Modèle dynamique d'interaction véhicule-voie ferroviaire en présence de défauts géométriques sur les surfaces en contact

Bérénice Pecile

Thèse de doctorat

Pour obtenir le grade de Docteur de l'Université de

VALENCIENNES ET DU HAINAUT-CAMBRESIS

Discipline :

Mécanique, Energétique, Matériaux

Présentée et soutenue par Bérénice PECILE
Le 31 Janvier 2017, à Valenciennes

Ecole doctorale :
Sciences Pour l'Ingénieur (SPI)

Laboratoire :
Laboratoire d'Automatique, de Mécanique et d'Informatique Industrielles et Humaines (LAMIH)

Modèle dynamique d'interaction véhicule-voie ferroviaire en présence de défauts géométriques sur les surfaces en contact

JURY

Président du jury : Mohammed Ali Hamdi, Professeur, Université de Technologie de Compiègne

Rapporteurs

- Etienne Balmès, Professeur, Arts et Métiers ParisTech - CER de Paris
- Olivier Verlinden, Professeur, Faculté Polytechnique de Mons

Examinateurs

- Antoine Dequidt, Maître de Conférences, Université de Valenciennes et du Hainaut-Cambrésis (co-encadrant)
- Franck Massa, Maître de Conférences, Université de Valenciennes et du Hainaut-Cambrésis (co-encadrant)

Directeur de thèse : Thierry Tison, Professeur, Université de Valenciennes et du Hainaut-Cambrésis

Membres invités

- Hugues Chollet, Chargé de recherches, IFSTTAR Marne-la-Vallée
- Nicolas Vincent, Chef de projets département transports terrestres, VIBRATEC Ecully

Résumé

Les phénomènes dynamiques observés lors de la circulation des trains provoquent des nuisances, notamment sonores et vibratoires, qui sont amplifiées par la présence de défauts sur la roue et sur le rail. Pour les analyser, il est nécessaire de prédire avec robustesse le comportement dynamique des composants impliqués dans l'interaction véhicule-voie et donc de simuler les efforts de contact générés pour des interfaces non idéalisées.

L'objectif de cette thèse est donc de proposer un modèle semi-analytique global compatible avec l'intégration de multiples défauts géométriques sur les surfaces en contact. Afin de simuler l'interaction véhicule-voie dans le domaine temporel et garantir une applicabilité en phase de dimensionnement, une attention particulière est portée sur le compromis entre la précision des résultats et les temps de calcul associés.

Le modèle ainsi proposé est composé d'un demi-bogie, dont le comportement vertical est représenté par un ensemble de masses-ressorts-amortisseurs, circulant sur une voie ballastée. Cette dernière est assimilée à une poutre bi-appuyée, supportée périodiquement à l'emplacement des traverses. Ces deux systèmes sont couplés en contact grâce à une procédure *Distributed Point Reacting Spring* (DPRS) sous forme discrétisée.
Une validation du modèle est, d'une part, proposée en considérant des travaux antérieurs dans le cas de géométries parfaites. D'autre part, de multiples combinaisons de défauts, localisés comme le méplat ou répartis comme l'usure ondulatoire, sont introduites dans la simulation. La variabilité spatiale, particulière au cas de l'écaillage, est modélisée par des champs aléatoires.

Mots Clés :
Dynamique ferroviaire, Interaction véhicule-voie, Contact non-hertzien, Défauts roue-rail, Champs aléatoires

Abstract

The appearance of dynamic phenomena during the running of train on track leads to issues such as noise and vibration pollution, which can be further amplified by the presence of defects on the treads. In order to analyze them, it is necessary to predict with reliability the dynamic behavior of the vehicle-track interaction components, in particular the contact forces produced by non perfect treads.

The aim of this PhD thesis is to provide a semi-analytical vehicle-track interaction model able to take into account multiple defects on the surfaces in contact. In order to conduct simulations in the time-domain and ensure applicability in the sizing phase, a special attention is given on the compromise between the accuracy of the results and the simulation times.

The proposed model is therefore composed of half a bogie running on a ballasted track. This latter is modeled by a pinned-pinned beam with periodic supports located at the sleepers while the vertical behavior of the bogie is given by masses, springs and dampers. These two models are coupled in contact by a discretized *Distributed Point Reacting Spring* (DPRS) procedure.

A validation of the model, based on previous work, is firstly proposed for perfect treads. Then, multiple combinations of defects, either localised as wheelflat or spread as corrugation, are introduced in the simulation. The spatial variability, specific to shelling, is modeled by random fields.

Keywords :
Railway dynamic, Vehicle-track interaction, Non-hertzian contact, Wheel-rail defects, Random fields

Remerciements

Je tiens tout d'abord à remercier Monsieur Thierry Tison pour la confiance qu'il m'a témoignée en me proposant cette thèse ainsi que pour m'avoir guidée dans mes recherches avec patience et disponibilité.
Je remercie également Messieurs Antoine Dequidt et Franck Massa pour leur présence et leurs nombreux conseils.

J'adresse ici toute ma gratitude à Messieurs Etienne Balmès et Olivier Verlinden pour m'avoir fait l'honneur de rapporter ce travail, ainsi que les membres du jury, pour l'intérêt qu'ils ont porté à mes travaux.

Je souhaite également remercier toutes les personnes que j'ai pu côtoyer au cours de cette thèse, notamment les membres du projet Cervifer, avec lesquels chaque rencontre a été enrichissante.
Au sein du LAMIH, je remercie tout particulièrement Catherine et Sabine, pour leur aide administrative, ainsi que les locataires, passés et présents, du bureau 103 pour leur bonne humeur et leurs suggestions avisées.

Enfin, je ne peux terminer sans adresser un grand merci à mes proches pour la patience et l'abnégation dont ils ont fait preuve pour me supporter durant ces trois années.

Table des matières

Introduction

Depuis 2010, l'Agence De l'Environnement et de la Maîtrise de l'Energie (ADEME), en charge de l'innovation pour la transition écologique et énergétique, participe à plusieurs projets qui ont pour but de renforcer la compétitivité de la France dans les secteurs innovants et à fort potentiel économique.
Parmi ceux-ci, le programme "Véhicules du futur" vise à expérimenter et promouvoir des technologies moins polluantes et moins consommatrices d'énergie. Une partie de ce programme est dédiée au ferroviaire, actuellement considéré comme l'un des modes de transport les plus écologiques.

C'est dans ce contexte qu'a débuté le projet Cervifer (CERtification VIrtuelle dans le FERroviaire) qui regroupe 12 partenaires industriels et institutionnels (ESI Group, SNCF, RATP, Vossloch-Cogifer, Hutchinson-Paulstra, Vibratec, CETIM, Railenium, IFSTTAR, Université de Lille 1, Université de Technologie de Compiègne et Université de Valenciennes et du Hainaut-Cambrésis).
Les objectifs globaux de Cervifer sont la réduction des coûts et des délais de conception, d'homologation et de production grâce à l'utilisation d'outils de prototypage virtuel, ainsi que la recherche de solutions pour améliorer la sécurité des voyageurs et les coûts de maintenance, notamment en allongeant la durée de vie des composants de l'infrastructure et du matériel roulant.
Pour cela, cinq lots de travail ont été définis :

1. Analyse de l'existant et spécifications techniques.
2. Sécurité, fiabilité, sûreté de l'interaction véhicule-voie.
3. Usure et fatigue de contact.
4. Réduction des nuisances sonores.
5. Intégration des logiciels dans une plateforme commune.

Chacun de ces lots est divisé en tâches dont la réalisation est confiée aux différents partenaires en fonction de leurs domaines de compétences et de leur expérience.

Lors de la réalisation du Lot 1, des questionnaires et des rencontres techniques ont permis d'identifier les besoins des partenaires industriels. Les axes prioritaires dégagés à cette occasion sont le franchissement d'aiguillages et de zones de transition, le développement de modèles de comportement de voie à moyennes et hautes fréquences ainsi que la prise en compte des défauts courts dans les simulations.

Par défauts courts, les membres du projet Cervifer désignent les défauts dont les longueurs d'onde varient entre $0,5$ centimètres et 3 mètres. Ils comprennent des défauts isolés, comme les méplats, ou continus, comme l'usure ondulatoire, qui génèrent des efforts dynamiques jusqu'à 2 000Hz. Dans certaines conditions de circulation, ces efforts peuvent même devenir supérieurs aux efforts quasi-statiques et entraîner des pertes de contact ponctuelles entre la roue et le rail.
Les défauts courts ne sont cependant pas pris en compte dans les logiciels de dynamique ferroviaire actuels, qui n'intègrent que des défauts verticaux avec des longueurs d'onde variant de 3 à 25 mètres. Pourtant, les partenaires industriels sont très intéressés par leur étude, car elle permettra d'établir des critères objectifs pour quantifier l'agressivité du matériel roulant vis-à-vis de l'infrastructure, et réciproquement. En effet, l'accès à l'intégralité du chargement dynamique lié à l'interaction roue-rail permettra de traiter non seulement les problématiques de déraillement et de confort, comme c'est déjà le cas, mais également celles d'usure et de fatigue, abordées dans le Lot 3.

Ce Lot 3 est subdivisé en 4 tâches :

a. Défauts de roue : identification des sollicitations.
b. Fatigue du contact roue-rail.
c. Usure du contact roue-rail.
d. Outils numériques prototypes en fatigue et usure du contact roue-rail.

La tâche 3.a porte sur l'interaction dynamique véhicule-voie ferroviaire en présence de défauts géométriques courts. Son objectif est de développer des outils numériques pour déterminer les efforts dynamiques générés par le contact roue-rail à partir d'un modèle réduit de l'ensemble véhicule-voie. Des analyses paramétriques doivent également être menées pour différentes conditions de circulation afin de caractériser les différents types de défauts en terme de sollicitations de l'infrastructure et du matériel. La rapidité des simulations est donc un critère essentiel. Il est également à noter qu'aucune campagne d'essai sur voie ferroviaire et matériel roulant n'est prévue pour fournir des données expérimentales.
Cette tâche 3.a a été confiée au laboratoire LAMIH (UVHC) qui, au travers des pôles automatique et mécanique, a développé une compétence forte en matière de dynamique des structures dans le domaine des transports. Dans le cadre du projet FUI "Track Train System Availability " (TTSA), un modèle d'interaction véhicule-voie limité aux défauts de roue a d'ailleurs été développé. Le problème s'intéressait alors plus précisément à la détection de défauts en ligne.
L'objectif de ce travail de thèse s'inscrit dans celui de la tâche 3.a de Cervifer. Il s'agit donc de proposer un modèle d'interaction véhicule-voie prenant en compte de multiples défauts géométriques sur les surfaces en contact.

Le chapitre 1 présente une revue bibliographique de la modélisation de l'interaction véhicule-voie ainsi qu'une revue des différents défauts courts rencontrés sur la roue et le rail. Il en ressort que plusieurs modèles prenant en compte la présence d'irrégularités ont été développés mais qu'ils sont souvent dédiés à l'étude d'un défaut particulier, généralement le méplat. De plus, l'utilisation des modèles proposés dans la littérature est principalement orientée vers l'étude des bruits émis - de roulement et d'impact, notamment - ou des vibrations transmises au sol. La prédiction des sollicitations dynamiques permettra d'analyser la nocivité des différents types de défauts, qui n'a été que peu abordée jusqu'ici.

Le chapitre 2 présente le modèle développé. Suite à l'analyse bibliographique, le choix s'est porté sur un modèle scindé en trois sous-modèles semi-analytiques, représentant le véhicule, la voie et l'interface de contact. Les modèles associés au véhicule et à la voie sont indépendants pour permettre une grande flexibilité dans leurs descriptions respectives. Ils sont principalement caractérisés par leur aspect semi-analytique, qui permet de conserver des temps de calculs raisonnables.
Le modèle *Distributed Point Reacting Spring* (DPRS) est proposé pour réaliser le couplage au contact des roues et du rail. Il permet en effet de traiter une surface de contact plutôt qu'un point ou une ligne de contact comme c'est souvent le cas avec les solutions proposées dans la littérature. Un large spectre de défauts peut ainsi être pris en compte sans remettre en cause un sous-ensemble du modèle.
Le chapitre 2 détaille également les différentes étapes de validation du modèle, en particulier les validations du comportement de la voie seule et du modèle de contact proposé. Une validation globale est réalisée par comparaison à un modèle éléments finis tridimensionnel après introduction des profils réels de roue et de rail dans le modèle.
Cette partie permet aussi de discuter des valeurs à attribuer aux différents paramètres de simulation, dont le choix est crucial pour conserver un compromis acceptable entre la précision des résultats et la durée des calculs.

Enfin, la modélisation des différents défauts courts est présentée dans le chapitre 3 en distinguant deux cas.
Les défauts locaux sont tout d'abord traités. Il s'agit d'irrégularités qui affectent une zone restreinte des bandes de roulement, comme les méplats ou les joints de rail. Les modèles proposés étant généralement en deux dimensions, leur géométrie est considérée invariante dans la largeur. Cette hypothèse peut également être faite pour des défauts répartis et fortement corrélés dans cette direction, comme la rugosité du rail.
Dans le cas contraire, i.e le profil du défaut varie sur la largeur, une représentation surfacique de l'irrégularité est nécessaire. Cela concerne principalement les défauts répartis tels que la rugosité des roues et l'écaillage, qui est très peu abordé dans la littérature. Afin de prendre en compte la variabilité spatiale qui caractérise ce défaut, une modélisation basée sur l'utilisation des champs aléatoires est proposée.
Différentes analyses paramétriques sont ensuite menées afin de déterminer l'influence des différents défauts, ainsi que celle de leur combinaison, sur les efforts dynamiques générés au sein de l'interaction véhicule-voie.

Chapitre 1

Revue bibliographique de la modélisation de l'interaction roue-rail

Sommaire

L'étude de l'interaction véhicule-voie a de nombreux champs d'application : analyse acoustique, vibratoire, tribologique, ... Dès lors, la stratégie de modélisation dépend des objectifs de la simulation. Ainsi, l'analyse du comportement des matériaux au sein de la zone de contact nécessite une représentation locale à l'échelle microscopique, tandis que la prédiction des efforts, contraintes et déformations engendrés est réalisée à partir d'un modèle global.
Si la plupart de ces modèles sont structurés en trois sous-systèmes décrivant la dynamique du véhicule, de la voie et de la zone de contact, de nombreuses variantes existent, liées aux hypothèses de modélisation (modèles bi- ou tridimensionnels, analytiques ou numériques, fréquentiels ou temporels...).

Le comportement dynamique du système roue-rail est fortement influencé par l'état des surfaces en contact. En effet, celles-ci ne sont jamais parfaitement lisses et la rugosité qui en découle génère vibrations et bruits de roulement.
D'autres défauts peuvent apparaître au cours de la circulation des trains, amplifiant ces nuisances et accélérant l'endommagement des équipements. Par conséquent, la prise en compte des défauts géométriques pouvant apparaître sur la roue et le rail est nécessaire.

L'objectif de ce chapitre est d'établir un état de l'art de la modélisation de l'interaction véhicule-voie et des défauts géométriques qui y interviennent. Pour cela, les trois premières sections sont consacrées à la description et aux différentes techniques de modélisation du véhicule, de la voie et du contact. La section 1.4 fait ensuite le point sur les différentes méthodes de résolution du problème d'interaction. Enfin, les défauts rencontrés sur la roue et le rail sont brièvement présentés.

1.1 Description et modélisation du véhicule

Dans cette première section, les différents composants d'un véhicule ferroviaire ainsi que leurs rôles sont décrits avant d'évoquer les différents modèles habituellement utilisés pour les représenter. Les principales hypothèses de modélisation y sont également précisées et discutées.

1.1.1 Description du matériel roulant

Contrairement à la plupart des véhicules sur roues, les rames qui circulent sur le réseau ferré sont guidées par les rails, à la fois dans les directions longitudinale et transversale. Ces rames sont composées d'un nombre variable de véhicules, moteurs ou remorqués, dont la conception dépend de leur utilisation.

Les véhicules destinés au transport de passagers sont généralement composés d'une caisse soutenue à chaque extrémité par un bogie, sur lequel sont fixés deux essieux. Des suspensions assurent la liaison entre, d'une part, le bogie et la caisse et, d'autre part, le bogie et les essieux, comme l'indique la Figure 1.1. En revanche, la plupart des véhicules de fret ne possèdent qu'une suspension, située soit entre le bogie et les essieux, soit entre le bogie et la caisse [Orlova et Boronenko, 2006].

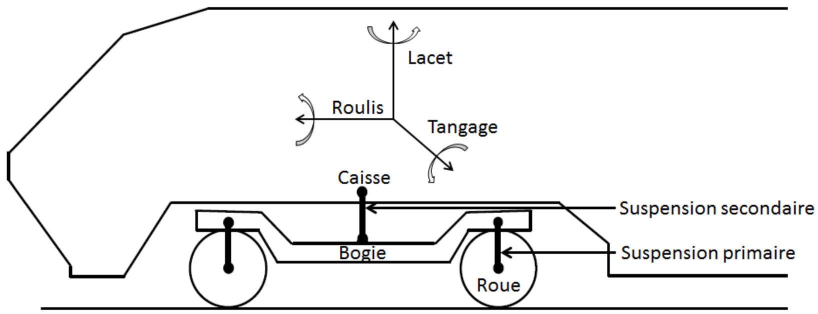


FIGURE 1.1 – Description d'un demi-véhicule.

- La *caisse* est l'élément du train qui accueille les passagers ou les marchandises. Elle peut être soumise à six types de mouvements :
  - Translation longitudinale,
  - Translation transversale,
  - Translation verticale,
  - Rotation autour de l'axe longitudinal (roulis),
  - Rotation autour de l'axe transversal (tangage),
  - Rotation autour de l'axe vertical (lacet).
- La *suspension secondaire*, qui relie la caisse au châssis du bogie, est constituée de ressorts et d'amortisseurs qui agissent dans les trois directions. Elle permet, entre-autre, le mouvement relatif du bogie par rapport à la caisse dans les courbes et participe à l'isolation vibratoire de la caisse, assurant ainsi sa stabilité.
- Le *bogie*, quant à lui, est un chariot constitué d'un châssis mobile porté par des essieux qui a pour fonction principale de faciliter la prise de courbe. En outre, il assure la transmission du chargement aux rails ainsi que les fonctions de freinage (bogie porteur) et de traction (bogie moteur).
- Si le châssis du bogie est rigide, une *suspension primaire* le relie aux essieux. Elle est composée de ressorts, souvent hélicoïdaux, et d'amortisseurs qui répartissent les efforts verticaux sur les roues afin d'éviter tout déséquilibrage. Elle permet également d'amortir les oscillations du véhicule et l'impact des irrégularités présentes sur la voie.
- L'*essieu* est un assemblage constitué de deux roues connectées par un axe transversal qui guide le véhicule sur les rails.
- La *roue*, décrite Figure 1.2, est l'élément qui assure le contact entre le véhicule et le rail. Elle est aujourd'hui de forme conique, ce qui facilite le positionnement de l'essieu sur la voie et son pilotage dans les courbes. Le contact a lieu sur la bande de roulement tandis que le boudin assure le guidage et protège du déraillement. La toile, située entre la jante et le moyeu, permet à la roue de supporter les charges mécaniques et thermiques. Enfin, le moyeu est l'élément par lequel la roue est fixée à l'essieu.

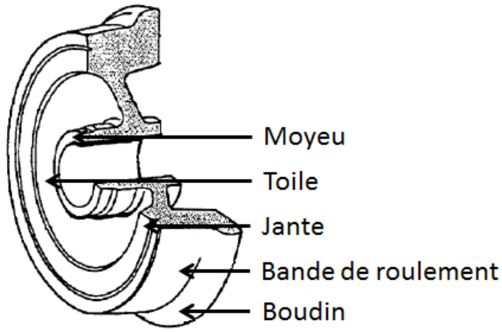


FIGURE 1.2 – Description de la roue.

1.1.2 Comportement et modélisation du véhicule

Plusieurs hypothèses de modélisation, directement liées au comportement dynamique du véhicule, sont communément admises [Baeza *et al.*, 2006a] :

H1. Tout d'abord, la suspension primaire filtrant les vibrations hautes fréquences engendrées par le contact, il est habituel de considérer que l'essieu est isolé du reste du véhicule et donc de négliger la caisse et le bogie. En outre, leur contribution au bruit total étant dans la plupart des cas inférieure à $0,1$ et 1%, il n'est pas non plus nécessaire de les modéliser dans le cadre d'études acoustiques [Thompson, 2009]. En général, les éléments situés au-dessus de la suspension primaire sont donc représentés par une charge statique.

H2. De plus, il est souvent considéré que la voie admet une symétrie axiale. Dans ces conditions, la modélisation d'un rail, et donc d'un demi-essieu, est suffisante.

H3. Enfin, le couplage entre les dynamiques verticale et latérale est faible, ce qui permet d'étudier le comportement normal au contact roue-rail indépendamment du comportement tangentiel.

En raison de la géométrie complexe de la roue, la modélisation la plus précise consiste à utiliser la méthode des éléments finis [Thompson, 1993a]. Cependant, de tels modèles sont coûteux en temps de calculs, et d'autres modèles ont été développés.
Une représentation par un système masse-ressort-amortisseur est généralement privilégiée. En effet, la Figure 1.3, qui représente notamment l'admittance radiale [1] d'un essieu UIC 920, montre qu'en-dessous de 200 Hz, le comportement de l'essieu est déterminé par sa masse. Au-delà, à 500 Hz, la réponse fréquentielle atteint un minimum (anti-résonance)AR_1. L'admittance est alors contrôlée par la raideur, qui entraîne l'apparition d'une première résonance R_1 entre $1,5$ et 2 kHz. Une série de fortes résonances apparaît ensuite, qui n'est pas représentée par le modèle masse-ressort.
Les résonances R_{a1} et R_{a2} qui apparaissent à 380 et 930 Hz ne sont pas non plus représentées. Cependant, elles correspondent à des modes axiaux qui sont négligés du fait de

1. L'admittance d'un système est définie comme le ratio entre la vitesse résultante de ce système et la force qui y est appliquée.

l'hypothèse (H3).
On peut donc considérer que ce modèle donne une bonne approximation jusqu'à 1 500 Hz. Au-delà, il décrit tout de même correctement le comportement moyen de la roue et peut être utilisé pour modéliser l'interaction avec le rail [Thompson, 2009].
Afin d'ajuster le comportement de ce modèle en haute fréquence par rapport à celui obtenu grâce aux éléments finis, un second système masse-ressort-amortisseur, sans signification physique, peut être ajouté [Pieringer, 2008]. D'autres modèles peuvent également être utilisés, comme celui qui consiste à représenter la jante par une poutre et la toile par une couche continue de ressorts [Thompson, 2009].

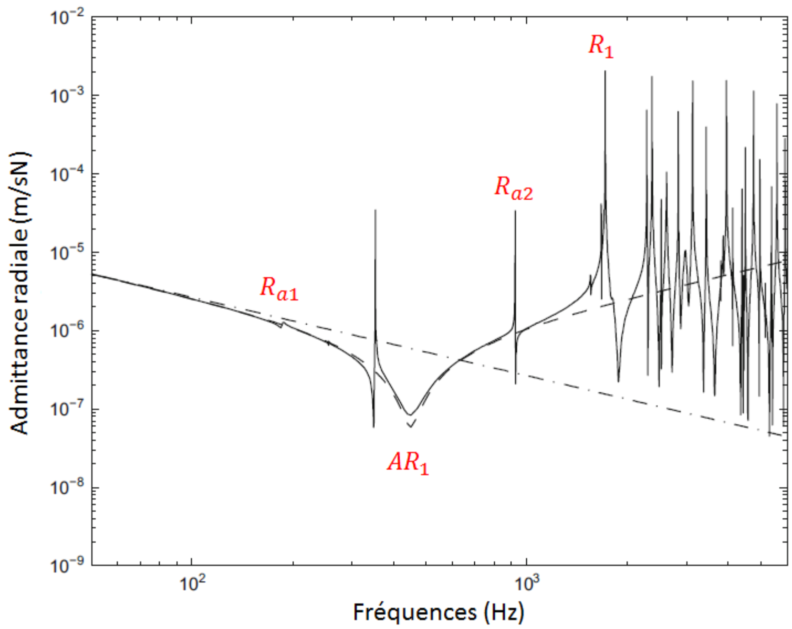


FIGURE 1.3 – Admittances radiales d'un essieu UIC 920 mm (—), du modèle de masse (— · —) et du modèle masse + ressort (- - -) [Thompson, 2009].

Les hypothèses présentées ci-dessus ne sont cependant pas toujours utilisées, faisant ainsi évoluer la modélisation du véhicule. Par exemple, si le couplage vertical et latéral n'est plus négligé (hypothèse H3), notamment pour étudier le bruit de crissement, des modèles plus complets incluant la flexibilité de la roue sont nécessaires [Pieringer, 2008]. De plus, l'hypothèse de symétrie (H2) peut également être remise en cause en présence de défauts. En effet, il semble peu probable que certains défauts, tels que les écaillages, apparaissent au même endroit sur les deux rails. Dans ce cas, une représentation tridimensionnelle est utilisée [Hou et Dong, 2003]. Enfin, la modélisation d'une seule roue est insuffisante sur certaines bandes de fréquence car elle néglige les ondes en provenance des autres roues présentes sur la voie [Wu et Thompson, 2001]. Pour y remédier, il est alors possible d'utiliser le principe de superposition ou de modéliser un demi-bogie [Nielsen et Igeland, 1995, Uzzal *et al.*, 2008], et l'hypothèse (H1) devient alors inutile.

1.2 Description et modélisation de la voie

Le matériel roulant circule sur la voie ferrée, dont la représentation détermine la précision et la rapidité du modèle global. Contrairement au véhicule, qui est généralement modélisé simplement, le modèle de voie est donc plus complexe. Dans un premier temps, cette section décrit succinctement l'infrastructure ferroviaire avant de présenter les différents types de modélisation possibles.

1.2.1 Description de l'infrastructure ferroviaire

La voie ferrée a pour principale fonction de guider les trains dans des conditions optimales de sécurité et de confort. Pour cela, les défauts d'alignement ou de planéité doivent être évités car ils sont à l'origine d'oscillations, bruits ou vibrations.

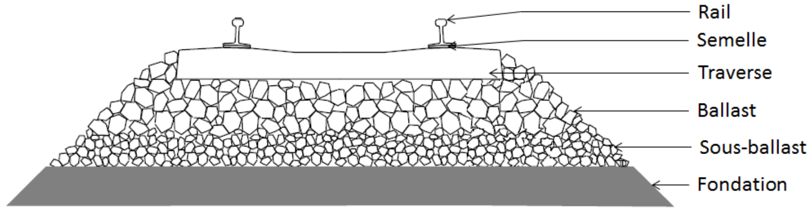


Figure 1.4 – Description de la voie et de ses composants [Dahlberg, 2006].

Le type de voie le plus répandu est la voie ballastée, représentée Figure 1.4. Elle peut être scindée en une superstructure - comprenant rails, semelles, traverses, ballast et sous-ballast – et une sous-structure, composée de la fondation et du sol.

- Les *rails*, en acier, guident les essieux dans la direction de la voie tout en leur fournissant une bande de roulement lisse. Ils supportent le chargement vertical du train qu'ils transmettent aux traverses, ainsi que les forces latérales et longitudinales, provenant respectivement des essieux et de la traction (ou du freinage) du train. D'autre part, les rails servent de conducteurs électriques pour le système de signalisation. En Europe, le profil UIC60, décrit Figure 1.5, composé d'un champignon, d'une âme et d'un patin, est généralement utilisé.

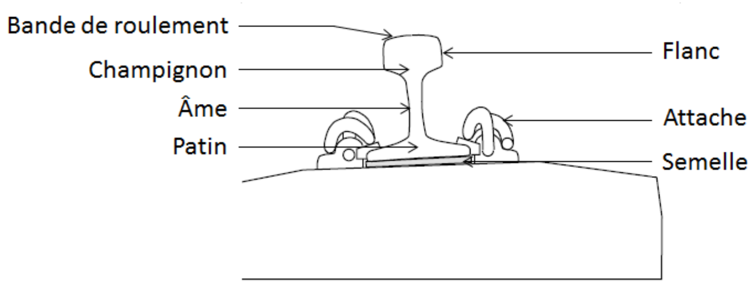


Figure 1.5 – Description du rail.

- Les rails sont supportés à intervalles réguliers (travées) par les *traverses*, qui les isolent électriquement. Elles ont pour fonction de préserver leur planéité, leur alignement et leur écartement. De plus, elles transmettent les forces verticale, latérale et longitudinale au ballast. Historiquement, les traverses étaient en bois. Aujourd'hui, hormis dans certains pays, ce matériau tend à être remplacé par le béton.
- Si les traverses sont en béton, une *semelle* est insérée entre le rail et la traverse pour protéger cette dernière de l'usure et des dégâts provoqués par les impacts. Fabriquées en caoutchouc ou en élastomère, les semelles influencent la raideur globale de la voie. Si elles sont flexibles, la déflexion du rail sera plus importante et le chargement sera réparti sur davantage de traverses. De plus, elles ne transmettront pas les vibrations hautes fréquences, contrairement aux semelles rigides.
- Le *ballast*, quant à lui, est une couche compacte de $0,3$ à $0,5$ m de profondeur, composée de pierres taillées grossièrement, de type granite ou calcaire. Il scelle les traverses et transmet les efforts au sol.
- Le *sous-ballast* est une couche de transition composée de sable ou de gravier qui a pour objectif d'empêcher tout mélange entre le ballast et la plateforme ainsi que de réduire la pénétration du gel.
- Un *géotextile de séparation* peut éventuellement être ajouté pour éviter le mélange des couches et empêcher le désalignement progressif des voies tout en stabilisant le sol. Un *géotextile anti-végétation* peut également être installé en alternative aux herbicides.
- La *fondation* est la surface du sol nivelée pour accueillir la voie. Une couche supplémentaire de particules fines peut être ajoutée pour modeler son profil.

1.2.2 Comportement et modélisation de la voie

Le comportement dynamique de la voie peut être étudié en déterminant sa réceptance, définie comme le ratio entre sa déflexion et la force appliquée. Inverse de la raideur de la voie, elle dépend fortement de la fréquence d'excitation et permet de mettre en évidence les résonances de la voie.

Trois bandes de fréquences se dégagent de la Figure 1.6 :

- Une première résonance R_I, très bien amortie, est généralement atteinte dans l'intervalle [50 ; 300 Hz]. Elle correspond à la vibration des masses du rail et des traverses sur le ballast, agissant comme un ressort.
- Dans l'intervalle [200 ; 600 Hz], une deuxième résonance R_{II} apparaît, également amortie par le ballast. Elle s'explique par le rebond du rail sur la semelle, celle-ci agissant comme un ressort inséré entre les masses du rail et de la traverse.
- Enfin, une troisième résonance R_{III}, appelée fréquence "pinned-pinned", est obtenue à environ 1 kHz [2]. Très peu amortie, elle apparait lorsque la longueur d'onde des ondes de flexion équivaut à deux fois la longueur d'une travée.

2. La théorie d'Euler-Bernoulli définit cette fréquence par $f_{PP} = \frac{\pi}{2}\sqrt{\frac{EI}{m_R l_{SP}}}$ avec EI la rigidité de flexion du rail, m_R sa masse par unité de longueur et l_{SP} la longueur d'une travée.

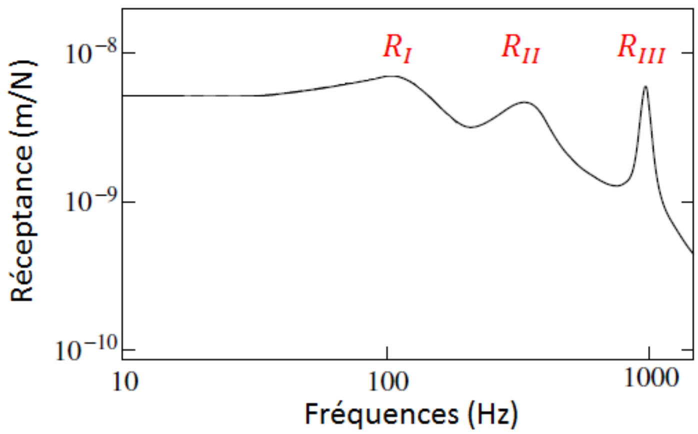


FIGURE 1.6 – Réceptance caractéristique d'une voie chargée entre deux traverses par une force sinusoïdale variable [Dahlberg, 2006].

La modélisation de l'infrastructure ferroviaire est généralement scindée en deux parties distinctes : le rail et les supports de rail.
Le rail est historiquement représenté par une poutre d'Euler-Bernoulli, qui suppose que les sections droites restent rigides et perpendiculaires à l'axe neutre. Par conséquence, la déformation due au cisaillement et l'inertie de rotation sont négligées.
Cette modélisation est valable en-dessous de 500 Hz, fréquence à partir de laquelle le modèle de Timoshenko est plus approprié [Thompson, 2009].
Celui-ci est pertinent jusqu'à 2 kHz, valeur au delà de laquelle la réponse verticale du patin à une excitation devient plus importante que celle du champignon. La déformation transverse de la section qui en résulte doit alors être représentée. Pour cela, des modèles basés sur la méthode des éléments finis sont généralement utilisés. Une variante à cette approche consiste à utiliser deux poutres de Timoshenko [Wu et Thompson, 1999]. Ces dernières, qui représentent le champignon et le patin, sont couplées par une couche continue de ressorts. En basses fréquences, ce modèle permet d'obtenir des résultats similaires aux poutres simples d'Euler-Bernoulli et de Timoshenko puisque les deux poutres vibrent ensemble. En haute fréquence, l'apparition d'un mouvement relatif entre les deux poutres permet de simuler la déformation transversale jusqu'à environ 6 500 Hz.

Les supports de rail d'une voie ballastée peuvent être modélisés de façon continue ou discrète. Si un support continu, représenté par une fondation de Winkler ou un demi-espace élastique, peut traduire le comportement de la voie, des supports discrets espacés de la longueur d'une travée l_{SP} représentent plus fidèlement la réalité. De plus, il a été montré qu'ils sont nécessaires pour décrire le comportement de la voie en basses fréquences (inférieures à celle de passage des traverses $f_{SP} = \dfrac{v}{l_{SP}}$) et aux environs de la fréquence "pinned-pinned" [Nordborg, 2002].
En raison de leur comportement, décrit plus haut, les semelles et le ballast sont représentés par des ressorts, éventuellement couplés à des amortisseurs, tandis que les traverses sont modélisées par des masses [Pieringer, 2008, Nielsen et Igeland, 1995, Wu et Thompson, 2003].

Cette représentation peut être complexifiée pour prendre en compte le cisaillement du ballast [Zhai et Cai, 1997, Zhang *et al.*, 2008] ou le comportement non-linéaire des semelles et du ballast [Nielsen, 2008, Koroma *et al.*, 2015]. La principale difficulté de cette modélisation réside dans l'identification des paramètres, souvent faite grâce à des mesures d'accélérance sur le rail.
Si le modèle est en trois dimensions, les traverses sont représentées par des poutres et les semelles, ainsi que le ballast, par des couches visco-élastiques [Hou et Dong, 2003].

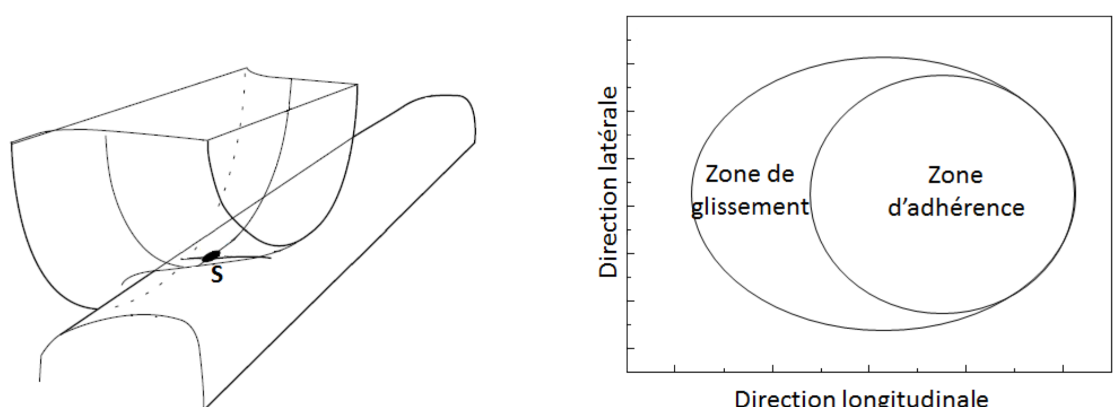
La modélisation des voies sur dalle, quant à elle, consiste habituellement en deux poutres supportées en continu par des couches élastiques [Mazilu, 2010]. La poutre supérieure représente le rail, la poutre inférieure modélise la dalle tandis que les fondations de Winkler reflètent les propriétés de la semelle et du sol.

1.3 Description et modélisation du contact

Le couplage entre le véhicule et la voie est réalisé au sein de la zone de contact, dont la modélisation est déterminante car elle doit être capable de restituer les efforts dynamiques engendrés ainsi que les non-linéarités qui peuvent intervenir, telles que les ruptures de contact. Cette section décrit tout d'abord l'interaction roue-rail avant de présenter les différents modèles de contact, dont celui de Hertz qui est encore aujourd'hui largement utilisé.

1.3.1 Description de l'interaction roue-rail

Le contact entre la roue et le rail est initialement ponctuel. Sous l'effet du chargement ainsi que des propriétés élastiques et géométriques des matériaux, les surfaces se déforment localement à son voisinage, créant ainsi une aire de contact elliptique notée S sur la Figure 1.7 (a).
Cette surface, soumise à de fortes contraintes, mesure environ un centimètre carré et est le lieu d'application de forces normale et tangentielle, due aux frottements et aux pseudo-glissements [Ayasse et Chollet, 2006]. Par conséquent, elle est généralement divisée en zones de glissement et d'adhérence (Figure 1.7 (b)).



(a) (b)

Figure 1.7 – Description du contact roue-rail (a) et de l'aire de contact (b).

La forme et la taille de l'aire de contact peuvent néanmoins varier, notamment en fonction de la position du contact sur la bande de roulement. En effet, la présence d'un jeu entre le boudin et le flanc peut entraîner un déplacement transversal de la roue sur le rail qui détermine le lieu de contact. En fonction de la conicité de la roue, de l'angle d'inclinaison du rail et de la configuration de la voie (ligne droite, virage, aiguillage, . . .), le contact pourra se situer sur la bande de roulement ou sur le boudin. Dans le cas d'une roue parfaitement conique et d'un rail neuf incliné au vingtième, par exemple, le contact se situe au milieu du rail. Il est également possible que des sauts de contact aient lieu, entraînant ainsi l'apparition simultanée de plusieurs zones de contact.

1.3.2 Modélisation du contact

1.3.2.1 Théorie de Hertz

La théorie de Hertz, publiée en 1882 et décrite dans [Johnson, 1987], est souvent considérée comme la référence pour la modélisation du contact. Elle repose sur les hypothèses suivantes :

1. Les surfaces en contact sont continues et non-conformes. [3]
2. Les déplacements sont faibles.
3. Les solides peuvent être considérés comme des demi-espaces élastiques.
4. Les frottements sont négligés.

Dans ces conditions, les dimensions de la zone de contact sont inférieures à celles des solides et des rayons de courbure, et seul le contact normal est transmis.

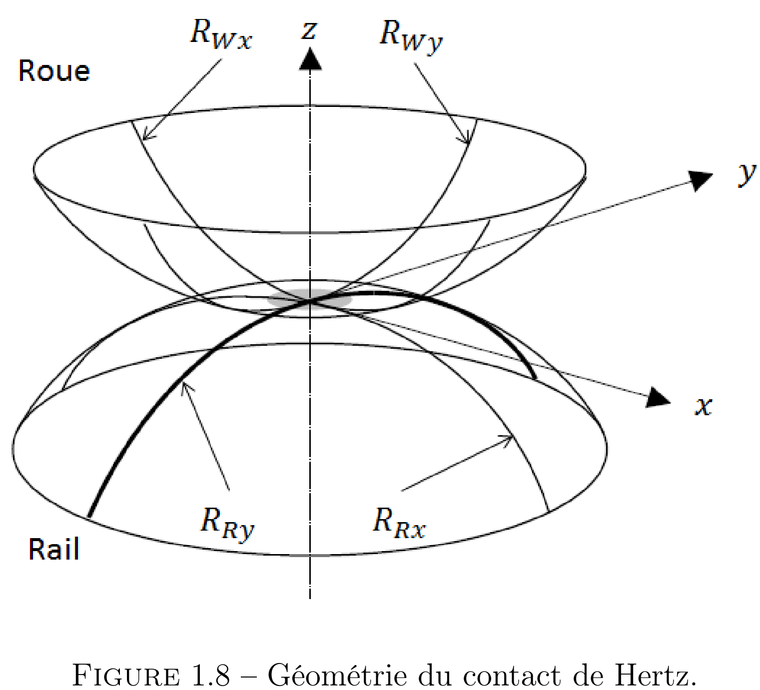


FIGURE 1.8 – Géométrie du contact de Hertz.

3. Un contact est dit conforme si les surfaces des deux corps s'adaptent exactement à faible déformation. Dans le cas contraire, il est dit non-conforme.

A l'état initial, le contact est ponctuel et la distance entre les corps non déformés s'écrit

$$u_z = \left(\frac{1}{2R_{Rx}} + \frac{1}{2R_{Wx}} \right) x^2 + \left(\frac{1}{2R_{Ry}} + \frac{1}{2R_{Wy}} \right) y^2 \tag{1.1}$$

avec R_{Wx}, R_{Wy}, R_{Rx} et R_{Ry} les rayons de courbure de la roue et du rail dans les deux directions, comme définis Figure 1.8.
Après application du chargement P, l'équation (1.1) devient

$$u_z = \delta - \frac{x^2}{2R_x} - \frac{y^2}{2R_y} \tag{1.2}$$

où δ représente la pénétration des deux corps et R_x, R_y les rayons de courbure relatifs principaux tels que $\frac{1}{R_{x/y}} = \frac{1}{R_{Wx/y}} + \frac{1}{2R_{Rx/y}}$.
La distribution de pression au sein de l'ellipse de contact est alors donnée par l'équation (1.3)

$$p(x,y) = p_0 \sqrt{1 - \frac{x^2}{a^2} - \frac{y^2}{b^2}} \tag{1.3}$$

avec a et b les demi-axes de l'ellipse tels que $a > b$. Le maximum de pression p_0, obtenu à l'origine, vaut

$$p_0 = \frac{3P}{2\pi ab} \tag{1.4}$$

L'implémentation de cette théorie au sein du modèle global se fait par l'introduction d'un ressort entre la roue et le rail comme illustré Figure 1.9.

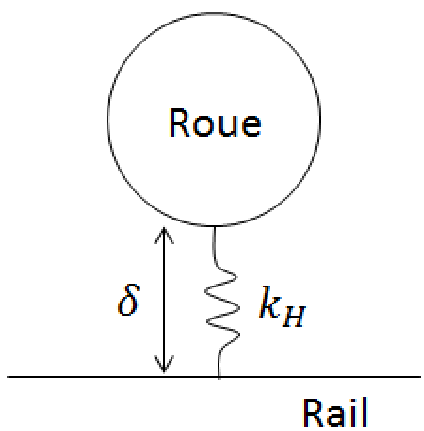


FIGURE 1.9 – Modélisation du contact roue-rail par la théorie de Hertz.

La force de contact s'obtient alors par

$$F_n = K_H \delta^{\frac{3}{2}} \tag{1.5}$$

avec K_H la raideur du ressort, uniquement fonction des caractéristiques géométriques et matérielles de la roue et du rail.
L'équation (1.2) peut également s'écrire

$$u_z = \frac{1-\nu^2}{\pi E}(L - Mx^2 - Ny^2) \tag{1.6}$$

où E et ν représentent le module d'Young et le coefficient de Poisson des matériaux, supposés identiques.
Les coefficients L, M et N sont définis dans [Johnson, 1987] et l'expression de la pénétration est ensuite obtenue par identification

$$\delta = \sqrt[3]{\frac{9P^2(1-\nu^2)^2}{16R_eE^2}}F_2(e) \tag{1.7}$$

avec $R_e = \sqrt{R_xR_y}$ et $F_2(e)$ une fonction définie par abaque.

Soient une roue de rayon $R_{Wx} = 0,46$ m et un rail de rayon $R_{Ry} = 0,3$ m (les autres rayons pouvant être supposés infinis), $F_2(e) = 0,9972 \approx 1$. La raideur de Hertz s'écrit alors

$$K_H = \begin{cases} \sqrt{\dfrac{4R_eE^2}{9(1-\nu^2)^2}} & \text{s'il y a contact} \\ 0 & \text{sinon} \end{cases} \tag{1.8}$$

La théorie de Hertz donne la solution exacte du problème de contact dans les limites de ses hypothèses. En réalité, celles-ci ne sont jamais totalement vérifiées, par exemple dans les courbes, où les dimensions de l'aire de contact ne sont plus négligeables devant celles des rayons de courbure. De plus, le modèle de Hertz n'est pas capable de traiter la présence de défauts, notamment de rugosité, puisqu'il suppose que les surfaces sont lisses. De même, il peut surestimer jusqu'à 30% le maximum des forces d'impact liées à un méplat [Baeza *et al.*, 2006a].
Toutefois, il convient de préciser que cette théorie fournit généralement une bonne approximation de la solution. Lorsque ce n'est pas le cas, il devient alors nécessaire d'utiliser des modèles dits non-Hertziens.

1.3.2.2 Modèles non-Hertziens

Le problème du contact tri-dimensionnel est traité en résolvant l'équation (1.9), qui représente l'interaction élastique complète sur la surface de contact. Le déplacement vertical u en un point x de la surface en contact est défini en fonction des chargements p qui y sont appliqués. Les fonctions d'influence $A(x, x^*)$, donnent quant à elles le déplacement en x dû au chargement appliqué en x^* [Kalker, 1990].

$$u(x) = \int_{\partial V} A(x, x^*)p(x^*)dS \tag{1.9}$$

Dans la plupart des cas, ces fonctions ne sont pas explicitement connues et leur évaluation numérique à l'aide de la méthode des éléments finis est nécessaire. En revanche, si l'hypothèse des demi-espaces élastiques est applicable, leurs expressions sont obtenues par les équations de Boussinesq et données dans [Johnson, 1987, Kalker, 1990].

Cette méthode est à la base de la théorie complète de Kalker, implémentée dans le programme CONTACT, qui est considérée comme la référence dans le domaine ferroviaire et qui est résumée dans [Chevalier *et al.*, 2006].
Une aire de contact potentielle (PCA) est définie de façon à contenir tous les points de contact. Elle est discrétisée en N éléments rectangulaires identiques de surface S. Il s'agit ensuite de calculer, pour chacun d'entre-eux, le rapprochement local des deux corps δ_I et la pression de contact p_I, considérée constante sur chaque élément. Le problème peut alors être résolu avec l'équation suivante :

$$\delta_I = \sum_J A_{JI} p_J + h_I - e \tag{1.10}$$

avec A_{JI} les coefficients d'influence, h_I la distance entre les deux surfaces avant la déformation et e le rapprochement global des deux corps loin de la zone de contact.
Les conditions de contact peuvent être définies par :

$$\begin{cases} \delta_I = 0 \text{ et } p_I \geq 0 & \text{si le contact survient à la surface de l'élément} \\ \delta_I \geq 0 \text{ et } p_I = 0 & \text{s'il n'y a pas de contact} \end{cases} \tag{1.11}$$

Une méthode itérative permet alors de déterminer δ_I et p_I :

- Pour une valeur imposée de e, les variables sont initialisées en considérant que tous les éléments sont extérieurs au contact : $p_I = 0$. Les δ_I initiaux peuvent ainsi être estimés.
- Les P éléments tels que $\delta_I \leq 0$ sont ensuite déclarés appartenant à l'aire de contact : $\delta_I = 0$. Les pressions p_I appliquées sur ces éléments sont alors déterminées en résolvant le système de P équations obtenues.
- Enfin, les éléments pour lesquels $p_I \leq 0$ sont déclarés ne faisant pas partie du contact : $p_I = 0$. Les écarts δ_I sont calculés avec les nouvelles valeurs de pression.

Cette boucle est réitérée jusqu'à ce que toutes les pressions soient positives ou nulles et tous les écarts soient positifs ou nuls.
La force de contact verticale est alors obtenue par :

$$F_n = S \sum_{I=1}^{N} p_I \tag{1.12}$$

Cette méthode permet de déterminer à la fois les forces normale et tangente, quelques soient les géométries mises en jeu, dans la limite de l'hypothèse de demi-espace élastique. Néanmoins, le programme CONTACT est rarement utilisé dans les logiciels industriels en raison de ses temps de calculs importants.
Afin de les réduire, une solution consiste à l'utiliser sous forme pré-tabulée. Pour des géométries simples, le rapprochement δ est calculé en fonction de la position relative de la roue par

rapport au rail et de la force normale, ce qui permet l'interpolation du modèle de contact dans la simulation dynamique [Baeza *et al.*, 2006a].
Cette approche est utilisée dans les logiciels VAMPIRE et NUCARS [4].

Pour plus de rapidité, les théories linéaire et simplifiée de Kalker, qui découplent le problème normal et le problème tangentiel, peuvent être utilisées. Le premier problème est résolu par la théorie de Hertz tandis que la solution du second découle d'une relation établie entre les déplacements et les efforts tangentiels.
Bien que la précision des résultats soit diminuée par rapport à la théorie complète, la théorie simplifiée est reprise via l'algorithme FASTSIM dans de nombreux logiciels de dynamique ferroviaire, tels que SIMPACK, GENSYS et Universal Mechanism [5].

D'autres alternatives ont été développées pour étudier uniquement le problème normal (Hypothèse de modélisation n°1.1.2, voir section 1.1.2).
Dans le cadre de l'estimation de la force verticale engendrée par la rugosité des bandes de roulement, une solution consiste à introduire une couche uniforme de ressorts indépendants entre les surfaces en contact [Remington et Webb, 1996]. Ce modèle, appelé *Distributed Point Reacting Spring* (DPRS), permet en outre de prendre en compte leur géométrie selon les trois dimensions. Une comparaison avec une procédure de Boussinesq montre des résultats similaires, le modèle DPRS étant plus rapide. Cette rapidité est liée au fait que les interactions entre les ressorts sont négligées, ce qui a pour conséquence de surévaluer les dimensions de l'aire de contact. Afin d'y remédier, des rayons équivalents sont définis pour la roue et le rail, permettant ainsi au modèle d'être utilisé pour la prédiction de la force de contact et du bruit de roulement aussi bien à basse qu'à haute vitesse.

En pratique, la distribution de rugosité est souvent mesurée dans la seule dimension longitudinale. Par conséquent, le modèle 3D DPRS est inutilement complexe et peu utilisé. En revanche, il a été adapté en deux dimensions [Ford et Thompson, 2006]. Communément appelé *Two-dimensional mattress model* ou modèle de Winkler, il est illustré Figure 1.10.

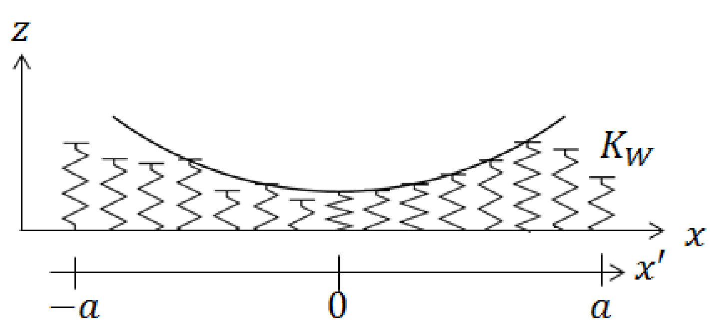


FIGURE 1.10 – Modélisation du contact roue-rail par le modèle de Winkler.

4. http ://www.kalkersoftware.org
5. http ://www.kalkersoftware.org

Les ressorts sont alors répartis sur le segment $[-a\,;a]$, choisi suffisamment long pour inclure tous les points de contact potentiels. Quant à la force de contact, elle est obtenue par [Pieringer, 2008]

$$F_n(x) = \int_{-a}^{a} K_W \Delta\xi(x, x')dx \tag{1.13}$$

avec K_W la raideur par unité de longueur des ressorts et $\Delta\xi(x, x')$ leur déflexion, obtenue grâce aux déplacements et aux profils de la roue et du rail.
La raideur est définie en fonction des caractéristiques des matériaux, supposés identiques :

$$K_W = \begin{cases} \frac{1}{2}\frac{E}{1-\nu^2} & \text{si } \Delta\xi(x, x') > 0 \text{ (contact)} \\ 0 & \text{sinon} \end{cases} \tag{1.14}$$

De la même manière que pour le modèle DPRS, un rayon équivalent $R'_W = \frac{R_W}{2}$ doit être utilisé pour prédire à la fois la force et l'aire de contact ainsi que les déplacements verticaux.
Le modèle de Winkler a été validé par comparaison à une procédure de Boussinesq et ses résultats ont montré qu'il n'était pas limité à l'étude de la rugosité mais pouvait être utilisé pour des défauts discrets tels que les joints de rail [Ford et Thompson, 2006] ou les méplats [Fesharakifard *et al.*, 2013, Pieringer *et al.*, 2014].

1.4 Techniques de résolution du problème d'interaction

L'interaction véhicule-voie peut être traitée dans le domaine temporel ou fréquentiel. Ce dernier est particulièrement adapté à l'étude de domaines infinis tels que le sol ou la voie ferrée mais ne permet pas de prendre en compte les pertes de contact. Une résolution temporelle, au contraire, permet de traiter ces non-linéarités, bien que son coût numérique soit plus important. Les différentes techniques de résolution sont exposées dans cette section.

1.4.1 Techniques de résolution fréquentielle

Les techniques de résolution fréquentielles consistent à déterminer les réponses en fréquence de la roue, de la voie et du contact.
Pour cela, les réceptances (ou impédances, accélérances, ...) sont obtenues à partir de méthodes analytiques pour les modèles de poutres [Wu et Thompson, 1999, Nordborg, 2002] ou numériques pour les modèles éléments finis [Thompson, 1993b].
Ce type de résolution est notamment utilisé dans les logiciels TWINS, pour prédire le bruit de roulement, et DYNAVOIE, pour étudier le comportement dynamique de la voie. Ce dernier tire d'ailleurs profit de la périodicité de la voie ainsi que des techniques de réduction de modèle pour diminuer les temps de calculs importants associés à l'utilisation de la méthode des éléments finis [Arlaud *et al.*, 2014].

Cependant, dans le cadre du contact roue-rail, l'apparition de défauts sur les bandes de roulement introduit des non-linéarités qui ne sont pas négligeables, telles que des pertes de contact suite au passage d'un méplat [Vér *et al.*, 1976] ou à l'apparition d'usure ondulatoire de grande amplitude [Nordborg, 2002]. Les modèles fréquentiels ne sont alors plus adaptés pour décrire ces situations et une approche temporelle devient nécessaire.

1.4.2 Techniques de résolution temporelle

Les modèles dynamiques utilisés en simulation temporelle sont souvent développés à l'aide des éléments finis. Cette méthode permet de traiter les non-linéarités et les géométries complexes dans un domaine fini. En revanche, lorsqu'elle est appliquée à des domaines infinis, l'utilisation de conditions aux limites artificielles provoque des effets de bords qui nuisent à la précision du modèle.
Par conséquent, pour étudier de la propagation des vibrations transmises au sol, la méthode des éléments finis peut être couplée à celle des éléments frontière. Cette dernière, davantage indiquée pour la modélisation de domaines infinis, est alors utilisée pour modéliser le sol tandis que la voie l'est par la méthode des éléments finis. Bien que cette solution permette de combiner les avantages liés aux deux méthodes, elle augmente les coûts numériques, déjà importants pour la seule méthode des éléments finis [Kouroussis *et al.*, 2010].

Dans le cadre de la prédiction des déplacements, vitesses, accélérations et efforts de contact, le sol est souvent considéré comme rigide. Un modèle de voie de type poutre éléments finis est alors utilisé, notamment dans les logiciels de modélisation multicorps tels que SIMPACK ou VOCO. Ces logiciels permettent de simuler les problèmes dynamiques en 3 dimensions dans des configurations de circulation particulières (en courbe, franchissement d'appareils de voie). Ils sont également capables de prendre en compte certains défauts, en particulier le méplat et l'usure ondulatoire.
Cependant, la réduction des temps de calculs reste une priorité et des techniques de résolution analytiques basées sur les résultats obtenus en fréquentiel ont été développées.

Il est notamment possible d'utiliser la fonction de Green $\mathcal{G}$, obtenue par une transformation de Fourier inverse de la réceptance [Sun, 2001]. Le déplacement normal est obtenu par le produit de convolution de cette fonction avec la force de contact F_n

$$\xi(t) = \int_0^t F_n(\tau)\mathcal{G}(t-\tau)d\tau \tag{1.15}$$

Les déplacements du véhicule et de la voie sont obtenus respectivement grâce aux fonctions de Green et de Green mobiles. Celles-ci sont préalablement calculées de manière à rendre les calculs relatifs au véhicule, à la voie et au contact totalement indépendants pour diminuer les temps de calculs. Néanmoins, l'utilisation de fonctions de Green mobiles présente l'inconvénient de devoir recalculer ces fonctions pour chaque configuration de simulation [Pieringer *et al.*, 2007].

Une autre solution pour réduire les temps de calculs consiste à formuler l'équation matricielle du mouvement grâce aux équations de Lagrange et à la projection en base modale de la voie [Fesharakifard *et al.*, 2013, Baeza *et al.*, 2006b]. Le déplacement vertical d'un point du rail situé en x à l'instant t est alors décrit par

$$\xi_R(x,t) = \sum_{i=1}^{N} \phi_i(x) p_i(t) \tag{1.16}$$

avec N le nombre de modes pris en compte, $p_i(t)$ les coordonnées modales généralisées et $\phi_i(x)$ le i ième mode de vibration respectant les conditions aux limites de la poutre.
Les temps de simulation peuvent être minimisés en limitant le nombre de modes N considérés. Cependant, il doit être choisi suffisamment important pour ne pas impacter la précision de la réponse dynamique et dépend donc, en pratique, de la longueur de voie modélisée et de la bande de fréquence étudiée [Baeza *et al.*, 2006b].

1.5 Description des principaux défauts géométriques

La présence de défauts sur les surfaces en contact ne peut être négligée en raison de leur impact sur les efforts dynamiques. Ces défauts peuvent apparaître sur les roues et/ou les rails lors de leur fabrication ou au cours de leur utilisation. Les principaux défauts rencontrés sont exposés dans cette section.

1.5.1 Défauts spécifiques à la roue

Présents sur la bande de roulement, les défauts spécifiques à la roue entraînent une déviation de sa géométrie vers une forme non-circulaire. Ils peuvent être considérés comme périodiques, dans le sens où ils sont en contact avec le rail à chaque révolution. Ces défauts peuvent être à l'origine d'impacts répétés qui conduisent à l'augmentation du bruit de roulement, à l'apparition du bruit d'impact, à l'amplification des vibrations ainsi qu'à l'initiation et la propagation de fissures sur la roue et le rail [Nielsen et Johansson, 2000]. Il en existe de plusieurs types tels que la polygonisation et les méplats.

1.5.1.1 Polygonisation

La polygonisation, illustrée Figure 1.11, est détectée sur les essieux munis de disques de frein et peut être périodique ou non.
La polygonisation périodique est une superposition d'une ou plusieurs irrégularités périodiques sur la circonférence de la roue dont les longueurs d'onde sont comprises entre 14 cm et le périmètre de la roue tandis que leurs amplitudes sont généralement inférieures à 1 mm [Nielsen et Johansson, 2000]. Son apparition peut être liée au procédé de fabrication utilisé [Liu et Zhai, 2014] ou à des propriétés matérielles non homogènes sur la totalité de la roue.
Ces hétérogénéités, ainsi qu'un mauvais équilibrage de l'essieu ou un traitement thermique, peuvent également être à l'origine d'une polygonisation non périodique. Contrairement à la polygonisation périodique, il n'y a pas d'harmonique dominante et les longueurs d'onde des défauts qui la composent sont plus courtes.

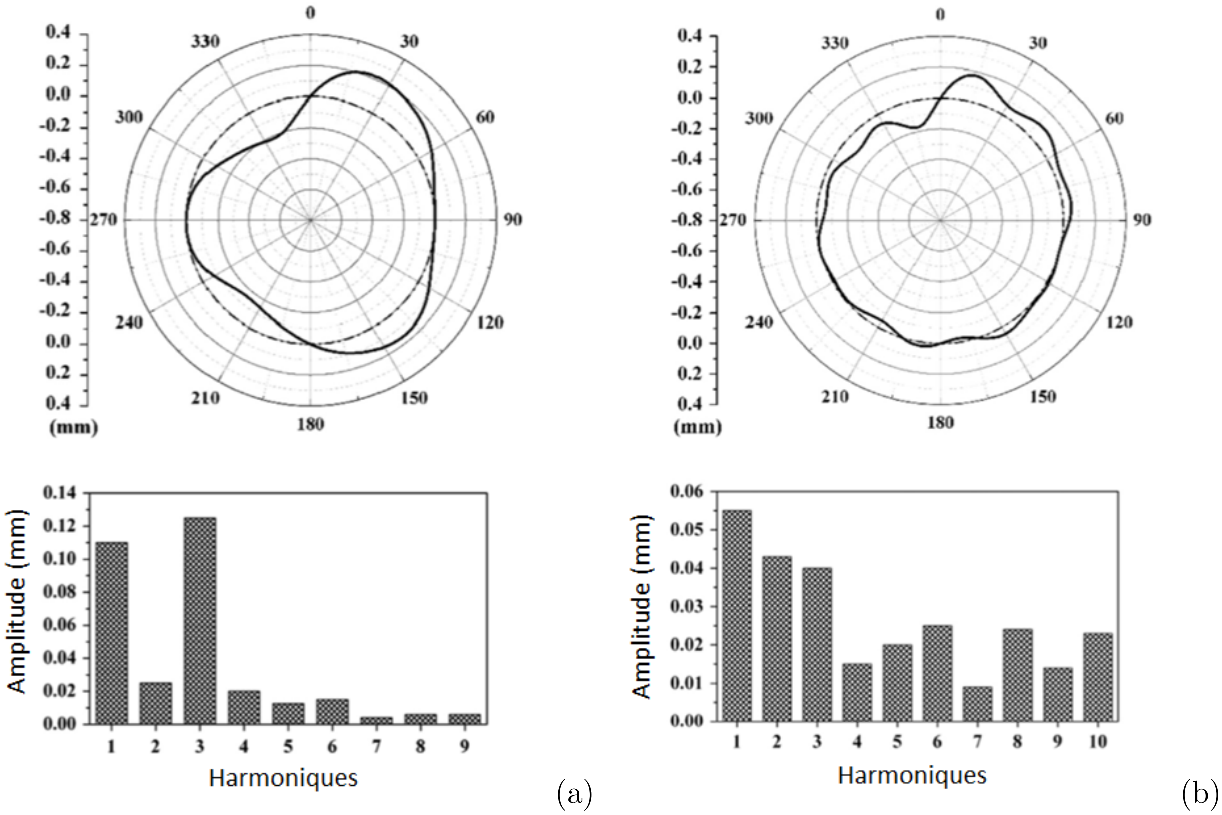


FIGURE 1.11 – Diagrammes polaires et distributions harmoniques de roues polygonales (a) périodique et (b) non-périodique [Liu et Zhai, 2014].

Les résultats obtenus dans [Liu et Zhai, 2014] montrent notamment que :

- La polygonisation provoque des fluctuations significatives de la force de contact, dues à la variation rapide du profil de roue.
- Les irrégularités provoquent principalement la vibration de l'essieu, le reste du véhicule étant isolé grâce aux suspensions.
- Les harmoniques de faibles longueurs d'onde augmentent les oscillations hautes fréquences du rail et des traverses, en particulier à grande vitesse.

1.5.1.2 Méplats

Les méplats, ou plats aux roues, illustrés Figure 1.12, apparaissent lors du glissement involontaire de la roue sur le rail [Thompson, 2009].
Plusieurs causes peuvent en être à l'origine, comme un manque d'adhérence à l'interface roue-rail ou un problème de frein. Ce glissement provoque l'usure de la surface en contact et son aplanissement comme le décrit la Figure 1.13.
Au moment de sa formation, un méplat, alors appelé « nouvellement formé », a des bords tranchants particulièrement agressifs qui sont rapidement arrondis par l'usure et la déformation plastique. Devenu méplat « arrondi », il a alors une longueur plus importante ($l > l_0$) tout en conservant sa profondeur initiale.

FIGURE 1.12 – Méplat.

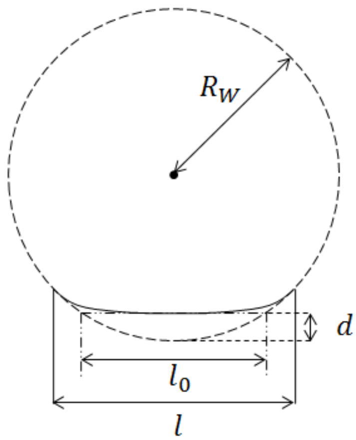


FIGURE 1.13 – Évolution — — d'une roue parfaite à — · · — un méplat nouvellement formé puis à — un méplat arrondi.

En moyenne, la longueur l d'un méplat est de 5 cm mais, dans les cas les plus extrêmes, elle peut atteindre 10 cm. Sa profondeur d, quant à elle, est généralement comprise entre $0,3$ et $1,4$ mm. Si un méplat idéal est considéré (méplat « nouvellement formé »), ces deux grandeurs sont liées grâce au rayon R_W de la roue par l'équation (1.17)

$$l_0 = \sqrt{8R_W d - 4d^2} \tag{1.17}$$

Il a cependant été montré que la prédiction des forces d'impact est plus précise en utilisant des relevés de géométrie réelle [Pieringer *et al.*, 2014].

Lors du passage du méplat, il est possible que la charge statique ne suffise plus à garantir le contact entre la roue et le rail. Bien que la vitesse à partir de laquelle ce phénomène apparaît dépende de la longueur du défaut [Vér *et al.*, 1976], on considère typiquement qu'il peut se produire à partir de 30 km.h^{-1} [Thompson, 2009]. L'absence de contact est d'autant plus longue que la vitesse est élevée et son rétablissement s'accompagne d'un impact de forte intensité, valant plusieurs fois la charge statique initiale. A très grande vitesse, une seconde perte de contact a lieu, suivie d'un impact de moindre intensité.

1.5.2 Défauts spécifiques au rail

Les défauts spécifiques au rail sont des défauts ponctuels qui n'interviennent qu'une seule fois, au passage de la roue.
Il s'agit principalement des joints de rails et des soudures. En effet, bien que la voie ferrée soit considérée comme une structure de taille infinie, elle est en réalité constituée de tronçons de rails juxtaposés. A l'origine, leur fixation était réalisée grâce à des joints, qui ont l'inconvénient de créer des irrégularités sur la bande de roulement, accélérant ainsi la détérioration du rail et générant des bruits d'impact. La mise en œuvre de techniques de soudage a permis d'apporter une amélioration, bien que le rail soit toujours fragilisé au niveau de ses extrémités. D'autre part, la présence de joints ou de soudures provoque des vibrations de contact qui peuvent conduire à l'affaissement du ballast et à l'apparition de traverses danseuses.

1.5.2.1 Joints de rail

Un joint de rail, illustré Figure 1.14, est constitué de deux tronçons de rail reliés par une éclisse.

FIGURE 1.14 – Joint de rail.

Il est caractérisé par un espace, dont la largeur ω est généralement comprise entre 5 et 20 mm, ainsi que par une différence de hauteur d pouvant aller jusqu'à 2 mm. Les extrémités des tronçons ont également tendance à plonger de quelques millimètres h et l'ensemble de ces paramètres est détaillé Figure 1.15

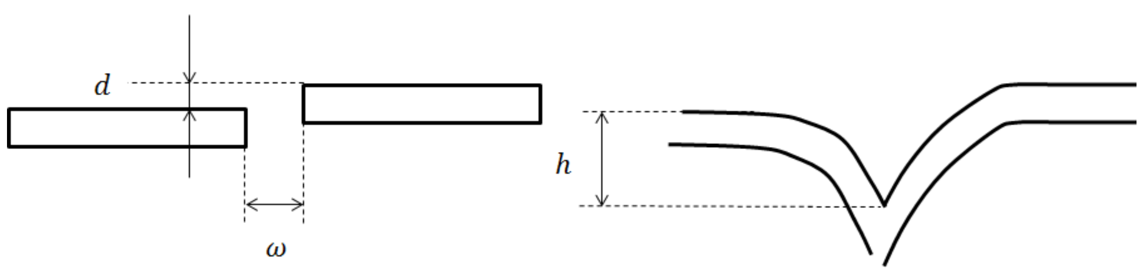


FIGURE 1.15 – Représentation des caractéristiques d'un joint de rail.

La géométrie du joint de rail est déterminante pour définir la trajectoire du centre de la roue ainsi que la force de contact générée.

Il est notamment établi que :

- La différence de hauteur d est un facteur plus influent que la largeur ω,
- Lorsque le joint est dit « en marche descendante » - i.e. le rail en amont est plus haut que celui en aval, une perte de contact a lieu au-delà d'une vitesse critique du train [Vér *et al.*, 1976].

Plus généralement, l'amplitude des forces d'impact causées par les joints de rail dépend de leur géométrie mais également de la vitesse et du chargement statique du train.

1.5.2.2 Soudures

Aujourd'hui, les joints de rails sont la plupart du temps délaissés au profit des soudures, dont le principal avantage est d'éviter l'affaissement des extrémités. Deux types de soudages sont majoritairement utilisés : le soudage aluminothermique (Figure 1.16) et le soudage par étincelage. Le premier, entièrement manuel, est essentiellement utilisé pour effectuer les réparations. Le second est dédié à la construction de nouvelles voies grâce à l'automatisation de certaines étapes, notamment le positionnement des tronçons, permettant ainsi d'éviter les défauts d'alignement. Cependant, dans les deux cas, le meulage est réalisé manuellement, ce qui contribue à faire de la soudure une zone particulièrement fragile du rail.

FIGURE 1.16 – Soudure aluminothermique.

En effet, malgré toutes les précautions qui peuvent être prises, la soudure brise la linéarité du rail, avec comme conséquence une amplification de la force de contact. De plus, la section du rail est modifiée ce qui provoque une concentration de contraintes, à l'origine de l'initiation et de la propagation de fissures. D'autres phénomènes contribuent également à la fragilité de cette zone, tels que la non-homogénéité du matériau due au métal d'apport, la présence d'inclusions ou les variations de température [Steenbergen et Esveld, 2006].

La roue et le rail ne réagissent pas de la même façon au passage d'une soudure : tandis que le déplacement du rail suit le profil de l'irrégularité de manière instantanée, la roue réagit, quant à elle, de manière différée. La conséquence de ce décalage est la présence de deux maxima de force de contact [Steenbergen, 2009] :

- L'apparition du premier maximum, étroit et de forte amplitude, coïncide avec celle de la soudure. Il peut être attribué à la réponse du rail et est à l'origine de sa détérioration.

- Le second maximum, dû à la réponse retardée de la roue, est quant à lui de plus faible amplitude. Il est davantage étendu et provoque l'endommagement du ballast.

Globalement, l'amplitude des deux forces d'impact causées par les soudures dépend des propriétés du rail, de la masse de la roue et de la raideur de voie équivalente.

1.5.2.3 Traverses danseuses

La variation répétée des efforts dynamiques liés à la présence d'irrégularités sur les bandes de roulement provoque, à long terme, un affaissement non-uniforme du ballast. Des espaces de quelques millimètres, qui s'agrandissent au fur et à mesure des passages de trains, sont ainsi créés entre les traverses et leur support, menant à l'apparition de traverses danseuses, illustrées Figure 1.17. Ces traverses ne reposent alors plus sur le ballast et sont suspendues aux rails, perturbant ainsi leur planéité et générant des forces d'impact au passage des roues.

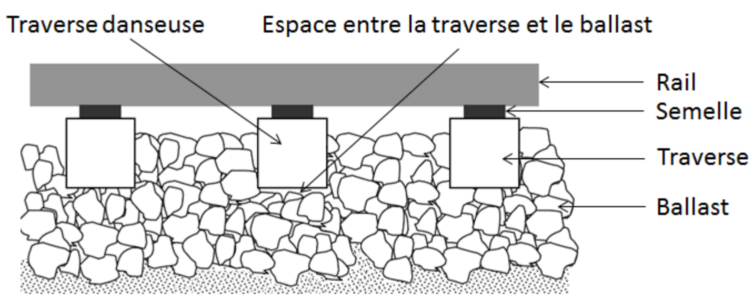


Figure 1.17 – Traverse danseuse.

Il a d'ailleurs été établi que [Zhang *et al.*, 2008] :

- La présence de traverses danseuses diminue localement la raideur de la voie.
- L'amplitude de la force d'impact varie en fonction de la vitesse du véhicule, de la profondeur de l'espace et du nombre de traverses danseuses consécutives.
- Les fréquences de résonance excitées sont d'autant plus hautes que la vitesse et la taille de l'espace augmentent.

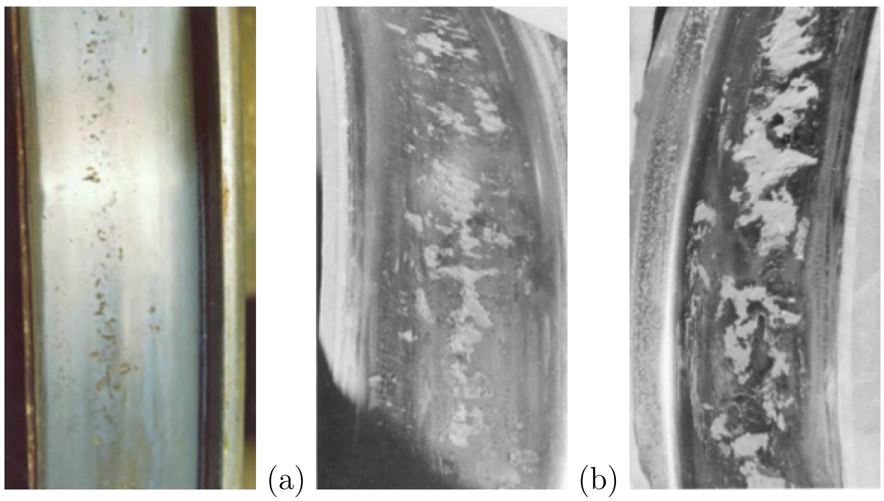
1.5.3 Défauts communs à la roue et au rail

Certains défauts peuvent apparaître à la fois sur la roue et le rail. Les plus étudiés sont la rugosité et l'usure ondulatoire, à l'origine des nuisances sonores, mais il en existe d'autres, tels que l'écaillage.

1.5.3.1 Ecaillages

L'écaillage est une perte de matière plus ou moins continue qui apparaît sur la bande de roulement suite à la combinaison de facteurs tels qu'une mauvaise qualité de la voie, une vitesse excessive, une surcharge verticale, un freinage exagéré ou encore une dureté insuffisante[RailCorp, 2013].

Plus précisément, les écaillages résultent de la rencontre de fissures initiées par la fatigue de contact de roulement. Sur la roue, ils apparaissent dans un premier temps sur une faible portion de la bande de roulement, sous l'aspect de petites irrégularités (diamètre inférieur à 12 mm) représentées Figure 1.18 (a). Par la suite, celles-ci s'agrandissent en développant des arêtes tranchantes (Figure 1.18 (b)). Dans les cas les plus extrêmes illustrés Figure 1.18 (c), les écaillages s'étendent sur plus de 50% de la surface de la roue. Ils peuvent alors mesurer plus de 25 mm de diamètre et avoir une profondeur supérieure à 3 mm.



(a) (b) (c)

Figure 1.18 – Evolution de l'écaillage de la roue [RailCorp, 2013].

L'écaillage peut également apparaître sur le rail, comme l'illustre la Figure 1.19.

Figure 1.19 – Ecaillage du rail.

Bien que son processus de propagation fasse l'objet de nombreuses recherches, il est rarement modélisé dans l'étude de l'interaction véhicule-voie. Néanmoins, il a été montré qu'à l'instar du méplat, sa forme et sa taille, ainsi que la vitesse du véhicule, le chargement appliqué et la raideur des semelles de la voie ont une influence déterminante sur l'intensité de la force d'impact [Dukkipati et Dong, 1999].

1.5.3.2 Rugosité

La rugosité, décrite Figure 1.20, est un défaut qui apparaît sur les bandes de roulement de la roue et du rail dans la direction de circulation.

FIGURE 1.20 – Rugosité du rail [Nielsen *et al.*, 2005].

Elle peut être considérée comme une irrégularité pseudo-périodique de longueur d'onde λ. Dans ces conditions, si le train circule à la vitesse v, une excitation de fréquence f définie par (1.18) apparaît, entraînant des vibrations et des émissions sonores.

$$f = \frac{v}{\lambda} \tag{1.18}$$

La longueur d'onde de la rugosité peut varier de quelques millimètres à plusieurs centimètres [Thompson, 2009] :

- Les plus petites longueurs d'onde (inférieures à 1 mm) définissent la micro-rugosité, nécessaire pour assurer l'adhésion de la roue et du rail.
- Les longueurs d'onde comprises entre 5 et 500 mm, en revanche, sont responsables du bruit de roulement. Avec des amplitudes généralement comprises entre 1 et 10 μm, elles sont dues à une variation de la section du rail au cours de sa fabrication ainsi qu'à une usure inégale des surfaces de la roue et du rail.

Les effets évoqués ci-dessus peuvent être amplifiés par la combinaison des rugosités de la roue et du rail. Il a également été établi qu'ils dépendent de la dimension du contact [Pieringer *et al.*, 2011] :

- Si la rugosité à des composantes de longueurs d'ondes inférieures à la longueur de la zone de contact, alors le système roue-rail n'est pas autant excité qu'avec des longueurs d'ondes plus importantes (effet de filtre du contact).
- L'excitation du système roue-rail dépend de la variation du profil de rugosité dans la direction latérale et sera d'autant plus importante que cette variation sera faible (rugosité fortement corrélée dans la direction latérale).

1.5.3.3 Usure ondulatoire

Une rugosité plus sévère, appelée usure ondulatoire, peut également apparaître sur les bandes de roulement au fur et à mesure des passages de roues. Son mécanisme de formation peut être décomposé en un mécanisme de fixation de la longueur d'onde et un mécanisme d'endommagement de la surface [Saulot *et al.*, 2006].
Bien qu'il existe une classification de l'usure ondulatoire en six catégories, deux cas sont généralement distingués, en fonction de la longueur d'onde du défaut [Ren *et al.*, 2012] :

- Ondulation de grande longueur d'onde (supérieure à 100 mm), que l'on observe plutôt dans les courbes et sur les voies très chargées.
- Ondulation de faible longueur d'onde, typiquement comprise entre 25 et 80 mm et dont l'amplitude peut atteindre jusqu'à 100 μm. Souvent étudiée, elle apparaît habituellement sur les sections droites des lignes à grande vitesse et peut augmenter l'intensité du bruit de roulement jusqu'à 15 dB [Oostermeijer, 2008] Pour cette catégorie d'usure ondulatoire, le mécanisme de fixation de la longueur d'onde est généralement lié à la résonance "pinned-pinned".

Tout comme les méplats, la présence d'usure ondulatoire de grande amplitude peut entraîner des pertes de contact, qui apparaissent lorsque le chargement statique est insuffisant [Nordborg, 2002].

1.6 Conclusion

Ce chapitre présente une revue bibliographique de la modélisation de l'interaction ferroviaire, qui fait également l'objet du premier livrable du projet Cervifer [Pecile *et al.*, 2014]. Les différentes techniques existantes ont été présentées et il s'agit maintenant de déterminer les plus pertinentes pour répondre aux objectifs de la thèse, à savoir la modélisation du contact roue-rail en présence de tout type de défauts géométriques courts et avec un compromis temps de calcul/précision des résultats acceptable.

Tout d'abord, la plupart des hypothèses de modélisation usuelles formulées dans la section 1.1.2 est conservée. Par conséquent, le problème tangent est découplé du problème normal et négligé. D'autre part, la symétrie de la voie étant admise, seul un rail est modélisé. Quant au véhicule, il peut être réduit à une charge statique au-dessus de la suspension primaire. Cependant, afin de ne pas négliger les interactions entre les roues simultanément présentes sur le rail, le modèle de demi-essieu n'est pas retenu, au profit de celui d'un demi-bogie.
Pour sa modélisation, la méthode des éléments finis est la plus précise mais a un coût numérique très important. Une approche multicorps est donc privilégiée.
La bande de fréquence étudiée n'excédant pas 2 kHz, la modélisation de la voie se fait quant à elle au moyen d'une poutre de Timoshenko supportée périodiquement par des supports discrets.
Le choix du modèle de contact est avant tout lié aux défauts à modéliser. Dans ces travaux, des irrégularités spécifiques et communes aux roues et au rail doivent être prises en compte. De ce fait, la théorie de Hertz, qui n'est pas valable avec des défauts de type méplats, ne peut être utilisée. En revanche, un modèle de Winkler est envisageable puisqu'il est à la fois

pertinent pour l'usure ondulatoire, les méplats et les joints de rail.
Cependant, contrairement aux défauts précédemment évoqués, la géométrie d'un profil de roue affecté d'écaillage varie dans la direction latérale et nécessite une modélisation locale en trois dimensions. Le modèle DPRS (3D), dont est directement issu celui de Winkler, peut donc être adapté pour être implémenté au sein du modèle global. Il a, en outre, l'avantage d'être plus rapide qu'une procédure de Boussinesq.
En raison de la présence de défauts, une approche temporelle est requise pour la résolution du problème dynamique. L'utilisation des éléments finis est envisageable mais trop coûteuse et sera par conséquent utilisée pour la validation du modèle. En revanche, une modélisation en base modale permet de garantir la précision des résultats et des temps de calculs acceptables.

Le chapitre suivant va décrire plus précisément le modèle développé, en particulier la discrétisation du modèle de contact DPRS et l'identification de sa raideur. Dans une seconde partie, les différentes étapes de validation mises en œuvre seront explicitées.

Chapitre 2

Modélisation de l'interaction véhicule-voie

Sommaire

Les hypothèses retenues suite à l'étude bibliographique exposée au chapitre précédent aboutissent au développement du modèle qui est maintenant présenté. Les modèles de véhicule et de voie sont tout d'abord décrits, puis la formulation du modèle de contact tridimensionnel est exposée. Celui-ci étant publié dans [Remington et Webb, 1996] sous forme intégrale, une première étape consiste à le discrétiser, avant de déterminer la raideur à attribuer aux ressorts introduits. L'ensemble formé par ces trois modèles constitue le modèle d'interaction véhicule-voie.

Ce modèle d'interaction véhicule-voie est ensuite légèrement simplifié pour faire l'objet de multiples validations. Le comportement sous charge de la voie est notamment vérifié, ainsi que les prédictions du modèle de contact. Enfin, une comparaison à un modèle similaire mais développé avec la méthode des éléments finis sous Abaqus est menée.
Ce chapitre permet également de discuter de la valeur de certains paramètres déterminants pour la précision des résultats et la rapidité des simulations.

2.1 Modélisation de l'interaction véhicule-voie

L'interaction véhicule-voie est étudiée dans le domaine temporel et seul son comportement vertical est pris en compte.
Le modèle consiste en un demi-bogie, dont le comportement est décrit par un ensemble de masses-ressorts-amortisseurs, circulant sur une voie ballastée. Celle-ci est représentée par une poutre bi-appuyée, supportée périodiquement à l'emplacement des traverses.
Ces deux modules sont couplés par l'intermédiaire du contact roue-rail, modélisé par une procédure *Distributed Point Reacting Spring* (DPRS) sous forme discrétisée.

2.1.1 Modèle de véhicule

Le modèle de demi-bogie, schématisé Figure 2.1, comprend deux demi-essieux de masse M_W, espacés de la longueur de l'empattement l et connectés par les suspensions primaires (k_{S1}, c_{S1}) à un demi-bogie de masse M_B et de moment d'inertie J_B.
La suspension primaire ayant pour fonction d'isoler l'essieu du reste du véhicule, la suspension secondaire et le quart de caisse sont assimilés à une charge statique P.

Les déplacements normaux sont notés ξ et sont choisis positifs sur l'axe vertical z, orienté vers le haut. Les roues et le bogie sont respectivement désignés par les indices W et B. Le mouvement de tangage du bogie ϕ_B est quant à lui choisi positif dans le sens anti-horaire.
Ces déplacements sont obtenus grâce à l'équation de Lagrange (2.1)

$$\frac{d}{dt}\left(\frac{\partial \mathcal{L}}{\partial \dot{\xi}}\right) - \frac{\partial \mathcal{L}}{\partial \xi} + \frac{\partial E_D}{\partial \dot{\xi}} = Q \tag{2.1}$$

où $\mathcal{L}$ est la fonction de Lagrange définie par (2.2)

$$\mathcal{L} = E_c - E_p - E_d \tag{2.2}$$

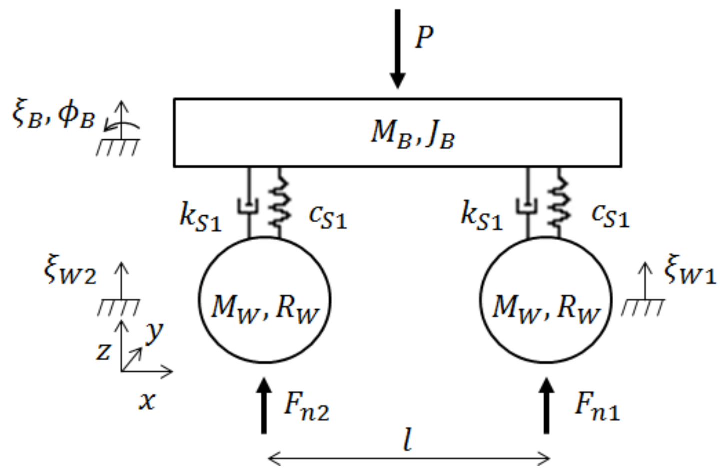


FIGURE 2.1 – Modèle de demi-bogie à 4 degrés de liberté [Nielsen et Igeland, 1995].

avec E_c l'énergie cinétique du système étudié, E_p et E_d ses énergies potentielles (de pesanteur et de déformation élastique) et E_D son énergie de dissipation. La somme des forces extérieures appliquées est notée Q.
Les énergies du véhicule, auquel est attribué l'indice V, sont données par le système (2.3).

$$\begin{cases} E_{c_V} = & \frac{1}{2}M_W\dot{\xi}_{W1}^2 + \frac{1}{2}M_W\dot{\xi}_{W2}^2 + \frac{1}{2}M_B\dot{\xi}_B^2 + \frac{1}{2}J_B\dot{\phi}_B^2 \\ E_{d_V} = & \frac{1}{2}k_{S1}(\xi_{W1} - \xi_B + z_1 + \frac{l}{2}\phi_B)^2 + \frac{1}{2}k_{S1}(\xi_{W2} - \xi_B + z_1 - \frac{l}{2}\phi_B)^2 \\ E_{p_V} = & M_W g\xi_{W1} + M_W g\xi_{W2} + M_B g\xi_B \\ E_{D_V} = & \frac{1}{2}c_{S1}(\dot{\xi}_{W1} - \dot{\xi}_B + \frac{l}{2}\dot{\phi}_B)^2 + \frac{1}{2}c_{S1}(\dot{\xi}_{W2} - \dot{\xi}_B - \frac{l}{2}\dot{\phi}_B)^2 \end{cases} \tag{2.3}$$

La distance verticale entre le centre des roues et celui du bogie est notée z_1 et g représente la gravité. Le symbole . correspond classiquement à la dérivée par rapport au temps.
Après introduction de ces expressions dans l'équation (2.1), il résulte les équations de Lagrange sous la forme (2.4)

$$\begin{cases} M_W\ddot{\xi}_{W1} + k_{S1}(\xi_{W1} - \xi_B + z_1 + \frac{l}{2}\phi_B) + c_{S1}(\dot{\xi}_{W1} - \dot{\xi}_B + \frac{l}{2}\dot{\phi}_B) + M_W g & = F_{n1} \\ M_W\ddot{\xi}_{W2} + k_{S1}(\xi_{W2} - \xi_B + z_1 - \frac{l}{2}\phi_B) + c_{S1}(\dot{\xi}_{W2} - \dot{\xi}_B - \frac{l}{2}\dot{\phi}_B) + M_W g & = F_{n2} \\ M_B\ddot{\xi}_B - k_{S1}(\xi_{W1} + \xi_{W2} - 2\xi_B + 2z_1) - c_{S1}(\dot{\xi}_{W1} + \dot{\xi}_{W2} - 2\dot{\xi}_B) + M_B g & = -P \\ J_B\ddot{\phi}_B + \frac{l}{2}k_{S1}(\xi_{W1} - \xi_{W2} + l\phi_B) + \frac{l}{2}c_{S1}(\dot{\xi}_{W1} - \dot{\xi}_{W2} + l\dot{\phi}_B) & = 0 \end{cases} \tag{2.4}$$

Le modèle dynamique du véhicule, qui détermine les accélérations de chaque degrés de liberté, est alors introduit dans l'environnement Matlab-Simulink. La double intégration numérique nécessaire pour obtenir les déplacements $\xi_{W1}(x,t)$, $\xi_{W2}(x-l,t)$, $\xi_B(x-\frac{l}{2},t)$ et $\phi_B(x-\frac{l}{2},t)$ est résolue par la méthode à pas variable de Dormand-Prince, basée sur la formulation explicite de Runge-Kutta [Dormand et Prince, 1980].

2.1.2 Modèle de voie

Le modèle de voie implémenté est l'un des plus utilisés dans la littérature. Représenté Figure 2.2, il est composé d'une poutre de Timoshenko bi-appuyée, caractérisée par sa longueur L, son rayon transversal R_R, sa densité ρ, ses rigidités de flexion EI et de cisaillement κGA.

Les m supports périodiques, espacés de la longueur l_{SP} correspondant à une travée, sont composés de la masse d'une demi-traverse m_{SL} et de deux couches de raideurs et d'amortisseurs (k_P,c_P), (k_B,c_B) représentant le comportement des semelles et du ballast.

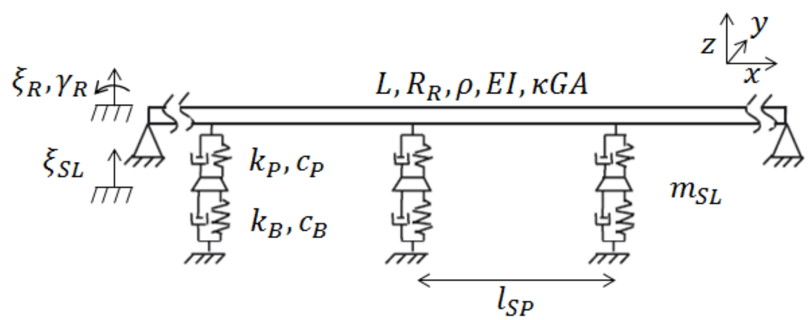


FIGURE 2.2 – Modèle de voie à supports discrets composés de deux couches élastiques.

La modélisation du ballast peut être améliorée en prenant en compte sa masse et son comportement en cisaillement. En effet, contrairement à sa représentation Figure 2.2, le ballast est une couche continue qui s'étend sur toute la longueur de la voie. Son comportement en un point est donc impacté par les excitations directement à sa verticale mais également par celles qui apparaissent à son voisinage.

Pour prendre en compte ce phénomène, le modèle proposé par [Zhai et Cai, 1997] peut être utilisé. Cependant, il compte un nombre de paramètres plus important à déterminer, ce qui constitue un frein à son utilisation.

Pour y remédier, une méthode d'identification des paramètres de la voie a été proposée dans [Fesharakifard *et al.*, 2014] mais aboutit à des résultats peu physiques. Par conséquent, le modèle de voie à supports discrets composés de deux couches élastiques est conservé.

Les équations du mouvement de la poutre et des masses sont formulées grâce aux équations de Lagrange et à la projection en base modale.

Le déplacement normal de la j$^{\text{ième}}$ traverse est noté ξ_{SL_j}. Quant au rail, sa déflexion verticale

ξ_R et sa rotation γ_R sont définies à la position x et à l'instant t à partir des composantes de flexion ξ_{R_b} et de cisaillement ξ_{R_s} par le système (2.5)

$$\begin{cases} \xi_R(x,t) = & \sum_{i=1}^{N} \varphi_i(x)p_i(t) = \xi_{R_b}(x,t) + \xi_{R_s}(x,t) \\ \gamma_R(x,t) = & \sum_{i=1}^{N} \psi_i(x)q_i(t) = -\dfrac{\partial \xi_{R_b}(x,t)}{\partial x} \end{cases} \tag{2.5}$$

avec p_i,q_i les vecteurs des coordonnées modales généralisées et φ_i,ψ_i les $\text{i}^{\text{ème}}$ modes de vibration respectant les conditions aux limites de la poutre.
Pour une poutre bi-appuyée, ces fonctions sont connues [Inman, 1996] et données par les équations (2.6)

$$\begin{cases} \varphi_i(x) = & \sqrt{2}\sin(\dfrac{i\pi x}{L}) \\ \psi_i(x) = & \sqrt{2}\cos(\dfrac{i\pi x}{L}) \end{cases} \tag{2.6}$$

Le nombre de modes de vibration pris en compte, N, est capital pour la précision de la simulation. S'il est trop petit, le comportement du rail sera décrit grossièrement. Au contraire, l'augmenter favorise la convergence des résultats vers le comportement réel de la poutre [Fesharakifard *et al.*, 2013]. De plus, le nombre de modes à considérer dépend de la plage de fréquence étudiée, comme indiqué Figure 2.3.

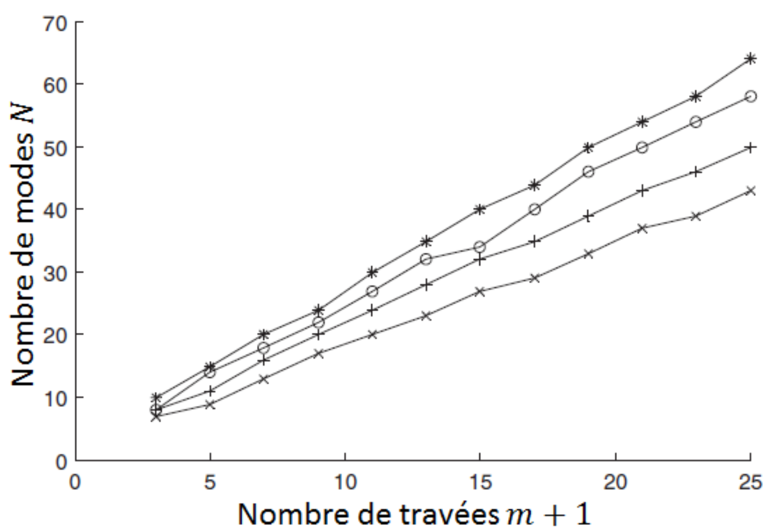


FIGURE 2.3 – Nombre de modes N à prendre en compte en fonction de la longueur de la voie et de la plage de fréquence étudiée : 0-1kHz ($\times$), 0-2kHz ($+$), 0-3kHz($\circ$) et 0-4kHz($*$) [Baeza *et al.*, 2006b].

Le choix du nombre de supports intermédiaires m, qui détermine la longueur de la voie ($L = (m+1) \times l_{SP}$), est également déterminant pour la minimisation des temps de calculs : plus la voie sera longue, plus les modes pris en compte seront nombreux et les temps de calculs importants.
Bien que l'on cherche à réduire la durée des simulations, il est tout de même nécessaire de ne pas trop diminuer la longueur de voie. En effet, la voie étant tronquée, des effets de bords apparaissent aux extrémités de la poutre. Lorsque le véhicule s'en approche, les ondes créées par le contact roue-rail sont réfléchies et interagissent avec le système véhicule-voie, perturbant sa réponse.
La solution mise en place est la modélisation de la longueur de voie nécessaire et suffisante pour que quelques travées centrales ne soient pas impactées par les conditions aux limites. Dans le cadre de ces travaux, un minimum de 5 travées non perturbées a été retenu afin d'obtenir des résultats significatifs.
En pratique, il a été constaté que la longueur de voie impactée par les effets de bords dépend fortement des paramètres de modélisation choisis pour le véhicule et le rail, en particulier de la suspension primaire et de la vitesse.
Afin de déterminer le nombre m minimum à utiliser, une étude a été menée avec les paramètres listés Tables 2.2 et 2.3, fournies dans les sections suivantes. Les réponses verticales de l'interaction véhicule-voie sont présentées Figure 2.4 pour différentes longueurs de voie.

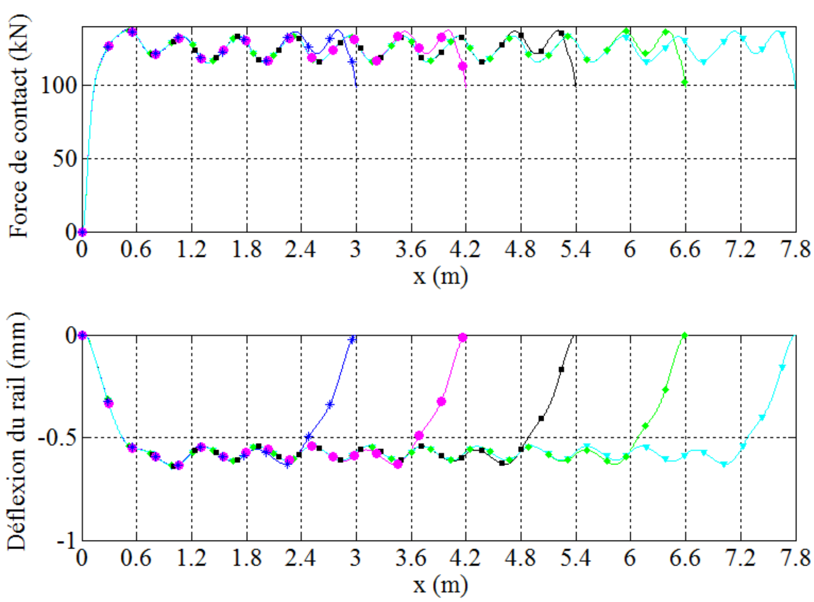


Figure 2.4 – Réponses du système pour —∗— $m = 4$, —●— $m = 6$, —■— $m = 8$, —♦— $m = 10$ et —▾— $m = 12$.

Avec ces paramètres, il apparaît que la force et le déplacement du rail sont impactés par les conditions aux limites sur une longueur de $1,2$ m à chaque extrémité.
En effet, on s'aperçoit que le comportement des réponses est régulier sur l'intervalle central $[1,2\,;\,L-1,2]$ mais qu'il est totalement différent à l'extérieur de cette zone.
Par conséquent, pour obtenir 5 travées centrales non perturbées, il est nécessaire de modéliser $m = 8$ supports. Pour plus de sécurité, on retient $m = 10$.

Les différents paramètres de modélisation étant introduits, les énergies du système peuvent alors être formulées par le système (2.7)

$$\begin{cases} E_{c_T} = & \dfrac{\rho A}{2}\displaystyle\int_0^L \dot{\xi}_R^2(x,t)dx + \dfrac{\rho I}{2}\displaystyle\int_0^L \dot{\gamma}_R^2(x,t)dx + \dfrac{m_{SL}}{2}\displaystyle\sum_{j=1}^{m}\dot{\xi}_{SL_j}^2(t) \\ E_{d_T} = & \dfrac{EI}{2}\displaystyle\int_0^L \left(\dfrac{\partial^2 \xi_{R_b}(x,t)}{\partial x^2}\right)^2 dx + \dfrac{\kappa GA}{2}\displaystyle\int_0^L \left(\dfrac{\partial \xi_{R_s}(x,t)}{\partial x}\right)^2 dx \\ E_{p_T} = & \dfrac{k_P}{2}\displaystyle\sum_{j=1}^{m}(\xi_R(x,t)-\xi_{SL_j}(t))^2 + \dfrac{k_B}{2}\displaystyle\sum_{j=1}^{m}\xi_{SL_j}^2(t) \\ E_{D_T} = & \dfrac{c_P}{2}\displaystyle\sum_{j=1}^{m}(\dot{\xi}_R(x,t)-\dot{\xi}_{SL_j}(t))^2 + \dfrac{c_B}{2}\displaystyle\sum_{j=1}^{m}\dot{\xi}_{SL_j}^2(t) \end{cases} \tag{2.7}$$

et traduites sous la forme matricielle (2.8)

$$\begin{cases} E_{c_T} = & \dfrac{\rho A}{2}\dot{\mathbf{P}}^{\mathbf{T}}\mathbf{M}\dot{\mathbf{P}} + \dfrac{\rho I}{2}\dot{\mathbf{Q}}^{\mathbf{T}}\mathbf{S}\dot{\mathbf{Q}} + \dfrac{m_{SL}}{2}\dot{\mathbf{E}}_{\mathbf{SL}}^2 \\ E_{d_T} = & \dfrac{EI}{2}\mathbf{Q}^{\mathbf{T}}\mathbf{K}\mathbf{Q} + \dfrac{\kappa GA}{2}(\mathbf{P}^{\mathbf{T}}\mathbf{H}\mathbf{P} + \mathbf{Q}^{\mathbf{T}}\mathbf{S}\mathbf{Q} + 2\mathbf{P}^{\mathbf{T}}\mathbf{Z}\mathbf{Q}) \\ E_{p_T} = & \dfrac{k_P}{2}(\mathbf{\Delta P} - \mathbf{E}_{\mathbf{SL}})^T(\mathbf{\Delta P} - \mathbf{E}_{\mathbf{SL}}) + \dfrac{k_B}{2}\mathbf{E}_{\mathbf{SL}}^2 \\ E_{D_T} = & \dfrac{c_P}{2}(\mathbf{\Delta}\dot{\mathbf{P}} - \dot{\mathbf{E}}_{\mathbf{SL}})^T(\mathbf{\Delta}\dot{\mathbf{P}} - \dot{\mathbf{E}}_{\mathbf{SL}}) + \dfrac{c_B}{2}\dot{\mathbf{E}}_{\mathbf{SL}}^2 \end{cases} \tag{2.8}$$

avec les vecteurs $\mathbf{P}$ et $\mathbf{Q}$, de taille N, et $\mathbf{E}_{\mathbf{SL}}$, de taille m, qui contiennent respectivement les coordonnées p_i,q_i et ξ_{SL_j}.
Les symboles $'$ et ^{T} désignent respectivement les dérivées partielles par rapport à la distance x et la matrice transposée.
Les matrices $\mathbf{M}$, $\mathbf{S}$, $\mathbf{K}$, $\mathbf{H}$, $\mathbf{Z}$ de taille $N \times N$ et $\mathbf{\Delta}$ de taille $m \times N$ sont définies par les expressions (2.9)

$$\begin{cases} (\mathbf{M})_{ik} = & \displaystyle\int_0^L \varphi_i(x)\varphi_k(x)dx \\ (\mathbf{S})_{ik} = & \displaystyle\int_0^L \psi_i(x)\psi_k(x)dx \\ (\mathbf{K})_{ik} = & \displaystyle\int_0^L \psi_i'(x)\psi_k'(x)dx \\ (\mathbf{H})_{ik} = & \displaystyle\int_0^L \varphi_i'(x)\varphi_k'(x)dx \\ (\mathbf{Z})_{ik} = & \displaystyle\int_0^L \psi_i(x)\varphi_k'(x)dx \\ (\mathbf{\Delta})_{ji} = & \sqrt{2}\sin(\dfrac{ij\pi}{m+1}),\ 1 \le j \le m \text{ et } 1 \le i \le N \end{cases} \tag{2.9}$$

Le système (2.8) est alors introduit dans l'équation de Lagrange (2.1), aboutissant au système d'équations (2.10)

$$\begin{cases} \rho A\mathbf{M}\ddot{\mathbf{P}} + \kappa GA(\mathbf{HP} + \mathbf{Z}^T\mathbf{Q}) + k_P\boldsymbol{\Delta}^T(\boldsymbol{\Delta}\mathbf{P} - \mathbf{E_{SL}}) + c_P\boldsymbol{\Delta}^T(\boldsymbol{\Delta}\dot{\mathbf{P}} - \dot{\mathbf{E}}_{\mathbf{SL}}) & = -F_{n1}\mathbf{a_1} - F_{n2}\mathbf{a_2} \\ \rho I\mathbf{S}\ddot{\mathbf{Q}} + \kappa GA\mathbf{ZP} + (EI\mathbf{K} + \kappa GA\mathbf{S})\mathbf{Q} & = 0 \\ m_{SL}\ddot{\mathbf{E}}_{\mathbf{SL}} + k_P(\mathbf{E_{SL}} - \boldsymbol{\Delta}\mathbf{P}) + k_B\mathbf{E_{SL}} + c_P(\dot{\mathbf{E}}_{\mathbf{SL}} - \boldsymbol{\Delta}\dot{\mathbf{P}}) + c_B\dot{\mathbf{E}}_{\mathbf{SL}} & = 0 \end{cases} \tag{2.10}$$

avec $\mathbf{a_1}$ et $\mathbf{a_2}$ les vecteurs de taille N tels que $(\mathbf{a_1})_i = \varphi_i(x)$ et $(\mathbf{a_2})_i = \varphi_i(x-l)$, l étant la distance entre les deux roues.

De la même manière que pour le véhicule, le modèle dynamique de la voie est utilisé pour déterminer les quantités $\ddot{p}_i(t)$, $\ddot{q}_i(t)$ et $\ddot{\xi}_{SL_j}(t)$.
Les déplacements $\xi_R(x,t)$ et $\gamma_R(x,t)$ sont ensuite obtenus grâce à l'équation (2.5).

2.1.3 Modèle de contact

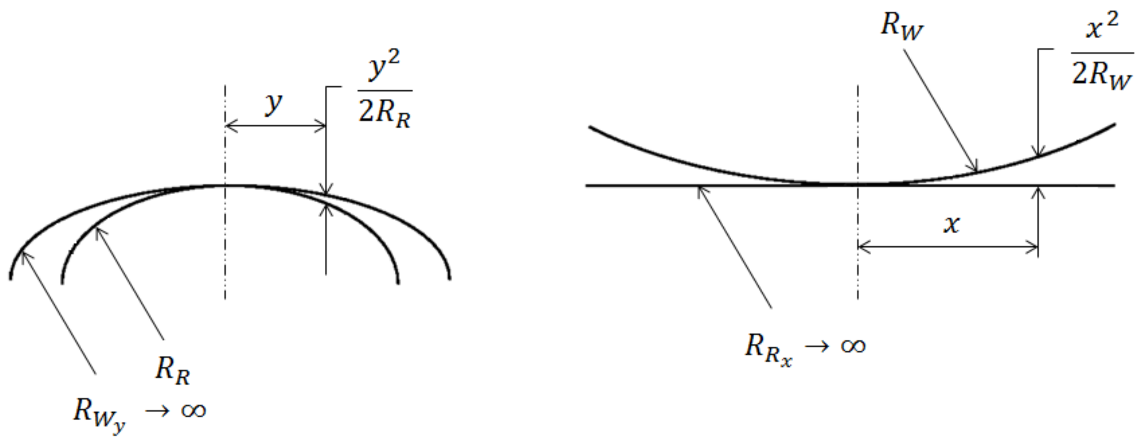
Les modèles de véhicule et de voie sont couplés grâce au modèle de contact DPRS (*Distributed Point Reacting Spring*). Celui-ci consiste à introduire une couche de ressorts entre les surfaces de contact de la roue et du rail. Ces ressorts, uniformément distribués, sont indépendants, c'est-à-dire que la déflexion de l'un n'impacte pas celle des autres. Néanmoins, la continuité des surfaces est tout de même assurée par le fait que les corps en contact sont rigides.
La formulation continue de cette théorie est d'abord présentée avant de développer sa version discrétisée. Une analogie à la théorie de Hertz est ensuite établie pour déterminer la raideur des ressorts, qui ne doit dépendre que des propriétés matérielles et géométriques de la roue et du rail. Ce raisonnement est justifié par le fait qu'en l'absence de défaut, les deux théories doivent aboutir aux mêmes résultats.

2.1.3.1 Formulation continue du modèle DPRS

Les géométries mises en jeu dans le problème de contact sont rappelées Figure 2.5. Le rayon de courbure du rail R_{R_x} et le rayon de courbure transverse de la roue R_{W_y} peuvent être supposés infinis au niveau de la zone de contact.
D'après [Remington et Webb, 1996], la force de contact s'écrit (2.11)

$$F_n = \begin{cases} \displaystyle\iint K\sqrt{u'}dS & \text{si } u' = \delta \times \left(1 - \dfrac{x^2}{a^2} - \dfrac{y^2}{b^2}\right) > 0 \\ 0 & \text{sinon} \end{cases} \tag{2.11}$$

avec dS un élément de l'aire de contact, K la raideur des ressorts, δ la pénétration des corps, x, y les distances par rapport au centre de l'ellipse de contact et a, b ses demi-axes majeur et mineur. Cependant, les interactions entre les ressorts étant négligées, ces dimensions sont surestimées.



(a) (b)

FIGURE 2.5 – Géométries de la roue et du rail dans les directions (a) latérale et (b) longitudinale.

Afin de prédire à la fois la force de contact, les déplacements de la roue et du rail ainsi que les dimensions de la surface de contact, il est nécessaire de faire intervenir les rayons équivalents R'_W et R'_R, définis par le système (2.12)

$$\begin{cases} R'_W = & \dfrac{a^{*2}}{r \times \delta^*} \\ R'_R = & \dfrac{b^{*2}}{r \times \delta^*} \end{cases} \tag{2.12}$$

avec a^*, b^* et δ^* les coefficients correctifs dont la procédure d'identification est donnée dans [Harris, 1966] et résumée ci-dessous.
Cette procédure s'appuie sur l'introduction de la grandeur $F(r)$ définie par l'équation (2.13)

$$F(r) = \frac{\left| \dfrac{1}{R_W} - \dfrac{1}{R_R} \right|}{r} \tag{2.13}$$

avec $r = \dfrac{1}{R_W} + \dfrac{1}{R_R}$.
Cette valeur est alors introduite dans les abaques issues de [Harris, 1966] pour déterminer les coefficients correctifs qui sont ensuite utilisés pour calculer les rayons équivalents et les dimensions du contact, données par (2.14)

$$\begin{cases} a = & \sqrt{2R'_W\delta} \\ b = & \sqrt{2R'_R\delta} \end{cases} \tag{2.14}$$

2.1.3.2 Formulation discrète du modèle DPRS

Dans le cadre des travaux présentés dans ce mémoire, une version discrétisée du modèle DPRS a été développée et présentée dans [Pecile *et al.*, 2015].

Pour cela, il est, en premier lieu, nécessaire de définir la taille de la zone au sein de laquelle sont répartis les ressorts. Cette Aire de Contact Potentielle (ACP), décrite Figure 2.6, doit être suffisamment grande pour inclure l'aire de contact réelle.

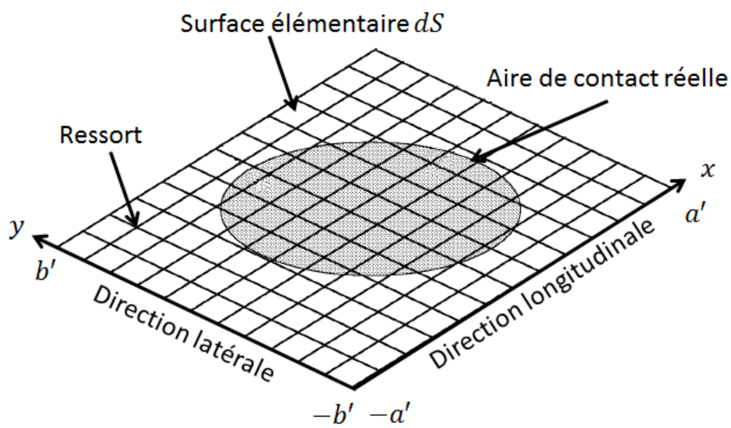


FIGURE 2.6 – Aire de contact potentielle.

L'ACP est centrée en (x, y), position du centre de la roue sur le rail à l'instant t. Dans la direction longitudinale, n_r ressorts sont répartis sur le segment $[-a', a']$ tandis que dans la direction latérale, ce sont n_l ressorts qui sont distribués sur le segment $[-b', b']$.
La configuration du contact est schématisée Figure 2.7. La roue étant rigide, elle se déplace uniformément de la même grandeur $\xi_W(x, y)$ que son centre. Quant au rail, on suppose que tous les points situés à la même abscisse se déplacent de $\xi_R(x + s_f(x))$ quelque soit leur position latérale car le mouvement de roulis n'est pas pris en compte.

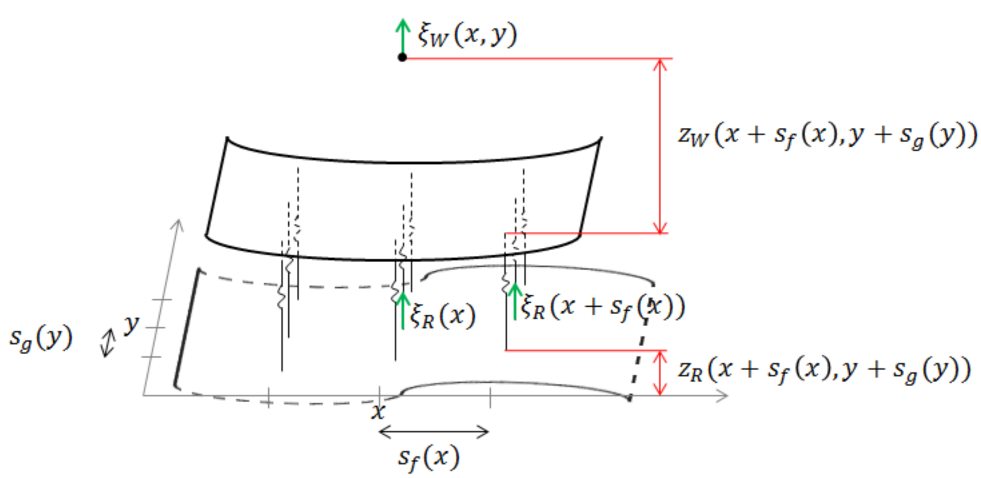


FIGURE 2.7 – Schématisation du contact.

La position longitudinale $x + s_f(x)$ du $f^{\text{ième}}$ ressort du segment $[-a', a']$ est définie par

$$s_f(x) = \left(f - 1 - \frac{n_r - 1}{2}\right) dx \tag{2.15}$$

avec $1 \leq f \leq n_r$ et dx le pas du maillage régulier dans la direction longitudinale.
La position transversale $y + s_g(y)$ du $g^{\text{ième}}$ ressort du segment $[-b', b']$ s'exprime quant à elle grâce à

$$s_g(y) = \left(g - 1 - \frac{n_l - 1}{2}\right) dy \tag{2.16}$$

avec $1 \leq g \leq n_l$ et dy le pas du maillage latéral.

A chaque pas de temps dt, la déflexion du $h^{\text{ième}}$ ressort de l'ACP, dont la position est donnée par le couple $(x + s_f(x), y + s_g(y))$, est définie par (2.17)

$$\Delta\xi_h = -\xi_W(x, y) + \xi_R(x + s_f(x)) + z_W(x + s_f(x), y + s_g(y)) + z_R(x + s_f(x), y + s_g(y)) \tag{2.17}$$

avec ξ_W le déplacement du centre de la roue, ξ_R le déplacement du rail en $x + s_f(x)$, z_W et z_R l'altitude des profils de roue et de rail à l'emplacement du ressort.
La force de contact s'obtient alors par l'équation (2.18)

$$F_n(t) = \sum_{h=1}^{n_S} K dS \sqrt{\Delta\xi_h(t)} \times H(\Delta\xi_h(t)) \tag{2.18}$$

avec $n_S = n_r \times n_l$, $dS = dx \times dy$ la surface élémentaire, K la raideur des ressorts par unité de surface et H la fonction de Heaviside.
Les forces de contact avant et arrière $F_{n1}(t)$ et $F_{n2}(t)$ sont alors réintroduites comme données d'entrée des modules de véhicule et de voie pour déterminer les forces, déplacements et dimensions de l'aire de contact à l'instant suivant.

2.1.3.3 Détermination de la raideur des ressorts introduits

Pour déterminer l'expression de la raideur des ressorts, on rappelle que la distribution de pression au sein de l'ellipse de contact s'écrit (2.19)

$$p(x, y) = p_0 \sqrt{1 - \frac{x^2}{a^2} - \frac{y^2}{b^2}} \tag{2.19}$$

avec p_0 la pression maximale obtenue au centre de l'ellipse de contact.
La force de contact étant définie par (2.20),

$$F_n = \iint p(x, y) dS \tag{2.20}$$

il est possible, d'après l'équation (2.11), de poser $p_0 = K\sqrt{\delta}$, soit, par analogie à la théorie de Hertz, d'écrire (2.21)

$$K\sqrt{\delta} = \frac{3P}{2\pi ab} \tag{2.21}$$

Or, les coefficients correctifs définis par abaque permettent également d'écrire le système (2.22)

$$\begin{cases} a = & a^* \left(\dfrac{3P}{2rE^*}\right)^{\frac{1}{3}} \\ b = & b^* \left(\dfrac{3P}{2rE^*}\right)^{\frac{1}{3}} \\ \delta = & \dfrac{\delta^*}{2} \left(\dfrac{3P}{2E^*}\right)^{\frac{2}{3}} r^{\frac{1}{3}} \end{cases} \tag{2.22}$$

avec P le chargement appliqué.
On définit un module d'Young équivalent par l'équation (2.23)

$$\frac{1}{E^*} = \frac{1-\nu_W^2}{E_W} + \frac{1-\nu_R^2}{E_R} \tag{2.23}$$

avec E et ν les module d'Young et coefficient de Poisson de la roue et du rail, respectivement notés W et R.
Si les matériaux sont supposés identiques, comme c'est souvent le cas dans la littérature, l'équation (2.23) devient $E^* = \dfrac{E}{2(1-\nu^2)}$.
En remplaçant a, b et δ par ces valeurs dans l'équation (2.21), on obtient l'expression (2.24) de la raideur des ressorts par unité de surface, qui ne dépend effectivement que des propriétés matérielles et géométriques de la roue et du rail.

$$K = \frac{2E^*}{\pi a^* b^*}\sqrt{\frac{r}{2\delta^*}} \tag{2.24}$$

2.2 Validation du modèle d'interaction véhicule-voie

L'objectif de cette section est de valider le modèle proposé. En l'absence de données expérimentales, la stratégie la plus pertinente est la comparaison à un modèle éléments finis volumique développé sous Abaqus. Celui-ci a, en effet, l'avantage de prendre en compte les géométries exactes de la roue et du rail. De plus, la modélisation 3D permet d'étudier la zone de contact.
Auparavant, il est tout de même possible de réaliser quelques vérifications, notamment concernant le comportement de la voie et les prédictions du modèle de contact.

2.2.1 Validation du modèle de voie

Afin de valider le modèle de voie proposé, une comparaison à la solution exacte, obtenue analytiquement, est préférable. Celle-ci n'existe cependant que pour un petit nombre de cas particuliers, dont celui d'une force mobile circulant sur une poutre bi-appuyée, représenté Figure 2.8.

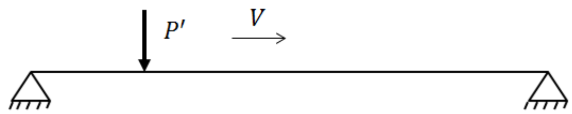


FIGURE 2.8 – Force mobile sur poutre bi-appuyée.

2.2.1.1 Validation analytique

La solution analytique de ce problème, qui sera par la suite désignée comme la référence, est donnée par [Fryba, 1972] et calculée avec les paramètres donnés Table 2.1.

Force mobile équivalente (kN)	P'	124
Vitesse (km.h^{-1})	V	50
Longueur de la voie (m)	L	$6,6$
Densité (kg.m^{-3})	ρ	7850
Moment quadratique (m^4)	I	$3,05.10^{-5}$
Module d'Young (N.m^{-2})	E	210.10^9
Coefficient de Poisson	ν	$0,3$

TABLE 2.1 – Paramètres de la poutre bi-appuyée.

Contrairement au rail UIC60 qui sera par la suite utilisé, la poutre a une section rectangulaire. Par conséquent, pour représenter au mieux la rigidité réelle du rail, il est nécessaire de conserver son moment quadratique I. Le rail ayant une hauteur de $0,172$ m, on pose sa largeur égale à $0,0719$ m.

Ce paramétrage est également utilisé pour mener une simulation avec le modèle de voie proposé, simplifié pour correspondre au cas traité analytiquement. La déflexion de la poutre pour ces deux modèles est donnée Figure 2.9.
Afin d'évaluer l'erreur entre le résultat du modèle proposé et la solution de référence, plusieurs formulations sont possibles. L'une des plus utilisées, l'erreur de norme, est définie par $\dfrac{\|\xi_R^{reference} - \xi_R^{propose}\|}{\|\xi_R^{reference}\|} \times 100$, avec ξ_R le vecteur contenant la déflexion de la poutre.
Cependant, dans la suite de ce chapitre, aucune solution analytique de référence ne sera disponible et la réponse du modèle proposé sera comparée à des solutions approchées.
Par conséquent, l'écart entre les courbes sera calculée grâce à l'expression (2.25), qui a l'avantage d'être sensible aux écarts autant pour les petites valeurs que pour les grandes.

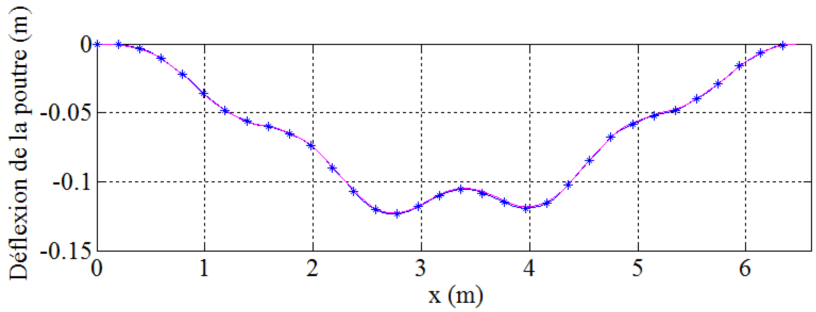


FIGURE 2.9 – Déflexion de la poutre bi-appuyée avec —∗— la solution analytique de référence et — le modèle proposé.

$$\varepsilon = \frac{\|\xi_R^1 - \xi_R^2\|}{\|\xi_R^1\| + \|\xi_R^2\|} \times 100 \tag{2.25}$$

avec les indices 1 et 2 représentant les modèles comparés.
Le vecteur réponse du modèle proposé contenant plus de données que celui de la solution analytique, une interpolation est effectuée pour le ramener à la même taille. L'erreur obtenue est alors de $0,4\%$.

Bien qu'aucune solution analytique n'existe pour une poutre supportée périodiquement, ce problème peut être traité grâce à un modèle éléments finis. Celui-ci doit néanmoins être validé au préalable par rapport à la solution analytique.
Pour cela, une simulation paramétrée par la Table 2.1 est menée avec le modèle de poutre éléments finis. La déflexion obtenue est présentée Figure 2.10, qui reprend également le résultat analytique et celui du modèle de voie proposé.

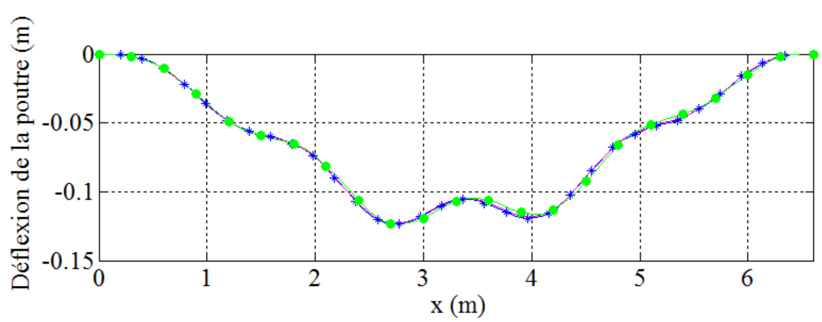


FIGURE 2.10 – Déflexion de la poutre bi-appuyée avec —∗— la solution analytique de référence, — le modèle proposé et —•— le modèle de poutre éléments finis.

L'erreur ε entre la solution analytique et le modèle de poutre éléments finis s'élève à $1,15\%$, ce qui permet d'utiliser ce dernier comme référence pour valider le modèle de poutre avec supports périodiques.

2.2.1.2 Validation éléments finis

Le modèle de poutre éléments finis supportée périodiquement est représenté Figure 2.11.

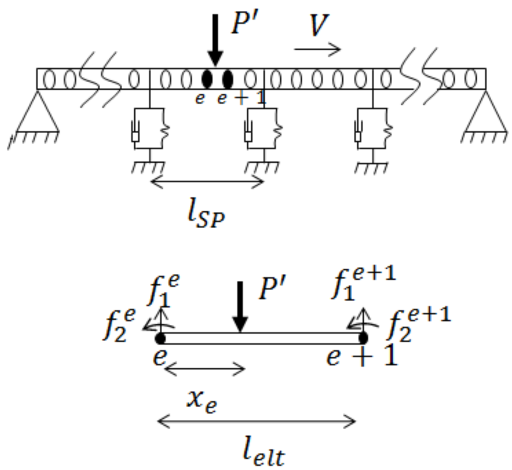


FIGURE 2.11 – Modèle de poutre éléments finis soumise à une charge mobile.

L'équation (2.26), qui gouverne le déplacement de la poutre, est rappelée

$$\mathbf{M\ddot{u}(t)} + \mathbf{C\dot{u}(t)} + \mathbf{Ku(t)} = \mathbf{F(t)} \tag{2.26}$$

avec $\mathbf{M}$, $\mathbf{C}$ et $\mathbf{K}$ les matrices de masse, amortissement et raideur de la voie ; $\mathbf{\ddot{u}(t)}$, $\mathbf{\dot{u}(t)}$, $\mathbf{u(t)}$ et $\mathbf{F(t)}$ les vecteurs accélération, vitesse, déplacement et chargement aux nœuds.

Ces derniers sont au nombre de $n_{elt}(m+1)+1$, avec m le nombre de supports périodiques et n_{elt} le nombre d'éléments par travée.
Afin de déterminer le nombre optimal d'éléments par travée, plusieurs simulations sont réalisées avec des valeurs croissantes de n_{elt}. Les résultats, présentés Figure 2.12, montrent qu'à partir de 6 éléments par travée, l'écart entre les déflexions, calculé avec l'expression (2.25), est inférieur à $0,5\%$. On retient donc $n_{elt} = 6$.

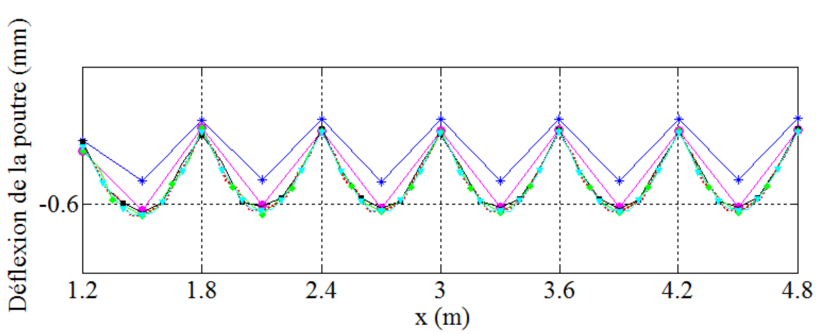


FIGURE 2.12 – Déflexion de la poutre pour —∗— $n_{elt} = 2$, —•— $n_{elt} = 4$, —▪— $n_{elt} = 6$, —♦— $n_{elt} = 8$, ... $n_{elt} = 10$ et —▾— $n_{elt} = 12$.

Le vecteur $\mathbf{F(t)}$, de taille $2 \times (n_{elt}(m+1)+1)$ est nul, hormis aux nœuds e et $e+1$ délimitant l'élément sur lequel est appliqué le chargement à l'instant t. Il est donc défini par l'expression (2.27)

$$\mathbf{F(t)} = (0000 \ldots \mathbf{F^e(t)} \ldots 0000)^T \tag{2.27}$$

avec

$$\mathbf{F^e(t)} = (f_1^e f_2^e f_1^{e+1} f_2^{e+1})^T = P'\mathbf{N(t)} \tag{2.28}$$

et $\mathbf{N(t)}$ le vecteur contenant les fonctions d'interpolation définies par (2.29)

$$\mathbf{N(t)} = \begin{pmatrix} 1 - 3r^2 + 2r^3 \\ (r - 2r^2 + 3r^3)l_{elt} \\ 3r^2 - 2r^3 \\ (-2r^2 + r^3)l_{elt} \end{pmatrix} \tag{2.29}$$

avec $r = \dfrac{x_e}{l_{elt}}$, x_e la position de la force P' par rapport au nœud e et l_{elt} la longueur de l'élément, définie par $l_{elt} = \dfrac{l_{SP}}{n_{elt}}$.
La réponse dynamique de la poutre est calculée par un algorithme de Newmark avec un pas de temps valant $dt = \dfrac{l_{elt}}{v} = 0,0072$ s.

Les simulations sont menées avec le modèle éléments finis et le modèle proposé pour les paramètres définis Table 2.2.

Force mobile équivalente (kN)	P'	124
Vitesse (km.h^{-1})	V	50
Longueur de la voie (m)	L	$6,6$
Longueur de travée (m)	l_{SP}	$0,60$
Nombre de supports intermédiaires (-)	m	10
Densité (kg.m^{-3})	ρ	7850
Moment quadratique (m^4)	I	$3,05.10^{-5}$
Module d'Young (N.m^{-2})	E	210.10^9
Coefficient de Poisson	ν	$0,3$
Rigidité de cisaillement (N)	κGA	250.10^6
Raideur des semelles (N.m^{-1})	k_P	120.10^6
Amortissement des semelles (Ns.m^{-1})	c_P	16.10^3

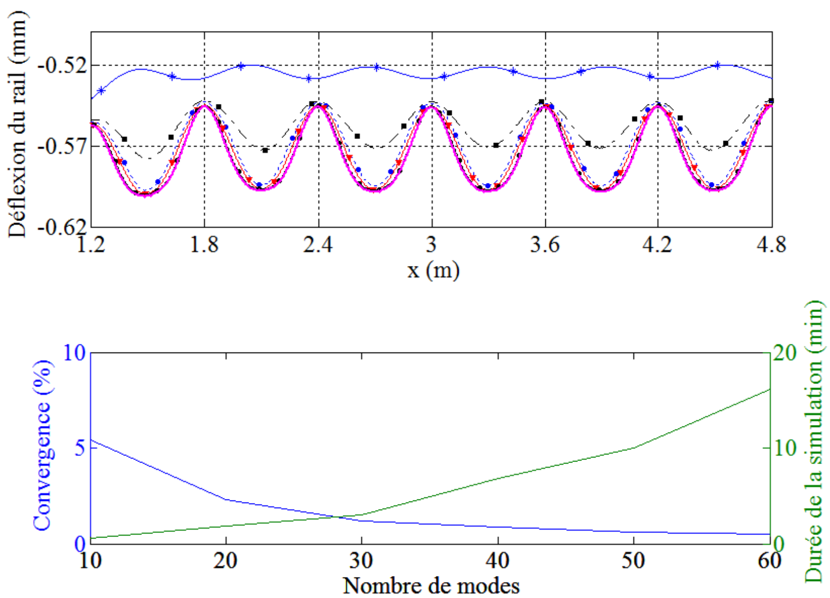
TABLE 2.2 – Paramètres du rail bi-appuyé avec supports périodiques.

Pour ce dernier modèle, le système d'équations (2.10) devient

$$\begin{cases} \rho A\mathbf{M}\ddot{\mathbf{P}} + \kappa GA(\mathbf{HP} + \mathbf{Z}^T\mathbf{Q}) + k_P\mathbf{\Delta}^T\mathbf{\Delta P} + c_P\mathbf{\Delta}^T\mathbf{\Delta}\dot{\mathbf{P}} & = -F_{n1}\mathbf{a_1} \\ \rho I\mathbf{S}\ddot{\mathbf{Q}} + \kappa GA\mathbf{ZP} + (EI\mathbf{K} + \kappa GA\mathbf{S})\mathbf{Q} & = 0 \end{cases} \tag{2.30}$$

et il est nécessaire de déterminer le nombre de modes N à prendre en compte. Une étude de convergence a donc été menée en testant plusieurs valeurs multiples de m.

En raison des effets de bords qui apparaissent aux extrémités de la voie, les résultats de l'étude sont donnés sur une longueur de 6 travées situées au milieu du rail et non affectées par les perturbations. La Figure 2.13 (a) montre la convergence des résultats, évaluée Figure 2.13 (b) en regard des temps de calculs.



(a)

(b)

FIGURE 2.13 – (a) Déflexion du rail pour —∗— $N = m$, · —■— · $N = 2m$, · · ● · · $N = 3m$, —▲— $N = 4m$, —●— $N = 5m$, —— $N = 6m$. (b) Convergence des résultats et durée de la simulation en fonction du nombre de modes.

Il apparaît que le choix de $N = 50$, soit un nombre de modes 5 fois plus élevé que celui des supports intermédiaires, est un bon compromis entre précision ($\varepsilon = 0,58\%$) et rapidité ($t_{simu} = 10$ min). En effet, passer à $N = 6 \times m$ augmente les temps de calculs de 60% mais n'apporte qu'un gain de précision de 17%.

Les déflexions obtenues par les deux modèles sont représentées Figure 2.14, qui montre une bonne corrélation entre les réponses. En effet, l'erreur calculée grâce à l'expression (2.25) est de $0,59\%$. De plus, on observe le même effet périodique des supports, dont les positions sont identifiées par les lignes verticales.

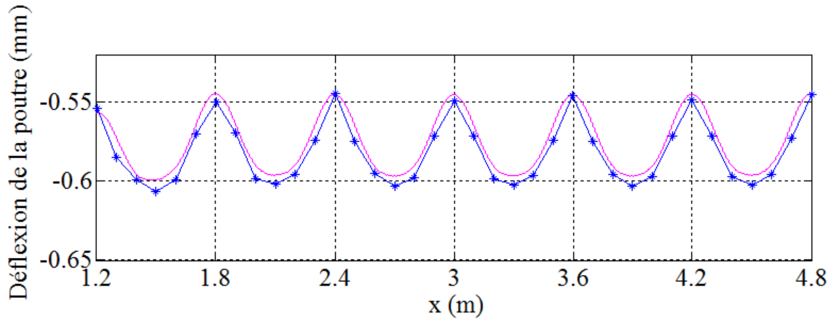


FIGURE 2.14 – Déflexion de la poutre bi-appuyée supportée périodiquement avec —∗— le modèle de poutre éléments finis et — le modèle proposé.

2.2.2 Validation du modèle de contact

Afin de valider le modèle de contact DPRS, un modèle de véhicule simplifié, illustré Figure 2.15 et correspondant à un demi-essieu, est introduit sur la voie.

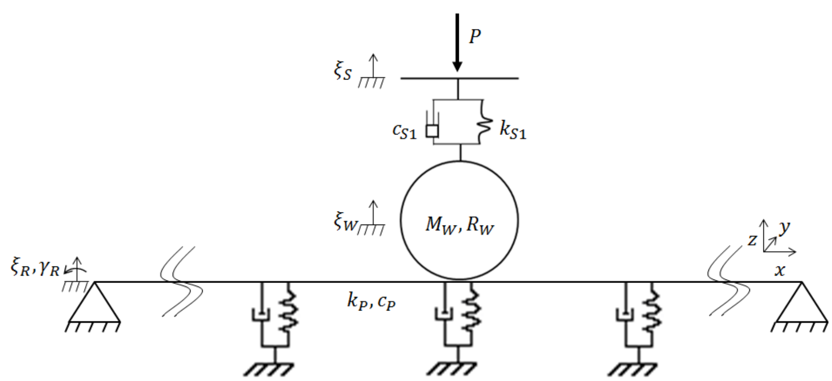


FIGURE 2.15 – Modèle d'interaction véhicule-voie simplifié.

Le système d'équations (2.4) devient alors

$$\begin{cases} M_W\ddot{\xi}_W + k_{S1}(\xi_W - \xi_S + z_1) + c_{S1}(\dot{\xi}_W - \dot{\xi}_S) & = F_n - M_W g \\ \dfrac{P}{g}\ddot{\xi}_S - k_{S1}(\xi_W - \xi_S + z_1) - c_{S1}(\dot{\xi}_W - \dot{\xi}_S) & = -P \end{cases} \tag{2.31}$$

Les paramètres de la voie et la vitesse restent identiques et la Table 2.3 précise le paramétrage du véhicule.

Masse du demi-essieu (kg)	M_W	593
Rayon de la roue (m)	R_W	$0,46$
Chargement statique (kN)	P	118
Raideur de la suspension primaire (N.m^{-1})	k_{S1}	$2,14.10^6$
Amortissement de la suspension primaire (Ns.m^{-1})	c_{S1}	$2,45.10^6$

TABLE 2.3 – Paramètres du demi-essieu.

Les simulations sont menées avec le modèle DPRS ainsi qu'avec celui de Hertz, qui est la référence en matière de contact lorsqu'aucun défaut géométrique n'est considéré.

2.2.2.1 Modèle de Hertz

Dans le chapitre 1, il a été montré que la force de contact s'obtient à chaque pas de temps par l'équation (2.32)

$$F_n(t) = K_H \left(\Delta\xi(t)\right)^{\frac{3}{2}} \tag{2.32}$$

où $\Delta\xi(t)$ représente la déflexion du ressort et K_H sa raideur telle que

$$K_H = \begin{cases} 0 & \text{si } \Delta\xi(t) \leq 0 \\ \sqrt{\dfrac{16 R_e E^{*2}}{9}} & \text{si } \Delta\xi(t) > 0 \end{cases} \tag{2.33}$$

avec $Re = \sqrt{R_W R_R}$.
Quant à la zone de contact, la théorie de Hertz prévoit une ellipse dont les dimensions sont obtenues à partir du système (2.34)

$$\begin{cases} \sqrt{ab} & = \left(\dfrac{3PR_e}{4E^*}\right)^{\frac{1}{3}} \\ \dfrac{b}{a} & = \left(\dfrac{R_W}{R_R}\right)^{\frac{-2}{3}} \end{cases} \tag{2.34}$$

Avec les paramètres de simulation utilisés, la raideur vaut donc $K_H = 9,38.10^{10}$ N.m$^{-\frac{3}{2}}$ et la zone de contact possède une demi-longueur $a = 7,59$ mm et une demi-largeur $b = 5,70$ mm.

2.2.2.2 Modèle DPRS

Dans cette section, les profils de roue et de rail sont supposés cylindriques. L'aire de contact potentielle est définie sur une zone de 100×52 mm et les ressorts sont répartis avec un pas de 1 mm, soit un total de 5 353 ressorts et une surface élémentaire dS de 1 mm^2.

Afin de déterminer la raideur des ressorts, il est nécessaire de définir les coefficients correctifs a^*, b^* et δ^* introduits dans la section 2.1.3.3.
Pour cela, la grandeur $F(r)$ définie par l'équation (2.13) et ici égale à 0, 2 est reportée dans l'abaque donné Figure 2.16. Les valeurs des coefficients correctifs sont alors identifiées et données dans le Tableau 2.4.

a^*	$1,171$
b^*	$0,885$
δ^*	$0,985$

TABLE 2.4 – Coefficients correctifs.

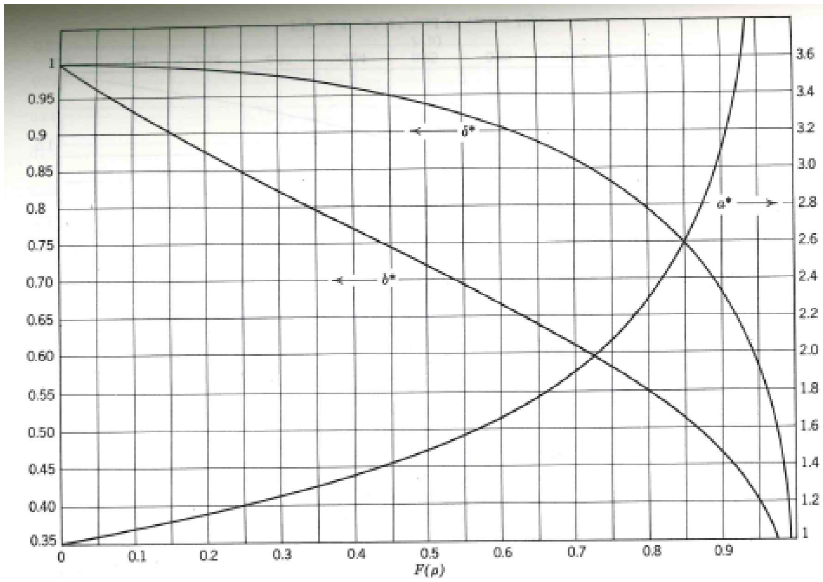


FIGURE 2.16 – Abaque permettant de déterminer les coefficients correctifs en fonction de la grandeur $F(r)$ [Harris, 1966].

Les rayons équivalents sont obtenus à partir du système (2.12) : $R'_W = 0,25$ m et $R'_R = 0,14$ m.
De plus, d'après les équations (2.22) et (2.24), les dimensions de l'ellipse de contact sont de $7,64 \times 5,78$ mm et la raideur par unité de surface vaut $K = 1,19.10^{10}$ N.m$^{-\frac{5}{2}}$.

La force de contact, le déplacement du centre de la roue et la déflexion du rail, obtenus avec les théories de Hertz et de Remington, sont comparées Figure 2.17.
Les erreurs, calculées avec l'expression (2.25), valent respectivement $0,074\%$, $0,077\%$ et $0,075\%$.
Concernant la zone de contact, le modèle DPRS aboutit, sur une moyenne de 6 travées, à une ellipse de demi-longueur $a = 7,59$ mm et de demi-largeur $b = 5,73$ mm, soit $0,52\%$ d'erreur par rapport à la référence hertzienne.

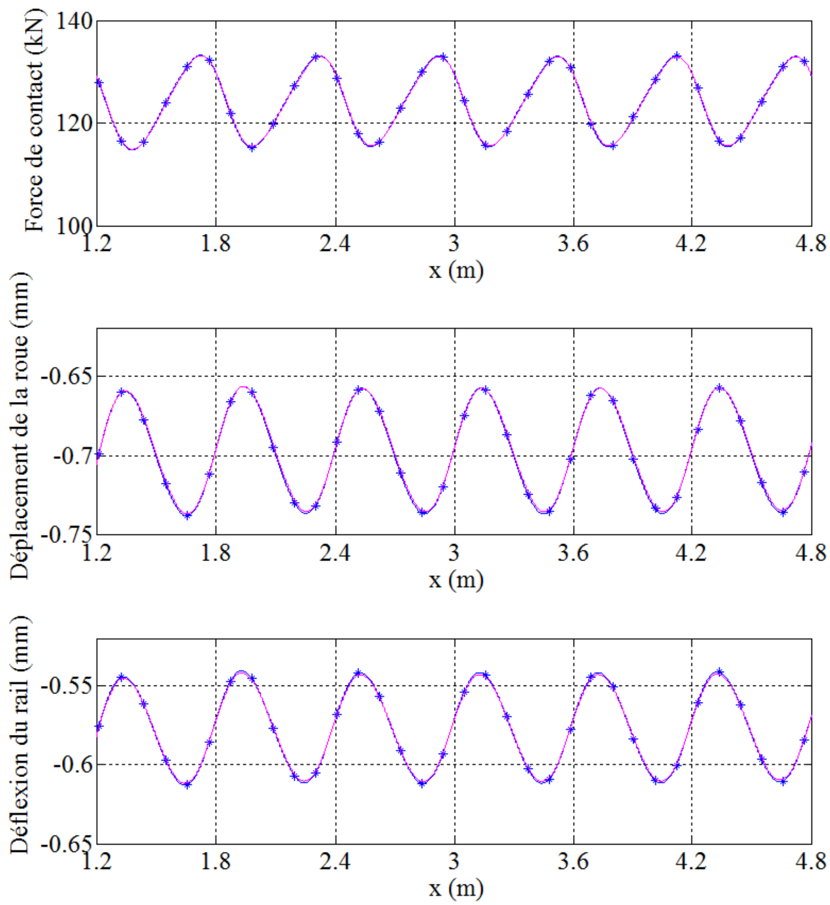


FIGURE 2.17 – Réponses verticales du système avec les modèles de contact —∗— hertzien et — DPRS.

Cependant, avec ce maillage de 1 mm, le temps de calculs s'élève à plus de 5 heures. Afin de l'optimiser, des simulations sont menées avec des maillages moins fins et l'écart entre les résultats obtenus et la référence Hertzienne est calculé grâce à l'expression (2.25).
Les résultats de cette étude, présentés Figure 2.18, montrent qu'un maillage de 2 mm permet de conserver une précision acceptable, en particulier pour la prédiction de la force et de la déflexion du rail ($\varepsilon = 0,1\%$), tout en diminuant la durée de simulation de 85%, soit moins d'une heure.

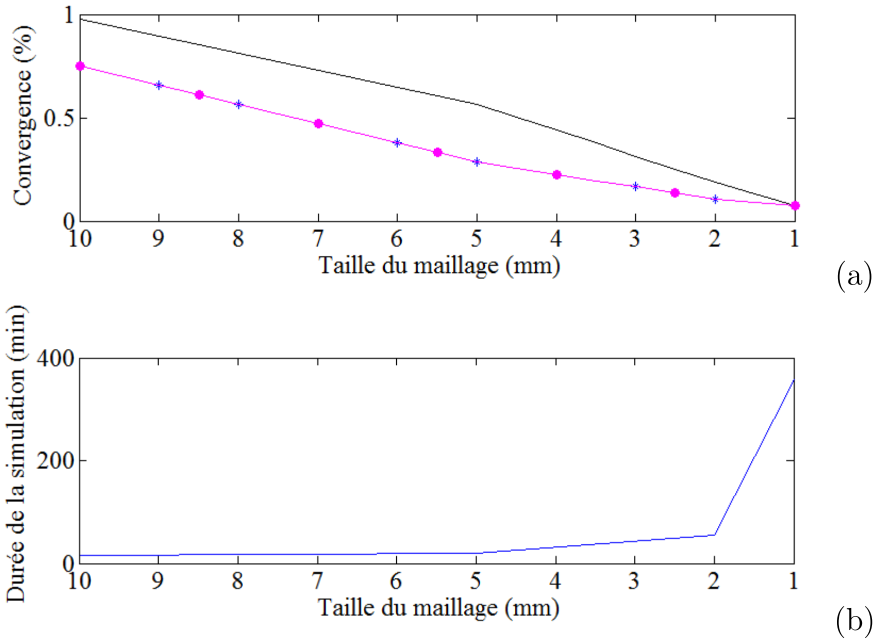


Figure 2.18 – (a) Convergence de —∗— la force, du —— déplacement de la roue, de —●— la déflexion du rail et (b) durée des simulations en fonction de la taille du maillage.

2.2.3 Validation du modèle global

La validation globale est réalisée par comparaison à un modèle éléments finis développé sous Abaqus et identique à celui présenté section 2.2.2. Les semelles sont toujours représentées par des ressorts et des amortisseurs. En revanche, les profils réels de roue S1002 et de rail UIC60 sont utilisés, comme illustré Figure 2.19.

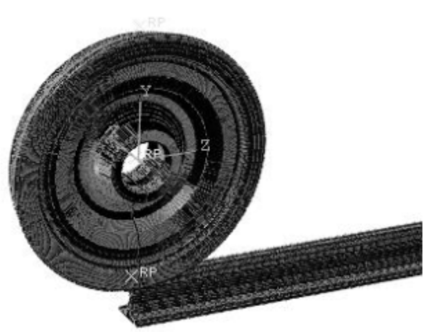


Figure 2.19 – Modèle éléments finis de l'interaction véhicule-voie avec profils réels.

Les paramètres utilisés sont toujours les mêmes et l'ensemble du modèle est maillé avec des éléments C3D8. Afin d'obtenir des résultats précis, notamment au sein de la zone de contact dont les dimensions sont de l'ordre du centimètre, un maillage au millimètre serait nécessaire. Toutefois, un compromis est nécessaire afin de ne pas augmenter démesurément les temps de

calculs. Par conséquent, des éléments de taille 5×2 mm sont utilisés pour mailler les bandes de roulement, soit un total de 147 733 éléments pour la roue et 374 400 pour le rail.
Ce modèle peut être optimisé, notamment en ne modélisant que la partie supérieure du rail et la bande de roulement de la roue [Toumi *et al.*, 2016]. De cette façon, le nombre d'éléments du modèle ainsi que les temps de calculs sont réduits, ce qui peut être mis à profit pour affiner le maillage.
Cependant, la mise en place de cette démarche nécessite des validations fastidieuses. Le modèle éléments finis n'étant utilisé que pour la vérification du modèle proposé, des temps de calculs ponctuellement importants ne sont pas rédhibitoires et le modèle initial a donc été conservé.
Le problème dynamique est résolu sans frottement ni amortissement numérique par une méthode de pénalisation ("Hard" contact) avec grand glissement et un schéma d'intégration temporelle implicite de Newmark.

Afin d'obtenir des modèles comparables, la zone de contact potentielle du modèle proposé est également discrétisée avec un pas de 5 mm dans la direction longitudinale et 2 mm dans la direction transversale.

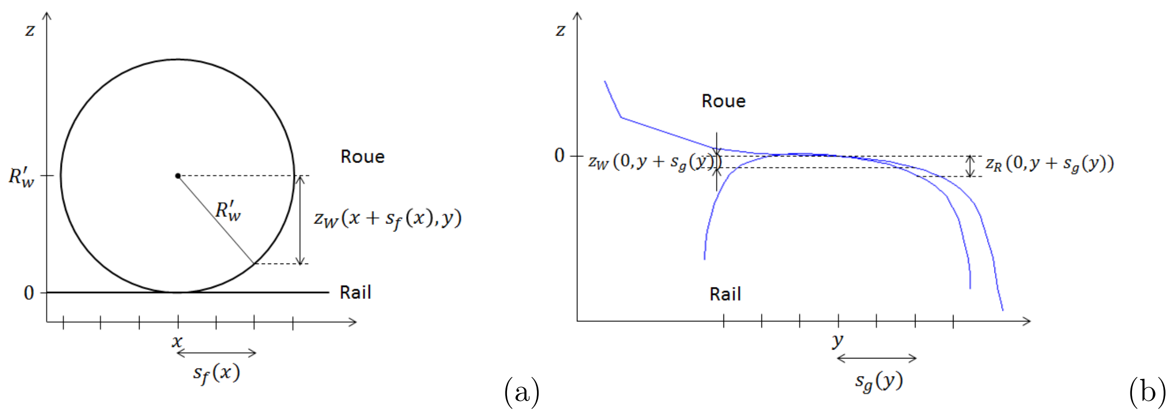


FIGURE 2.20 – Profils (a) longitudinaux et (b) latéraux de la roue et du rail.

Les profils longitudinaux de la roue et du rail, décrits Figure 2.20 (a), sont définis analytiquement par le système (2.35)

$$\begin{cases} z_W(x + s_f(x), y) &= \sqrt{R'^2_W - s^2_f(x)} \\ z_R(x + s_f(x), y) &= 0 \end{cases} \tag{2.35}$$

Ils sont ensuite étendus dans la direction transversale à partir des relevés d'altitudes effectués sur le maillage Abaqus et représentés Figure 2.20 (b). La description complète des profils est alors donnée par (2.36)

$$\begin{cases} z_W(x + s_f(x), y + s_g(y)) &= \sqrt{R'^2_W - s^2_f(x)} + z_W(0, y + s_g(y)) \\ z_R(x + s_f(x), y + s_g(y)) &= z_R(0, y + s_g(y)) \end{cases} \tag{2.36}$$

Dans ces conditions, les simulations sont menées en 80 heures pour le modèle éléments finis et 20 minutes pour le modèle proposé.
Les forces et déplacements verticaux obtenus sont représentés Figure 2.21 et montrent une bonne corrélation entre les deux modèles.
En effet, les écarts entre les courbes, calculés avec l'expression (2.25), restent inférieurs à $2,6\%$ pour la force de contact et la déflexion du rail et à $3,5\%$ pour le déplacement du centre de la roue.

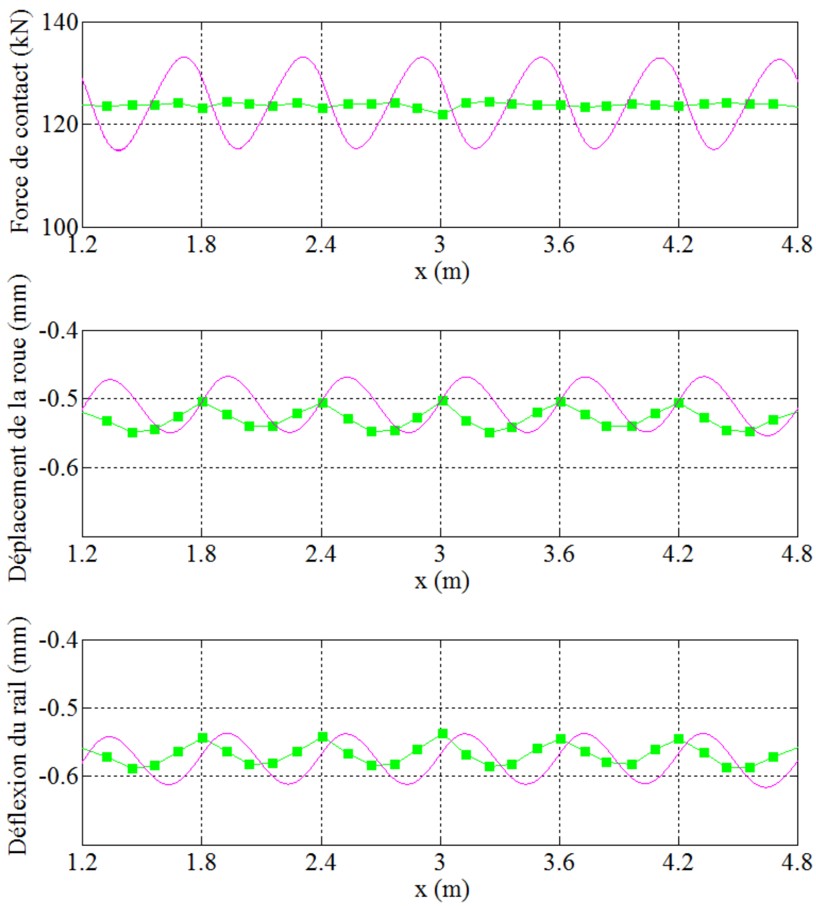
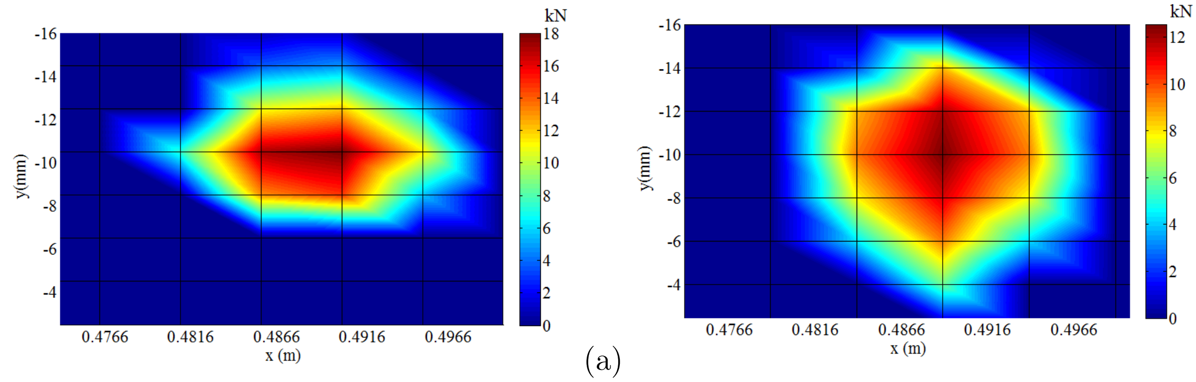


FIGURE 2.21 – Réponses verticales de l'interaction véhicule-voie avec —■— le modèle éléments finis et —— le modèle proposé.

La taille et la répartition des forces au sein des zones de contact, représentées Figure 2.22, sont également comparées.
Dans les deux cas, les zones obtenues ont la forme d'une ellipse dont le demi-grand axe a est orienté dans la direction de circulation.
Avec le modèle proposé, les dimensions des demi-axes, moyennées sur six travées, sont de $7,5$ et 6 mm, tandis qu'avec le modèle éléments finis, elles sont de $7,5$ et 4 mm. Compte tenu de la taille du maillage, ces résultats sont cohérents avec les valeurs théoriques attendues.
Concernant la répartition des forces au sein des ellipses de contact, un maximum de 18 kN est atteint avec le modèle Abaqus tandis qu'il n'est que de $12,6$ kN avec le modèle proposé. Cela s'explique par le fait qu'à force totale identique, il y a respectivement 12 et 16 nœuds



(a) (b)

FIGURE 2.22 – Zones de contact obtenues avec (a) le modèle éléments finis et (b) le modèle proposé.

en contact. L'effort maximal est donc nécessairement différent.
Cependant, on observe que les maxima sont situés dans la même zone, c'est-à-dire près de la position longitudinale du centre de la roue, en $x = 0,489$ m . Dans la direction transversale, l'aire de contact est centrée en $y = -10$ mm, ce qui est rendu possible dans le modèle proposé par la modélisation de l'inclinaison du rail et la prise en compte des profils réels.

2.3 Conclusion

Dans ce chapitre, le modèle d'interaction temporel développé a été présenté puis validé. Grâce à la projection en base modale de la voie, des résultats de précision acceptable sont obtenus, avec des temps de calculs relativement courts.
De plus, l'utilisation de la procédure DPRS pour représenter le contact permet une description locale en trois dimensions de la zone d'interaction et l'utilisation des profils réels de la roue et du rail.
Il est également à noter que les différentes parties du modèle, en particulier le véhicule et la voie, peuvent être facilement modifiées. Ainsi, elles peuvent être affinées, par exemple pour prendre en compte le comportement en cisaillement du ballast ou la non-linéarité des semelles, sans autre inconvénient que l'augmentation de la durée des simulations. Il est aussi possible de les simplifier comme cela a été fait pour l'étape de validation.

Le comportement de la voie seule a d'abord été validé par comparaison à la solution purement analytique. Puis, la version discrétisée du modèle DPRS a été confrontée à la théorie de Hertz dans le cas de profils cylindriques parfaits. Ces deux modèles aboutissent à des résultats similaires, autant en termes de déplacements normaux que de force d'interaction et de dimensions de la zone de contact.
Enfin, les profils réels d'une roue S1002 et d'un rail UIC60 ont été intégrés au modèle proposé et une comparaison a été menée avec un modèle éléments finis développé sous Abaqus, montrant une bonne corrélation entre-eux.

L'un des avantages de ce modèle est également sa capacité à prendre en compte, sans aucun calcul préalable, n'importe quel type de défauts géométriques présents à la surface des bandes de roulements. Il est, de plus, capable de les combiner afin de s'approcher au mieux des conditions réelles de circulation. Ce potentiel, associé à des temps de calculs faibles, permet d'effectuer facilement des analyses paramétriques, par exemple pour étudier les effets liés à la présence simultanée de plusieurs défauts ou l'impact du passage d'une roue sur le comportement de la roue adjacente.

Dans une première partie, le chapitre suivant traitera le cas des défauts localisés ou fortement corrélés latéralement, pour lesquels une modélisation analytique peut être utilisée. Celle-ci sera validée pour chacun d'entre-eux par comparaison à des résultats issus de la littérature et l'influence des différents paramètres sera étudiée par le biais d'analyses paramétriques.
Le cas des défauts répartis tels que l'écaillage sera ensuite abordé avec le développement d'une description surfacique des défauts.

Chapitre 3

Comportement dynamique de l'interaction véhicule-voie avec défauts

Sommaire

Le modèle d'interaction véhicule-voie présenté dans le chapitre 2 étant validé pour des surfaces parfaites, les défauts géométriques peuvent maintenant être introduits sur la roue et le rail, modifiant ainsi leurs profils.

Bien que l'utilisation de profils réels soit plus pertinente, la plupart des modèles développés utilise des fonctions analytiques pour décrire les défauts. En l'absence de données expérimentales, c'est également le cas dans ces travaux et la première partie de ce chapitre détaille les expressions des profils en présence de défauts tels que la rugosité, les joints de rail et les méplats.
Ces deux dernières catégories de défauts, qui n'affectent pas la totalité des bandes de roulement, peuvent donc être qualifiées de localisées. De plus, il est possible de considérer que leur géométrie varie peu dans la direction latérale. C'est également le cas pour la rugosité, qui est alors fortement corrélée latéralement.
Afin de vérifier la pertinence de la modélisation proposée pour ces défauts, des comparaisons à des résultats disponibles dans la littérature sont effectuées.
Dans un deuxième temps, l'influence de leurs paramètres sur le comportement de l'interaction véhicule-voie est étudiée. Ces différentes analyses sont facilitées par les temps de calculs relativement courts du modèle proposé.

Cependant, une modélisation analytique ne convient pas aux irrégularités réparties sur la totalité de la bande de roulement et dont la géométrie varie dans la direction latérale, comme l'écaillage. D'autre part, ce défaut a un caractère stochastique qu'il est nécessaire de prendre en compte. Par conséquent, le modèle proposé est modifié afin d'intégrer une description surfacique tabulée des profils irréguliers, générée grâce aux champs aléatoires.

3.1 Cas des défauts localisés ou fortement corrélés latéralement

La présence d'irrégularités au sein du contact roue-rail est particulièrement étudiée dans la littérature, que ce soit pour comprendre leur mécanisme de formation ou leurs effets sur l'interaction véhicule-voie (vibrations, bruits de roulement, d'impact, ...).
De ce fait, de nombreuses formulations sont proposées, notamment pour les défauts les plus étudiés comme les méplats [Wu et Thompson, 2002, Baeza *et al.*, 2006a, Pieringer *et al.*, 2014], les joints de rail [Wu et Thompson, 2003, Steffens, 2005, Ford et Thompson, 2006] et la rugosité [Nielsen et Igeland, 1995, Ren *et al.*, 2012].

Les approches de modélisation choisies pour intégrer les défauts au modèle proposé sont détaillées et justifiées dans cette partie par comparaison des résultats obtenus avec ceux issus de la littérature.
Pour permettre ces validations, les modèles doivent être équivalents et des modifications sont donc apportées au modèle proposé pour le faire correspondre au mieux à celui utilisé comme référence.

L'influence des principales caractéristiques de chacun de ces défauts est ensuite discutée à travers la mise en œuvre d'analyses paramétriques, réalisées avec le modèle présenté dans le chapitre 2 et rappelé Figure 3.1.

Il consiste en une poutre bi-appuyée supportée périodiquement par deux couches élastiques sur laquelle circule un demi-bogie. Grâce à ce modèle, dont les paramètres sont listés Table 3.1, l'influence de la présence simultanée de plusieurs roues sur le rail est mise en évidence.

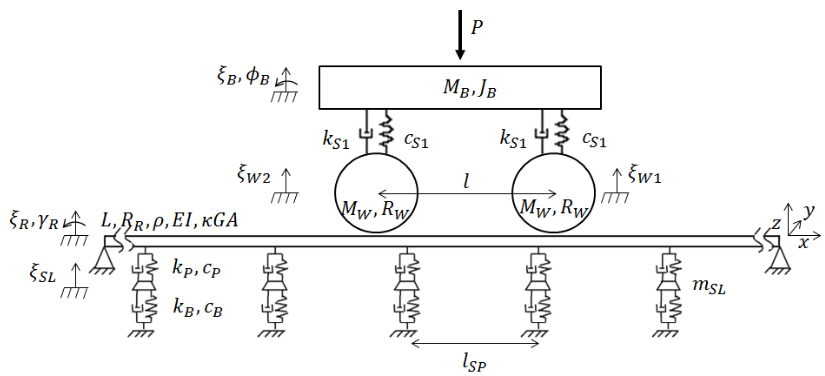


FIGURE 3.1 – Modèle d'interaction véhicule-voie.

3.1.1 Méplats

Pour représenter le méplat en trois dimensions, une approche consiste à supposer que la géométrie du méplat nouvellement formé correspond à celle du rail sur lequel il a été formé [Baeza *et al.*, 2006a, Pieringer *et al.*, 2014].
Dans ces travaux, la modélisation latérale est restreinte à une zone de 50 millimètres au niveau de la zone de contact. Par conséquent, on peut considérer que le méplat apparaît sur la totalité de la largeur de la bande de roulement, comme illustré Figure 3.2 (a). Le profil $z_W(x + s_f(x), y + s_g(y))$, peut donc être calculé en deux dimensions selon la Figure 3.2 (b), avant d'être étendu dans la direction transversale.

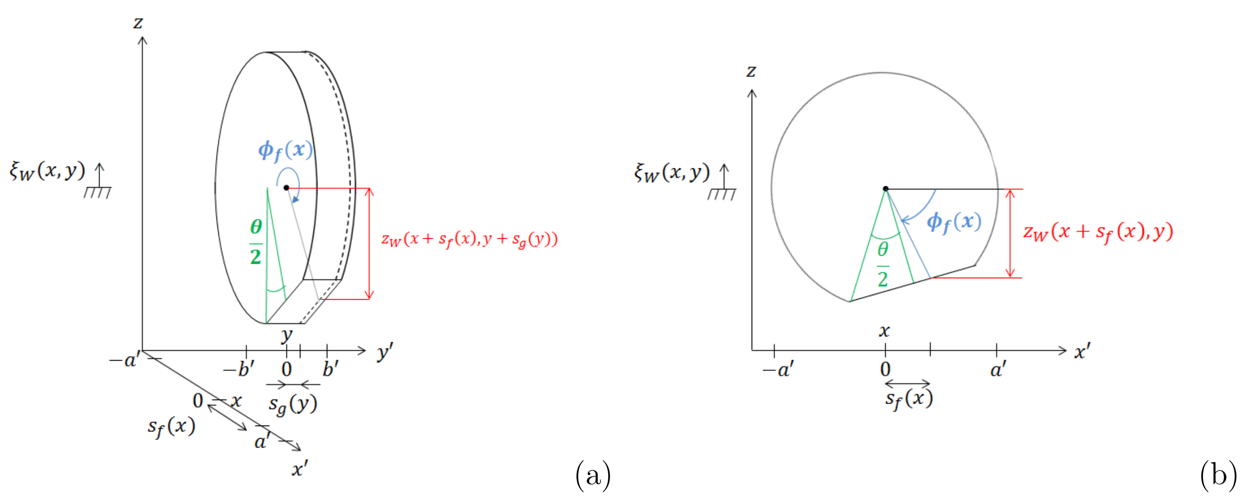


FIGURE 3.2 – Représentations d'un méplat en (a) 3D et (b) 2D.

Masse du demi-essieu (kg)	M_W	593
Rayon de la roue (m)	R_W	$0,46$
Raideur de la suspension primaire (N.m^{-1})	k_{S1}	$2,14.10^6$
Amortissement de la suspension primaire (Ns.m^{-1})	c_{S1}	$2,45.10^6$
Masse du demi-bogie (kg)	M_B	1 191
Inertie du demi-bogie (kg.m^2)	J_B	743
Chargement statique (kN)	P	224
Vitesse (km.h^{-1})	V	50
Longueur de la voie (m)	L	6
Rayon transversal du rail (m)	R_R	$0,3$
Densité (kg.m^{-3})	ρ	7 850
Module d'Young (N.m^{-2})	E	210.10^9
Moment d'inertie (m^4)	I	$3,05.10^{-5}$
Coefficient de Poisson	ν	$0,3$
Rigidité de cisaillement (N)	κGA	250.10^6
Longueur de travée (m)	l_{SP}	$0,60$
Raideur des semelles (N.m^{-1})	k_P	120.10^6
Amortissement des semelles (Ns.m^{-1})	c_P	16.10^3
Masse des demi-traverses (kg)	m_{SL}	125
Raideur du ballast par demi-traverse (N.m^{-1})	k_B	140.10^6
Amortissement du ballast par demi-traverse (Ns.m^{-1})	c_B	165.10^3
Nombre de modes (-)	N	50
Dimension longitudinale de la PCA (mm)	$2a'$	100
Dimension latérale de la PCA (mm)	$2b'$	52
Pas du maillage longitudinal de la PCA (mm)	dx	2
Pas du maillage latéral de la PCA (mm)	dy	2
Raideur des ressorts (N.m$^{-\frac{5}{2}}$)	K	$1,19.10^{11}$

TABLE 3.1 – Paramètres de simulation.

La longueur initiale d'un méplat nouvellement formé, l_0, est définie par l'expression (1.17). Cependant, une roue réduite de rayon R'_W étant utilisée pour permettre l'utilisation du modèle de contact DPRS, il n'est pas possible de représenter la géométrie réelle du méplat. Néanmoins, la profondeur d du défaut étant le paramètre le plus influent, conserver sa valeur initiale mène à des résultats satisfaisants [Pieringer et Kropp, 2008].

Le méplat arrondi peut donc être décrit par le système (3.1) [Pieringer *et al.*, 2014]

$$\begin{cases} l \approx 1.76 \times l_0 & \text{avec } l_0 = \sqrt{8R'_W d - 4d^2} \\ \dfrac{\theta}{2} = \arcsin \dfrac{l}{2R'_W} \end{cases} \tag{3.1}$$

Pour une position latérale donnée, les positions angulaires $\phi_f(x)$ des n_r ressorts distribués sur le segment $[-a' ; a']$ sont données par l'expression (3.2)

$$\phi_f(x) = \frac{x + s_f(x)}{R'_W} \tag{3.2}$$

avec $s_f(x) = (f - 1 - \frac{n_r - 1}{2})dx$, $1 \leq f \leq n_r$ et dx le pas longitudinal du maillage.
Quelque soit la valeur de ϕ_f, on la ramène dans l'intervalle $[0, 2\pi]$ et le profil 2D de la roue est alors défini par [Fesharakifard *et al.*, 2013]

$$z_W(x + s_f(x), y) = \begin{cases} \sqrt{R'^2_W - s_f^2(x)} - d\cos\frac{\pi\phi_f(x)}{\theta} & \text{si } |\phi_f(x)| \leq \frac{\theta}{2} \\ \sqrt{R'^2_W - s_f^2(x)} & \text{sinon} \end{cases} \tag{3.3}$$

Ce profil est ensuite développé dans la direction latérale suivant le modèle de l'équation (2.36), soit

$$z_W(x+s_f(x), y+s_g(y)) = \begin{cases} \sqrt{R'^2_W - s_f^2(x)} - d\cos\frac{\pi\phi_f(x)}{\theta} + z_W(0, y + s_g(y)) & \text{si } |\phi_f(x)| \leq \frac{\theta}{2} \\ \sqrt{R'^2_W - s_f^2(x)} + z_W(0, y + s_g(y)) & \text{sinon} \end{cases} \tag{3.4}$$

où $z_W(0, y + s_g(y))$ représente l'altitude de la roue à la position latérale $y + s_g(y)$.
Celle-ci est définie grâce à $s_g(y) = (g - 1 - \frac{n_l - 1}{2})dy$, avec $1 \leq g \leq n_l$, n_l étant le nombre de ressorts répartis sur le segment $[-b' ; b']$ et dy le pas latéral du maillage.

3.1.1.1 Validation

Afin de valider la formulation utilisée pour décrire les méplats, les travaux de Pieringer sont utilisés comme référence.
Le modèle consiste en un demi-essieu qui circule sur un rail supporté périodiquement par deux couches élastiques. Afin de pouvoir effectuer des comparaisons avec les résultats présentés dans [Pieringer *et al.*, 2014], des profils cylindriques sont utilisés pour la roue et le rail. Les rayons R_W et R_R sont également supposés identiques et le rayon réel de la roue est exceptionnellement utilisé au lieu du rayon équivalent R'_W. Enfin, des paramètres de simulation identiques sont utilisés.

Dans un premier temps, les simulations sont menées à la vitesse constante de 50 km.h^{-1} pour des profondeurs de méplat comprises entre $0,25$ et 2 mm. Les résultats donnés Figure 3.3 montrent que l'évolution du maximum de la force de contact suit la même tendance que dans [Pieringer *et al.*, 2014], avec un écart moyen de l'ordre de 10% entre les deux modèles. A cette vitesse, les pertes de contact apparaissent à partir d'une profondeur $d = 1,5$ mm, ce qui correspond aux résultats publiés.

Les maxima et minima de la force de contact pour un méplat de profondeur $d = 0,9$ mm sont ensuite présentés Figure 3.4 en fonction de la vitesse. Encore une fois, la tendance des courbes est la même que dans [Pieringer *et al.*, 2014], avec l'apparition de pertes de contact au-delà d'une vitesse critique proche de 100 km.h^{-1}. Les valeurs des maxima sont également cohérentes, bien que légèrement surestimées.

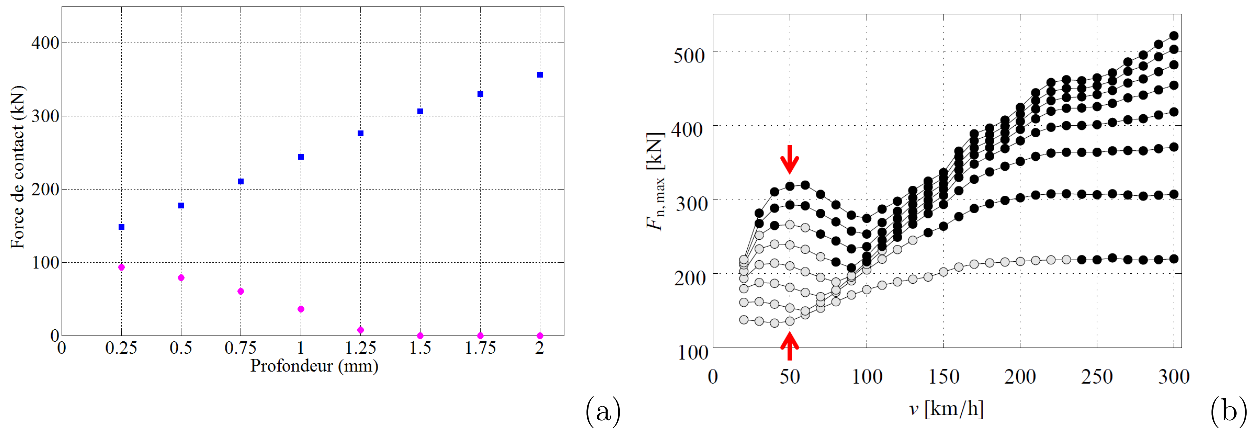


FIGURE 3.3 – (a) Evolution du ■ maximum et du ● minimum de la force d'impact en fonction de la profondeur du méplat arrondi à 50 km.h⁻¹. (b) Maximum des forces d'impact pour des méplats arrondis de profondeur $[0,25\ 0,50\ 0,75\ 1,00\ 1,25\ 1,50\ 1,75\ 2,00]$ mm (de bas vers le haut) en fonction de la vitesse [Pieringer *et al.*, 2014]. Les cercles noirs indiquent qu'une perte de contact est possible et la vitesse de 50 km.h^{-1} est identifiée par des flèches rouges.

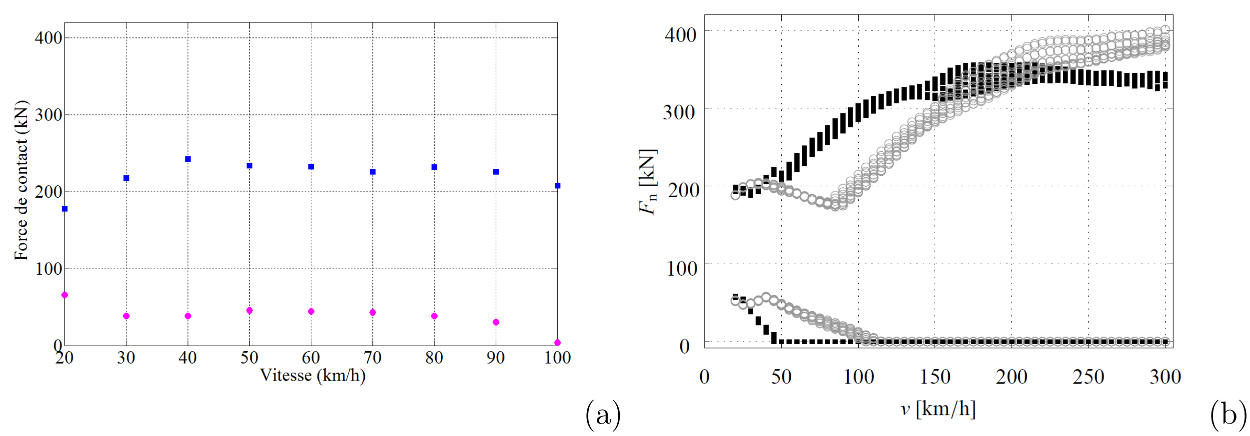


FIGURE 3.4 – (a) Evolution du ■ maximum et du ● minimum de la force d'impact due à un méplat arrondi de $0,9$ mm de profondeur en fonction de la vitesse. (b) Maximum et minimum de la force de contact avec des méplats arrondis (○) et nouvellement formés (■) de $0,9$ mm de profondeur en fonction de la vitesse [Pieringer *et al.*, 2014].

Dans le cadre du projet Cervifer, un benchmark a été réalisé avec les logiciels de dynamique ferroviaire SIMPACK [Broucqsault *et al.*, 2015] et VOCO [Sebes et Chollet, 2015]. Pour cela, différentes simulations sont menées avec des méplats et les résultats sont également comparés à [Pieringer et Kropp, 2012].
Afin de valider l'approche de modélisation utilisée pour représenter les méplats, des simulations sont menées dans les mêmes conditions avec le modèle proposé. Pour cela, le rayon du rail est fixé à $R_R = 0,3$ m et les rayons corrigés sont utilisés.
Les résultats sont donnés Figure 3.5 pour un méplat de $0,9$ mm de profondeur et une vitesse de 50 km.h^{-1} en fonction de la position de la roue sur une travée.

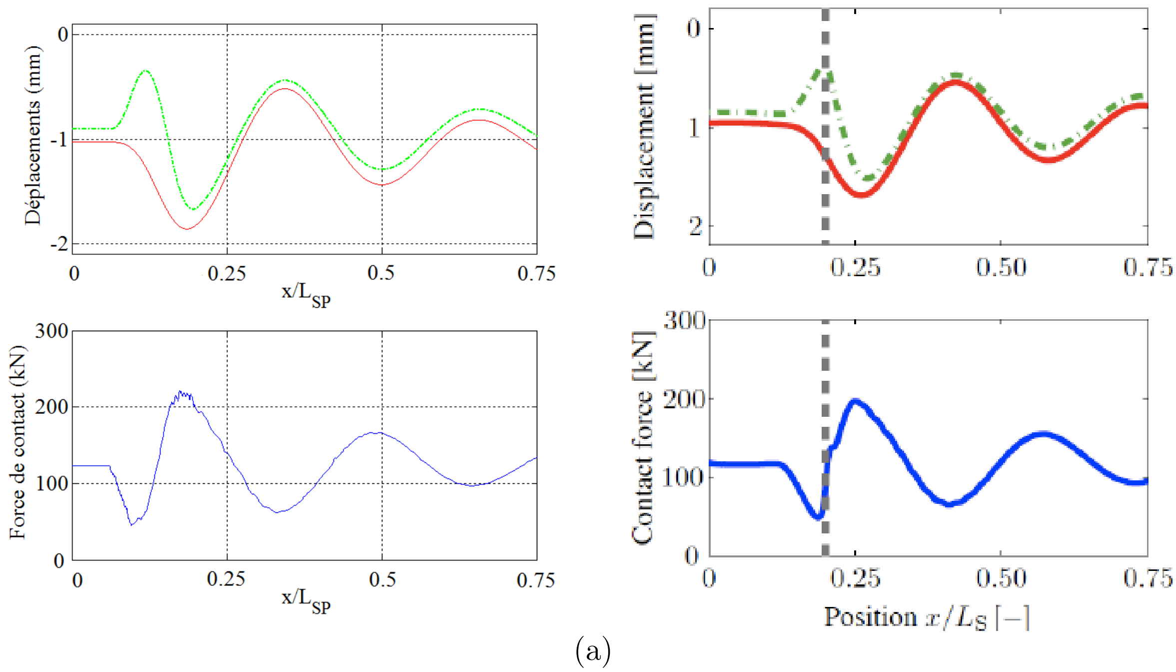


FIGURE 3.5 – Déplacements de — la roue, du —·— rail et — force de contact en présence d'un méplat de 0,9 mm de profondeur à 50 km.h-1 avec (a) le modèle proposé et (b) le modèle 3D utilisé comme référence pour le benchmark [Pieringer et Kropp, 2012].

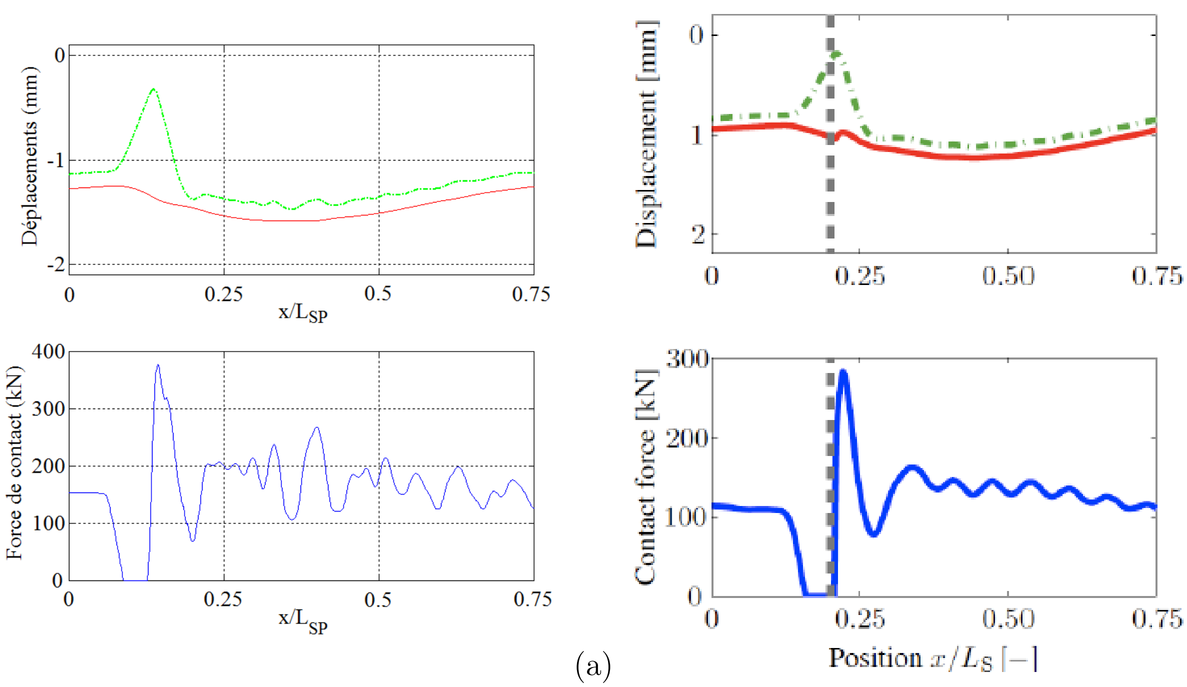


FIGURE 3.6 – Déplacements de — la roue, du —·— rail et — force de contact en présence d'un méplat de 0,9 mm de profondeur à 150 km.h-1 avec (a) le modèle proposé et (b) le modèle 3D utilisé comme référence pour le benchmark [Pieringer et Kropp, 2012].

On retrouve une force d'impact proche de 200 kN, avec un contact assuré en permanence (minimum de la force de contact de 45 kN). Les amplitudes de déplacement de la roue et du rail sont quant à elles de $1,34$ et $1,33$ mm, ce qui correspond à la fois aux résultats du benchmark Cervifer [Pecile, 2016] et de [Pieringer et Kropp, 2012]. Lorsque la vitesse augmente, les réponses sont davantage perturbées, comme le montre la Figure 3.6 pour une vitesse de 150 km.h^{-1}. On observe également une perte de contact ainsi qu'une nette diminution de l'amplitude du déplacement de la roue (environ 70%), ce qui est cohérent avec les résultats de [Pieringer et Kropp, 2012].
A cette vitesse, un écart d'environ 70 kN est observé entre les maxima. Cependant, si l'on compare ces résultats à ceux issus du benchmark Cervifer, on constate d'après la Table 3.2 que le modèle proposé donne des résultats intermédiaires et de même ordre de grandeur que les logiciels testés.

	SIMPACK	VOCO	Modèle proposé
50 km.h^{-1}			
Force maximum (kN)	243	212	220
Amplitude roue (mm)	$1,2$	$1,3$	$1,3$
Pertes de contact	non	non	non
150 km.h^{-1}			
Force maximum (kN)	483	308	370
Amplitude roue (mm)	$0,33$	$0,27$	$0,4$
Pertes de contact	oui	oui	oui

TABLE 3.2 – Résultats du benchmark Cervifer pour un méplat de $0,9$ mm de profondeur à 50 et 150 km.h^{-1}.

3.1.2 Rugosité et usure ondulatoire

Lorsque la rugosité et l'usure ondulatoire sont supposées périodiques, elles sont habituellement modélisées par des fonctions sinusoïdales d'amplitude z_0 et de longueur d'onde λ dans la direction longitudinale [Nielsen et Igeland, 1995].
Si l'on considère de plus que l'amplitude varie peu sur la largeur de la bande de roulement, i.e. la rugosité est fortement corrélée dans la direction latérale, les profils de roue et de rail peuvent être respectivement modélisés par les expressions (3.5) et (3.6)

$$z_W(x + s_f(x), y + s_g(y)) = \sqrt{R_W'^2 - s_f^2(x)} + z_W(0, y + s_g(y)) + z_0 \sin \frac{2\pi(x + s_f(x))}{\lambda} \quad (3.5)$$

$$z_R(x + s_f(x), y + s_g(y)) = z_R(0, y + s_g(y)) + z_0 \sin \frac{2\pi(x + s_f(x))}{\lambda} \quad (3.6)$$

avec les notations définies dans la section 3.1.1.

3.1.2.1 Validation

Les travaux sur l'usure ondulatoire présentés dans [Nielsen et Igeland, 1995] servent maintenant de référence pour valider sa modélisation sur le rail.
Pour cela, un modèle similaire à celui présenté dans l'article est utilisé. Ce dernier étant bi-dimensionnel, des profils de roue et de rail cylindriques et de même rayon sont à nouveau implémentés dans le modèle 3D proposé pour pouvoir comparer les résultats.
Une usure ondulatoire d'amplitude 20 μm et de longueur d'onde 60 mm est alors introduite sur le rail.

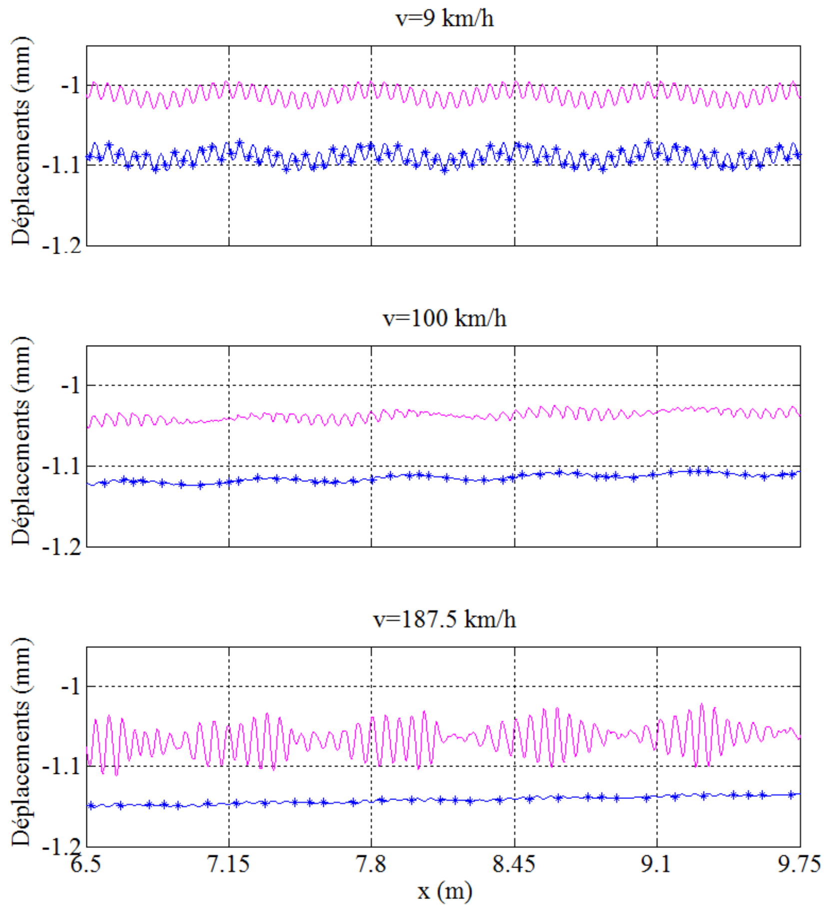


FIGURE 3.7 – Déplacements de —∗— la roue et du — rail avec une usure ondulatoire sur le rail d'amplitude $z_0 = 20$ μm et de longueur d'onde $\lambda = 60$ mm pour des vitesses de 9, 100 et $187,5$ km.h^{-1}.

Les déplacements du centre de la roue et du rail sont présentés Figure 3.7 pour trois vitesses différentes.
On observe tout d'abord qu'à 9 km.h^{-1}, les déplacements sont en phase et ont une allure globale sinusoïdale de périodicité égale à la longueur d'une travée. L'usure ondulatoire intervient à travers l'apparition d'oscillations qui viennent se superposer aux déplacements sans défaut. On remarque d'ailleurs que leur nombre par travée (environ 11) est cohérent avec la longueur d'onde modélisée ($\frac{l_{SP}}{\lambda}$).

A cette vitesse, le comportement de la roue est particulièrement affecté par l'usure ondulatoire du rail. En effet, les oscillations sont bien visibles alors qu'elles ont tendance à disparaître avec l'augmentation de la vitesse.
Le rail, au contraire, continue d'être fortement impacté par le défaut. Lorsque la vitesse augmente, l'allure de sa déflexion change même complètement de forme et ressemble davantage à un signal enveloppé, qui conserve malgré tout une périodicité.
Dans les trois cas, on retrouve également une différence entre les déplacements de la roue et du rail d'environ $0,1$ mm.
L'ensemble de ces observations est cohérent avec les résultats de [Nielsen et Igeland, 1995], rappelés Figure 3.8.

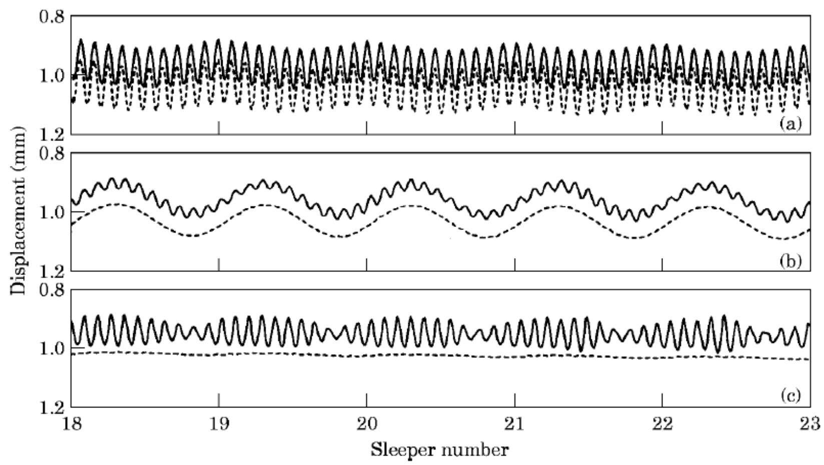


FIGURE 3.8 – Déplacements de ⋯ la roue et du — rail avec une usure ondulatoire sur le rail d'amplitude 20 μm et de longueur d'onde 60 mm pour des vitesses de 9 (a), 100 (b) et $187,5$ km.h^{-1} (c) [Nielsen et Igeland, 1995].

3.1.2.2 Influence de l'amplitude et de la longueur d'onde de la rugosité du rail

L'influence des paramètres de la rugosité et de l'usure ondulatoire est étudiée à travers les combinaisons d'amplitudes et de longueurs d'onde définies Table 3.3.
La paire 5 μm/300 mm appartient à l'intervalle de rugosité à l'origine du bruit de roulement et la paire 50 μm/60 mm décrit quant à elle une usure ondulatoire que l'on retrouve sur les sections droites de la voie et qui peuvent intensifier le bruit de roulement.
Les simulations sont réalisées avec le modèle illustré Figure 3.1 et les paramètres de la Table 3.1.

Amplitude (z_0)	5 μm	50 μm
Longueur d'onde (λ)	60 mm	300 mm

TABLE 3.3 – Paramètres de rugosité.

Les résultats, présentés Figure 3.9, montrent qu'à faible longueur d'onde (λ = 60 mm), les petites amplitudes ont peu d'influence sur les déplacements et provoquent des oscillations de

la force de contact, qui s'accentuent avec l'augmentation de l'amplitude. Dans ce cas, des perturbations apparaissent également sur les réponses de la roue et du rail.
Le passage à une longueur d'onde de 300 mm pour des amplitudes de l'ordre de 5 μm entraîne une légère modification de l'allure des courbes, due à l'étalement du défaut. Lorsque z_0 augmente, l'amplitude des variations des réponses du système véhicule-voie augmente et peut atteindre des niveaux supérieurs à ceux obtenus pour une longueur d'onde de 60 mm, en particulier pour les déplacements de la roue et du rail.
Si l'on s'attarde davantage sur les paires 5 μm/300 mm et 50 μm/60 mm, on observe des perturbations du comportement de l'interaction véhicule-voie plus importantes dans le second cas, ce qui est cohérent avec le fait que l'usure ondulatoire amplifie les nuisances produites par la rugosité.
Enfin, il est à noter que les réponses sont ici présentées pour la roue avant, la roue arrière ayant strictement le même comportement.

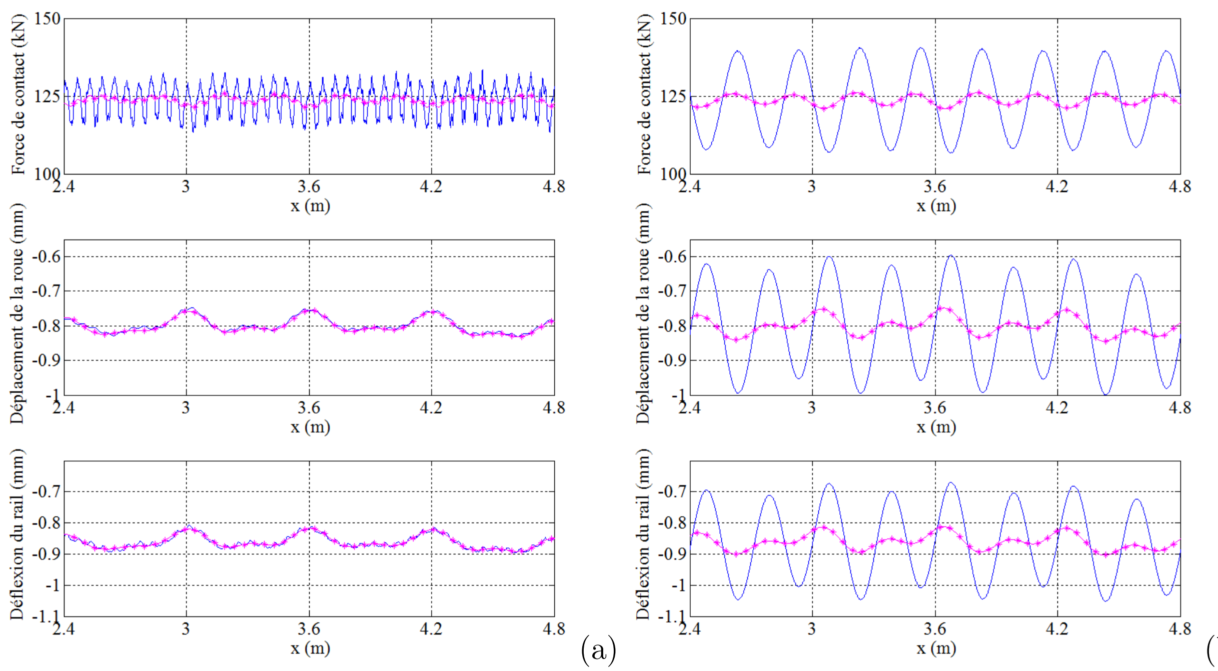


FIGURE 3.9 – Réponses verticales avec des rugosités de longueurs d'onde (a) 60 et (b) 300 mm pour des amplitudes de —∗— 5 μm et — 50 μm.

Il est toutefois nécessaire de garder à l'esprit que si l'hypothèse de forte corrélation latérale s'avère raisonnable pour le rail, elle est peu pertinente pour les roues. En effet, des variations importantes de rugosité sur la largeur du contact peuvent être observées sur certaines d'entre-elles [Pieringer *et al.*, 2011]. Dans ce cas, on peut avoir recours à une description des défauts par des surfaces mesurées ou pré-calculées comme cela est proposé au paragraphe 3.2.

3.1.3 Joints de rail

Le profil du rail au niveau d'un joint, qui peut être construit comme l'intersection de deux fonctions quadratiques [Ford et Thompson, 2006], dépend principalement de l'affaissement du rail h, de la différence de hauteur d entre les deux tronçons et de la longueur de rail

impactée 2Λ.
On suppose ici que le joint est positionné à une distance c du début du rail et que le segment affecté par l'affaissement est symétrique par rapport à cette position. En dehors de cette zone $[c-\Lambda,\ c+\Lambda]$, on retrouve le profil initial parfait, soit $d=0$.
Dans la littérature, les formulations de profils proposées sont en deux dimensions. Par conséquent, pour pouvoir s'y référer, on considère que la géométrie du joint de rail ne varie pas sur la largeur. Le profil z_R peut donc être défini par l'équation (3.7)

$$z_R(x+s_f(x), y+s_g(y)) = \begin{cases} -\dfrac{h}{\Lambda}(x+s_f(x)-c) - h + z_R(0, y+s_g(y)) \\ \text{si } c-\Lambda \leq x+s_f(x) \leq c \\ \dfrac{h}{\Lambda}(x+s_f(x)-c) - h + z_R(0, y+s_g(y)) \\ \text{si } c \leq x+s_f(x) \leq c+\Lambda \end{cases} \tag{3.7}$$

avec les notations définies dans la section 3.1.1.
Le profil de rail ainsi défini est représenté Figure 3.10 pour la position latérale y.

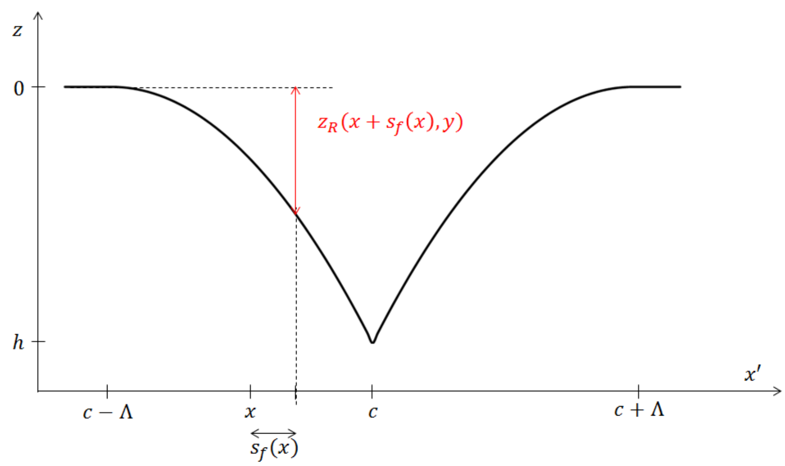


Figure 3.10 – Profil longitudinal du rail au niveau du joint de rail.

3.1.3.1 Validation

Un joint est modélisé sur le rail avec un affaissement de $3,5$ mm sur une longueur de 1 m. Les simulations sont menées avec un modèle de demi-essieu sur un rail à supports périodiques composés de deux couches élastiques dont les paramètres sont définis dans [Steffens, 2005] et rappelés Table 3.4.

La force de contact obtenue, illustrée Figure 3.11, présente des similarités avec les réponses issues du benchmark réalisé par [Steffens, 2005] dans lequel il confronte les résultats obtenus par les modèles DIFF, SUBTTI, NUCARS, DARTS, TRACK en présence de joints de rail. On observe en effet une première perte de contact. La force atteint ensuite un maximum (211 kN) du même ordre de grandeur que le modèle DARTS. Une fois le joint passé, elle diminue jusqu'à un minimum proche de zéro puis augmente à nouveau pour se stabiliser autour de la force nominale, à l'instar des modèles DIFF et NUCARS.

Masse du demi-essieu (kg)	M_W	906
Rayon de la roue (m)	R_W	$0,46$
Raideur de la suspension primaire (N.m^{-1})	k_{S1}	$1,22.10^6$
Amortissement de la suspension primaire (Ns.m^{-1})	c_{S1}	4.10^3
Chargement statique (kN)	P	52,1
Vitesse (km.h^{-1})	V	100
Rayon transversal du rail (m)	R_R	$0,3$
Densité (kg.m^{-3})	ρ	7 850
Module d'Young (N.m^{-2})	E	207.10^9
Moment d'inertie (m^4)	I	$3,05.10^{-5}$
Coefficient de Poisson	ν	$0,27$
Rigidité de cisaillement (N)	κGA	212.10^6
Longueur de travée (m)	l_{SP}	$0,61$
Raideur des semelles (N.m^{-1})	k_P	200.10^6
Amortissement des semelles (Ns.m^{-1})	c_P	50.10^3
Masse des demi-traverses (kg)	m_{SL}	157
Raideur du ballast (N.m^{-1})	k_B	125.10^6
Amortissement du ballast (Ns.m^{-1})	c_B	310.10^3

TABLE 3.4 – Paramètres de simulation pour la validation des joints de rail.

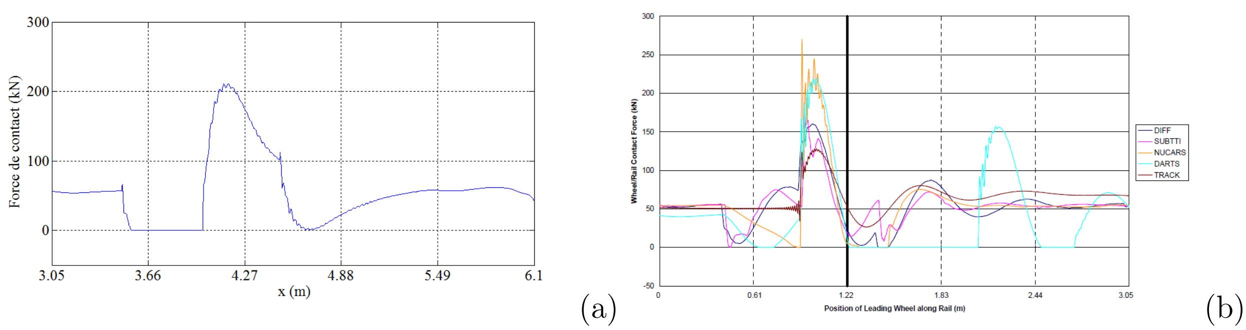
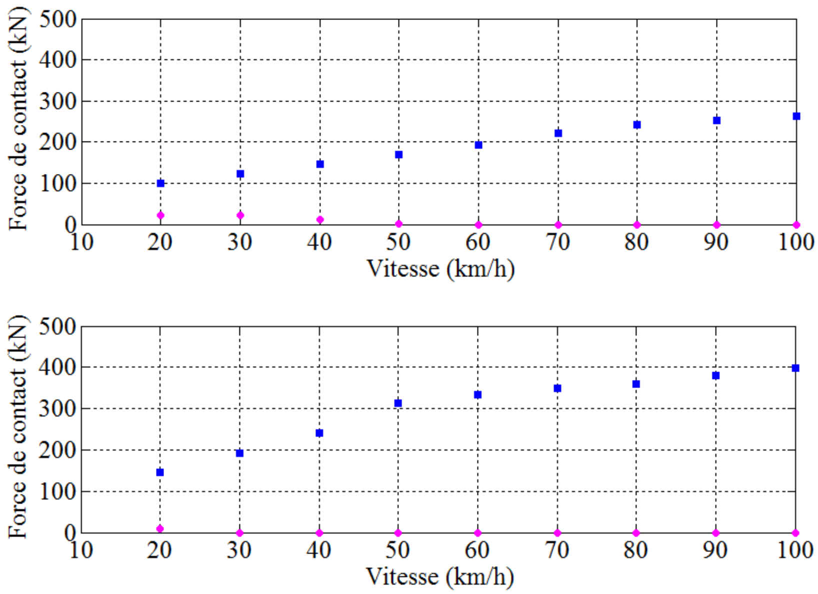


FIGURE 3.11 – Forces de contact obtenues au niveau d'un joint de rail avec (a) le modèle proposé et (b) cinq modèles de dynamique ferroviaire (DIFF, SUBTTI, NUCARS, DARTS, TRACK) [Steffens, 2005].

3.1.3.2 Influence de l'affaissement et de la vitesse

Afin de mesurer l'influence des paramètres du joint de rail, des simulations sont menées avec des affaissements de 5 et 10 mm pour des vitesses allant de 20 à 100 km.h^{-1}.
Les résultats, présentés Figure 3.12, montrent tout d'abord que la force d'impact augmente avec la profondeur de l'affaissement. La vitesse joue également un rôle important puisqu'à 100 km.h^{-1}, les maxima atteints sont environ $2,7$ fois supérieurs à celui obtenu à 20 km.h^{-1}. De plus, on remarque que les pertes de contact apparaissent à des vitesses d'autant plus faibles que l'affaissement est important (50 km.h^{-1} pour un affaissement de 5 mm et 30 km.h^{-1} pour un affaissement de 10 mm).



(a)

(b)

FIGURE 3.12 – Evolution du ■ maximum et du ● minimum de la force d'impact pour des affaissements du rail de (a) 5 et (b) 10 mm.

A ce stade, les comparaisons avec des résultats antérieurs ont montré que le modèle proposé fournissait des solutions cohérentes, aussi bien pour des surfaces parfaites que dégradées. Les paragraphes suivants sont consacrés à des analyses pour des défauts qui, à notre connaissance, n'ont pas été étudiés.

3.1.4 Eclats

Par opposition au méplat qui affecte la totalité de la largeur de la bande de roulement, l'éclat est un défaut localisé qui peut néanmoins être modélisé grâce à une approche similaire à celle exposée dans la section 3.1.1 pour les méplats.
Ainsi, on considère qu'un éclat est défini par son diamètre l, sa profondeur d, son angle θ et la position latérale de son centre c représentés Figure 3.13.
La modélisation longitudinale de l'éclat est identique à celle du méplat. En revanche, il est nécessaire d'ajouter une condition dans la direction latérale, ce qui aboutit à la description du profil par l'expression (3.8)

$$z_W(x+s_f(x), y+s_g(y)) = \begin{cases} \sqrt{R_W'^2 - s_f^2(x)} - d\cos\dfrac{\pi\phi_f(x)}{\theta} + z_W(0, y+s_g(y)) & \text{si } |\phi_f(x)| \leq \dfrac{\theta}{2} \\ \text{et } |y+s_g(y)-c| \leq \dfrac{l}{2} & \\ \sqrt{R_W'^2 - s_f^2(x)} + z_W(0, y+s_g(y)) & \text{sinon} \end{cases} \tag{3.8}$$

avec les notations définies dans la section 3.1.1.

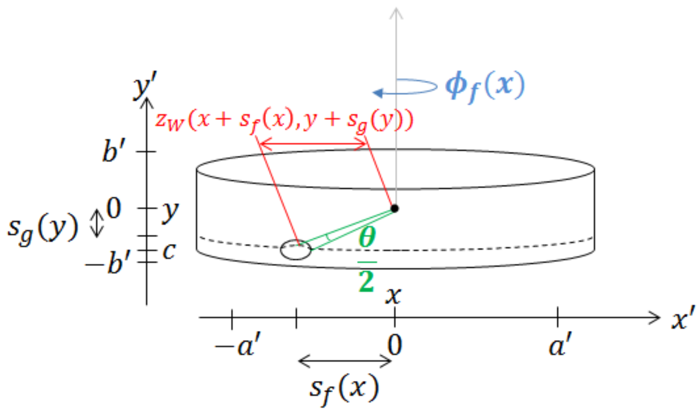


FIGURE 3.13 – Représentation d'un éclat.

3.1.4.1 Influence de la dimension et de la position d'un éclat

Afin d'évaluer l'influence de la dimension et de la position latérale du centre d'un éclat, des simulations sont menées pour 100 combinaisons diamètre/centre latéral avec les paramètres de la Table 3.1. Les diamètres l sont compris entre 2 et 20 mm tandis que les centres c appartiennent à l'intervalle $[-20, 0]$ mm représenté Figure 3.14.
Les éclats sont positionnés sur la roue avant et la roue arrière est supposée parfaite pour mettre en avant l'effet du défaut sur toutes les roues en circulation sur le rail. Une usure ondulatoire d'amplitude 20 μm et de longueur d'onde 50 mm est également ajoutée sur le rail pour mesurer son impact sur l'amplitude des forces de contact.

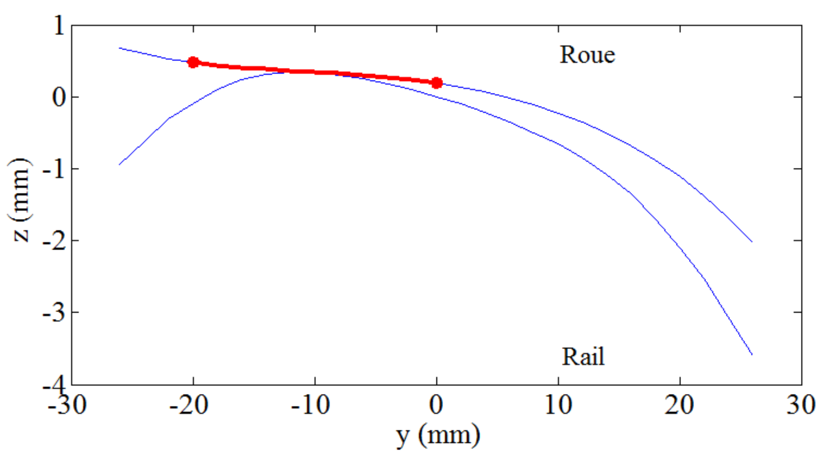


FIGURE 3.14 – Intervalle ●—● du profil de roue contenant les positions du centre des éclats étudiés.

La Figure 3.15 présente les maxima de la force d'impact sur les roues avant et arrière en fonction de la taille et de la position du défaut.
En premier lieu, on remarque que sur la roue avant (avec défaut), la force d'impact maximale, atteinte pour les éclats les plus larges et dont le centre est situé près de la zone de contact, est environ 50% plus élevée que le chargement statique.

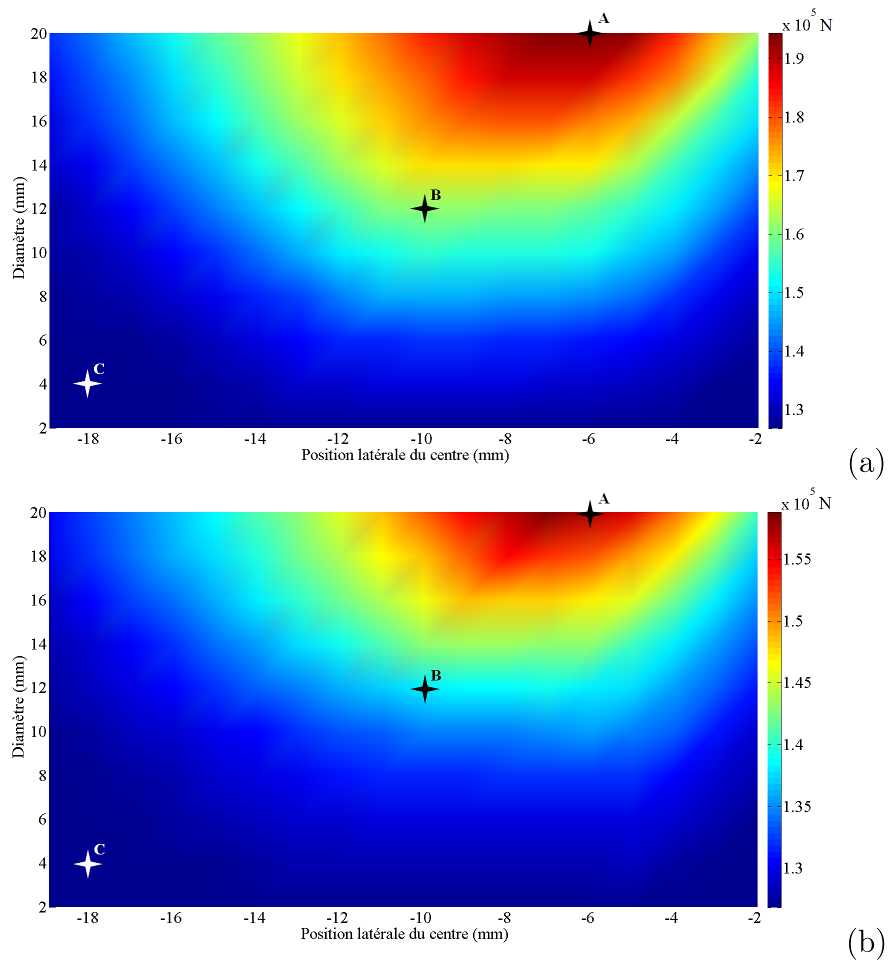


FIGURE 3.15 – Maximum des forces d'impact dues à un éclat sur (a) la roue avant (avec défaut) et (b) la roue arrière (parfaite) combinée à une usure ondulatoire du rail d'amplitude 20 μm et de longueur d'onde 50 mm.

Bien qu'elle soit parfaite, la roue arrière subit des impacts qui interviennent au même moment que ceux sur la roue avant.
Ce phénomène, qui est donc dû à la présence de l'éclat sur l'autre roue, est cependant moins prononcé puisque le maximum de la force d'impact n'est que de 28% supérieur au chargement statique. De plus, les intervalles de diamètres et de positions latérales qui mènent à l'impact sur la roue parfaite sont plus restreints que pour la roue avec défaut.

La force de contact est étudiée plus précisément pour trois éclats, identifiés par les lettres A, B et C, choisis dans des zones différentes de la cartographie. Son évolution est présentée Figure 3.16 pour les deux roues.
L'éclat A, dont le diamètre est le plus important et dont le centre est proche de la zone de contact, est à l'origine d'impacts de respectivement 190 kN et 155 kN sur les roues avant et arrière.
Au contraire, l'éclat C, qui est l'un des défauts étudiés les plus petits et des plus éloignés du contact, n'a, comme on peut s'y attendre, aucune influence sur l'interaction véhicule-voie,

qui se comporte comme si la surface de la roue était parfaite.
Le défaut B, dont la position latérale est située dans la zone de contact, produit quant à lui un effet intermédiaire, avec des maxima moins élevés que A (respectivement 162 kN et 136 kN). Ce résultat peut s'expliquer par le fait que le centre de l'éclat B correspond à celui de l'ellipse de contact obtenue en l'absence de défaut. Par conséquent, les ressorts aboutissant aux efforts maximaux ne sont plus en contact, ce qui n'est pas le cas avec la configuration A.

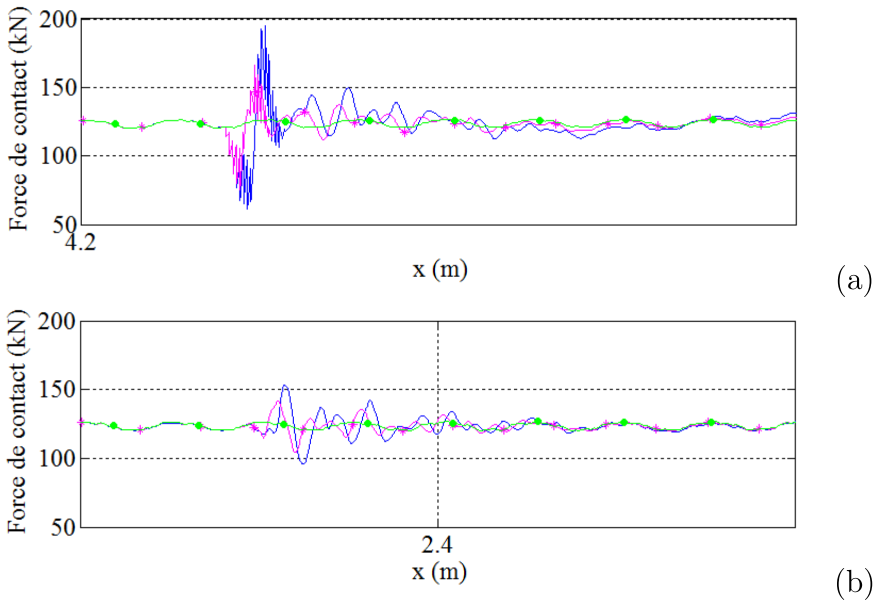


FIGURE 3.16 – Forces de contact (a) avant et (b) arrière avec les éclats — A, —∗— B et —•— C combinés à une usure ondulatoire du rail d'amplitude 20 μm et de longueur d'onde 50 mm.

Après l'impact, l'allure de la force de contact est encore perturbée sur quelques dizaines de centimètres, avant d'être à nouveau uniquement déterminée par le défaut du rail. Cette distance pendant laquelle l'éclat a encore une influence est d'autant plus grande que l'amplitude de l'impact est élevée.
Afin de déterminer l'influence de la rugosité et de l'usure ondulatoire sur cette amplitude, les simulations sont menées avec l'éclat A pour des profils de rails parfait et irréguliers dont les paramètres sont définis Table 3.3.
D'après les résultats, présentés Figure 3.17, il s'avère que la présence de rugosité et d'usure ondulatoire n'a qu'une faible influence sur le maximum des forces de contact. Par conséquent, on peut considérer que dans la zone d'impact d'un éclat ou d'un méplat, les irrégularités de rail de type rugosité, même de forte amplitude, ont un effet négligeable sur l'amplitude des forces d'impacts, qui ne dépend que de la vitesse, de la profondeur du défaut et, dans le cas d'un éclat, de sa position latérale et de son diamètre.

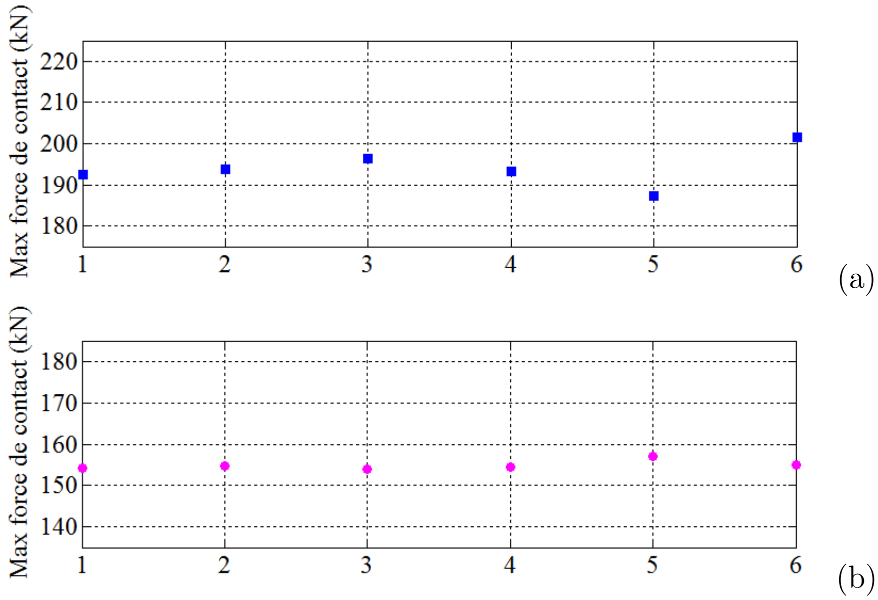


Figure 3.17 – Maxima des forces de contact (a) avant et (b) arrière liés à la présence de l'éclat A combiné à une rugosité de paramètres (1) 20 μm/50 mm, (2) 5 μm/60 mm, (3) 50 μm/60 mm, (4) 5 μm/300 mm, (5) 50 μm/300 mm et (6) sans rugosité.

Dans cette partie, la modélisation analytique de différents défauts a été validée et l'influence de différents paramètres étudiée. L'effet de la combinaison de défauts et de la présence simultanée de plusieurs roues sur le rail a également été analysé.
Cependant, hormis l'éclat, l'ensemble des défauts évoqués dans cette partie ont en commun une géométrie qui peut être considérée constante dans la direction latérale. Ce n'est pas le cas de défauts tels que l'écaillage, qui est caractérisé par des pertes de matière de dimensions et de profondeurs variables. De plus, elles n'affectent qu'une partie de la bande de roulement, de façon plus ou moins continue en fonction du stade d'évolution du défaut. Celui-ci nécessite donc une modélisation surfacique pour prendre en compte les variations topographiques dans les deux directions. Cette variabilité spatiale de l'écaillage peut être modélisée au moyen de champs aléatoires, présentés dans le paragraphe suivant.

3.2 Cas des défauts répartis aléatoirement

L'objectif de cette partie est de modéliser les différents stades de l'écaillage, en générant les bandes de roulement écaillées et en les utilisant comme données d'entrée du modèle proposé.
A notre connaissance, ce type de défaut n'est pas traité dans la littérature et très peu d'informations sont disponibles.
Dans un premier temps, les éléments théoriques relatifs aux champs aléatoires utilisés dans ces travaux sont définis. La méthode de construction des surfaces est ensuite détaillée avant de se pencher sur leur intégration au modèle proposé. Enfin, l'influence de la classe et des différents paramètres de l'écaillage est analysée.

3.2.1 Les champs aléatoires

On appelle champ aléatoire scalaire $\varphi(x, \omega)$ un ensemble de variables aléatoires indexées par un paramètre continu $x \in \mathbb{R}^d$.
Le caractère stochastique de la variable aléatoire est représenté par $\omega \in \Omega$, avec Ω l'ensemble de tous les résultats possibles de l'expérience aléatoire.
Lorsque ω est fixé, $\varphi(x)$ est une réalisation du champ aléatoire, c'est-à-dire une fonction de $\mathbb{R}^d$ dans $\mathbb{R}$.

Soit φ un champ aléatoire à valeurs réelles sur un espace rectangulaire $\mathbb{R}^2$.
On suppose ce champ Gaussien, i.e ses variables aléatoires $\varphi(x)$, $x \in \mathbb{R}^2$ suivent une loi normale $\mathcal{N}(m_x, \sigma_x^2)$ avec m_x leur espérance (valeur moyenne) et σ_x^2 leur variance.
La corrélation entre les valeurs en deux points (x,y) est déterminée par le coefficient de corrélation $\rho(x, y)$, tel que

$$\rho(x, y) = \frac{C(x, y)}{\sigma_x \sigma_y} \tag{3.9}$$

avec C la fonction de covariance.
On considère de plus le champ φ stationnaire. Par conséquent, sa moyenne et sa variance sont constantes et sa fonction de covariance, définie dans le cas Gaussien stationnaire par l'expression (3.10) avec L_c la longueur de corrélation, est invariante par translation.

$$C(x, y) = \sigma^2 \exp \frac{-\|x - y\|^2}{L_c^2} \tag{3.10}$$

Enfin, si l'on suppose, sans perte de généralité, que le champ aléatoire est centré ($m = 0$), ce dernier est entièrement décrit par sa fonction de covariance.

A partir d'une fonction de covariance C donnée, il est donc possible de construire des champs aléatoires φ.
Plusieurs méthodes ont été proposées pour construire des champs aléatoires discrétisés [Sudret et Der Kiureghian, 2000]. Les plus utilisées reposent sur des méthodes de factorisation matricielle ou des méthodes spectrales.
Le choix de l'une ou l'autre de ces méthodes est souvent le résultat d'un compromis entre précision, rapidité et faisabilité [Dietrich et Newsam, 1997]. La décomposition de Karhunen-Loève, par exemple, permet de reproduire avec une bonne précision la structure de corrélation [Tison *et al.*, 2014, Sudret et Der Kiureghian, 2000]. Elle nécessite néanmoins un calcul aux valeurs propres d'une matrice de covariance pondérée quasi pleine dont la taille correspond au nombre de points du domaine considéré. En deux dimensions, ce calcul peut vite s'avérer très délicat.

Les méthodes spectrales, dont l'une des plus utilisées est celle de Shinozuka, sont jugées moins précises mais plus rapides [Dietrich et Newsam, 1997] car elles reposent sur l'utilisation des transformées de Fourier directes et inverses. L'emploi de ces techniques conduit à une périodicité des champs qui peut s'avérer intéressante [Lang et Potthoff, 2011].
Elle permet notamment de réduire la taille du champ à générer, qui peut ensuite être répété et juxtaposé sans discontinuité pour représenter une grande longueur de rail par exemple. La

périodicité permet également de modéliser la bande de roulement de la roue, qui nécessite de refermer la surface.
Avec l'approche spectrale, les champs aléatoires sont obtenus à partir de l'expression (3.11)

$$\varphi(x, \omega) = \left(\mathcal{F}^{-1}\gamma^{1/2}\mathcal{F}W(\omega)\right)(x) \tag{3.11}$$

avec $\mathcal{F}$ et $\mathcal{F}^{-1}$ la transformée de Fourier et son inverse, γ la transformée de Fourier de la matrice de covariance et W un bruit blanc.

3.2.2 Construction des surfaces écaillées

Du fait de la périodicité recherchée des champs, la méthode spectrale est choisie pour recréer les surfaces écaillées sur une roue.
Les informations utilisées sont issues de [RailCorp, 2013], qui présente, pour chacune des quatre classes définies :

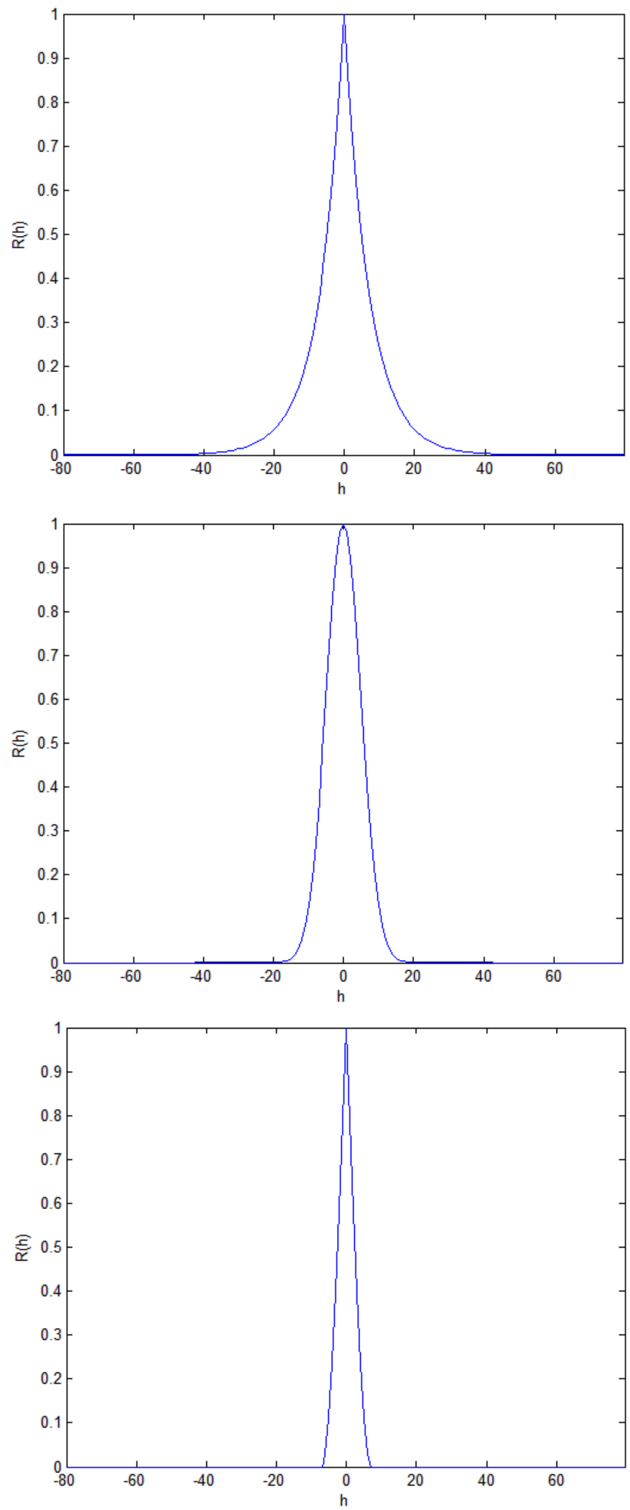
- La photographie d'une surface écaillée pour chacune des 4 classes de défauts définie,
- La taille maximale des écailles,
- Le pourcentage de la largeur de la bande de roulement impactée par l'écaillage.

Ces quatre classes correspondent à une augmentation de la taille et de l'agressivité du défaut, qui conduit à des restrictions de circulation :

- Ré-usinage de la roue sous 14 jours après la détection d'un écaillage de classe 3 sur un véhicule transportant des passagers tandis qu'un véhicule de fret est immédiatement retiré de la circulation.
- Interdiction de circulation pour une roue affectée d'un écaillage de classe 4 avec réparation sur place ou au dépôt le plus proche, rejoint à une vitesse maximale de 40 km.h^{-1}.

Dans un premier temps, il est nécessaire de définir la fonction de covariance à utiliser pour décrire les différents stades d'écaillage. Pour cela, des surfaces recréées à partir des photographies ont montré que les fonctions de covariance associées à l'écaillage suivent des lois à forte décroissance. Trois modèles possédant cette propriété et représentés Figure 3.18 ont donc été sélectionnés.

D'autre part, une fonction de répartition uniforme est utilisée pour tirer aléatoirement les profondeurs. La seule donnée fournie dans [RailCorp, 2013] indique que la profondeur maximale de l'écaillage de classe 4 peut être supérieure à 3 mm. Il est donc supposé que la profondeur augmente avec l'aggravation du défaut de roue, repérée par les numéros de classe. Par conséquent, pour chaque classe d'écaillage, la profondeur est choisie entre les deux bornes définies graduellement dans la Table 3.5.



(a)

(b)

(c)

FIGURE 3.18 – Fonctions de covariance (a) exponentielle, (b) gaussienne et (c) sphérique.

Classe d'écaillage	Profondeur minimale (mm)	Profondeur maximale (mm)
Classe 1	0,5	1
Classe 2	1	1,75
Classe 3	1,75	2,5
Classe 4	2,5	3,5

Table 3.5 – Intervalles de profondeur de l'écaillage en fonction de la classe.

De plus, la portion de bande de roulement impactée par l'écaillage, définie Table 3.6, est gérée par une fonction unitaire sur la largeur affectée. Pour éviter une transition brutale, une pondération en exponentielle décroissante est appliquée aux bords.

Classe d'écaillage	Portion affectée (%)
Classe 1	10
Classe 2	20
Classe 3	50
Classe 4	75

Table 3.6 – Largeur de la bande de roulement affectée par l'écaillage en fonction de la classe.

Différents essais sont réalisés avec les trois modèles de covariance pour définir, en fonction des stades d'évolution de l'écaillage, la loi à utiliser ainsi que les longueurs de corrélations dans les directions longitudinale et latérale. Il est à noter que cette analyse repose uniquement sur une comparaison visuelle et est donc totalement subjective.
Les Figures 3.19 à 3.22 présentent, pour les quatre classes d'écaillage, la photographie de référence ainsi qu'une réalisation générée avec un même tirage aléatoire pour chaque fonction de covariance.
Pour la classe 1, il apparaît que la densité de défauts générés avec la loi sphérique est trop importante, bien que leur taille corresponde à celle des écailles observées. Les défauts obtenus avec la réalisation gaussienne sont, au contraire, plus étalés que sur la surface réelle. Par conséquent, il semble que la loi exponentielle soit la plus adéquate pour représenter cette catégorie d'écaillage.
Un constat similaire peut être fait pour les classes 2 et 4.
Pour la classe 3, en revanche, l'utilisation d'une loi de covariance sphérique semble plus appropriée pour représenter les bords vifs et tranchants des écailles.

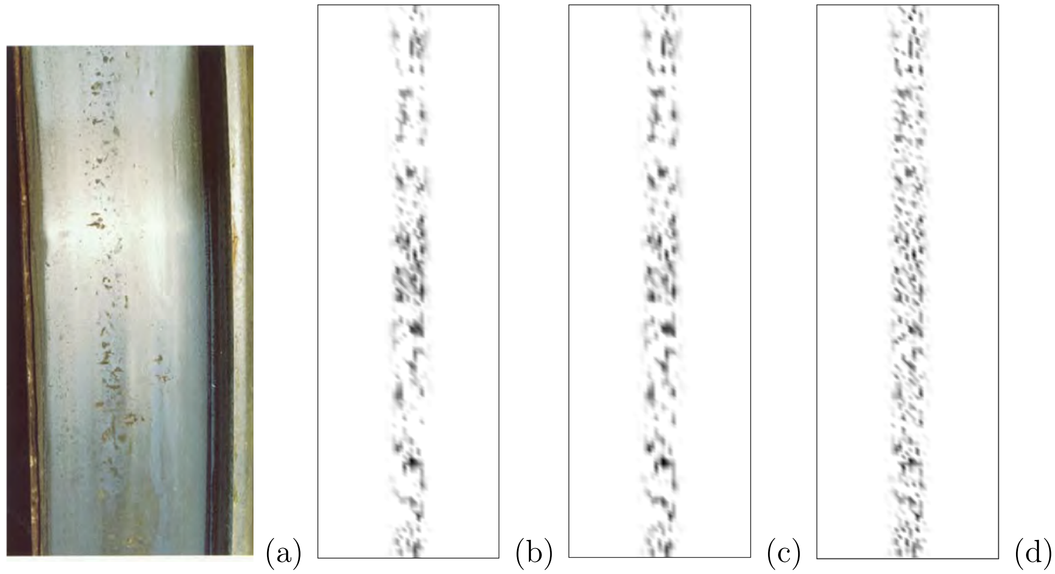


FIGURE 3.19 – Surfaces avec un écaillage de classe 1 (a) réelle et générées avec des fonctions de covariance (b) exponentielle, (c) gaussienne et (d) sphérique.

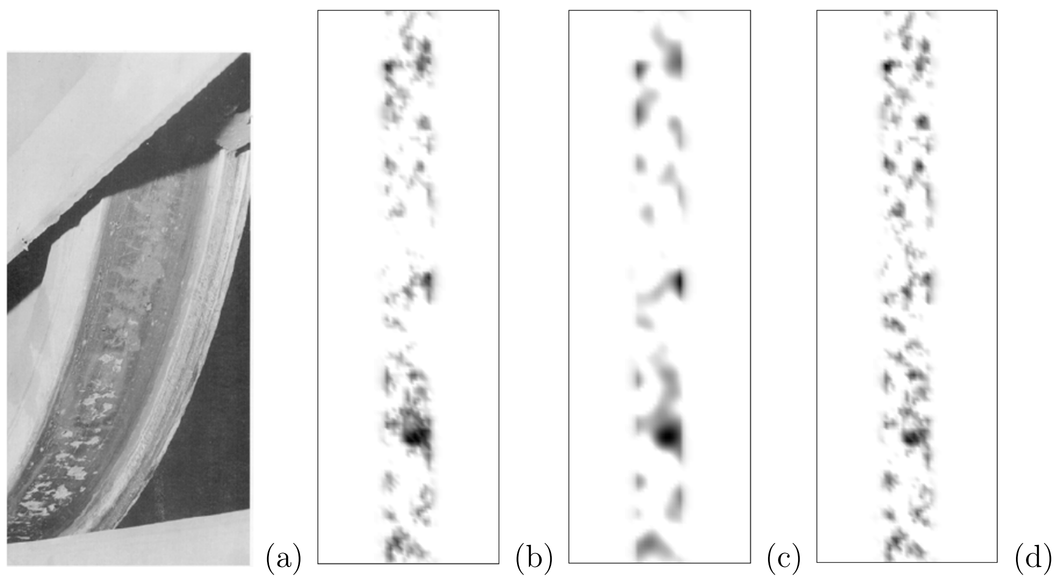


FIGURE 3.20 – Surfaces avec un écaillage de classe 2 (a) réelle et générées avec des fonctions de covariance (b) exponentielle, (c) gaussienne et (d) sphérique.

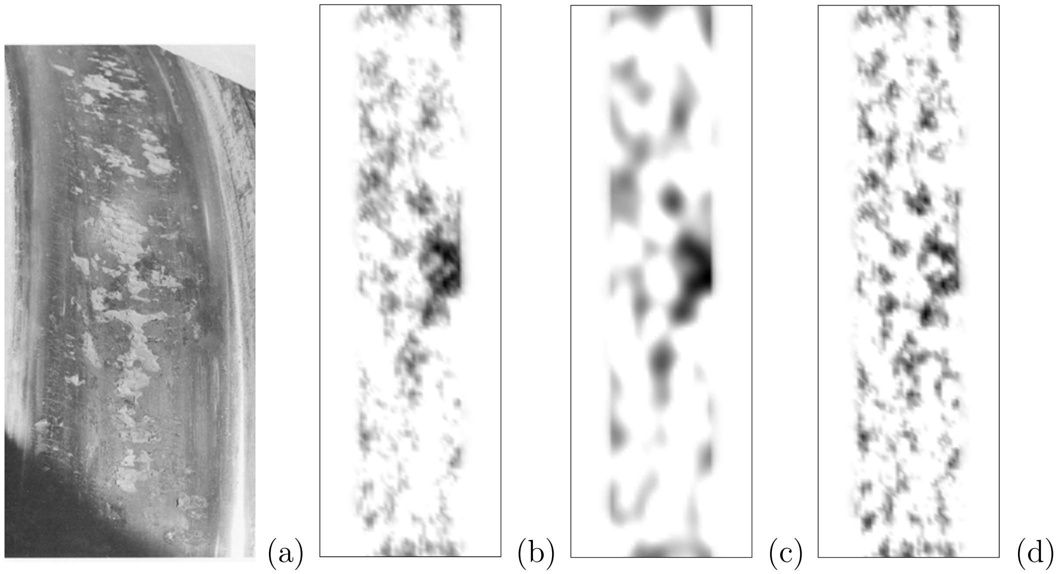


FIGURE 3.21 – Surfaces avec un écaillage de classe 3 (a) réelle et générées avec des fonctions de covariance (b) exponentielle, (c) gaussienne et (d) sphérique.

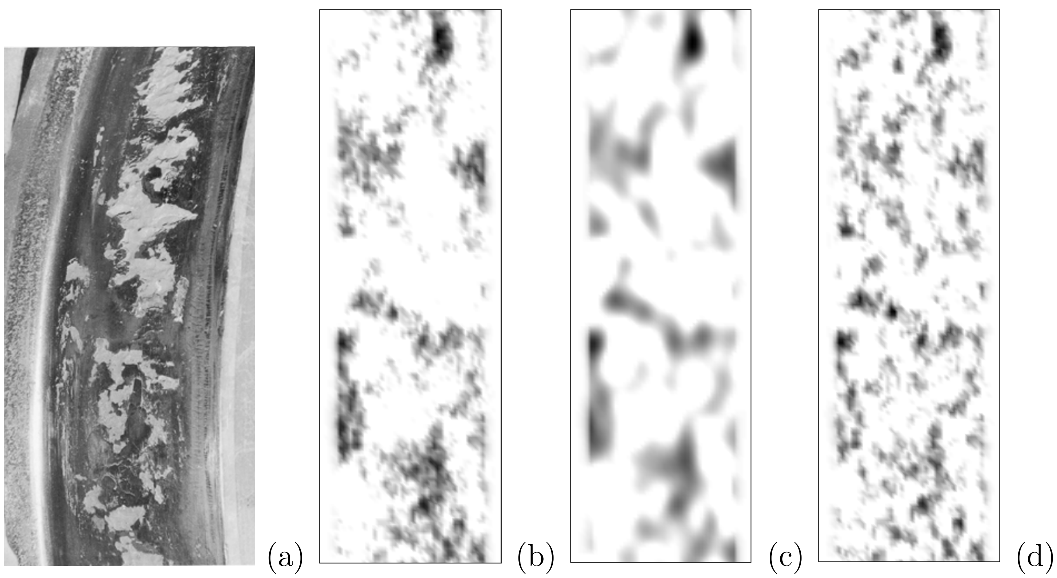


FIGURE 3.22 – Surfaces avec un écaillage de classe 4 (a) réelle et générées avec des fonctions de covariance (b) exponentielle, (c) gaussienne et (d) sphérique.

Afin de déterminer le nombre de tirages optimal à réaliser, la fonction de covariance est recalculée à partir d'un nombre croissant d'échantillons puis comparée à la loi de covariance utilisée pour les générer. Cette étude est menée en une dimension, ce qui permet de faciliter la discussion sans pour autant perdre en généralité.
Les résultats sont présentés Figure 3.23 pour 1, 20, 50 et 1 000 tirages. En premier lieu, on remarque que l'allure de la fonction de covariance recalculée varie peu au-delà de 20

échantillons, qui peut donc être adopté comme le nombre minimal de tirages à effectuer pour cette étude.

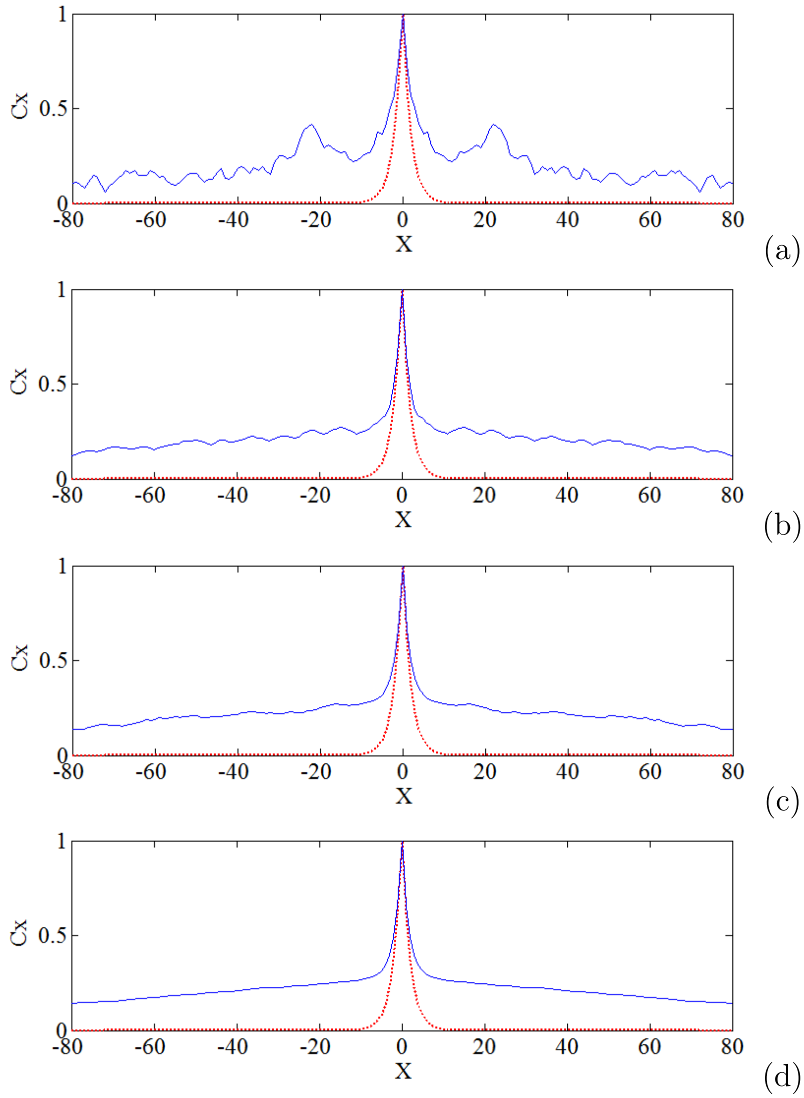
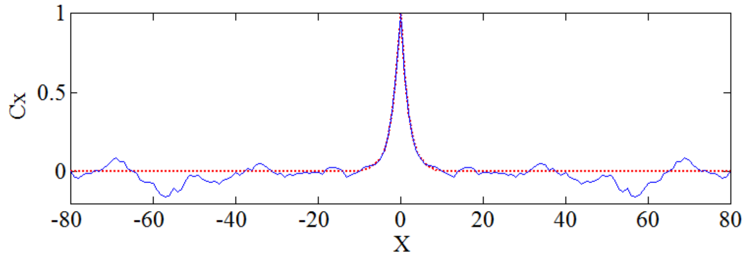


FIGURE 3.23 – Fonctions de covariance ... originale et — recalculée à partir de (a) 1, (b) 20, (c) 50 et (d) 1 000 échantillons.

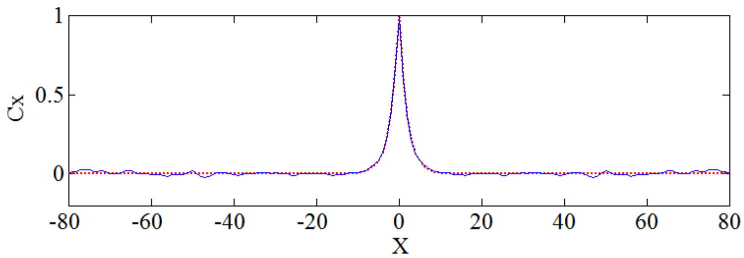
On note cependant une erreur conséquente entre les deux fonctions lorsqu'on s'éloigne du centre du domaine.
Afin de l'évaluer, 10 générations sont effectuées pour chaque nombre d'échantillons testé. Les erreurs obtenues à chaque répétition par l'expression (3.12) sont ensuite moyennées, ce qui aboutit à des erreurs de 183%, 177, 2%, 177, 1% et 176, 8% pour respectivement 1, 20, 50 et 1 000 échantillons.

$$\varepsilon = \frac{\|C_X^{Ref} - C_X\|}{\|C_X^{Ref}\|} \times 100 \tag{3.12}$$

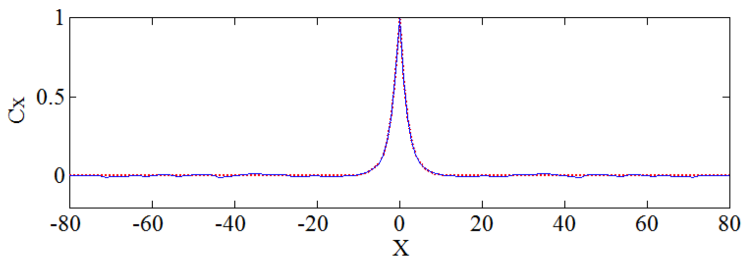
Cette erreur est en fait due au seuillage effectué pour ne garder que les valeurs négatives et ainsi ne modéliser que les creux sur les bandes de roulement. Il est donc normal de ne pas pouvoir retrouver complètement la fonction de covariance cible puisque les surfaces aléatoires ont été modifiées.
Si l'opération de seuillage n'est pas effectuée, les erreurs entre les fonctions de covariance représentées Figure 3.24 tombent à $36,6\%$, $9,1\%$, $5,6\%$ et $1,5\%$.
Ces comparaisons montrent une fois encore que 20 tirages suffisent pour retrouver la fonction de covariance initiale.



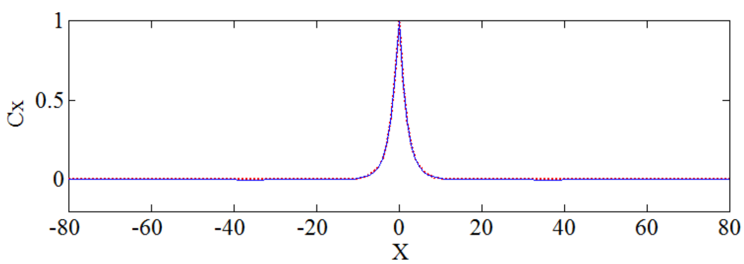
(a)



(b)



(c)



(d)

Figure 3.24 – Fonctions de covariance ... originale et — recalculée à partir de (a) 1, (b) 20, (c) 50 et (d) 1 000 échantillons sans seuillage.

L'ajustement des longueurs de corrélation longitudinale L_{c_x} et latérale L_{c_y} est quant à lui réalisé en tenant compte de la taille apparente des défauts sur les surfaces réelles et de la discrétisation du champ.

Afin de déterminer la discrétisation optimale à mettre en œuvre, des simulations sont réalisées pour 20 échantillons avec une longueur de corrélation de 2 mm et des pas de 1, $0,1$ et $0,01$ mm. Les fonctions de covariance sont une nouvelle fois calculées et comparées à l'originale Figure 3.25.

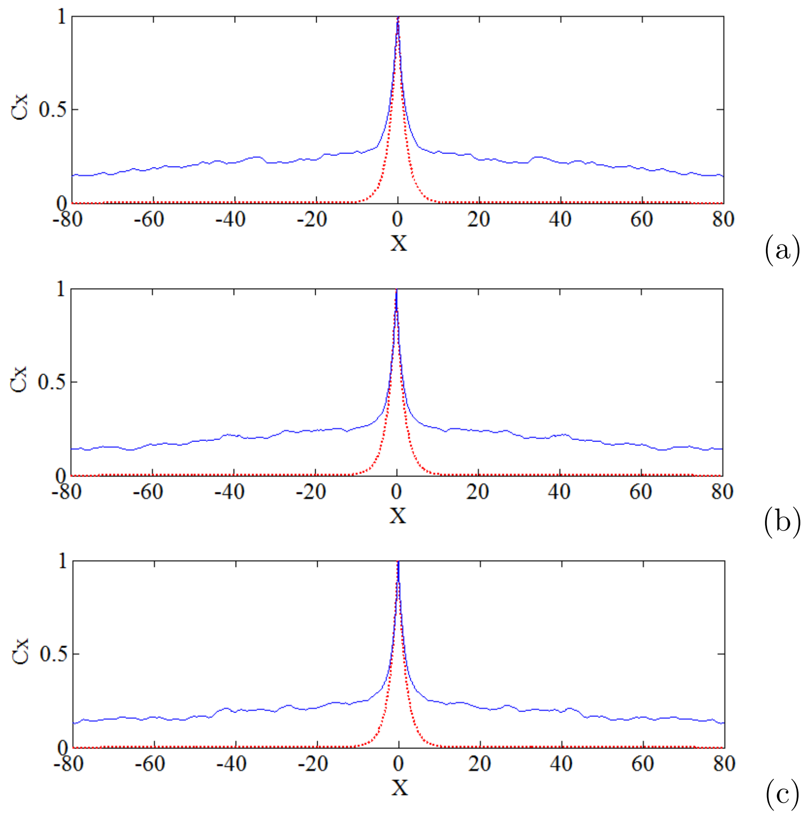


FIGURE 3.25 – Fonctions de covariance . . . originale et — recalculée à partir de 20 échantillons avec une discrétisation de (a) 1 mm, (b) $0,1$ mm et (c) $0,01$ mm.

Il s'avère que la finesse du pas n'a pas d'effet significatif sur l'erreur qui reste de l'ordre de 170% (9% sans le seuillage).
De plus, afin de faciliter l'exploitation des surfaces générées, il a été choisi d'utiliser le même pas pour la discrétisation du champ et celle de la zone de contact potentielle du modèle d'interaction véhicule-voie.
Par conséquent, pour ne pas augmenter démesurément les temps de calculs, le choix d'une discrétisation de 1 mm est fait.

Les paramètres finalement retenus pour modéliser les quatre classes de l'écaillage sont résumés dans la Table 3.7.
Une discrétisation du champ aléatoire au millimètre est effectuée et 20 tirages sont réalisés pour chaque classe d'écaillage avec les données définies dans les Tables 3.5 à 3.7.

Classe d'écaillage	Loi de covariance	L_{c_x} (mm)	L_{c_y} (mm)
Classe 1	Exponentielle	2	1
Classe 2	Exponentielle	5	5
Classe 3	Sphérique	7	5
Classe 4	Exponentielle	7	5

TABLE 3.7 – Loi et longueurs de corrélation utilisées en fonction de la classe.

La Figure 3.26 présente les fonctions de covariance dans les directions longitudinale et latérale calculées à partir des 20 surfaces générées en regard des fonctions originales.

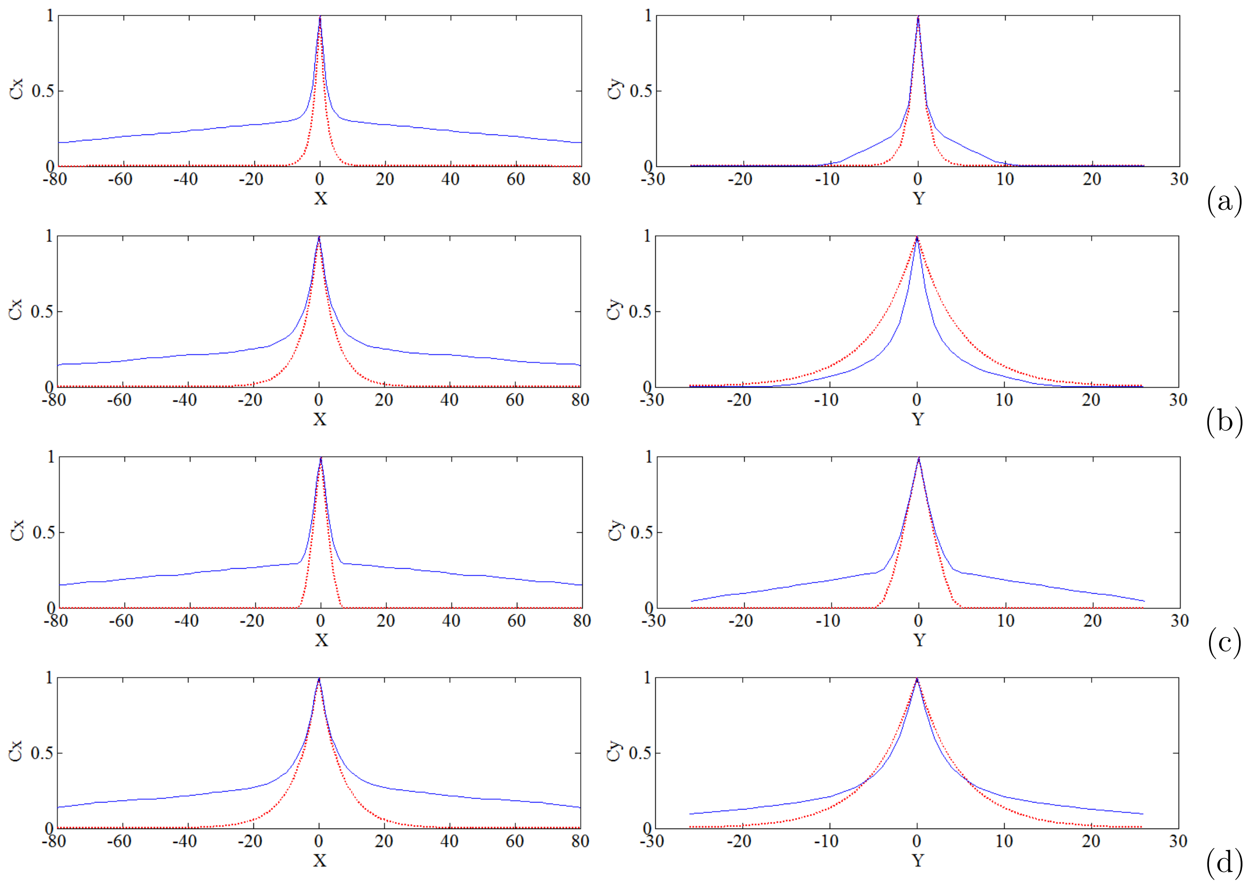


FIGURE 3.26 – Fonctions de covariance ... originales et — recalculées dans les directions longitudinale (gauche) et latérale (droite) pour les classes d'écaillage (a) 1, (b) 2, (c) 3 et (d) 4.

On remarque que les fonctions calculées pour les 4 classes présentent des allures similaires à celles obtenues Figures 3.23 et 3.25. Les écarts observés pour les faibles valeurs de corrélation sont donc uniquement dûs au seuillage et les surfaces générées peuvent être exploitées avec le modèle d'interaction véhicule-voie.

3.2.3 Intégration au modèle d'interaction véhicule-voie

Les surfaces générées sont obtenues sous forme de matrices Z_E de taille 53×1590 qui contiennent les altitudes des défauts associés aux points de la bande de roulement discrétisée. Le nombre de lignes correspond au nombre n_l de ressorts répartis dans la direction latérale avec le pas choisi, soit 1 mm. Le nombre de colonne n_p correspond quant à lui à la discrétisation du périmètre $\mathcal{P}$, arrondi au pas supérieur.

Pour une position longitudinale x donnée, le nombre de tours de roue effectués est calculé et la position, alors notée x^*, est ramenée dans l'intervalle $[0, \mathcal{P}]$.
Plusieurs cas de figure sont alors possible :

Cas n°1 La position x^* correspond à une colonne k de la matrice Z_E (Figure 3.27).

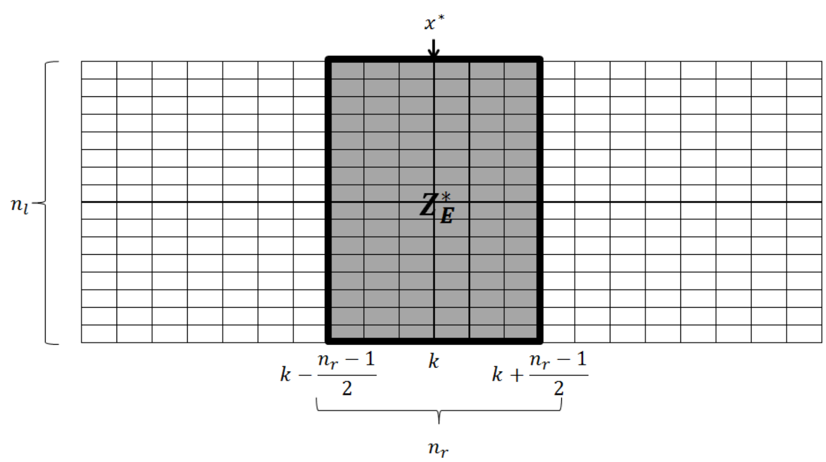


FIGURE 3.27 – Cas n°1 : la position de la roue coïncide avec un nœud de la surface discrétisée.

Dans ce cas, les positions des n_r ressorts répartis longitudinalement sur l'Aire de Contact Potentielle (ACP) sont données par les colonnes $k - \frac{n_r-1}{2}$ à $k + \frac{n_r-1}{2}$.
La discrétisation latérale étant identique, l'altitude des points de l'ACP est donc directement donnée par la matrice grisée Z_E^*.
Le profil de la roue s'exprime alors grâce à l'expression (3.13)

$$z_W(x + s_f(x), y + s_g(y)) = \sqrt{R_W'^2 - s_f^2(x)} + z_W(0, y + s_g(y)) + Z_E^*(f, g) \tag{3.13}$$

avec $s_f(x) = (f - 1 - \frac{n_r-1}{2})$, $1 \leq f \leq n_r$ et $s_g(y) = (g - 1 - \frac{n_l-1}{2})$, $1 \leq g \leq n_l$.

Cas n°2 La position x^* correspond à une colonne k de la matrice Z_E mais les n_r colonnes ne sont pas consécutives (Figure 3.28).
Si la position x^* est telle que $k - \frac{n_r-1}{2} < 1$ ou $k + \frac{n_r-1}{2} > n_p$, il devient nécessaire de "refermer" la surface de la roue.
La matrice Z_E^* utilisée dans l'expression (3.13) est alors la réunion des deux blocs $Z_{E_1}^*$ et $Z_{E_2}^*$.

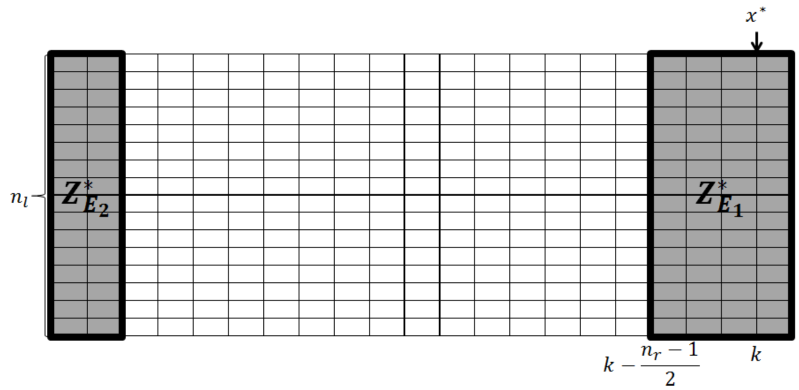


FIGURE 3.28 – Cas n°2 : la position de la roue coïncide avec un nœud de la surface discrétisée mais les n_r colonnes ne sont pas consécutives.

Cas n°3 La position x^* ne correspond pas à une colonne k de la matrice Z_E (Figure 3.29). Dans ce cas, la colonne k qui précède immédiatement la position x^* est identifiée.
La matrice réduite composée des colonnes $k - \frac{n_r-1}{2}$ à $k + \frac{n_r-1}{2} + 1$ est ensuite interpolée linéairement pour recaler les positions longitudinales sur le segment $[-a' \,;\, a']$, ce qui aboutit à la matrice Z^*_E.
L'expression (3.13) est alors appliquée.
Si les $n_r + 1$ colonnes composant la matrice à interpoler ne sont pas consécutives, la même opération que dans le cas n°2 doit au préalable être effectuée.

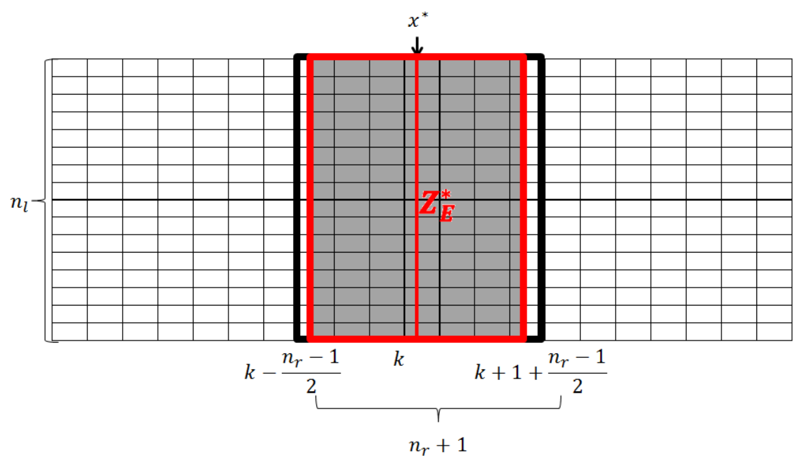


FIGURE 3.29 – Cas n°3 : la position de la roue ne coïncide pas avec un nœud de la surface discrétisée.

3.2.4 Influence du stade de l'écaillage

Les surfaces écaillées étant maintenant introduites dans le modèle, des simulations peuvent être menées pour mesurer l'influence de la classe du défaut. Puisqu'on ne s'intéresse ici qu'à l'effet de l'écaillage, seul un demi-essieu est modélisé et l'ensemble des paramètres est listé dans la Table 3.1, avec un maillage de 1 mm^2.

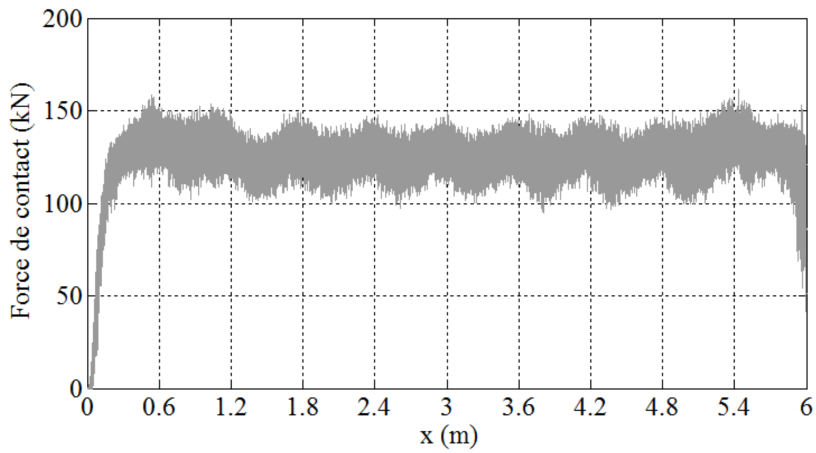


FIGURE 3.30 – Forces de contact obtenues avec les 20 tirages aléatoires de la classe 1.

L'allure globale des forces de contact obtenues, dont un exemple est donné Figure 3.30 pour la classe 1, montre une périodicité liée à la présence des traverses, comme dans le cas sans défaut.
Pour plus de lisibilité, les résultats pour chaque classe sont donc présentés Figure 3.31 sur cinq travées centrales.
On remarque tout d'abord des variations importantes de la force, dont les valeurs les plus élevées sont atteintes au niveau des traverses. De plus, on observe que l'amplitude des variations augmente avec la classe du défaut.

Afin de mesurer la dispersion des réponses, les forces de contact sont ré-échantillonnées pour tenir compte des pas de temps, qui varient d'une simulation à l'autre. La moyenne des différents maxima et minima est ensuite calculée sur l'intervalle $[1,8\,;\,4,8]$ mètres pour déterminer les écarts moyens supérieur et inférieur des réponses par rapport à la force de contact sans défaut.
Ces écarts sont également utilisés pour déterminer le coefficient de variation, défini comme le ratio entre l'écart-type et la valeur moyenne, qui quantifie la variation des maxima et des minima autour de leur valeur moyenne.
L'ensemble de ces résultats est résumé pour chaque classe dans la Table 3.8.
Il apparaît que la classe 1 est la moins dispersive puisqu'elle génère des écarts d'environ 8% entre la force sans défaut et la moyenne des extrema des réponses obtenues. Au contraire, la classe 4 est la plus dispersive avec des écarts moyens supérieurs à 20%. Ce résultat va bien dans le sens d'une concordance entre l'augmentation de l'agressivité et celle du numéro de classe.

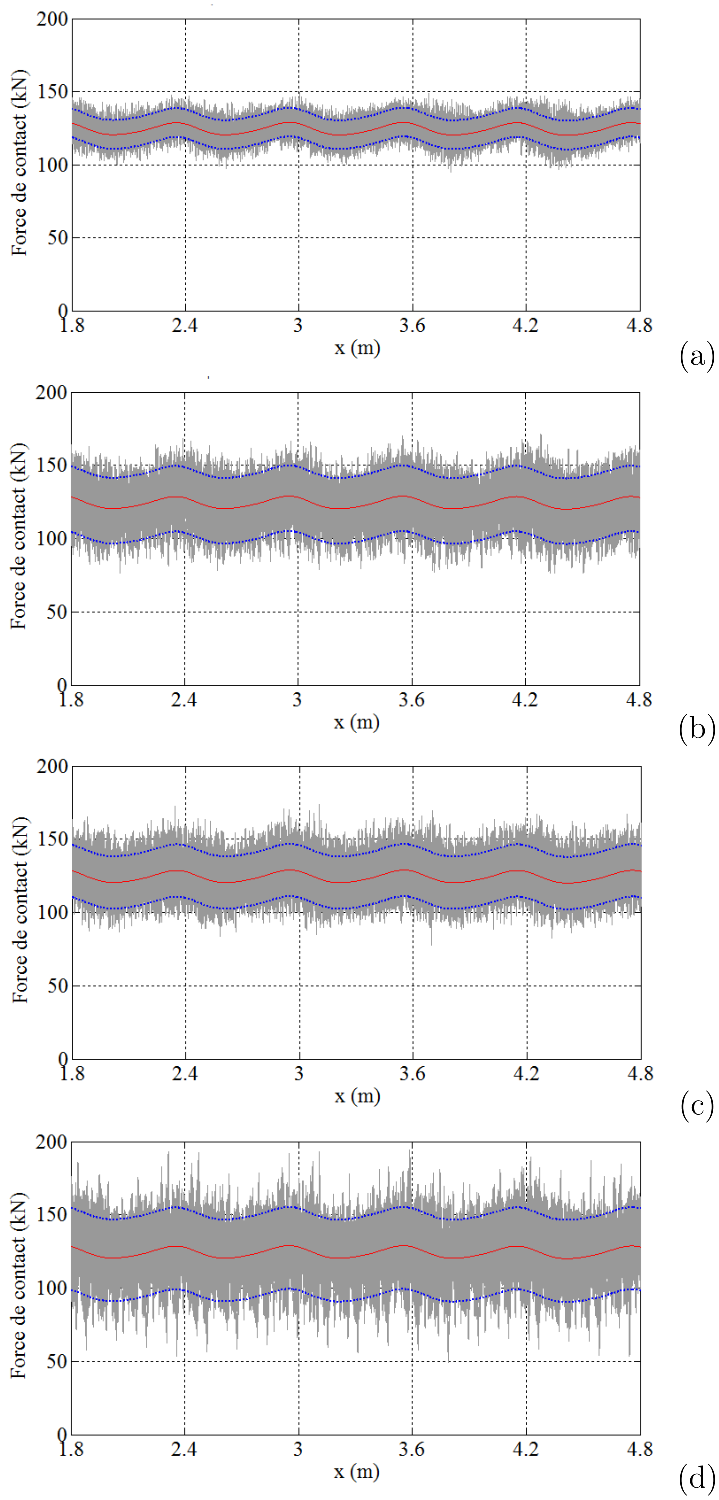


Figure 3.31 – Pour les classes d'écaillage (a) 1, (b) 2, (c) 3 et (d) 4 : — force de contact sans défaut, — forces de contact obtenues avec les 20 surfaces écaillées et ··· forces maximale et minimale moyennes de ces réponses.

Classe d'écaillage	Ecart moyen supérieur (%)	Coeff. de variation supérieur (%)	Ecart moyen inférieur (%)	Coeff. de variation inférieur (%)
Classe 1	7,88	34,75	7,98	36,75
Classe 2	16,68	27,77	19,36	30,45
Classe 3	14,18	37,67	14,58	33,58
Classe 4	21,08	31,52	23,98	37,65

TABLE 3.8 – Dispersion des résultats par rapport à la force sans défaut en fonction de la classe.

Les classes 2 et 3 ont quant à elles des résultats assez proches, de l'ordre de 15% pour la classe 3 et d'un niveau légèrement plus élevé pour la classe 2. Ce résultat va à l'encontre des attentes puisque la classe 3 est la plus nocive des deux.
Il est donc intéressant de se pencher sur les coefficients de variation. On s'aperçoit alors que ceux-ci sont plus élevés pour la classe 3 que pour la classe 2, en particulier pour les valeurs maximales ($37,67\%$ contre $27,77\%$). A partir d'une moyenne des maxima presque identique, la classe 3 fait subir à l'interaction véhicule-voie des variations d'efforts plus importantes que la classe 2, ce qui peut justifier sa plus grande agressivité.

Ces résultats peuvent notamment être dûs à l'utilisation d'une loi de covariance différente pour la classe 3. Chaque stade étant principalement défini par quatre paramètres, il est donc pertinent de déterminer lequel ou lesquels sont les plus significatifs pour la dispersion des résultats.

3.2.5 Influence des paramètres de modélisation

Telles qu'elles sont modélisées dans ces travaux, les classes d'écaillage sont avant tout définies par leur loi de covariance, leurs longueurs de corrélation (L_{c_x}, L_{c_y}), la largeur de surface impactée et la profondeur maximale du défaut.
Afin de mesurer l'influence de l'évolution de chaque paramètre et de classifier leur importance dans la modélisation de l'écaillage, plusieurs simulations sont réalisées à partir d'un même tirage aléatoire en les faisant varier un à un.

3.2.5.1 Influence de la loi de covariance

On s'intéresse tout d'abord à l'influence de la loi de covariance. Pour cela, deux simulations sont réalisées avec des longueurs de corrélations de 5 mm dans les deux directions, une profondeur maximale de 2 mm et une largeur impactée de 40%. Les lois exponentielle et sphérique sont utilisées pour calculer la fonction de covariance et les résultats sont comparés à la force sans défaut.
Pour cela, les efforts obtenus sont ré-échelonnés et les écarts moyens supérieur et inférieur, calculés de la même manière que dans la section 3.2.4, sont présentés Figure 3.32. On observe que l'utilisation d'une loi sphérique divise par environ $1,5$ les écarts moyens supérieurs et inférieurs par rapport à une loi exponentielle.

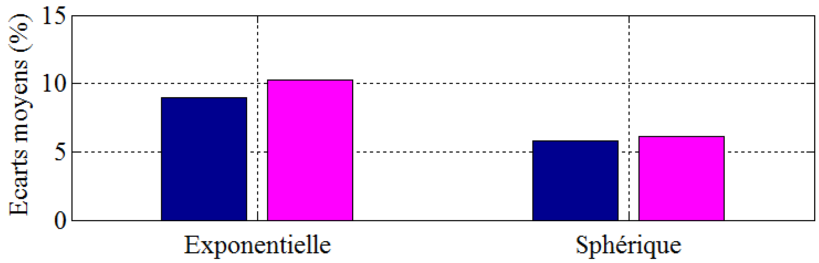


FIGURE 3.32 – Ecarts moyens ■ supérieur et ■ inférieur entre la force de contact sans défaut et les efforts obtenus en faisant varier la loi de covariance.

3.2.5.2 Influence de l'évolution des longueurs de corrélation

Dans ce paragraphe, la loi exponentielle est conservée, ainsi qu'une profondeur maximale de 2 mm et une largeur impactée de 40%. Les simulations sont menées avec les longueurs de corrélation listées dans la Table 3.9 pour évaluer leur impact.

Cas n°	2.1	2.2	2.3	2.4	2.5
L_{c_x}, L_{c_y} (mm)	2, 2	3, 3	4, 4	5, 5	6, 6

TABLE 3.9 – Configurations étudiées pour évaluer l'influence de l'évolution des longueurs de corrélation sur la modélisation de l'écaillage.

Les écarts moyens entre les efforts obtenus et la force sans défaut sont présentés Figure3.33. Il s'avère que l'augmentation des longueurs de corrélation est à l'origine de celle des écarts moyens, qui est plus importante pour les valeurs minimales que maximales. En effet, la multiplication par 3 des longueurs de corrélation augmente les écarts maximum et minimum de respectivement 32% et 60%.

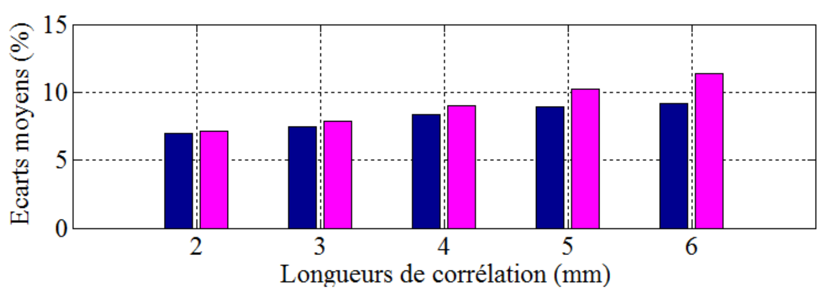


FIGURE 3.33 – Ecarts moyens ■ supérieur et ■ inférieur entre la force de contact sans défaut et les efforts obtenus en faisant varier les longueurs de corrélation.

3.2.5.3 Influence de l'évolution de la surface impactée

Afin de mesurer l'influence de l'évolution de la largeur de surface impactée par l'écaillage, on fait varier celle-ci selon les valeurs définies Table 3.10. La loi exponentielle ainsi qu'une profondeur maximale de 2 mm sont maintenues et des longueurs de corrélation de 5 mm sont utilisées.

Cas n°	3.1	3.2	3.3	3.4	3.5
Largeur impactée (%)	10	25	40	55	70

TABLE 3.10 – Configurations étudiées pour évaluer l'influence de l'évolution de la largeur impactée sur la modélisation de l'écaillage.

L'évolution des écarts, illustrée Figure 3.34, montre qu'à partir d'un seuil compris entre 25 et 40%, la largeur impactée n'a plus d'influence sur la dispersion des résultats. Cela s'explique par le fait qu'au-delà de ce seuil, l'écaillage du profil est affecté à une zone extérieure au contact.

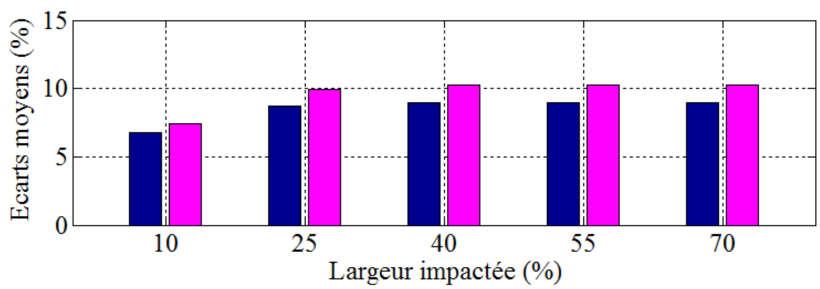


FIGURE 3.34 – Ecarts moyens ■ supérieur et ■ inférieur entre la force de contact sans défaut et les efforts obtenus en faisant varier la largeur de surface impactée.

3.2.5.4 Influence de l'évolution de la profondeur maximale du défaut

Enfin, l'effet de l'évolution de la profondeur maximale est étudié. Pour cela, les simulations sont menées avec une loi exponentielle, des longueurs de corrélation de 5 mm et une largeur impactée de 40%. Les profondeurs maximales varient quant à elles de $1,5$ à $3,5$ mm avec un pas de $0,5$ mm.

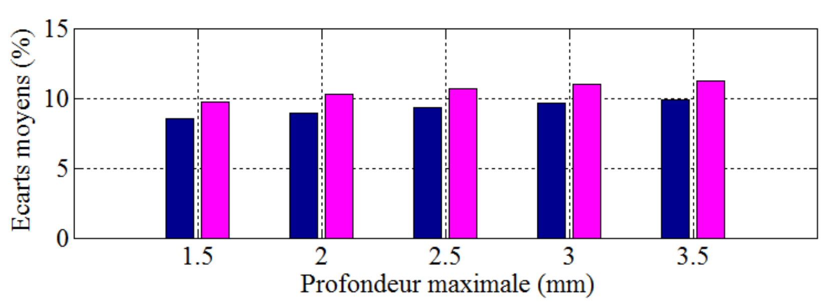


FIGURE 3.35 – Ecarts moyens ■ supérieur et ■ inférieur entre la force de contact sans défaut et les efforts obtenus en faisant varier la profondeur maximale.

Les écarts moyens sont représentés Figure3.35. On remarque qu'ils augmentent avec la profondeur selon une marge de progression qui a tendance à diminuer ($+5\%$ entre $1,5$ et 2 mm contre $+2,6\%$ entre 3 et $3,5$ mm).

3.2.5.5 Classification des paramètres en fonction de leur influence

Les analyses menées jusqu'ici ont permis d'évaluer l'effet de l'évolution de chaque paramètre par rapport à la force sans contact. Afin de classifier leur impact sur la modélisation, les résultats obtenus à partir des cinq configurations présentées dans la Table 3.11 sont comparées.

Cas n°	5.1	5.2	5.3	5.4	5.5
Loi	Exponentielle	Sphérique	Exponentielle	Exponentielle	Exponentielle
L_{c_x}, L_{c_y} (mm)	$5,5$	$5,5$	$3,3$	$5,5$	$5,5$
Largeur (%)	40	40	40	24	40
Prof. (mm)	2	2	2	2	$1,2$

TABLE 3.11 – Configurations étudiées pour classifier les paramètres selon leur influence.

Le cas 5.1 est considéré comme la référence à partir de laquelle les différents paramètres varient un à un. Ces derniers représentant des quantités différentes, on impose une variation identique de -40% pour pouvoir comparer l'effet de chaque paramètre par rapport à la référence.
Les vecteurs contenant les forces de contact sont ramenés à la taille du plus petit par une interpolation linéaire et l'écart entre les réponses comparées est calculé par l'expression (2.25) rappelée ci-dessous.

$$\varepsilon = \frac{\|F_n^1 - F_n^2\|}{\|F_n^1\| + \|F_n^2\|} \times 100$$

La Table 3.12 résume, pour chaque paramètre, les configurations comparées et les écarts obtenus entre les réponses. Il apparaît que le facteur le plus déterminant est la profondeur, bien que l'influence des longueurs de corrélation ne soit pas négligeable.

Paramètre étudié	Cas n°	Influence du paramètre (%)
Loi de covariance	5.1 et 5.2	$2,71$
Longueurs de corrélation	5.1 et 5.3	$4,37$
Largeur de surface impactée	5.1 et 5.4	$0,57$
Profondeur maximale	5.1 et 5.5	$5,79$

TABLE 3.12 – Influence des paramètres de modélisation de l'écaillage.

Les différentes analyses réalisées dans cette section ont montré que les facteurs de modélisation les plus déterminants sont la profondeur et les longueurs de corrélation. La largeur impactée a, quant à elle, un impact limité, qui n'évolue plus au-delà d'un certain seuil.

3.2.6 Influence de la vitesse

La vitesse ayant une influence importante sur le comportement des défauts étudiés dans la partie 3.1, son impact est analysé en présence d'écaillage.
Pour cela, un même tirage aléatoire est utilisé pour générer une surface de chaque classe avec les paramètres définis Tables 3.6 et 3.7. La profondeur maximale du défaut est fixée à la valeur médiane des intervalles choisis Table 3.5, soit pour les classes 1, 2, 3 et 4, des profondeurs respectives de $0,75$, $1,375$, $2,125$ et 3 mm. Les simulations sont menées en faisant varier les vitesses de 25 à 150 km.h^{-1} avec un pas de 25 km.h^{-1}.

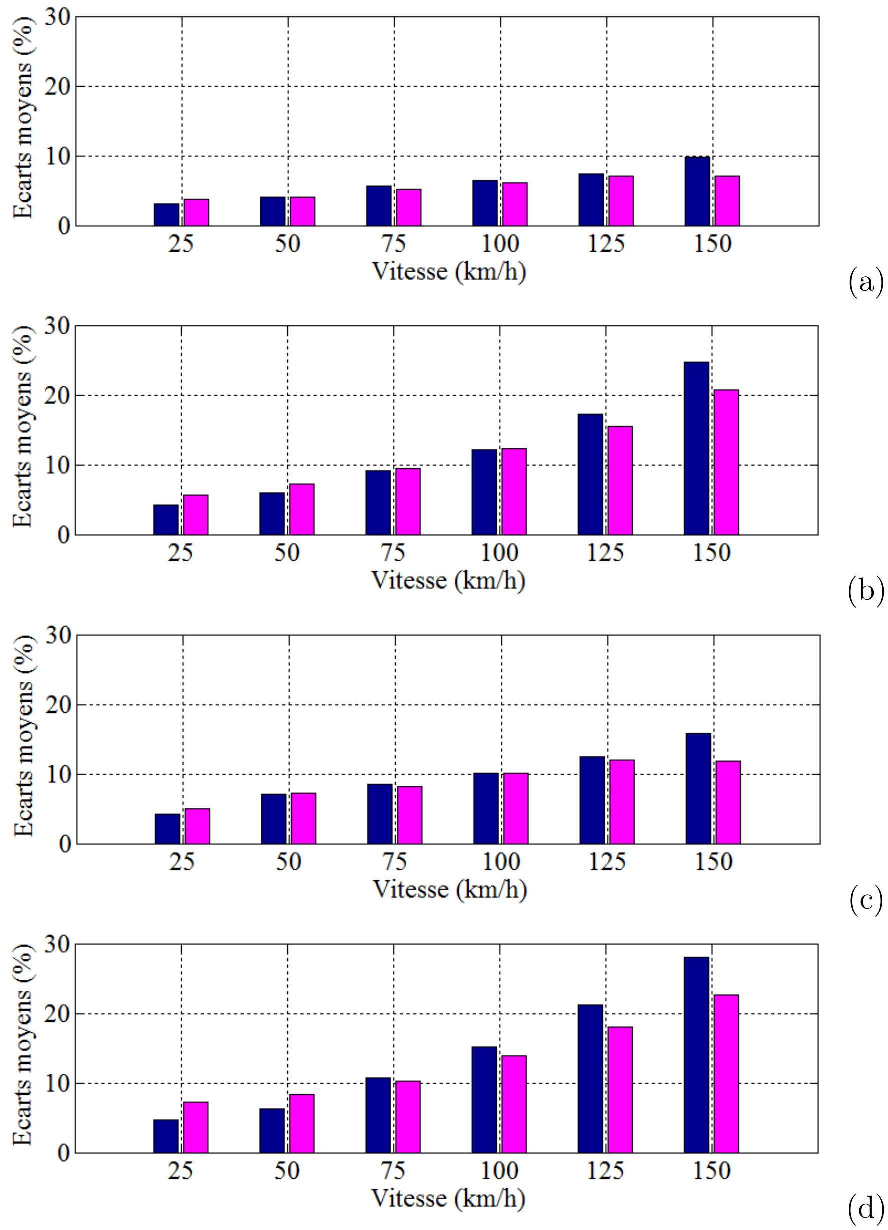


FIGURE 3.36 – Ecarts moyens ■ supérieur et ■ inférieur entre la force de contact sans défaut et les efforts obtenus en faisant varier la vitesse pour les classes (a) 1, (b) 2, (c) 3 et (d) 4.

Les écarts moyens supérieur et inférieur sont présentés Figure 3.36 pour chaque classe en fonction de la vitesse.
Dans tous les cas, on observe l'augmentation de la dispersion avec la vitesse. Cette tendance est néanmoins plus prononcée pour les classes 2 et 4, qui atteignent des niveaux d'écarts moyens supérieurs à 20% lorsque la vitesse est de 150 km.h^{-1}.
La tendance générale va bien dans le sens d'une augmentation des niveaux de réponse avec le degré de l'écaillage. Néanmoins, cette règle ne s'applique pas à la classe 3, qui conduit à des niveaux de réponse moins importants que la classe 2, comme cela a déjà été observé au paragraphe 3.2.4.

La Figure 3.37 décrit plus précisément l'évolution du minimum de la force de contact pour chaque classe en fonction de la vitesse.
On remarque que les minima des classes 2 et 4 ont une nette tendance à la diminution, avec un risque de pertes ponctuelles de contact au-delà de 150 km.h^{-1}.

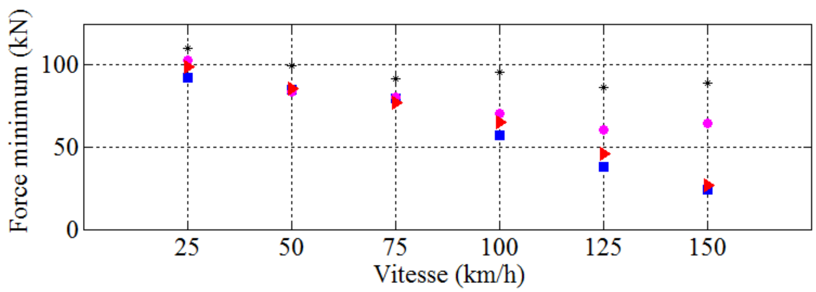


FIGURE 3.37 – Evolution des minima de la force de contact pour les classes ∗ 1, ▶ 2 ● 3 et ■ 4.

3.3 Conclusion

Dans ce chapitre, l'influence des défauts géométriques sur l'interaction véhicule-voie a été étudiée.
On a notamment pu remarquer que les défauts localisés (méplats, éclats, joints de rail) provoquent des perturbations ponctuelles de forte intensité tandis que les défauts répartis de type rugosité et écaillage affectent plus globalement la réponse du système sans changer son allure générale.
Il a également été mis en évidence que l'augmentation de la vitesse joue un rôle prépondérant en accentuant les différents phénomènes inhérents à la présence de défauts : apparition de pertes de contact, augmentation des forces d'impact, amplification ou réduction des amplitudes.
L'effet des paramètres spécifiques à chaque défaut a aussi été évalué, en particulier :

- L'augmentation de la profondeur du méplat, qui provoque des pertes de contact et des impacts plus importants.
- L'amplitude de la rugosité, dont l'augmentation génère des oscillations d'amplitude plus élevée.

- L'accentuation de l'affaissement du rail au niveau du joint, qui amplifie la force d'impact.
- La taille et la position latérale de l'éclat dont l'influence est d'autant plus grande que son diamètre est important et qu'il est proche de la zone de contact.

Cette analyse a été complétée en combinant éclat et rugosité, ce qui a permis d'établir que les défauts répartis de type rugosité ont des effets négligeables dans la zone d'impact des défauts localisés.
Enfin, la modélisation d'un demi-bogie a permis de mettre en lumière les perturbations provoquées par ces défauts localisés sur le comportement des roues adjacentes, mêmes parfaites.

Dans la deuxième partie, une modélisation des défauts permettant de prendre en compte la variation de leur géométrie dans la direction latérale a été proposée.
Elle consiste à générer directement les bandes de roulement irrégulières de la roue et du rail avant de les intégrer comme données d'entrée au modèle d'interaction véhicule-voie. Ces surfaces sont créées avec des champs aléatoires, qui peuvent être construits à partir de modèles théoriques ou de relevés expérimentaux réalisés sur des profils réels.
Cette méthode est utilisable pour modéliser tous les types de défauts, en particulier s'ils sont faiblement corrélés latéralement comme la rugosité ou l'écaillage. Ce dernier a d'ailleurs fait l'objet d'analyses pour déterminer l'influence des paramètres de modélisation et de l'état de surface de la roue sur les efforts de contact.

On a d'abord pu constater que, comme pour le méplat, la profondeur de l'écaillage est le facteur le plus significatif du modèle. De même, l'impact déterminant de la vitesse a également été mis en évidence.
Il apparaît que la classe 1, qui est pourtant le stade le plus précoce de l'écaillage, provoque des variations de la force de contact de même amplitude que l'usure ondulatoire d'amplitude 50 μm et de longueur d'onde 300 mm modélisée section 3.1.2. Cependant, comme on peut le voir Figure 3.38, les variations sont beaucoup plus brutales.

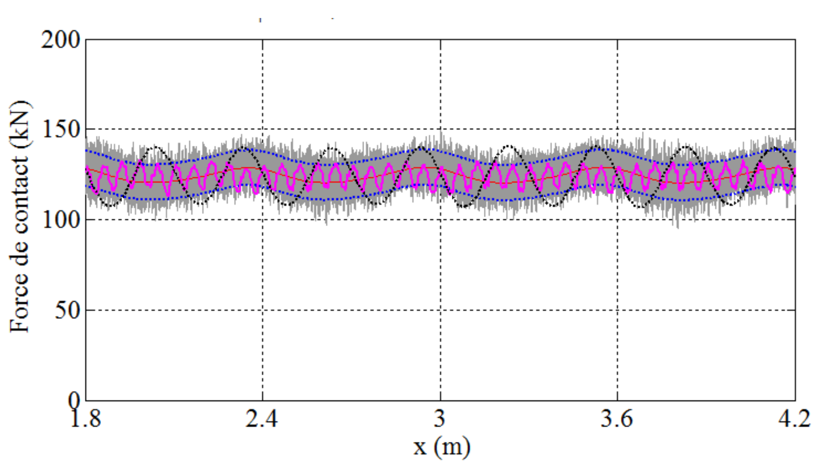


FIGURE 3.38 – Forces de contact obtenues avec (a) — un écaillage de classe 1 (··· forces maximale et minimale moyennes, — force de contact sans défaut) et des usures ondulatoires d'amplitude 50 μm et de longueurs d'onde ··· 300 mm et — 60 mm.

On a également constaté que ces variations s'amplifient avec la dégradation de la bande de roulement jusqu'à la classe 4, qui correspond au stade d'écaillage le plus avancé et qui entraîne le retrait de service de la roue. Avec des variations d'amplitude moyennes supérieures à $\pm 20\%$ par rapport à la force sans défaut, cette classe admet une force moyenne supérieure du même ordre de grandeur qu'un impact généré dans les mêmes conditions de simulation par un méplat arrondi de $0,9$ mm (Figure 3.39), ce qui peut expliquer la préconisation retenue.

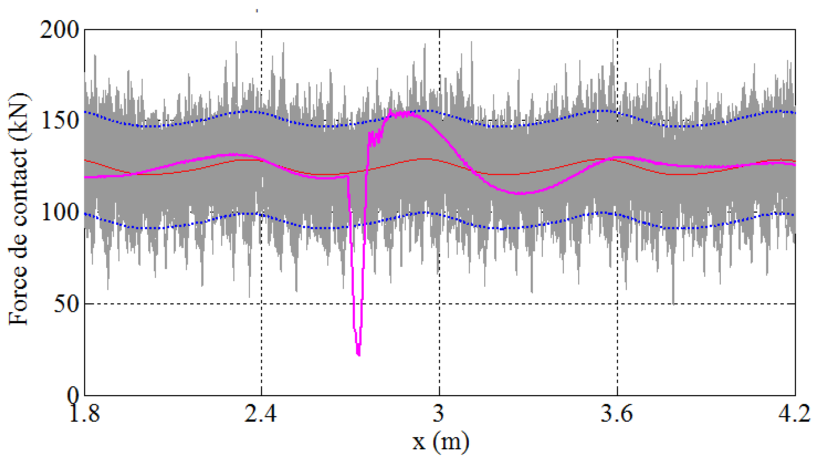


FIGURE 3.39 – Forces de contact obtenues avec — un écaillage de classe 4 (··· forces maximale et minimale moyennes, — force de contact sans défaut) et — un méplat arrondi de profondeur $0,9$ mm.

Conclusion et perspectives

Dans cette thèse, un modèle dynamique d'interaction véhicule-voie a été présenté. Grâce à l'utilisation d'une approche temporelle, ce modèle est apte à traiter les non-linéarités dans la zone de contact et donc à prendre en compte les défauts géométriques qui peuvent apparaître sur les bandes de roulement.

Afin de garantir des résultats précis tout en conservant des temps de calculs relativement faibles, le comportement de la voie, composée d'une poutre reposant sur des supports périodiques, est obtenu par une formulation semi-analytique tandis qu'une approche multi-corps est utilisée pour représenter le comportement d'un demi-bogie.
Bien que seul le comportement vertical de l'interaction véhicule-voie soit étudié, un modèle de contact tridimensionnel, basé sur une procédure *Distributed Point Reacting Spring* (DPRS) sous forme discrétisée, est introduit.
Ce modèle, qui consiste à introduire une couche uniforme de ressorts indépendants entre les surfaces en contact, permet de représenter les géométries réelles de la roue et du rail, qui peuvent notamment être obtenues par des relevés topographiques.

En l'absence de données expérimentales, les défauts étudiés sont généralement modélisés par des fonctions analytiques. Cette démarche n'est toutefois applicable que pour des défauts localisés de type méplat ou pour lesquels la géométrie varie peu dans la direction latérale comme la rugosité du rail.
Si ce n'est pas le cas, en particulier pour les écaillages, une représentation surfacique du défaut est nécessaire et sa variabilité spatiale dans les deux directions peut être modélisée par des champs aléatoires.

Le modèle proposé dans le chapitre 2 a d'abord été validé pour des surfaces parfaites par comparaison à un modèle éléments finis développé à partir de profils réels de roue et de rail. Les résultats faisant état d'écarts inférieurs à 4% dans la description du comportement vertical de l'interaction véhicule-voie et de la zone de contact, les défauts géométriques les plus répandus ont été introduits dans le chapitre 3.
Différentes simulations ont été menées, à la fois pour vérifier la cohérence des résultats obtenus avec la littérature, mais aussi pour évaluer l'influence des différents paramètres caractérisant chaque défaut. L'effet de leur combinaison a également été analysé, ainsi que celui de la présence de plusieurs roues sur le rail.

Il a ainsi pu être mis en évidence que la vitesse est l'un des paramètres les plus influents, de même que la variation verticale des profils, due à la profondeur du méplat et de l'écaillage, à l'affaissement du joint de rail ou à l'amplitude de la rugosité.

Il s'avère également que les défauts localisés engendrent des perturbations ponctuelles de forte intensité qui se répercutent sur le comportement des autres roues du véhicule, contrairement à la rugosité du rail qui les affecte toutes de la même manière. D'autre part, cette rugosité n'a que peu d'influence dans les zones d'impact.
Enfin, il a été montré que parmi les paramètres qui caractérisent l'écaillage, la loi de covariance et les longueurs de corrélation ont une influence non négligeable. Or, leur choix repose sur un nombre limité de données quantitatives et peut donc être discuté. Cependant, comme la loi de covariance et les longueurs de corrélation peuvent être obtenues par traitement de topographies mesurées, la stratégie de modélisation développée n'est pas remise en cause mais les observations faites dans ces travaux doivent être confirmées par des résultats expérimentaux.
Toutefois, les résultats obtenus sont encourageants puisqu'ils sont cohérents avec les effets de classes attendus. En effet, on a pu constater que l'écaillage a un impact d'autant plus important sur les efforts de contact que sa classe est élevée. Par conséquent, l'approche de modélisation proposée semble bien être représentative du défaut.

L'une des perspectives de ces travaux est la mise en œuvre de campagnes d'essais pour obtenir le comportement de l'interaction véhicule-voie en fonction des profils de roue et de rail. Cette étape est nécessaire pour compléter la validation du modèle développé, jusqu'ici limitée à des comparaisons entre modèles du fait de l'absence de données.
Les mesures effectuées permettront également d'améliorer la représentation surfacique des profils affectés de défauts, qu'ils soient locaux ou répartis.
En effet, une amélioration dans la prise en compte des irrégularités consisterait à n'utiliser que des données d'entrée surfaciques basées sur des géométries réelles, écartant ainsi l'hypothèse simplificatrice d'un profil constant dans la direction latérale qui n'est, en réalité, jamais vérifiée.
Pour cela, une optimisation du programme informatique développé doit être effectuée pour gérer plus efficacement le volume de données engendré par la description des surfaces en contact. En effet, pour la voie, la quantité de données est potentiellement très importante mais celle utilisée à chaque pas de temps est nettement inférieure.
Cette opération permettra, le cas échéant, d'affiner la discrétisation des champs aléatoires ou plus généralement des surfaces, en augmentant le ratio entre le pas utilisé et les longueurs de corrélation choisies.

Une attention particulière pourrait également être portée à la modélisation de la voie, dont la longueur est aujourd'hui limitée à une vingtaine de mètres. En effet, pour garantir une prédiction précise du comportement de la voie ferrée, un critère établissant le nombre de modes pris en compte égal à cinq fois le nombre de traverses a été établi.
L'allongement de la longueur modélisée provoque donc une augmentation substantielle de la taille du problème à résoudre pour générer le modèle semi-analytique de la voie au moyen du logiciel Maple. Or, au-delà de vingt mètres, les limites de traitement du logiciel ont été atteintes en voulant conserver la critère de précision défini.

L'une des solutions envisageable pourrait être d'utiliser un modèle de type poutre éléments finis.

L'une des pistes d'amélioration du modèle de voie concerne également la représentation des supports de rail, qui pourrait prendre en compte le comportement non linéaire des semelles et du ballast ainsi que le comportement en cisaillement de ce dernier. Pour cela, l'introduction de paramètres supplémentaires est nécessaire. Une précédente tentative, basée sur des essais réalisés en voie lors d'un projet antérieur, n'a pas conduit aux résultats escomptés, avec notamment des identifications non physiques de certains paramètres.
Une nouvelle méthodologie doit donc être élaborée pour pouvoir utiliser ce modèle de voie.

Enfin, il pourrait être intéressant d'étudier la possibilité d'une connexion du modèle d'interaction véhicule-voie développé avec un outil de prédiction des bruits de roulement et d'impact pour déterminer le niveau d'émissions associé à chaque type de défauts.

Bibliographie

[Arlaud *et al.*, 2014] Arlaud, E., d'Aguiar, S. C. et Balmes, E. (2014). Validation of a reduced model of railway track allowing long 3d dynamic calculation of train-track interaction. *Comput Methods Recent Adv Geomech.*

[Ayasse et Chollet, 2006] Ayasse, J. B. et Chollet, H. (2006). Wheel-Rail contact. *In Handbook of railway vehicle dynamics*. Taylor & Francis Group.

[Baeza *et al.*, 2006a] Baeza, L., Roda, A., Carballeira, J. et Giner, E. (2006a). Railway Train-Track Dynamics for Wheelflats with Improved Contact Models. *Nonlinear Dynamics*, 45(3-4):385–397.

[Baeza *et al.*, 2006b] Baeza, L., Roda, A. et Nielsen, J. (2006b). Railway vehicle/track interaction analysis using a modal substructuring approach. *Journal of Sound and Vibration*, 293(1-2):112–124.

[Broucqsault *et al.*, 2015] Broucqsault, T., Betgen, B. et Vincent, N. (2015). Rapport sur les modèles numériques & résultats du benchmark - plats aux roues. Rapport technique 7, Vibratec.

[Chevalier *et al.*, 2006] Chevalier, L., Cloupet, S. et Eddhahak-Ouni, A. (2006). Contributions à la modélisation simplifiée de la mécanique des contacts roulants. *Mécanique & Industries*, 7(2):155–168.

[Dahlberg, 2006] Dahlberg, T. (2006). Track Issues. *In Handbook of railway vehicle dynamics*. Taylor & Francis Group.

[Dietrich et Newsam, 1997] Dietrich, C. R. et Newsam, G. N. (1997). Fast and exact simulation of stationary Gaussian processes through circulant embedding of the covariance matrix. *SIAM Journal on Scientific Computing*, 18(4):1088–1107.

[Dormand et Prince, 1980] Dormand, J. et Prince, P. (1980). A family of embedded Runge-Kutta formulae. *Journal of Computational and Applied Mathematics*, 6(1):19–26.

[Dukkipati et Dong, 1999] Dukkipati, R. et Dong, R. (1999). Impact loads due to wheel flats and shells. *Vehicle System Dynamics*, 31(1):1–22.

[Fesharakifard *et al.*, 2014] Fesharakifard, R., Dequidt, A., Coste, O. et Tison, T. (2014). Identification of railway track parameters for the track/train interaction analysis. *In Proceedings of 2nd International Conference on Railway Technology : Research, Development and Maintenance, France, 2014*, France.

[Fesharakifard *et al.*, 2013] Fesharakifard, R., Dequidt, A., Tison, T. et Coste, O. (2013). Dynamics of railway track subjected to distributed and local out-of-round wheels. *Mechanics & Industry*, 14(5):347–359.

[Ford et Thompson, 2006] FORD, R. et THOMPSON, D. (2006). Simplified contact filters in wheel/rail noise prediction. *Journal of Sound and Vibration*, 293(3-5):807–818.

[Fryba, 1972] FRYBA, L. (1972). *Vibration of solids and structures under moving loads*. ThomasTelford.

[Harris, 1966] HARRIS, T. (1966). *Rolling bearing Analysis*. Wiley & Sons.

[Hou et Dong, 2003] HOU, K., K. J. et DONG, R. (2003). A dynamic model for an asymmetrical vehicle/track system. *Journal of Sound and Vibration*, 267(3):591–604.

[Inman, 1996] INMAN, D. (1996). *Engineering vibration*. Prentice Hall.

[Johnson, 1987] JOHNSON, K. (1987). *Contact mechanics*. Cambridge University Press.

[Kalker, 1990] KALKER, J. J. (1990). *Three-dimensional elastic bodies in rolling contact*. Kluwer Academic Publishers.

[Koroma *et al.*, 2015] KOROMA, S. G., HUSSEIN, M. F. et OWEN, J. S. (2015). Influence of Preload and Nonlinearity of Railpads on Vibration of Railway Tracks under Stationary and Moving Harmonic Loads. *Journal of Low Frequency Noise, Vibration and Active Control*, 34(3):289–306.

[Kouroussis *et al.*, 2010] KOUROUSSIS, G., VERLINDEN, O. et CONTI, C. (2010). Efficiency of the viscous boundary for time domain simulation of railway ground vibration. *In 17th international congress on sound and vibration (ICSV17), Cairo, Egypt.*

[Lang et Potthoff, 2011] LANG, A. et POTTHOFF, J. (2011). Fast simulation of Gaussian random fields. *Monte Carlo Methods and Applications*, 17(3).

[Liu et Zhai, 2014] LIU, X. et ZHAI, W. (2014). Analysis of vertical dynamic wheel/rail interaction caused by polygonal wheels on high-speed trains. *Wear*, 314(1-2):282–290.

[Mazilu, 2010] MAZILU, T. (2010). Interaction between a moving two mass oscillator and an infinite homogeneous structure : Green's functions method. *Archive of Applied Mechanics*, 80(8):909–927.

[Nielsen, 2008] NIELSEN, J. C. (2008). High-frequency vertical wheel–rail contact forces—Validation of a prediction model by field testing. *Wear*, 265(9-10):1465–1471.

[Nielsen et Igeland, 1995] NIELSEN, J. C. et IGELAND, A. (1995). Vertical dynamic interaction between train and track influence of wheel and track imperfections. *Journal of Sound and Vibration*, 187(5):825–839.

[Nielsen *et al.*, 2005] NIELSEN, J. C. O., EKBERG, A. et LUNDÉN, R. (2005). Influence of Short-Pitch Wheel/Rail Corrugation on Rolling Contact Fatigue of Railway Wheels. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F : Journal of Rail and Rapid Transit*, 219(3):177–187.

[Nielsen et Johansson, 2000] NIELSEN, J. C. O. et JOHANSSON, A. (2000). Out-of-round railway wheels-a literature survey. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F : Journal of Rail and Rapid Transit*, 214(2):79–91.

[Nordborg, 2002] NORDBORG, A. (2002). Wheel/rail noise generation due to nonlinear effects and parametric excitation. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 111(4):1772–1781.

[Oostermeijer, 2008] Oostermeijer, K. (2008). Review on short pitch rail corrugation studies. *Wear*, 265(9-10):1231–1237.

[Orlova et Boronenko, 2006] Orlova, A. et Boronenko, Y. (2006). Anatomy of railway vehicle running gear. *In Handbook of railway vehicle dynamics*. Taylor & Francis Group.

[Pecile, 2016] Pecile, B. (2016). Modèles de contact roue-rail en présence de défauts : une comparaison (séminaire Cervifer n3).

[Pecile *et al.*, 2014] Pecile, B., Dequidt, A. et Tison, T. (2014). Etat de l'art de la modélisation de l'interaction véhicule-voie avec défauts. Livrable Cervifer n1.

[Pecile *et al.*, 2015] Pecile, B., Dequidt, A. et Tison, T. (2015). Toolbox pour la génération des sollicitations dynamiques : Modélisation du contact roue-rail. Livrable Cervifer n2.

[Pieringer, 2008] Pieringer, A. (2008). *Modelling of wheel-rail interaction considering roughness and discrete irregularities*. Thèse de doctorat, Chalmers University of Technology, Göteborg, Sweden.

[Pieringer et Kropp, 2008] Pieringer, A. et Kropp, W. (2008). A fast time-domain model for wheel/rail interaction demonstrated for the case of impact forces caused by wheel flats. *In Proceedings of Acoustics' 08, Paris, June 29-July 4, 2008 (published on CD)*.

[Pieringer et Kropp, 2012] Pieringer, A. et Kropp, W. (2012). A three dimensional numerical model for impact forces due to wheel flats.

[Pieringer *et al.*, 2007] Pieringer, A., Kropp, W. et Nielsen, J. (2007). A time domain model for wheel - rail interaction aiming to non-linear contact stiffness and friction. Munich.

[Pieringer *et al.*, 2014] Pieringer, A., Kropp, W. et Nielsen, J. (2014). The influence of contact modelling on simulated wheel/rail interaction due to wheel flats. *Wear*, 314(1-2):273–281.

[Pieringer *et al.*, 2011] Pieringer, A., Kropp, W. et Thompson, D. (2011). Investigation of the dynamic contact filter effect in vertical wheel/rail interaction using a 2d and a 3d non-Hertzian contact model. *Wear*, 271(1-2):328–338.

[RailCorp, 2013] RailCorp (2013). *Wheel defect manual*. Numéro 1.2.

[Remington et Webb, 1996] Remington, P. et Webb, J. (1996). Estimation of wheel/rail interaction forces in the contact area due to roughness. *Journal of Sound and Vibration*, 193(1):83–102.

[Ren *et al.*, 2012] Ren, L., Xie, G. et Iwnicki, S. (2012). Properties of wheel/rail longitudinal creep force due to sinusoidal short pitch corrugation on railway rails. *Wear*, 284-285:73–81.

[Saulot *et al.*, 2006] Saulot, A., Berthier, Y. et Descartes, S. (2006). *Analyse tribologique du contact roue-rail : modélisation et expérimentations*. Thèse de doctorat, Doc'INSA, Villeurbanne, France.

[Sebes et Chollet, 2015] Sebes, M. et Chollet, H. (2015). Descriptif des modèles numériques & résultats du benchmark - plats aux roues. Rapport technique 7, IFSTTAR.

[Steenbergen, 2009] Steenbergen, M. J. M. M. (2009). Rail welds. *In Wheel-rail interface handbook*, pages 377–408. R. Lewis and U. Olofsson.

[Steenbergen et Esveld, 2006] Steenbergen, M. J. M. M. et Esveld, C. (2006). Relation between the geometry of rail welds and the dynamic wheel - rail response : numerical simulations for measured welds. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F : Journal of Rail and Rapid Transit*, 220(4):409–423.

[Steffens, 2005] Steffens, D. (2005). *Identification and development of a model of railway track dynamic behaviour*. Thèse de doctorat, Queensland University of Technology.

[Sudret et Der Kiureghian, 2000] Sudret, B. et Der Kiureghian, A. (2000). Stochastic finite element methods and reliability : a state-of-the-art report. Rapport technique, Department of Civil and Environmental Engineering, University of California Berkeley, CA.

[Sun, 2001] Sun, L. (2001). Dynamic displacement response of beam-type structures to moving line loads. *International Journal of Solids and Structures*, 38:8869–8878.

[Thompson, 1993a] Thompson, D. J. (1993a). Wheel-rail Noise Generation Part II Wheel Vibration. *Journal of Sound and Vibration*, 161(3):401–419.

[Thompson, 1993b] Thompson, D. J. (1993b). Wheel-rail Noise Generation Part III Rail Vibration. *Journal of Sound and Vibration*, 161(3):421–446.

[Thompson, 2009] Thompson, D. J. (2009). *Railway noise and vibration mechanisms, modelling and means of control*. Elsevier.

[Tison *et al.*, 2014] Tison, T., Heussaff, A., Massa, F., Turpin, I. et Nunes, R. (2014). Improvement in the predictivity of squeal simulations : Uncertainty and robustness. *Journal of Sound and Vibration*, 333(15):3394–3412.

[Toumi *et al.*, 2016] Toumi, M., Chollet, H. et Yin, H. (2016). Finite element analysis of the frictional wheel-rail rolling contact using explicit and implicit methods. *Wear*.

[Uzzal *et al.*, 2008] Uzzal, R. U. A., Ahmed, W. et Rakheja, S. (2008). Dynamic analysis of railway vehicle-track interactions due to wheel flat with a pitch-plane vehicle model. *Journal of Mechanical Engineering*, 39(2):86–94.

[Vér *et al.*, 1976] Vér, I., Ventres, C. et Myles, M. (1976). Wheel-rail noise—Part III. Impact noise generation by wheel and rail discontinuities.pdf. *Journal of Sound and Vibration*, 46(3):395–417.

[Wu et Thompson, 2001] Wu, T. et Thompson, D. (2001). Vibration analysis of railway track with multiple wheels on the rail. *Journal of Sound and Vibration*, 239(1):69–97.

[Wu et Thompson, 2002] Wu, T. et Thompson, D. (2002). A hybrid model for the noise generation due to railway wheel flats. *Journal of Sound and Vibration*, 251(1):115–139.

[Wu et Thompson, 2003] Wu, T. et Thompson, D. (2003). On the impact noise generation due to a wheel passing over rail joints. *Journal of Sound and Vibration*, 267(3):485–496.

[Wu et Thompson, 1999] Wu, T. X. et Thompson, D. J. (1999). A double Timoshenko beam model for vertical vibration analysis of railway track at high frequencies. *Journal of Sound and Vibration*, 224(2):329–348.

[Zhai et Cai, 1997] Zhai, W. et Cai, Z. (1997). Dynamic interaction between a lumped mass vehicle and a discretely supported continuous rail track. *Computers & Structures*, 63(5):987–997.

[Zhang *et al.*, 2008] Zhang, S., Xiao, X., Wen, Z. et Jin, X. (2008). Effect of unsupported sleepers on wheel/rail normal load. *Soil Dynamics and Earthquake Engineering*, 28(8):662–673.