion légal (train double B) ou le camion de conception (CL-625). Les modèles développés au moyen du logiciel commercial Abaqus permettent de représenter de façon adéquate ces camions et sont d'une très grande simplicité, ne requérant qu'une quantité minimale d'éléments et étant facilement implantables dans diverses simulations. Il est toutefois bon de rappeler que les propriétés dynamiques utilisées sont basées sur des valeurs américaines, puisqu'il fut impossible de conduire une étude expérimentale permettant d'identifier les propriétés réelles des camions canadiens dans le cadre du projet. Le comportement dynamique des modèles de camion étant extrêmement dépendant de ces propriétés, il est nécessaire d'obtenir des valeurs fiables avant de poser des conclusions finales.

En se basant sur une large revue de la littérature permettant d'identifier les principaux paramètres influençant la réponse dynamique du système pont-camion, quelques paramètres ayant généralement une grande influence et étant faciles à implanter dans les modèles numériques furent sélectionnés dans le cadre des analyses dynamiques. 36 simulations différentes, variant tour à tour les paramètres choisis, furent réalisées et ont permis de mieux comprendre le comportement dynamique des ponts à platelage d'aluminium. Les principales conclusions sont présentées ci-dessous.

- Pour l'ensemble des cas étudiés, les facteurs d'amplification dynamique calculés sont toujours inférieurs aux diverses valeurs du coefficient de majoration dynamique prescrites par le code canadien sur le calcul des ponts routiers, ce qui signifie que les valeurs de conception sont, jusqu'à maintenant, sécuritaires.

- Dans les situations où le pont est d'une portée égale ou inférieure à la longueur du camion, l'effet de la vitesse du camion est généralement négligeable sur les facteurs d'amplification dynamique, puisque la charge totale du camion n'est pas sur le pont assez longtemps pour générer le maximum d'efforts dynamiques.
- Les ponts trop rigides, produisant des déplacements statiques très faibles, peuvent biaiser les résultats obtenus en raison de la méthode de calcul du facteur d'amplification dynamique, qui place le déplacement statique au diviseur.
- Tel qu'attendu, le pont le plus flexible, ayant des fréquences de vibration naturelles près des fréquences des camions, est le plus sensible à la vitesse du véhicule.
- Pour une même charge, le nombre d'essieux a une importance considérable sur le comportement observé, les camions avec plus d'essieux produisant généralement plus de vibration dans le pont. Toutefois, cette différence de comportement n'apparaît pas clairement dans les facteurs d'amplification dynamique calculés.
- La distribution de la charge dans le véhicule, en combinaison avec le nombre d'essieux, a un impact non négligeable sur les variations observables dans les résultats, le modèle de train double B produisant des FAD variant beaucoup moins que le CL-625.
- L'effet de la position transversale du camion dépend principalement de la distribution de la charge sur le véhicule, puisqu'elle a un impact majeur pour le CL-625, composés de peu d'essieux très chargés, alors que son impact est généralement limité pour le train double B, composés de plus d'essieux moins chargés.
- Le CL-625 semble généralement plus critique que le train double B, produisant à la fois des facteurs d'amplification dynamique supérieurs et étant plus susceptible aux variations des divers paramètres.

## **Recommandations**

À la lumière des résultats obtenus, les recommandations suivantes sont proposées :

- Il est plus pertinent de s'intéresser aux résultats produits par le train double B que ceux obtenus pour le CL-625 pour étudier le comportement dynamique des ponts, puisque ce modèle est plus représentatif de la configuration réelle des camions circulant sur les routes.

- Lorsque les facteurs d'amplification dynamique sont calculés en vue d'émettre des recommandations sur les valeurs de coefficient de majoration dynamique à utiliser, il est recommandé d'utiliser plutôt le facteur d'amplification dynamique normalisé, qui permet de représenter le comportement dynamique de camions réels à partir du camion de conception prescrit par le code canadien.
- Afin de faciliter la comparaison des différentes analyses dynamiques, il est préférable de concevoir des modèles de ponts produisant tous un déplacement statique similaire, plutôt que de conserver la section transversale du pont constante dans tous les modèles.

## **Travaux futurs**

Le présent travail de recherche étant la première étape dans l'étude du comportement dynamique des ponts légers, et plus spécifiquement des ponts à platelage d'aluminium, de nombreux aspects étudiés pourraient être approfondis davantage et plusieurs travaux complémentaires sont possibles, et même souhaitables, avant d'émettre des recommandations finales sur l'applicabilité du coefficient de majoration dynamique pour les ponts légers. Des exemples de sujet de recherche potentiels sont présentés ci-après.

- Le développement d'un modèle simplifié de pont, en se basant par exemple sur la méthode des plaques équivalentes, permettrait de diminuer significativement le temps de calcul et par le fait même, de réaliser un plus grand nombre d'analyses.
- Une étude expérimentale identifiant adéquatement les propriétés dynamiques des camions canadiens actuels permettrait d'accroître considérablement la précision des résultats obtenus.
- Lors des analyses dynamiques, considérant que les propriétés dynamiques des camions réels varient probablement énormément d'un type de véhicule à un autre, il serait pertinent d'utiliser une approche probabiliste basée sur des résultats expérimentaux, ce qui permettrait d'augmenter le niveau de confiance envers les résultats obtenus.
- Une étude paramétrique plus poussée, utilisant plus de valeurs pour chacun des paramètres à l'étude, mais surtout étudiant l'effet d'un plus grand nombre de paramètres, et plus particulièrement étudiant l'effet de la rugosité de surface, reconnue comme un paramètre extrêmement important, permettrait de mieux comprendre le comportement dynamique des ponts légers, et ultimement émettre des recommandations pour le CMD.

## Bibliographie

- [1] T. Siwowski, « Aluminium Bridges - Past, Present and Future », *Struct. Eng. Int.*, vol. 16, p. 286-293, nov. 2006.
- [2] S. Walbridge et A. De Le Chevrotière, « Possibilités d'utilisation de l'aluminium dans la construction de ponts routiers et de viaducs », 2012.
- [3] D. Beaulieu, *Les caractéristiques de l'aluminium structural*, 2e éd. Les Presses de l'aluminium, 2013.
- [4] Groupe CSA, *CAN/CSA S157-17: Calcul de la résistance mécanique des éléments en aluminium / Commentaire sur CSA S157-17, Calcul de la résistance mécanique des éléments en aluminium*. Toronto (Ontario), Canada, 2018.
- [5] J. Leclerc, « Utilisation innovatrice de l'aluminium dans les ponts : effets de la variation de la température sur le comportement structural d'un tablier à plâlage d'aluminium sur poutres d'acier, à action composite », Mémoire (M.Sc.), Université Laval, 2018.
- [6] C. Roy, D. Beaulieu, et J. Bastien, « Utilisation d'éléments structuraux en aluminium dans les ponts routiers : Étude économique et structurale », *Can. J. Civ. Eng.*, vol. 28, n° 6, p. 1029-1040, déc. 2001, doi: 10.1139/101-065.
- [7] C. Bayan, « Analyse du coût du cycle de vie de pont routiers à plâlage en aluminium », Mémoire (M.Sc.), Université Laval, Québec, Non publié.
- [8] A. K. Chopra, *Dynamics of Structures : Theory and applications to earthquake engineering*, 5e éd. Pearson, 2017.
- [9] D. Huang et T.-L. Wang, « Impact analysis of cable-stayed bridges », *Comput. Struct.*, vol. 43, n° 5, p. 897-908, juin 1992, doi: 10.1016/0045-7949(92)90304-I.
- [10] M. Fafard, M. Bennur, et M. Savard, « A general multi-axle vehicle model to study the bridge-vehicle interaction », *Eng. Comput.*, vol. 14, n° 5, p. 491-508, 1997.
- [11] Y.-B. Yang et J.-D. Yau, « Vehicle-Bridge Interaction Element for Dynamic Analysis », *J. Struct. Eng.*, vol. 123, n° 11, p. 1512-1518, nov. 1997, doi: 10.1061/(ASCE)0733-9445(1997)123:11(1512).
- [12] K. Henchi, M. Fafard, et M. Talbot, « Analyse dynamique de l'interaction pont-véhicules pour les ponts routiers. I. Aspects numériques », *Can. J. Civ. Eng.*, vol. 25, n° 1, p. 161-173, janv. 1998, doi: 10.1139/197-068.
- [13] Dassault Systèmes, *Abaqus Analysis User's Guide*. 2014.
- [14] Dassault Systèmes, *Abaqus Theory Guide (6.14)*. 2014.
- [15] B. Bakht et S. G. Pinjarkar, « Dynamic Testing of Highway Bridges - A Review », *Transp. Res. Rec.*, n° 1223, 1989.
- [16] P. Paultre, O. Chaallal, et J. Proulx, « Bridge dynamics and dynamic amplification factors — a review of analytical and experimental findings », *Can. J. Civ. Eng.*, vol. 19, n° 2, p. 260-278, avr. 1992, doi: 10.1139/192-032.
- [17] D. I. McLean et M. L. Marsh, « Dynamic impact factors for bridges », *NCHRP Synth. Highw. Pract.*, n° 266, 1998.
- [18] K. E. Akoussah, M. Fafard, M. Talbot, et D. Beaulieu, « Étude paramétrique du facteur d'amplification dynamique des charges pour des ponts à travée simple en béton armé », *Can. J. Civ. Eng.*, vol. 24, n° 2, p. 313-322, avr. 1997, doi: 10.1139/196-107.

- [19] S. P. Brady, E. J. O'Brien, et A. Žnidarič, « Effect of Vehicle Velocity on the Dynamic Amplification of a Vehicle Crossing a Simply Supported Bridge », *J. Bridge Eng.*, vol. 11, n° 2, p. 241-249, mars 2006, doi: 10.1061/(ASCE)1084-0702(2006)11:2(241).
- [20] Y. Zhang, C. S. Cai, X. Shi, et C. Wang, « Vehicle-Induced Dynamic Performance of FRP versus Concrete Slab Bridge », *J. Bridge Eng.*, vol. 11, n° 4, p. 410-419, juill. 2006, doi: 10.1061/(ASCE)1084-0702(2006)11:4(410).
- [21] X. Shi, C. S. Cai, et S. Chen, « Vehicle Induced Dynamic Behavior of Short-Span Slab Bridges Considering Effect of Approach Slab Condition », *J. Bridge Eng.*, vol. 13, n° 1, p. 83-92, janv. 2008, doi: 10.1061/(ASCE)1084-0702(2008)13:1(83).
- [22] L. Deng et C. S. Cai, « Development of dynamic impact factor for performance evaluation of existing multi-girder concrete bridges », *Eng. Struct.*, vol. 32, n° 1, p. 21-31, janv. 2010, doi: 10.1016/j.engstruct.2009.08.013.
- [23] M. Savard, « Étude par éléments finis du facteur d'amplification dynamique des charges dans les ponts sollicités par des véhicules routiers », Thèse (Ph. D), Université Laval, 1993.
- [24] T.-L. Wang et C. Liu, « Influence of Heavy Trucks on Highway Bridges », Florida Department of Transportation, Tallahassee (FL), FL/DOT/RMC/ 6672-379, oct. 2000.
- [25] M. T. Boudjelal, « Modélisation de l'amortissement par une approche thermodynamique et son application à l'analyse dynamique de l'interaction pont-véhicule », Thèse (Ph.D.), Université Laval, 1997.
- [26] J. R. Billing, « Dynamic loading and testing of bridges in Ontario », *Can. J. Civ. Eng.*, vol. 11, n° 4, p. 833-843, déc. 1984, doi: 10.1139/l84-101.
- [27] Y. B. Yang, M. C. Cheng, et K. C. Chang, « Frequency variation in vehicle-bridge interaction systems », *Int. J. Struct. Stab. Dyn.*, vol. 13, n° 2, p. 22, 2013, doi: 10.1142/S0219455413500193.
- [28] R. Cantieni, « Dynamic load tests on highway bridges in Switzerland: 60 years experience of EMPA », Swiss Federal Laboratories for Materials and Testing Research, Dübendorf, 211, 1983.
- [29] M. Laflamme, « Détermination du facteur d'amplification dynamique des ponts par une approche numérique et expérimentale », Mémoire (M.Sc.), Université Laval, 1995.
- [30] C. Liu, D. Huang, et T.-L. Wang, « Analytical dynamic impact study based on correlated road roughness », *Comput. Struct.*, vol. 80, n° 20, p. 1639-1650, août 2002, doi: 10.1016/S0045-7949(02)00113-X.
- [31] O. Hag-Elsafi, W. F. Albers, et S. Alampalli, « Dynamic Analysis of the Bentley Creek Bridge with FRP Deck », *J. Bridge Eng.*, vol. 17, n° 2, p. 318-333, mars 2012, doi: 10.1061/(ASCE)BE.1943-5592.0000244.
- [32] T. Siwowski, M. Rajchel, et A. Kozłowski, « Structural Behavior of the Hybrid FRP Composite-Concrete Bridge Span Under Static and Dynamic Loading », présenté à 18th European Conference on Composite Materials, Athènes, Grèce, 2018.
- [33] Groupe CSA, *CAN/CSA S6-14: Code canadien sur le calcul des ponts routiers*. Mississauga (Ontario), Canada, 2016.
- [34] Groupe CSA, *CAN/CSA-S6.1-14: Commentary on CSA S6-14, Canadian Highway Bridge Design Code*. Toronto (Ontario), Canada, 2014.
- [35] American Association of State Highway and Transportations Officials, *AASHTO LRFD - Bridge Design Specifications*. Washington, 2012.

- [36] CEN, *EN 1991-2:2003: Eurocode 1: Actions on structures - Part 2: Traffic loads on bridges*. 2003.
- [37] Conseil des ministres responsables des transports et de la sécurité routière, « Réglementation des poids et dimensions limites des véhicules lourds utilisés pour le transport interprovincial », *Task Force on Vehicle Weights and Dimensions Policy*, 2016. [En ligne]. Disponible à: <https://comt.ca/english/programs/trucking/MOU%202016FR.pdf>. [Consulté le: 24-janv-2019].
- [38] H. Mevada et D. Patel, « Experimental Determination of Structural Damping of Different Materials », *Procedia Eng.*, vol. 144, p. 110-115, janv. 2016, doi: 10.1016/j.proeng.2016.05.013.



# Annexe A – Paramètres de modélisation du modèle dynamique proposé par Savard (1993)

## A.1. Paramètres pour le modèle du tracteur semi-remorque

Paramètres incluant le tracteur et la première remorque

| Définition  | Notation                     | Valeur                   |
|---|------------------------------|--------------------------|
| Masse totale  | $M_t$                        | 40 786 kg                |
| Masse du tracteur   | $m_{v1}$                     | 9 060 kg                 |
| Masse du chargement   | $m_{v2}$                     | 29 006 kg                |
| Masse équivalente pour les roues avant                      | $m_1$ et $m_4$               | 340 kg                   |
| Masse équivalente pour les roues centrales                  | $m_2$ et $m_5$               | 680 kg                   |
| Masse équivalente pour les roues arrières                   | $m_3$ et $m_6$               | 340 kg                   |
| Rigidité des amortisseurs avant                             | $K_1$ et $K_4$               | 4 000 kN/m               |
| Rigidité des amortisseurs du centre et arrières             | $K_2, K_3, K_5$ et $K_6$     | 8 000 kN/m               |
| Rigidité des pneus avant                                    | $K'_1$ et $K'_4$             | 2 250 kN/m               |
| Rigidité des pneus du centre et arrières                    | $K'_2, K'_3, K'_5$ et $K'_6$ | 8 000 kN/m               |
| Amortissement dans les amortisseurs avant                   | $C_1$ et $C_4$               | 20 kN/m.s <sup>-1</sup>  |
| Amortissement dans les amortisseurs du centre et arrières   | $C_2, C_3, C_5$ et $C_6$     | 20 kN/m.s <sup>-1</sup>  |
| Amortissement dans les pneus avant                          | $C'_1$ et $C'_4$             | 20 kN/m.s <sup>-1</sup>  |
| Amortissement dans les pneus du centre et arrières          | $C'_2, C'_3, C'_5$ et $C'_6$ | 20 kN/m.s <sup>-1</sup>  |
| Moment d'inertie de tangage du tracteur                     | $I_{\theta v1}$              | 17 395 kg.m <sup>2</sup> |
| Moment d'inertie de roulis du tracteur                      | $I_{\alpha v1}$              | 3 020 kg m <sup>2</sup>  |
| Moment d'inertie de tangage de la remorque                  | $I_{\theta v2}$              | 29 219 kg m <sup>2</sup> |
| Moment d'inertie de roulis de la remorque                   | $I_{\alpha v2}$              | 9 669 kg m <sup>2</sup>  |
| Distance de l'essieu avant au centre de gravité $G_1/s_1$   | $a_1$                        | 0,4                      |
| Distance de l'essieu milieu au centre de gravité $G_1/s_1$  | $a_2$                        | 0,6                      |
| Distance de l'essieu milieu au centre de gravité $G_2/s_2$  | $a_3$                        | 0,328                    |
| Distance de l'essieu arrière au centre de gravité $G_2/s_2$ | $a_4$                        | 0,672                    |
| Distance des roues gauches au centre de gravité $/s_3$      | $a_5$                        | 0,5                      |
| Distance des roues droites au centre de gravité $/s_3$      | $a_6$                        | 0,5                      |
| Cote des centres de gravité $G_1$ et $G_2$                  | $h_v$                        | 2,0 m                    |

## A.2. Paramètres pour le modèle de la remorque

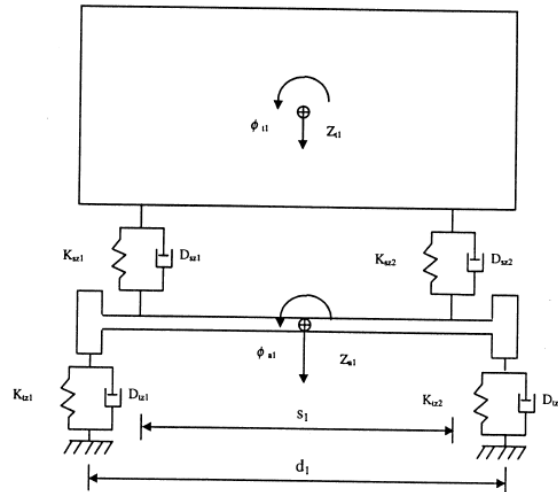
Paramètres pour la deuxième remorque

| Définition  | Notation         | Valeur                   |
|---|------------------|--------------------------|
| Masse totale  | $M_t$            | 26 500 kg                |
| Masse du chargement   | $m_v$            | 24 460 kg                |
| Masse équivalente pour les roues avants                               | $m_1$ et $m_3$   | 340 kg                   |
| Masse équivalente pour les roues arrières                             | $m_2$ et $m_4$   | 680 kg                   |
| Rigidité des amortisseurs avants                                      | $K_1$ et $K_3$   | 4 000 kN/m               |
| Rigidité des amortisseurs arrières                                    | $K_2$ et $K_4$   | 8 000 kN/m               |
| Rigidité des pneus avants   | $K'_1$ et $K'_3$ | 2 250 kN/m               |
| Rigidité des pneus arrières   | $K'_2$ et $K'_4$ | 8 000 kN/m               |
| Amortissement dans les amortisseurs avants                            | $C_1$ et $C_3$   | 20 kN/m.s <sup>-1</sup>  |
| Amortissement dans les amortisseurs arrières                          | $C_2$ et $C_4$   | 20 kN/m.s <sup>-1</sup>  |
| Amortissement dans les pneus avants                                   | $C'_1$ et $C'_3$ | 20 kN/m.s <sup>-1</sup>  |
| Amortissement dans les pneus arrières                                 | $C'_2$ et $C'_4$ | 20 kN/m.s <sup>-1</sup>  |
| Moment d'inertie de tangage   | $I_{\theta_v}$   | 53 462 kg m <sup>2</sup> |
| Moment d'inertie de roulis  | $I_{\alpha_v}$   | 8 153 kg m <sup>2</sup>  |
| Distance de l'essieu avant au centre de gravité /s <sub>1</sub>       | $a_1$            | 0,611                    |
| Distance de l'essieu arrière au centre de gravité /s <sub>1</sub>     | $a_2$            | 0,389                    |
| Distance de la roue avant gauche au centre de gravité /s <sub>2</sub> | $a_3$            | 0,5                      |
| Distance de la roue avant droite au centre de gravité /s <sub>2</sub> | $a_4$            | 0,5                      |
| Cote des centres de gravité G <sub>1</sub> et G <sub>2</sub>          | $h_v$            | 2,0 m                    |

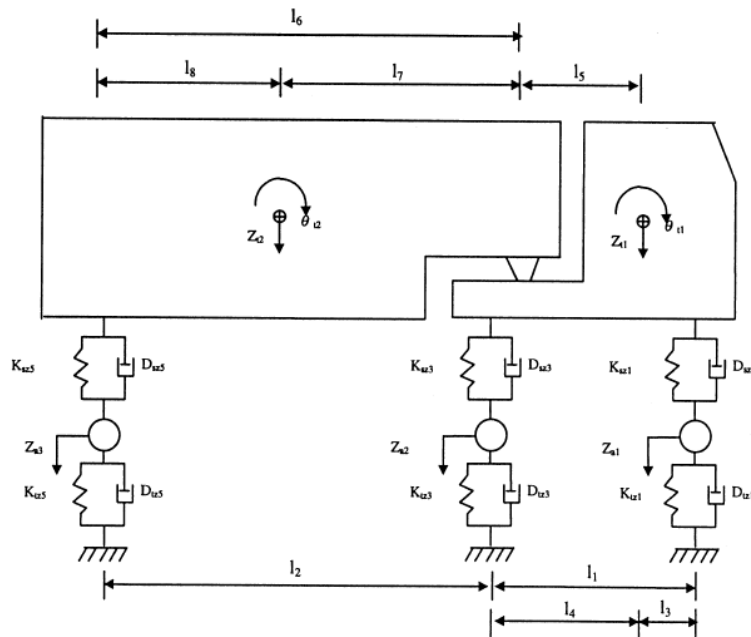
# Annexe B – Représentation schématique et paramètres de modélisation des modèles dynamiques proposés par Wang et Liu (2000)

## B.1. Schémas des différents modèles

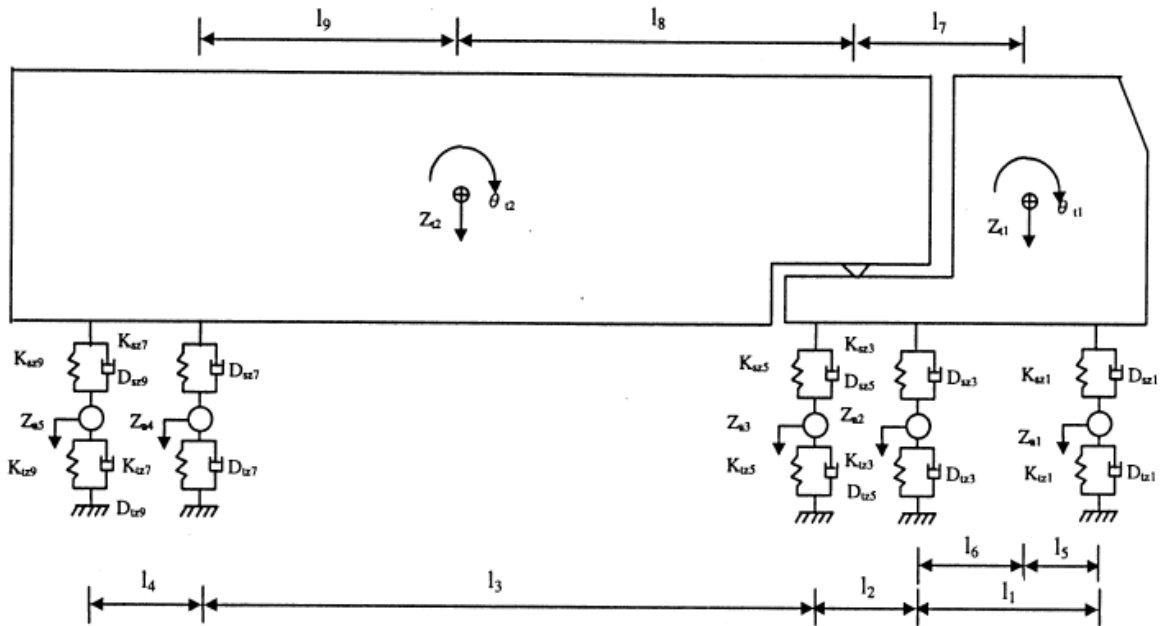
### B.1.1. Vue de face typique



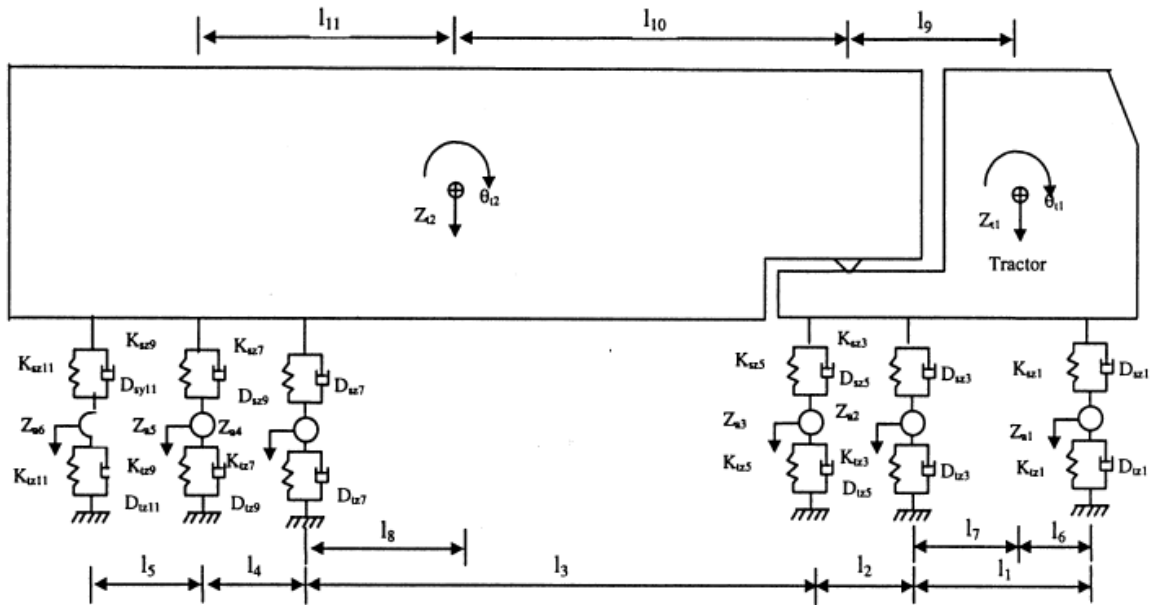
### B.1.2. Camion de classe 8



B.1.3. Camion de classe 9



B.1.4. Camion de classe 10



## B.2. Propriétés dynamiques des différents modèles

### B.2.1. Camion de classe 8

| Item                            | Empty Truck                     | Loaded Truck                   |
|---------------------------------|---------------------------------|--------------------------------|
| $l_1$                           | 163.56 in                       | 174.24                         |
| $l_2$                           | 293.76 in                       | 301.92                         |
| $l_3$                           | 65.424 in                       | 69.696                         |
| $l_4$                           | 98.136 in                       | 104.544                        |
| $L_5$                           | 98.136 in                       | 104.544                        |
| $L_6$                           | 293.76 in                       | 301.92                         |
| $L_7$                           | 146.88 in                       | 150.96                         |
| $l_8$                           | 146.88 in                       | 150.96                         |
| $s_1$                           | 44.0 in                         | 44.0 in                        |
| $s_2, s_3$                      | 36.0 in                         | 36.0 in                        |
| $d_1$                           | 68.0 in                         | 68.0 in                        |
| $d_2, d_3$                      | 72.0 in                         | 72.0 in                        |
| $K_{sy1}, K_{sy2}$              | 1.385 k/in                      | 1.385 k/in                     |
| $K_{sy3}, K_{sy4}$              | 10.865 k/in                     | 10.865 k/in                    |
| $K_{sy5}, K_{sy6}$              | 11.241 k/in                     | 11.241 k/in                    |
| $K_{ty1}, K_{ty2}$              | 4.996 k/in                      | 4.996 k/in                     |
| $K_{ty3}, K_{ty4}$              | 20.000 k/in                     | 20.000 k/in                    |
| $K_{ty5}, K_{ty6}$              | 20.024 k/in                     | 20.024 k/in                    |
| $D_{sy1}, D_{sy2}$              | 0.0075 k-sec/in                 | 0.0075 k-sec/in                |
| $D_{sy3}, D_{sy4}$              | 0.0425 k-sec/in                 | 0.0425 k-sec/in                |
| $D_{sy5}, D_{sy6}$              | 0.0410 k-sec/in                 | 0.0410 k-sec/in                |
| $D_{tyi} (i = 1 \text{ to } 6)$ | 0.0000 k-sec/in                 | 0.0000 k-sec/in                |
| $F_{y1}, F_{y2}$                | 0.3 kips                        | 0.3 kips                       |
| $F_{y3}, F_{y4}$                | 3.2 kips                        | 3.2 kips                       |
| $F_{y5}, F_{y6}$                | 3.2 kips                        | 3.2 kips                       |
| $m_{t1}$                        | 0.02505 k-sec <sup>2</sup> /in  | 0.02568 k-sec <sup>2</sup> /in |
| $I_{xt1}$                       | 30.0533 k-in-sec <sup>2</sup>   | 30.809 k-sec <sup>2</sup> /in  |
| $I_{zt1}$                       | 127.0193 k-in-sec <sup>2</sup>  | 130.214 k-sec <sup>2</sup> /in |
| $m_{t2}$                        | 0.009486 k-sec <sup>2</sup> /in | 0.04005 k-sec <sup>2</sup> /in |
| $I_{xt2}$                       | 43.71 k-in-sec <sup>2</sup>     | 61.5168 k-sec <sup>2</sup> /in |
| $I_{zt2}$                       | 300.0 k-in-sec <sup>2</sup>     | 439.415 k-sec <sup>2</sup> /in |
| $m_{a1}$                        | 0.00559 k-sec <sup>2</sup> /in  | 0.00559 k-sec <sup>2</sup> /in |
| $I_{xa1}$                       | 4.36020 k-in-sec <sup>2</sup>   | 4.36020 k-in-sec <sup>2</sup>  |
| $m_{a2}$                        | 0.00923 k-sec <sup>2</sup> /in  | 0.00923 k-sec <sup>2</sup> /in |
| $I_{xa2}$                       | 7.26696 k-in-sec <sup>2</sup>   | 7.26696 k-in-sec <sup>2</sup>  |
| $m_{a3}$                        | 0.00745 k-sec <sup>2</sup> /in  | 0.00745 k-sec <sup>2</sup> /in |
| $I_{xa3}$                       | 5.81364 k-in-sec <sup>2</sup>   | 5.81364 k-in-sec <sup>2</sup>  |

B.2.2. Camion de classe 9

| Item                             | Empty Truck                    | Loaded Truck                   |
|----------------------------------|--------------------------------|--------------------------------|
| $l_1$                            | 186.6 in                       | 177.12 in                      |
| $l_2$                            | 54.0 In                        | 54.0 in                        |
| $l_3$                            | 383.64 In                      | 384.36 in                      |
| $l_4$                            | 54.5 In                        | 55.85 in                       |
| $l_5$                            | 6.121 in                       | 45.78 in                       |
| $l_6$                            | 180.479 in                     | 131.34 in                      |
| $l_7$                            | 207.479 in                     | 158.34 in                      |
| $l_8$                            | 183.662 in                     | 228.764 in                     |
| $l_9$                            | 226.978                        | 182.611 in                     |
| $s_1$                            | 44.0 in                        | 44.0 in                        |
| $s_i (i = 2 \text{ to } 5)$      | 36.0 in                        | 36.0 in                        |
| $d_1$                            | 68.0 in                        | 68.0 in                        |
| $d_i (i = 2 \text{ to } 5)$      | 72.0 in                        | 72.0 in                        |
| $K_{sy1}, K_{sy2}$               | 2.77 k/in                      | 2.77 k/in                      |
| $K_{syi} (i = 3 \text{ to } 10)$ | 3.985 k/in                     | 3.985 k/in                     |
| $K_{syi} (i = 7 \text{ to } 10)$ | 3.881 k/in                     | 3.881 k/in                     |
| $K_{ty1}, K_{ty2}$               | 8.008 k/in                     | 8.008 k/in                     |
| $K_{tyi} (i = 3 \text{ to } 10)$ | 16.015 k/in                    | 16.015 k/in                    |
| $D_{sy1}, D_{sy2}$               | 0.01370 k-sec/in               | 0.01370 k-sec/in               |
| $D_{syi} (i = 3 \text{ to } 10)$ | 0.02059 k-sec/in               | 0.02059 k-sec/in               |
| $D_{syi} (i = 7 \text{ to } 10)$ | 0.02162 k-sec/in               | 0.02162 k-sec/in               |
| $D_{tyi} (i = 1 \text{ to } 10)$ | 0.0000 k-sec/in                | 0.0000 k-sec/in                |
| $F_{y1}, F_{y2}$                 | 0.375 kips                     | 0.375 kips                     |
| $F_{yi}, (i = 3 \text{ to } 10)$ | 1.55 kips                      | 1.55 kips                      |
| $m_{t1}$                         | 0.01852 k-sec <sup>2</sup> /in | 0.02829 k-sec <sup>2</sup> /in |
| $I_{xt1}$                        | 22.224 k-in-sec <sup>2</sup>   | 33.944 k-sec <sup>2</sup> /in  |
| $I_{zt1}$                        | 71.2135 k-in-sec <sup>2</sup>  | 108.763 k-sec <sup>2</sup> /in |
| $m_{t2}$                         | 0.04762 k-sec <sup>2</sup> /in | 0.1169 k-sec <sup>2</sup> /in  |
| $I_{xt2}$                        | 73.1443 k-in-sec <sup>2</sup>  | 179.60 k-sec <sup>2</sup> /in  |
| $I_{zt2}$                        | 1194.338 k-in-sec <sup>2</sup> | 2954.40 k-sec <sup>2</sup> /in |
| $m_{a1}$                         | 0.00339 k-sec <sup>2</sup> /in | 0.00339 k-sec <sup>2</sup> /in |
| $I_{xa1}$                        | 2.6442 k-in-sec <sup>2</sup>   | 2.6442 k-in-sec <sup>2</sup>   |
| $m_{ai} (i = 2 \text{ to } 3)$   | 0.00532 k-sec <sup>2</sup> /in | 0.00532 k-sec <sup>2</sup> /in |
| $I_{xai} (i = 2 \text{ to } 3)$  | 4.1496 k-in-sec <sup>2</sup>   | 4.1496 k-in-sec <sup>2</sup>   |
| $m_{ai} (i = 4 \text{ to } 5)$   | 0.00602 k-sec <sup>2</sup> /in | 0.00602 k-sec <sup>2</sup> /in |
| $I_{xai} (i = 4 \text{ to } 5)$  | 4.6956 k-in-sec <sup>2</sup>   | 4.6956 k-in-sec <sup>2</sup>   |

B.2.3. Camion de classe 10

| Item                             | Empty Truck      | Loaded Truck     |
|----------------------------------|------------------|------------------|
| $l_1$                            | 185.3 in         | 195.12 in        |
| $l_2$                            | 53.8 in          | 55.2 in          |
| $l_3$                            | 377.04 in        | 319.92 in        |
| $l_4$                            | 51.66 in         | 53.2 in          |
| $l_5$                            | 49.8 in          | 53.3 in          |
| $l_6$                            | 74.12 in         | 78.048 in        |
| $l_7$                            | 111.18 in        | 117.072 in       |
| $l_8$                            | 188.52 in        | 159.96 in        |
| $l_9$                            | 138.08 in        | 144.672 in       |
| $l_{10}$                         | 215.42 in        | 187.56 in        |
| $l_{11}$                         | 240.18 in        | 213.16 in        |
| $s_1$                            | 44.0 in          | 44.0 in          |
| $s_i (i = 2 \text{ to } 6)$      | 36.0 in          | 36.0 in          |
| $d_1$                            | 68.0 in          | 68.0 in          |
| $d_i (i = 2 \text{ to } 6)$      | 72.0 in          | 72.0 in          |
| $K_{sy1}, K_{sy2}$               | 2.77 k/in        | 2.77 k/in        |
| $K_{syi} (i = 3 \text{ to } 6)$  | 3.278 k/in       | 3.278 k/in       |
| $K_{syi} (i = 7 \text{ to } 8)$  | 4.507 k/in       | 4.507 k/in       |
| $K_{syi} (i = 9 \text{ to } 12)$ | 3.848 k/in       | 3.848 k/in       |
| $K_{ty1}, K_{ty2}$               | 8.008 k/in       | 8.008 k/in       |
| $K_{tyi} (i = 3 \text{ to } 6)$  | 12.014 k/in      | 12.014 k/in      |
| $K_{tyi} (i = 7 \text{ to } 8)$  | 16.015 k/in      | 16.015 k/in      |
| $K_{tyi} (i = 9 \text{ to } 12)$ | 14.021 k/in      | 14.021 k/in      |
| $D_{sy1}, D_{sy2}$               | 0.01370 k-sec/in | 0.01370 k-sec/in |
| $D_{syi} (i = 3 \text{ to } 6)$  | 0.01868 k-sec/in | 0.01868 k-sec/in |
| $D_{syi} (i = 7 \text{ to } 8)$  | 0.02330 k-sec/in | 0.02330 k-sec/in |
| $D_{syi} (i = 9 \text{ to } 12)$ | 0.02153 k-sec/in | 0.02153 k-sec/in |
| $D_{tyi} (i = 1 \text{ to } 12)$ | 0.0000 k-sec/in  | 0.0000 k-sec/in  |
| $F_{y1}, F_{y2}$                 | 0.45 kips        | 0.45 kips        |
| $F_{yi} (i = 3 \text{ to } 6)$   | 1.2 kips         | 1.2 kips         |
| $F_{yi} (i = 7 \text{ to } 8)$   | 1.6 kips         | 1.6 kips         |
| $F_{yi} (i = 9 \text{ to } 12)$  | 1.4 kips         | 1.4 kips         |

*To be continued*

*Continued*

|                              |                                |                                 |
|------------------------------|--------------------------------|---------------------------------|
| $m_{t1}$                     | 0.0336 k-sec <sup>2</sup> /in  | 0.031842 k-sec <sup>2</sup> /in |
| $I_{xt1}$                    | 40.32 k-in-sec <sup>2</sup>    | 38.2104 k-sec <sup>2</sup> /in  |
| $I_{zt1}$                    | 166.16 k-in-sec <sup>2</sup>   | 157.466 k-sec <sup>2</sup> /in  |
| $m_{t2}$                     | 0.0798 k-sec <sup>2</sup> /in  | 0.14733 k-sec <sup>2</sup> /in  |
| $I_{xt2}$                    | 122.5728 k-in-sec <sup>2</sup> | 226.299 k-sec <sup>2</sup> /in  |
| $I_{zt2}$                    | 2300.66 k-in-sec <sup>2</sup>  | 3556.96 k-sec <sup>2</sup> /in  |
| $m_{a1}$                     | 0.00339 k-sec <sup>2</sup> /in | 0.00339 k-sec <sup>2</sup> /in  |
| $I_{xa1}$                    | 2.6442 k-in-sec <sup>2</sup>   | 2.6442 k-in-sec <sup>2</sup>    |
| $m_{ai}$ ( $i = 2$ to $3$ )  | 0.00532 k-sec <sup>2</sup> /in | 0.00532 k-sec <sup>2</sup> /in  |
| $I_{xai}$ ( $i = 2$ to $3$ ) | 4.1496 k-in-sec <sup>2</sup>   | 4.1496 k-in-sec <sup>2</sup>    |
| $m_{ai}$ ( $i = 4$ to $6$ )  | 0.00602 k-sec <sup>2</sup> /in | 0.00602 k-sec <sup>2</sup> /in  |
| $I_{xai}$ ( $i = 4$ to $6$ ) | 4.6956 k-in-sec <sup>2</sup>   | 4.6956 k-in-sec <sup>2</sup>    |