

UNIVERSITE SAAD DAHLAB DE BLIDA

Faculté de Technologie

Département de Mécanique

MEMOIRE DE MAGISTER

Spécialité : Construction Mécanique

ETUDE DE L'INTERACTION ROUE-RAIL

ET DE SES CONSEQUENCES VIBROACOUSTIQUES

Par

Mohammed HAREK

Devant le jury composé de:

M.OUALI	Professeur	Université de Blida	Président
A.ABD ELLAH ELHADJ	Professeur	Université de Médéa	Examineur
M.TEMMAR	Maître de conférences(A)	Université de Blida	Examineur
A. AÏAD	Professeur	Université de Blida	Rapporteur

Blida, Juin 2013

RESUME

L'étude du comportement des voies ferrées sous les passages de trains à différentes vitesses, est une des recherches les plus importantes menées dans le domaine des transports.

Durant le passage répété de trains, des bruits, des chocs et vibrations acoustiques sont observés tout au long de la voie ferrée. Ces vibrations dépendent de la qualité de la plate-forme, de l'état de surface de contact roue-rail, de la vitesse de roulement, des charges appliquées, des grandeurs physiques et mécaniques des rails et des roues.

Elles peuvent influencer négativement sur le confort et la sécurité des passagers, l'environnement urbain et industriel, et nécessiter des travaux coûteux de maintenance pour rendre à la voie sa géométrie initiale.

Pour progresser dans la compréhension du phénomène de l'interaction roue-rail, il apparaît utile de les étudier à l'aide d'outils permettant d'observer le rail, la roue et le couplage roue-rail soumis aux différents efforts de sollicitation aussi bien dans un état statique que dynamique.

Ces applications permettent de mesurer plusieurs paramètres de vibration structurale du couplage roue-rail. Les déplacements, les déformations, les vitesses, les accélérations, et la distribution des contraintes, sont modélisés par la méthode des éléments finis (MEF) avec des comportements structurels élastiques linéaires.

Les résultats numériques obtenus sont déterminés grâce à des modèles bidimensionnels et tridimensionnels et sont comparés à d'autres résultats de la littérature.

Le but essentiel de ces applications est d'identifier la zone la plus sollicitée durant le contact, en fonction des paramètres dynamiques (vitesse, charges dynamiques verticales) et la géométrie de contact entre la roue et le rail (dimensions de surface de contact). Elles permettent également de déterminer la distribution de pression transmise par la roue au rail et d'apprécier le bruit généré par le couplage roue-rail sous forme de déplacements et de fréquences privilégiées, ainsi que l'importance de ses influences sur le comportement voie-véhicule, le confort des voyageurs et sur l'entourage urbain et industriel.

Mots-clés: voie ferrée, train, roue, rail, contact roue-rail, bruit ferroviaire, vibroacoustique.

ABSTRACT

The study of the behavior of railways under the train passages at different speeds is one of the most important researches conducted in the field of transport.

During the repeated passage of train, noise, shock and acoustic vibrations are observed all way the track, these vibrations depend on the quality of the platform, the contact surface between wheel and rail, the speed rolling of wheel, the loads applied by the wheel, as well as, the other physical and mechanical properties of the wheels and rails.

They can affect the comfort and safety of passengers, the urban and industrial environment and require costly maintenance to make its way-wheel to the initial geometry.

To progress in the understanding of the phenomenon of wheel-rail interaction, it appears useful to study with tools to observe the rail, the wheel and the wheel-rail coupling subjected to different dynamic solicitations efforts.

These applications allow you to measure several parameters of structural vibration of wheel-rail whose displacements, strains, velocities, accelerations, stresses and pressure distribution, and they are modeled by the finite element method (FEM) to using software (COMSOL-Multiphysics), with linear elastic structural behavior. Numerical results of simulation are determined by two-dimensional and three-dimensional models, they are compared with others studies of others authors.

The most important of these applications is to identify the most solicit area in contact, depending on dynamic parameter (speed, vertical dynamic forces) and the geometry characteristics of the contact between wheel and rail.

They also determine the distribution of pressure transmitted by the wheel track and the vibratory noise generated by the wheel-rail coupling and its influences on the behavior train-rail, passenger comfort and the environment.

Keywords: Railway, train, wheel, rail, wheel-rail contact, railway noise, vibro-acoustic.

ملخص

دراسة سلوك النموذج الديناميكي لمسار السكك الحديدية تحت تأثير القطار بسرعات مختلفة، هي واحدة من أهم الأبحاث التي أجريت في مجال النقل.

أثناء المرور المتكرر لقطارات السكك الحديدية، يلاحظ ضجيج، صخب، اهتزازات صوتية وصددمات في جميع أنحاء مسار السكك الحديدية، وهذه الاهتزازات تعتمد على نوعية سطح عجلة القطار و السكك الحديدية، الأحمال و كذلك أيضا سرعة المرور والقوى التي تطبقها عجلة القطار على السكك الحديدية، وغيرها من الخصائص المادية والميكانيكية للعجلات والسكك الحديدية، فضلا عن طبيعة النموذج الديناميكي للمسار و هيكل القطار، كل هذه العوامل تهدد راحة وسلامة الركاب، البيئة الحضرية والصناعية، كما تتطلب صيانة مكلفة وغير وقائية.

إن إحراز تقدم في فهم ظاهرة تفاعل العجلة مع السكك الحديدية، يبدو من المفيد دراسة الأدوات اللازمة لمراقبة السكك الحديدية، وعجلة السكك الحديدية الخاضعة لمختلف جهود وقوة الاحتكاك في الحالة المستقرة والديناميكية.

هذه التطبيقات الرقمية تسمح لنا بقياس مختلف المقادير الفيزيائية لهيكل تداخل السكك الحديدية والعجلة من اهتزازات، تمددات، سرعات، تسارعات، وإجهادات، كذلك أيضا توزيع الضغط على السكك الحديدية والعجلة، وذلك بواسطة طريقة العناصر المحدودة (MEF) باستخدام برنامج رقمي (COMSOL-Multiphysics)، يتم تحديد العديد من النتائج الرقمية باستعمال نماذج مقترحة ثنائية الأبعاد وثلاثية الأبعاد، ومقارنتها مع تلك التي أجريت في وقت سابق من الدراسات و التي و رد ذكرها في هذه الرسالة.

الغرض الرئيسي من هذه التطبيقات الرقمية هو تحديد المنطقة الأكثر تأثرا، بدلالة تأثيرات السرعة، قوة الثقل و أيضا مساحة التداخل بين العجلات والسكك الحديدية، كما يمكن تحديد توزيع الضغط المتبادل بين العجلة و السكك على مساحة الاحتكاك وتقدير الاهتزازات و الضوضاء الناتجة عن ذلك وتأثيره على راحة الركاب، هيكل القطار و كذلك البيئة

كلمات البحث: السكة الحديدية، القطار، عجلة القطار، تداخل عجلة القطار مع السكك الحديدية.

REMERCIEMENTS

Je remercie tout d'abord « ALLAH » le bon dieu, le tout puissant qui nous éclaire le bon chemin.

J'exprime toute ma profonde reconnaissance à mon encadreur Mr AIAD Abd-Elkrim professeur au département de génie mécanique à l'université de SAAD DAHLAB-BLIDA pour avoir accepté de diriger ces travaux, ainsi que pour son aide, ses orientations et ses précieux conseils.

Je tiens à remercier tous les membres du jury d'avoir accepté d'examiner mon travail, ainsi que pour leurs questions, remarques et critiques.

Je remercie fortement tout le personnel du département de génie mécanique à l'université de SAAD DAHLAB-BLIDA, en particulier les enseignants et le personnel de l'administration de post-graduation.

Je remercie aussi tout le personnel de l'atelier de chemin de fer de m'avoir bien accueilli et facilité les tâches de travail.

Je tiens infiniment à remercier aussi ma famille, mes frères, mes sœurs et tous ceux qui ont contribué à la réalisation de ce modeste travail.

Je souhaite exprimer ma gratitude envers tous ceux qui ont guidé mon parcours d'études.

..... *M. HAREK,*

TABLE DES MATIERES

	Page
RESUME	01
REMERCIEMENTS	04
TABLE DES MATIERES	05
LISTE DES FIGURES	08
LISTE DES TABLEAUX	12
INTRODUCTION GENERALE	13
1. GENERALITES SUR LE CHEMIN DE FER ET LE BRUIT FERROVIAIRE	15
1.1. Introduction	15
1.2. Description de la voie ferrée	17
1.2.1. Voie ferrée	17
1.2.2. Ballast	18
1.2.3. Bogie	18
1.2.4. Roue	18
1.2.5. Rail	20
1.3. Différentes causes d'usure et de dégradation de l'état de la voie	21
1.3.1. Effet des réactions au contact roue-rail et leurs causes	22
1.3.2. Défauts géométriques de la voie ferrée	23
1.4. Bruit ferroviaire	23
1.4.1. Bruit généré par l'interaction voie-véhicule	23
1.4.2. Mécanismes de génération du bruit de roulement	23
1.4.3. Source du bruit ferroviaire	25
1.4.4. Solutions de la réduction du bruit ferroviaire	25
1.5 Eléments d'acoustique	27
1.5.1. Introduction	27
1.5.2 Onde acoustique	27
1.5.3. Grandeurs et unités acoustiques	28
1.5..4. Equation d'onde acoustique	31

2. PRESENTATION GENERALE DE L'INTERACTION VEHICULE - VOIE	33
2.1. Introduction	33
2.2. Interaction véhicule-voie	34
2.2.1. Contact roue-rail	34
2.2.1.1. Champignon du rail et profil de la roue	34
2.2.1.2. Théorie du contact	35
2.2.1.2.1. Théorie de Hertz	35
2.2.1.2.2. Théorie de Carter	37
2.2.2. Adhérence roue-rail	39
2.2.2.1. Efforts de traction	40
2.2.3. Glissement	42
3. ETUDE THEORIQUE DE L'INTERACTION VEHICULE-VOIE	44
3.1. Introduction	44
3.2. Etude statique de la voie ferrée	44
3.3. Etude dynamique de l'interaction véhicule-voie	45
3.3.1. Modélisation dynamique de couplage véhicule-voie	45
3.3.1.1. Efforts supportés par la voie ferrée	47
3.3.2. Influence des efforts verticaux	48
3.3.2.1. Surcharges dynamiques dues aux masses non suspendues	49
3.4. Application	53
3.5. Conclusion	58
4. ANALYSE MODALE ET DYNAMIQUE DE MODELES DE CONTACT ROUE-RAIL	59
4.1. Introduction	59
4.1.1. Notions sur logiciel COMSOL MULTIPHYSICS	60
4.2. Analyse modale	62
4.2.1. Analyse d'un modèle 2D	62
4.2.1.1. Roue seule	62
4.2.1.2. Rail seul	64
4.2.1.3. Couplage roue-rail	66
4.2.2. Analyse d'un modèle 3D	69
4.2.2.1. Roue seule	69
4.2.2.2. Rail seul	72

4.2.2.3. Couplage roue-rail	75
4.3. Analyse dynamique	77
4.3.1. Analyse d'un modèle 2D	77
4.3.1.1. Roue seule	77
4.3.1.2. Rail seul	79
4.3.1.3. Couplage roue-rail	81
4.3.1.3.1. Réponse à un sous chargement harmonique	82
4.3.1.3.2. Réponse temporelle	88
4.3.2. Analyse d'un modèle 3D	90
4.3.2.1. Roue seule	90
4.3.2.2. Rail seul	92
4.3.2.2.1. Réponse sous chargement harmonique	93
4.3.2.3. Couplage roue-rail	95
4.3.2.3.1. Réponse sous chargements harmoniques	95
4.3.2.3.1.1. Effet de la vitesse	96
4.3.2.3.2. Réponse temporelle	97
4.3.2.3.2.1. Effet de la charge verticale	97
4.4. Commentaires	99
CONCLUSION GENERALE	100
APPENDICE	102
A. NOMENCLATURES	102
B. ABREVIATIONS	105
BIBLIOGRAPHIE	106

LISTE DES FIGURES

		page
Figure 1.1	Vue latérale et longitudinale de la voie ferrée	17
Figure 1.2	Double voie ferrée reposant sur le ballast	18
Figure 1.3	Roue gauche	19
Figure 1.4	Coupes de la roue	19
Figure 1.5	Profil du rail	20
Figure 1.6	Défauts de la voie ferrée	23
Figure 1.7	Schémas de mécanisme de génération de bruits ferroviaires	24
Figure 1.8	Mécanismes de génération du bruit de roulement ferroviaire	24
Figure 1.9	Ecran de protection en espace extérieur	26
Figure 1.10	Effet de pente	26
Figure 1.11	Amplitude de propagation d'onde acoustique dans l'air	28
Figure 2.1	Sollicitations dynamiques du véhicule	33
Figure 2.2	Profils de champignon du rail UIC54 et table de roulement, roue SNTF	34
Figure 2.3	Interpénétration géométrique d'une roue dans un rail ; (a) Hertzien, et (b) non Hertzien	35
Figure 2.4	Ellipse du contact de HERTZ des deux cylindres en statique	36
Figure 2.5	Théorie de Carter ; différentes vues du contact cylindrique	37
Figure 2.6	Théorie de Carter ; répartition des contraintes selon x,	38
Figure 2.7	Effort de traction ou de freinage, réaction du rail et force verticale	39
Figure 2.8	Liaisons, a) Liaison par pivot, b) Liaison par barre de traction	41
Figure 2.9	Rotation à translation de la roue sur le rail, avec adhérence	41
Figure 2.10	Différentes caractéristiques de frottement et glissement absolu	43
Figure 3.1	Partie élémentaire du rail	45
Figure 3.2	Modélisation élastique du couplage véhicule-voie	46
Figure 3.3	Modélisation des efforts verticaux de couplage véhicule-voie	48
Figure 3.4	Modélisation du couplage véhicule-voie	49
Figure 3.5	Ensembles ressort-amortisseur, et équilibre des efforts sur les masses	50
Figure 3.6	Fonction de transfert $H_1(\omega)$	54
Figure 3.7	Fonction $H_1(\omega)$ dans la bande fréquentielle 350 – 351 [rd /s]	54

Figure 3.8	Echelle logarithmique de fonction de transfert H_1 (a_w et b_w)	55
Figure 3.9	Fonction de transfert H_2 (a_w et b_w)	55
Figure 3.10	Réponses fréquentielles de l'interaction véhicule-voie sous l'effet des efforts verticaux	56
Figure 4.1	Assemblage géométrique des organes de la voie ferrée et du véhicule en 3D par Comsol Multiphysics	59
Figure 4.2	Interface principale du logiciel Comsol Multiphysics	61
Figure 4.3	Maillage de la roue en 2D	62
Figure 4.4	Conditions aux limites de la roue en 2D	62
Figure 4.5	Déformées de la roue en 2D ; a) Mode 1, b) Mode 2	63
Figure 4.6	Déformées de la roue en 2D ; c) Mode 3, d) Mode 4	63
Figure 4.7	Déformées de la roue en 2D ; e) Mode 5, f) Mode 6	63
Figure 4.8	Conditions aux limites du rail en 2D	64
Figure 4.9	Déformée du rail en 2D, Mode 01	65
Figure 4.10	Déformée du rail en 2D, Mode 02	65
Figure 4.11	Déformée du rail en 2D, Mode 03	65
Figure 4.12	Déformée du rail en 2D, Mode 04	65
Figure 4.13	Déformée du rail en 2D, Mode 05	66
Figure 4.14	Maillage du couplage roue-rail en 2D	67
Figure 4.15	Modes propres du couplage roue-rail en 2D ; a) Mode 1, b) Mode 2	67
Figure 4.16	Modes propres du couplage roue-rail en 2D ; c) Mode 3, d) Mode 4	68
Figure 4.17	Modes propres du couplage roue-rail en 2D ; e) Mode 5, f) Mode 6	68
Figure 4.18	Encastrement de la roue en 3D	70
Figure 4.19	Maillage de la roue en 3D	70
Figure 4.20	Première déformée de la roue en 3D	71
Figure 4.21	Encastrement du rail en 3D	72
Figure 4.22	Géomètre du rail dans le plan (O, Z, Y)	72
Figure 4.23a	Mode 1	73
Figure 4.23b	Mode 2	73
Figure 4.23c	Mode 3	74
Figure 4.23d	Mode 4	74
Figure 4.23e	Mode 5	74
Figure 4.24	Géométrie du couplage roue-rail selon les axes Z et Y	75
Figure 4.25	Maillage du couplage roue-rail en 3D	75
Figure 4.26	Conditions aux limites du couplage roue-rail en 3D	75
Figure 4.27	Les cinq premiers modes propres de couplage roue-rail	76

Figure 4.27a	Mode 1	76
Figure 4.27b	Mode 2	76
Figure 4.27c	Mode 3	76
Figure 4.27d	Mode 4	76
Figure 4.27e	Mode 5	76
Figure 4. 28	Conditions aux limites de la roue	78
Figure 4. 29	Maillage de la roue	78
Figure 4. 30	Déformation totale de la roue, $F_Y=15KN$	78
Figure 4. 31	Déplacement de la roue en 2D selon Y, en fonction de X, pour $F_Y = 8 KN$	78
Figure 4. 32	Déplacement total de la roue en fonction de X	79
Figure 4. 33	Déplacement de la roue selon Y en fonction de X	79
Figure 4. 34	Conditions aux limites du rail en 2D	79
Figure 4. 35	Amplitude du déplacement selon Y en fonction de X, $F_Y=15KN$	80
Figure 4. 36	Amplitude du déplacement selon Y en fonction de X, $F_Y=25KN$	80
Figure 4. 37	Déformation totale du rail en 2D, $f_{r_excit} = 50 Hz$	80
Figure 4. 38	a) Déformation du rail, b) : Déplacement du rail selon Y en fonction de X	80
Figure 4. 39	Contrainte de Von Mises du rail en 2D, en fonction de Y,	81
Figure 4.40	Contrainte de Von Mises du rail en 2D, en fonction de X,	81
Figure 4.41	Conditions aux limites et sollicitations appliquées sur le couplage roue-rail	81
Figure 4.42	Approche surfacique du contact de roulement, entre la roue et le rail	82
Figure 4.43	Amplitude du déplacement selon Y en fonction de X pour une surface de contact $16mm^2$	83
Figure 4.44	Amplitude d'accélération selon Y en fonction de X, pour une surface de contact $16 mm^2$	84
Figure 4.45	Amplitude du déplacement selon Y en fonction de X ; pour une surface du contact $16 mm^2$, correspondant à plusieurs fréquences d'excitation de 5 à 95Hz, avec un pas de 10Hz	84
Figure 4.46	Déplacement selon Y en fonction de X, surface du contact $16 mm^2$, et $f_{r_{ex}}= 5Hz$	85
Figure 4.47	Déplacement selon Y en fonction de X, surface du contact $16 mm^2$ et $f_{r_{ex}} = 100Hz$	85
Figure 4.48	Déplacement maximum et minimum du couplage roue-rail en 2D selon Y, pour une surface de contact $16 mm^2$, sous l'effet d'une fréquence d'excitation, $f_{r_{ex}}=100 Hz$	85
Figure 4.49	Marqueur de déplacement maximum du couplage roue-rail en 2D selon Y, surface de contact $16 mm^2$ et sous l'effet de $f_{r_{ex}} = 05 Hz$	86

Figure 4.50	Variation du déplacement total maximum en fonction de la surface de contact en (mm ²)	86
Figure 4.51	Variation de contrainte maximum de Von Mises en fonction de la surface de contact en (mm ²)	87
Figure 4.52	Distribution du déplacement total dans le plan (O, X-Y) pour une surface de contact 16 mm ²	88
Figure 4.53	Déplacement selon Y en fonction de X, pour une surface de contact 16 mm ²	88
Figure 4.54	Déplacement selon X en fonction de longueur du rail, pour une surface de contact 16mm ²	89
Figure 4.55	Modèle géométrique de la roue en 3D	90
Figure 4.56	Déformation principale de la roue dans le plan (O, Z, Y)	91
Figure 4.57	Déplacement total dans le plan (Z, Y), et pour une $f_{ex} = 50\text{Hz}$	91
Figure 4.58	Contrainte de Von Mises de la roue en 3D selon X,	92
Figure 4.59	Contraintes de Von Mises en coupes dans le plan (O, Z-Y), pour différentes fréquences	92
Figure 4.60	Maillage du rail en 3D	92
Figure 4.61	Charge dynamique appliquée	92
Figure 4.62	Amplitude du déplacement de rail selon Z, correspondant aux différentes fréquences d'excitation	93
Figure 4.63	Evolution des contraintes de Von Mises dans le rail en fonction de X, correspondant aux différentes fréquences d'excitation	94
Figure 4.64	Amplitude du déplacement maximum selon Z du modèle de rail en 3D, en fonction des fréquences d'excitations	94
Figure 4.65	Maillage du couplage roue-rail en 3D	95
Figure 4.66	a) Déplacement total ; b) Amplitude du déplacement en Z ; $v=22.22\text{ m/s}$	96
Figure 4.67	Echelle logarithmique d'amplitude de déplacement selon Z en fonction de fréquences d'excitations avec une accélération imposée selon Z	96
Figure 4.68	Amplitude du déplacement maximum selon Z en fonction de la vitesse de roulement	97
Figure 4.69	Déformation du couplage roue-rail	98
Figure 4.70	Contrainte de Von Mises en coupe	98
Figure 4.71	Déplacement total du couplage roue-rail en 3D	98
Figure 4.72	Première déformation principale du couplage roue-rail	98

LISTE DES TABLEAUX

	Page	
Tableau 1.1	Caractéristiques des profils des rails unifiés utilisés par la SNTF	20
Tableau 2.1	Masse par roue typique selon le type de véhicule en kg	35
Tableau 2.2	Coefficients en fonction de θ degrés	36
Tableau 2.3	Coefficients d'adhérence et de glissement	43
Tableau 3.1	Caractéristiques du couplage véhicule-voie	53
Tableau 3.2	Différentes réponses fréquentielles de l'interaction véhicule-voie	56
Tableau 3.3	Fréquences pour les paramètres constants du véhicule (m_2 et k_2) et différentes valeurs de la masse (m_1) et d'élasticité (k_1) de la voie	57
Tableau 3.4	Fréquences pour les paramètres constants de la voie et du véhicule (m_1, m_2 et k_1), et différentes valeurs d'élasticité de la roue (k_2)	57
Tableau 3.5	Fréquences pour les paramètres constants de la voie et du véhicule (m_1, k_1 et k_2), et différentes valeurs de masse de la roue (m_2)	58
Tableau 4.1	Propriétés des matériaux de la roue	62
Tableau 4.2	Fréquences des cinq premiers modes propres de la roue libre	64
Tableau 4.3	les cinq premières fréquences propres du rail en 2D	66
Tableau 4.4	Propriétés des matériaux du couplage roue-rail en 2D	66
Tableau 4.5	Caractéristiques du maillage de couplage roue-rail en 2D	67
Tableau 4.6	Les six premières fréquences propres du couplage roue-rail	68
Tableau 4.7	Comparaison des premières fréquences propres de la roue et du rail	69
Tableau 4.8	Caractéristiques du maillage de la roue en 3D	70
Tableau 4.9	Propriétés des matériaux de la roue en 3D	70
Tableau 4.10	Les cinq premières fréquences propres de la roue en 3D	71
Tableau 4.11	Caractéristiques du maillage du rail en 3D	72
Tableau 4.12	Propriétés des matériaux du rail en 3D	72
Tableau 4.13	Les cinq premières fréquences propres du rail en 3D	73
Tableau 4.14	Caractéristiques du maillage du couplage roue-rail en 3D	75
Tableau 4.15	Les cinq premières fréquences propres du couplage roue-rail en 3D	75
Tableau 4.16	Caractéristiques du modèle de la roue en 2D	78
Tableau 4.17	Dimensions de la surface de contact roue-rail	83
Tableau 4.18	Caractéristiques du maillage de la roue en 3D	91
Tableau 4.19	Propriétés des matériaux de la roue en 3D	91
Tableau 4.20	Caractéristiques du maillage du rail en 3D	93
Tableau 4.21	Propriétés mécaniques des matériaux du rail en 3D	93
Tableau 4.22	Caractéristiques du maillage de couplage roue-rail en 3D	95

INTRODUCTION

Le bruit ferroviaire provient de différentes sources, dont la plus importante est liée à la vitesse de passage du train et au contact de roulement entre la roue et le rail.

Cependant, plus la vitesse du véhicule est élevée, plus le mouvement dynamique du rail et de l'infrastructure est important [01].

Pour les vitesses inférieures à 50 km/h, le bruit des auxiliaires de traction du train est dominant ; ce bruit est dû aux moteurs, aux générateurs électriques et aux ventilateurs [02], [03].

On s'intéresse au bruit de roulement qui est la principale source du bruit ferroviaire. Il est directement relié à l'état de surfaces des structures en contact, aux défauts de surfaces (rugosité), et à la vitesse de roulement. Il s'apparait pour une vitesse de roulement importante variant de 50 km/h à 320 km/h.

Au-delà d'une vitesse de 320 km/h environ, le bruit aérodynamique est la source dominante, il est causé par la perturbation des écoulements d'air [02].

Il existe différents types de bruits générés par l'interaction roue-rail dont le bruit de roulement, le bruit d'impact et le bruit de crissement. Les deux premiers sont causés par les irrégularités de la roue et du rail; le bruit de crissement est, quant à lui, dû aux phénomènes de frottement pendant la négociation par le train d'un tronçon de la voie en courbe de faible rayon.

Le bruit de roulement est plutôt une conséquence des irrégularités microscopiques qui caractérisent la roue et la surface du rail, certaines pertes de contact pouvant se produire localement au niveau de la surface de contact [02].

Le bruit d'impact est causé par des discontinuités de surface importantes sur la roue et/ou sur le rail, provoquant des pertes de contact conséquentes et des vibrations.

Les vibrations structurales sont très néfastes puisqu'elles peuvent causer des problèmes tels que la fatigue, la transmission des vibrations à d'autres systèmes ainsi que la propagation du bruit interne ou externe par rayonnement acoustique [04].

Les études théoriques et expérimentales montrent que la vibration induite par le trafic ferroviaire provoque des effets considérables sur le véhicule lui-même, sur la voie et l'infrastructure, et sur l'environnement dans les zones proches [01].

L'objet de notre travail est l'étude et la simulation des vibrations imputables au contact roue-rail durant le roulement et la détermination des paramètres mécaniques influant sur le couple roue-rail comme les modes propres (déformées), les fréquences propres, les déplacements, les contraintes, et les caractéristiques géométriques de la surface de contact sous l'effet des sollicitations dynamiques (charges dynamiques verticales, les vitesses et accélérations imposées).

Globalement le mémoire est subdivisé en cinq chapitres :

Le premier chapitre présente une recherche bibliographie basée sur les connaissances et les définitions des organes de la voie ferrée, les différentes causes d'usure et de dégradations de la voie, l'identification des sources du bruit ferroviaire due à l'interaction roue/rail, la démonstration globale des notions théoriques de base de la pression acoustique générale, et enfin les remèdes possibles, permettant ainsi d'argumenter les hypothèses sur lesquelles reposent cette étude.

Le deuxième chapitre traite du phénomène d'interaction véhicule-voie incluant les théories de contact roue-rail, la répartition des contraintes et la problématique de l'adhérence et du glissement sous l'effet des efforts de tractions, de charges verticales et de freinage.

Le troisième chapitre est consacré à une étude statique de la voie sous l'action des charges verticales, ainsi qu'à une modélisation théorique de l'interaction véhicule-voie. Il y sera également présenté une étude vibratoire de l'ensemble véhicule-voie en situation dynamique de par les efforts verticaux qui y sont appliqués et les surcharges dues aux masses suspendues (caisse et boggie), non suspendues (roue, rail et traverses), et la rigidité de la plate forme (du ballast et sous le ballast).

Le quatrième chapitre est consacré à la présentation des modèles de simulation prenant en compte les paramètres influant sur le contact roue-rail et la discussion des résultats issus de ces modèles.

CHAPITRE 01

GENERALITES SUR LE CHEMIN DE FER ET LE BRUIT FERROVIAIRE

1.1. Introduction

Le chemin de fer est un système de transport guidé servant au transport de personnes et de marchandises, il se compose d'une infrastructure (voie ferrée), de matériel roulant (train) et des exploitants (hommes).

Le système ferroviaire est aussi utilisé sous diverses formes: métros, tramways, chemins de fer à crémaillère.

L'expression de chemin de fer est apparue officiellement en France dans l'ordonnance royale du 26 février 1823 autorisant la construction de la première ligne française à Saint-Etienne. L'adjectif ferroviaire qui dérive de l'italien « ferrova », est apparu vers 1911 [05], [06].

L'infrastructure des chemins de fer est appelée voie ferrée et se compose, la plupart du temps, de deux files de rails posés sur des traverses.

Le principe du transport guidé remonte à l'époque romaine où déjà on utilisait des dalles en pierres creusées d'ornière dont l'espacement correspondait à l'écart des roues des chars [06].

Leur réapparition a eu lieu en Europe aux alentours de 1550, pour des voies minières. Celles-ci utilisaient des rails de bois.

La première voie ferrée a été établie au Royaume Uni au début du 17^e siècle, principalement pour le transport du charbon d'une mine à un canal, d'où il pouvait être chargé sur des barges. On trouve des traces de ce genre de chemins de fer à Broseley dans le Shropshire.

Les rails étaient constitués de bois nu, les roues étaient munies de boudins, comme sur les véhicules ferroviaires actuels [05].

En 1768, la compagnie Coalbrookdale eut l'idée de remplacer ses rails en bois par des rails en fonte moulée, pour limiter l'usure de la voie et transporter de plus lourdes charges [07].

Les rails d'acier sont apparus au début du 18^e siècle. L'ingénieur William Jessop conçut des rails prévus pour être utilisés avec des roues sans boudin: ils constituaient une sorte de cornière.

Ces rails devaient être utilisés pour un projet dans le secteur de Loughborough, Leicestershire en 1789. En 1790 il était de ceux qui fondèrent une aciérie à Butterley, Derbyshire pour produire des rails.

Le premier chemin de fer ouvert au public a été fait 1802 par Jessop ouvert en, les convois étaient tractés par des chevaux [06].

La première locomotive à vapeur à fonctionner sur des rails a été construite par Richard Trevithick et essayée en 1804 à Merthyr Tydfil au Pays de Galles. Cette tentative ne fut pas couronnée de succès, l'engin étant si lourd qu'il brisait la voie.

En 1811, John Blenkinsop conçut la première locomotive réellement utilisable, Il fit breveter un système de transport du charbon mû par une locomotive à vapeur. La ligne fut construite, raccordant Middleton Colliery à Leeds.

La locomotive a été construite par Matthew Murray de Fenton, Murray and Wood. Le Middleton Railway fut donc le premier chemin de fer à utiliser la vapeur avec succès dans un objectif commercial. C'est également le premier à faire l'objet d'actes juridiques.

En Europe et en Amérique du Nord (Le nord est un point cardinal, opposé au sud), la période de plus grand développement du chemin de fer va de 1848 à 1914. Après la première guerre mondiale, le chemin de fer continue à se développer, notamment les lignes secondaires à voie étroite (Les chemins de fer à voie étroite sont des voies ferrées dont l'écartement des rails est inférieur à 1,435 mètre [08], mais il est fortement concurrencé, sur les courtes distances, par l'automobile et le camion. Après la seconde guerre mondiale arrive la concurrence de l'avion sur les longues distances [08].

La crise pétrolière de 1973 marque le début du renouveau du chemin de fer, principalement pour les transports de voyageurs à l'intérieur des grandes métropoles et grâce à de nouvelles lignes intercités, parcourues par des trains à grande vitesse (La vitesse est une grandeur physique qui permet d'évaluer l'évolution d'une quantité en fonction du temps.).

1.2. Description de la voie ferrée

1.2.1. Voie ferrée

La voie ferrée est constituée de deux rails reposant, par l'intermédiaire de semelles en caoutchouc, sur des traverses elles mêmes posées sur un lit de ballast.

Sous le ballast on trouve, pour les voies à grande vitesse, deux couches de granulats appelées respectivement sous-couche et couche de forme (voir figure 1.1) [09].

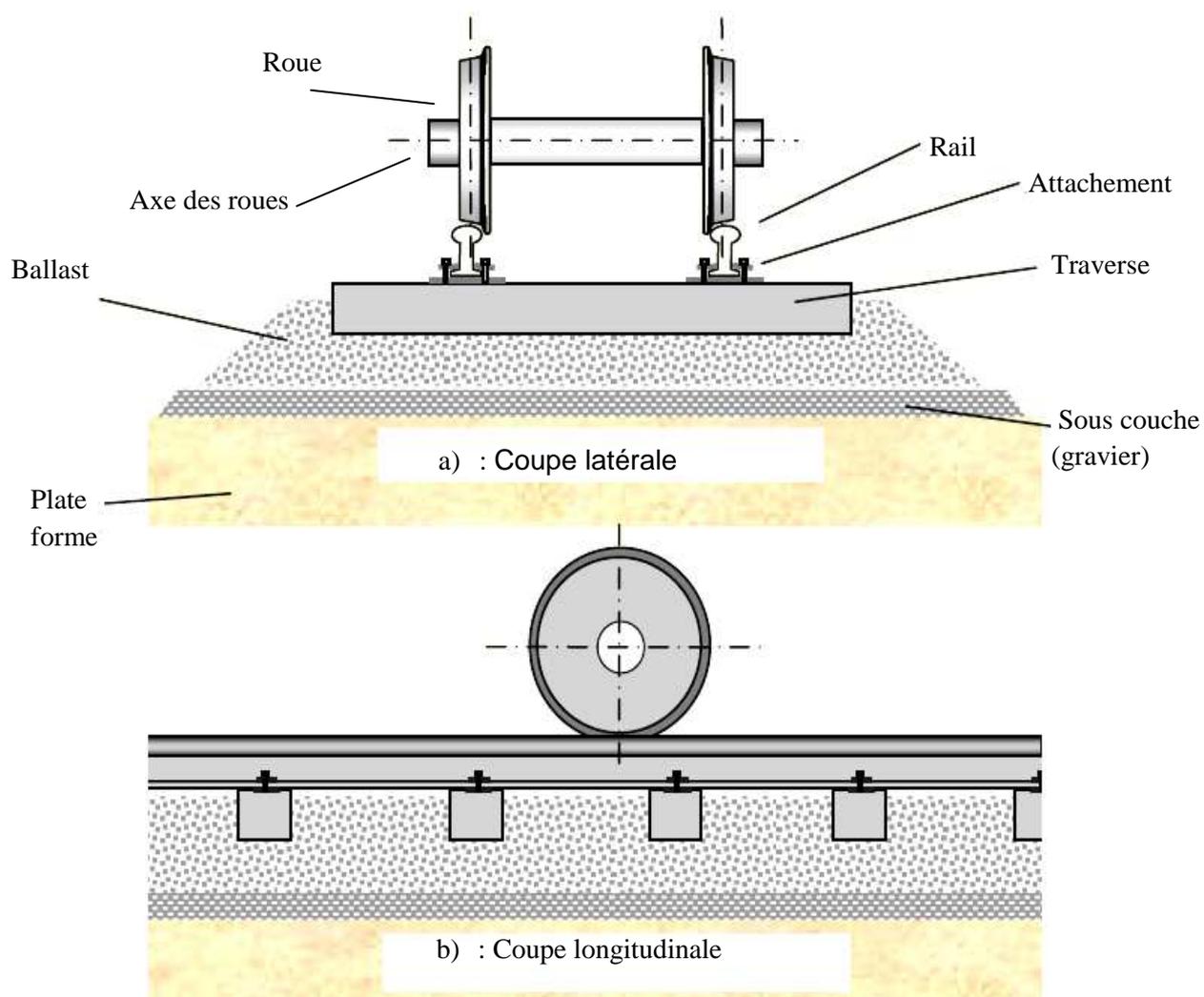


Figure 1.1 : Vue latérale et longitudinale de la voie ferrée [10]

1.2.2. Ballast

Le ballast est constitué de fragments de roche dure, de granulométrie contrôlée. Il assure la résistance latérale de la voie, le drainage vis-à-vis des précipitations et présente l'avantage de pouvoir être brassé lors des opérations de maintenance de la voie appelées bourrage, permettant ainsi de reconstituer la qualité géométrique de la voie [09] (absence d'affaissements localisés qui entraîneraient l'apparition de défauts géométriques d'alignement, eux-mêmes générateurs de variation d'effort au contact préjudiciables au confort.

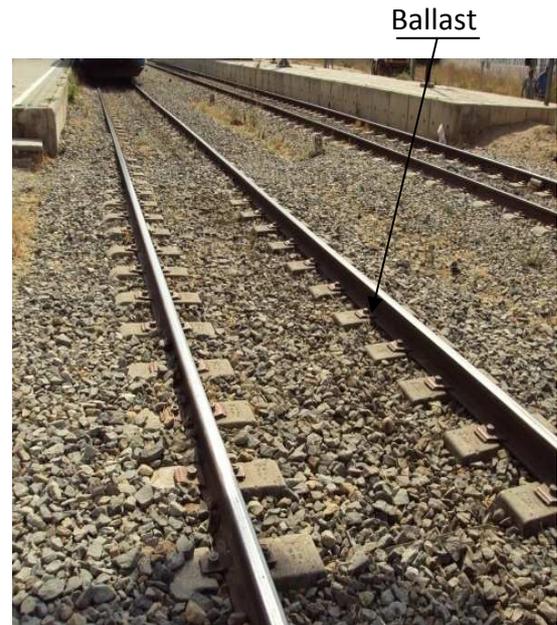


Figure 1.2 : Double voie ferrée reposant sur le ballast

1.2.3. Bogie

Le bogie est un ensemble mécanique complexe regroupant plusieurs fonctions stratégiques dont le roulage et le freinage. Il est constitué généralement de deux essieux et son rôle est de supporter les caisses, les voitures et les wagons du train. Ces fonctions sont reprises en partie par la roue qui doit résister à des sollicitations thermiques et mécaniques.

1.2.4. Roue

La roue, élément de sécurité, est dimensionnée en fonction des performances et des impératifs économiques du véhicule. Cette pièce en acier doit supporter des charges de plus en plus importantes, pour des vitesses moyennes en continue augmentation et des flux thermiques en rapport avec ces vitesses [11].

Cependant, le mode de conception conditionne son cycle de vie et sa fiabilité, sur des véhicules où l'exploitation dépasse 30 années.

La roue assure plusieurs fonctions vitales pour la sécurité du véhicule dont :

- Le portage de la charge à transporter,
- Le guidage du bogie dans les appareils de voie,
- Le rôle de différentiel dans les courbes de différents diamètres,
- La fonction de freinage dans la majorité des cas.

Le profil doit être à la fois rigide pour supporter les charges, mais flexible pour encaisser les flux thermiques alors que la matière doit être résistante à l'usure tout en ayant une bonne limite élastique et une faible susceptibilité à la crique thermique.

De même, la roue ne doit pas présenter de phénomènes de crissement lors des phases de freinage.

En plus de sa fonction principale d'assurer le roulement, chaque partie joue un rôle important dans le fonctionnement du système.

Le boudin assure, avec la forme conique de la jante, le guidage du train et empêche son déraillement.

Grâce à sa forme conique, la roue joue le rôle d'un différentiel permettant d'éviter le glissement des roues opposées dans les virages. La différence de la distance parcourue par les deux roues opposées est rattrapée par la différence de leurs diamètres respectifs calculés au niveau du contact.

Les dimensions de la roue et son poids dépendent du matériel roulant en question, une roue de voiture de TGV admet par exemple un diamètre de 920 mm et pèse 350 kg.

La fabrication d'une roue passe par trois étapes principales: le forgeage, l'usinage et le traitement thermique [12].

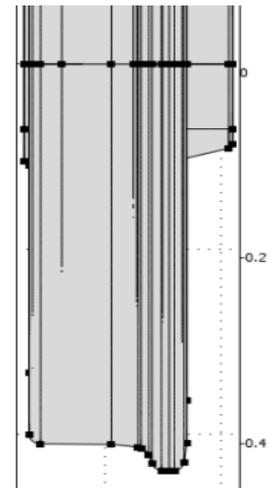


Figure 1.3 : Roue gauche

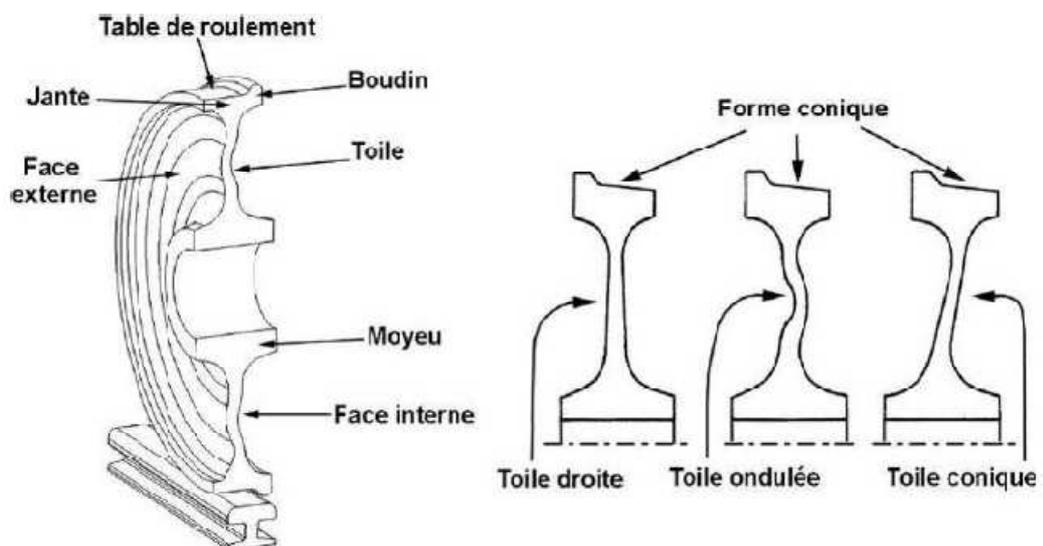


Figure 1.4 : Coupes de la roue, [06]

1.2.5. Rail

Les rails sont de longues barres d'acier profilées qui, mises bout à bout, servent à former un chemin de fer.

Les rails servent à la fois à guider et à supporter les roues pour les véhicules, étant conducteurs des courants électriques, ils sont souvent utilisés pour la transmission de signaux (circuits de voie) et pour le retour des courants de traction et des auxiliaires du train (ligne train pour le chauffage et la climatisation sur les rames tractées) [07].

Le profil du rail possède les éléments suivants :

Partie supérieure (champignon), partie médiane (l'âme) et partie inférieure (le patin) [13], (voir figure1.5).

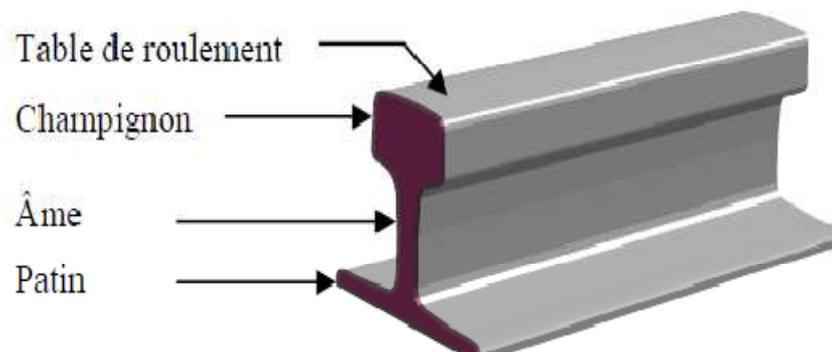


Figure 1.5 : Profil du rail, [13]

Caractéristiques des rails unifiés

Le tableau suivant indique les principales caractéristiques des profils des rails unifiés et utilisés par la SNTF (en Algérie) [08], [14].

Tableau 1.1 : Caractéristiques des profils des rails unifiés utilisés par la SNTF

Profil des rails unifiés					
Désignations	Dimensions (mm)				Poids métrique kg/m
	Hauteur	champignon	patin	âme	
U33	145	62	134	15	46,303
U50	153	65	140	15,5	50,900
UIC54	159	70	140	16	54,430

1.3. Différentes causes d'usure et de dégradation de l'état de la voie ferrée

Les voies ferrées sont conçues à la fois pour supporter et guider les convois. Les jeux qui existent nécessairement entre les boudins des roues et les rails, les imperfections des voies et du matériel roulant sont la cause de mouvements divers des véhicules qui agissent sur les éléments constitutifs de la voie [15].

Les essieux, dont la charge statique atteint maintenant couramment 20 tonnes, exercent sur la voie des efforts dynamiques dépassant largement cette valeur.

Les rails supportent en général assez bien les charges qui leur sont imposées, mais les fatigues répétées qu'ils subissent au passage des circulations sont souvent accentuées par les défauts du matériel roulant, notamment les méplats des bandages des roues.

En courbe, sous l'effet de la force centrifuge, les boudins des roues des trains les plus rapides provoquent une usure latérale des champignons des rails de la file haute, alors que la table de roulement des rails de l'autre file subit une usure accentuée du fait des circulation lents.

Les chocs aux joints sont également, pour les extrémités du rail, la source d'un certain nombre d'avaries et produisent une usure assez rapide des surfaces en contact dans les éclissages.

Les efforts supportés par les rails se transmettent aux traverses, soit directement par l'intermédiaire des selles ou des semelles, sous l'effet des charges sur les rails ou les selles.

Les traverses transmettent à leur tour au ballast et à la plate forme une grande partie des efforts qu'elles subissent. Il s'ensuit des détériorations plus ou moins localisées des moules supportant les traverses et même parfois de la plate forme.

Les charges roulantes ne représentent pas les seuls facteurs de vieillissement des voies, les intempéries (pluie, gel,...), les alternances d'humidité et de sécheresse ont également des effets néfastes.

Les petits matériaux (tire-fond, boulons, etc.), se desserrent, l'usure accentuée qui en résulte provoque des déconsolidations d'attache, ou des jeux dans les assemblages.

Le bois des traverses subit des détériorations biologiques et mécaniques.

Il pourrit et des fentes s'y développent. Les traverses arrivent alors à ne plus assurer la tenue des attaches ou le calage des rails.

Les plate formes détrempées se déforment, tout particulièrement lorsque elles sont constituées de terres argileuses. Si le facteur temps et l'effet des intempéries sont considérables les avaries causées par la circulation des convois sont particulièrement importantes.

L'absence ou l'exécution trop tardive de travaux d'entretien peut également être une cause de vieillissement supplémentaire. Il peut en être de même de certaines opérations mal réalisées (serrages d'attaches trop poussés, perçage incorrectes) ou d'une recherche d'une qualité excessive (certification d'écartement inconsidérées par exemple).

1.3.1. Effet des réactions au contact roue-rail et leurs causes

Les réactions imputables à la voie qui sont subies par les véhicules se distinguent en secousses verticales et secousses latérales.

Les secousses verticales sont produites par des affaissements localisés des files de rails ou des joints ; ces affaissements peuvent être dus :

- Au manque de stabilité des traverses sur le ballast,
- A l'usure des éclisses,
- Au manque de stabilité de la voie aux bords de certains points singuliers,
- A des changements de déclivité trop brusques.

Les causes des secousses latérales sont multiples. Pour les déterminer, il est nécessaire de procéder à un examen approfondi ; chaque cas révèle souvent les causes très différentes. Ces secousses peuvent être provoquées par :

- Le manque de parallélisme des rails pouvant provenir soit de rails faux, soit de défauts d'écartement ou des défauts d'inclinaison des rails,
- La variation brusque d'écartement (surtout sensible en alignement),
- Un léger ripage de voie causé par le mauvais calage de quelques têtes de traverses consécutives ou un manque de ballast,
- La dénivellation longitudinale et transversale résultant de l'affaissement des files de rails,
- Un tracé incorrect notamment dans les raccordements paraboliques,
- Un dévers irrégulier ou par des variations trop brusques dans les raccordements.

1.3.2. Défauts géométriques de la voie ferrée

Les voies ferrées peuvent présenter plusieurs défauts géométriques, comme les défauts de nivellement, du gauche, de l'écartement, et du dévers [15] (figure 1.6).

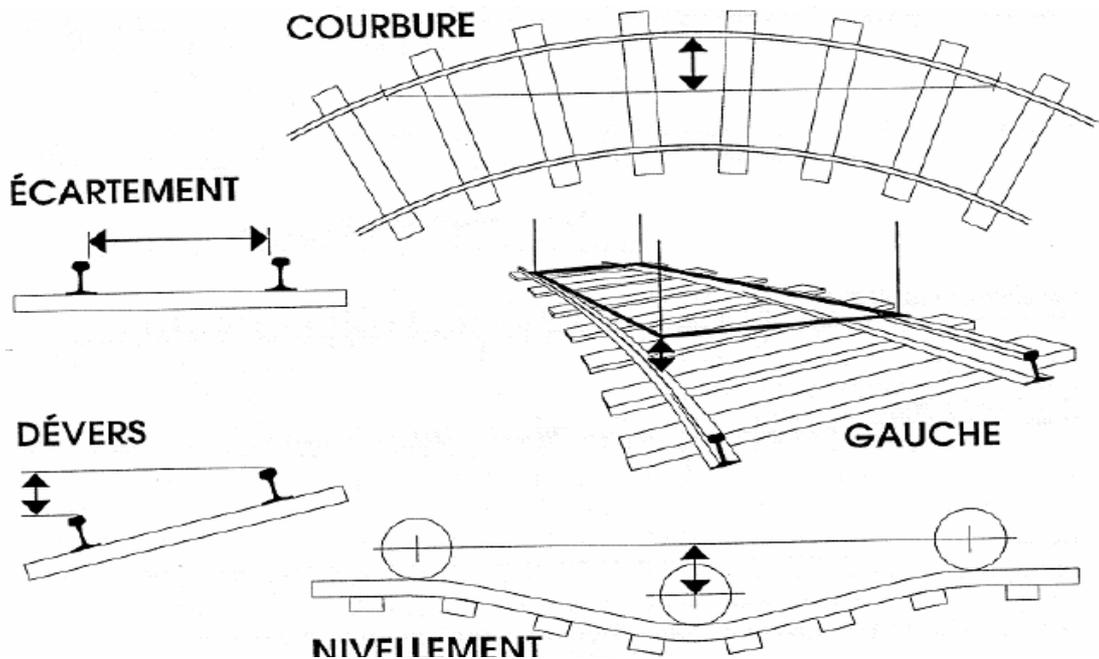


Figure 1.6 : Défauts de la voie ferrée, [15]

1.4. Bruit ferroviaire

1.4.1. Bruit généré par l'interaction voie véhicule

La prise en considération réelle du bruit ferroviaire étant un phénomène nouveau, les moyens de protection mis en œuvre et le contrôle de leurs performances sont relativement récents [16].

Les efforts actuels portent davantage sur la réduction du bruit à la source : les auxiliaires de traction (groupe électrogène, moteur diesel et son échappement, moteur électrique, groupes de ventilation, convertisseur électrique ou encore groupe de climatisation), et récemment la liaison roue rail (bruits de roulement et de glissement) [16].

1.4.2. Mécanismes de génération du bruit de roulement

La modélisation du bruit de roulement généralement contient deux étapes principales : la simulation des vibrations de la roue et de la voie, puis le calcul du rayonnement et de la propagation acoustique dans l'environnement [17].

Les principes de la modélisation du bruit de roulement sont résumés sur le diagramme de la figure (1.7).

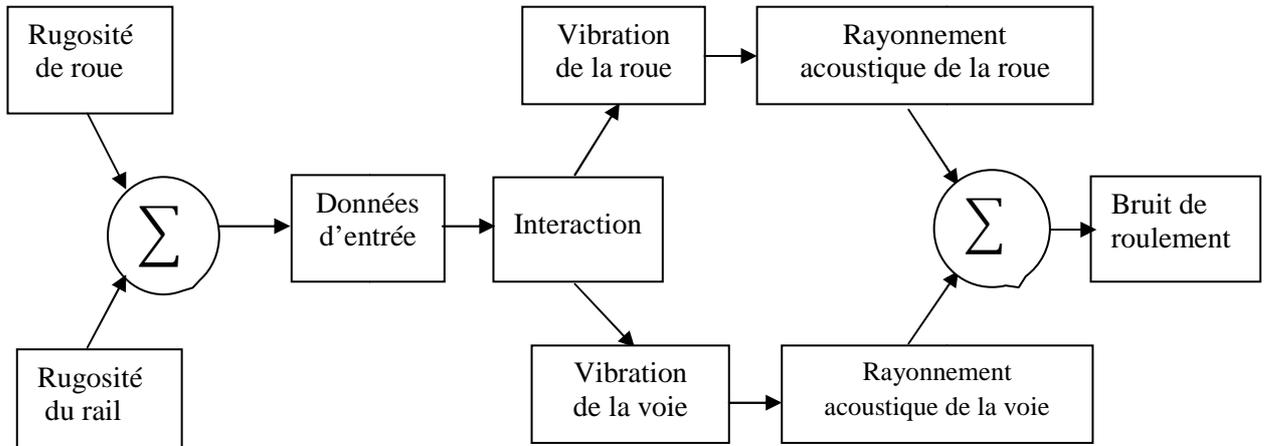


Figure 1.7 : Schémas de mécanisme de génération de bruits ferroviaires

L'étude théorique des mécanismes de génération du bruit des trains a été engagée pour la mise au point des premiers modèles de comportements validés, et des méthodes expérimentales associées [18]. La possibilité d'une réduction du bruit à la source, et une première estimation de leur impact au travers de scénarios de réduction du bruit à la source [02], [17] et [19].

Les mécanismes à l'origine de bruits de roulement sont représentés schématiquement sur la figure (1.8).

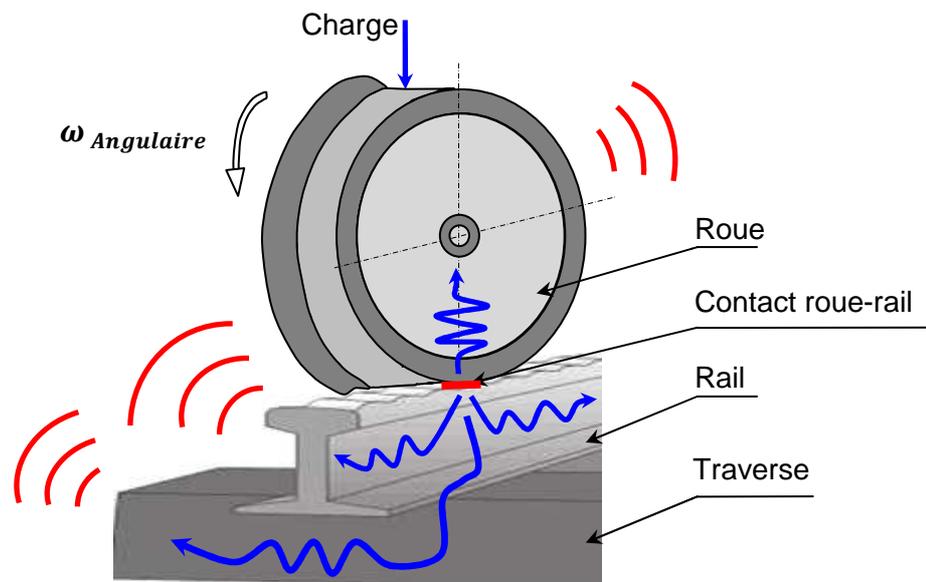


Figure 1.8 : Mécanismes de génération du bruit de roulement ferroviaire

La source de génération de bruits ferroviaires durant la négociation de la roue avec le rail, est liée à la rugosité (défauts microscopiques) des surfaces de contact des

deux structures, cette rugosité génère un déplacement imposé lors du contact roue-rail. Des ondes de flexion sont engendrées dans la roue, dans le rail, et par transmission dans les traverses. Généralement les traverses vibrent en basses fréquences, jusqu'à environ 500 Hz. leurs vibrations sont transmises par l'intermédiaire des semelles reliant les traverses au rail. La contribution vibratoire du rail se situe autour de 1000 Hz. La roue résonne sur ses modes propres, dont les fréquences sont principalement situées au delà de 1500 Hz.

Le bruit de roulement couvre donc un large intervalle fréquentiel (typiquement entre 100 et 5000 Hz) [02], [03].

1.4.3. Source du bruit ferroviaire

Il existe plusieurs origines d'émission de bruit ferroviaire que l'on peut classer en trois groupes [02], [20] :

a) Sources liées au groupe de mono-propulsion à savoir le bruit mécanique:

- Bloc moteur et ses accessoires,
- Boite de transmission et de vitesse,
- Climatiseurs, ventilateurs et radiateurs,
- Génératrices mécaniques et électriques,
- Bouches d'admission et d'échappement,
- Les attelages et liaisons entre les voitures et locomotives du train,
- Système de pivot entre les voitures du train et suspension de bogie.

b) Sources dues à l'interaction :

- Le contact roue-rail (rugosité surfacique de la roue et du rail),
- Le contact véhicule-air (aérodynamique).

c) Sources de bruits régénérées par l'impact à cause des défauts de la voie et de la roue tels que :

- Défauts géométriques de la voie (dénivellement, dressage, devers, etc...),
- Défauts de soudage entre les longueurs du rail pour système LRS (jeu, excès de métal),
- Défauts surfaciques de la roue (aplatissements ou bien méplats),
- Les appareils de la voie ferrée dont les points mobiles et les aiguillés de directions.

1.4.4. Solutions de la réduction du bruit ferroviaire

On résume les solutions pratiques existant pour diminuer le bruit de roulement par :

- Action sur les caractéristiques de la roue sur celles du rail.

- Limitation de la vitesse du train,
- Pour l'interaction roue-rail de tramway au milieu urbain, on utilise des revêtements isolants sur les cotés du rail, destinés à absorber le bruit généré par cette interaction,
- Isolation totale de la voie ferrée par closions de matériaux composites ou / nature poreux (mur anti-vibration acoustique),
- Pour l'atténuation sonore en espace extérieur (environnement), on suggère de bien placer la voie ferrée dans les endroits ruraux isolés naturellement par apport aux zones urbains, et d'utiliser les techniques adéquates dont écrans en terre, en pentes [21],... etc.
- Pour l'isolement sonore des gares et des stations de trains. On peut lancer la technique de contrôle actif de bruits, elle est basée sur la création des anti-ondes acoustique (ondes acoustiques identiques à celles générées par le bruit du train, mais avec des phases opposées),
- Contrôler le profil et l'état de surface de la roue, et la change en cas d'endommagement,
- Contrôler les suspensions et amortisseurs du bogie et maintenir les défauts mécaniques,
- Vérifier l'état de la voie et éliminer la dénivelée du rail, et tous les défauts constatés,
- Limiter la charge du train, selon le type de l'infrastructure de la voie ferrée utilisée.

Pour la réduction du bruit ferroviaire aérienne, on présente quelques techniques utilisées pour l'atténuation de bruits sonores urbaines [21], (voir figures 1.9 et 1.10).

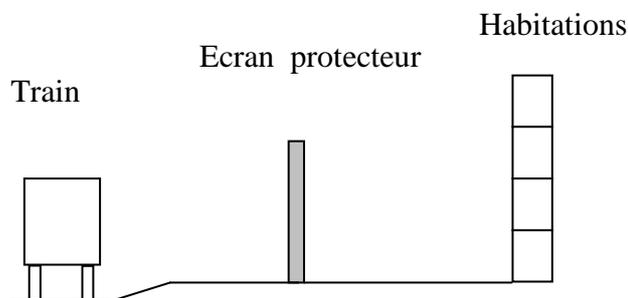


Figure 1.9 : Ecran de protection
en espace extérieur

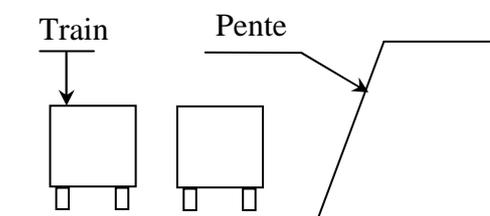


Figure 1.10 : Effet de pente

1.5. Eléments d'acoustique

1.5.1. Introduction

Dans le monde sonore on distingue que les sons et les bruits font partie de notre vie quotidienne [22].

Un son correspond à tout phénomène provoquant une sensation auditive. Cette sensation est créée par un mouvement vibratoire dans un milieu comme l'air.

Cependant, le son peut également se propager dans l'eau et dans les solides (par exemple, dans les rails de chemin de fer) [23], [22].

Le terme de bruit fait référence à un son gênant. C'est un phénomène acoustique produisant une sensation auditive considérée comme désagréable. Cependant, en acoustique, un bruit est une vibration aléatoire [24].

L'acoustique est la partie des sciences physiques qui s'intéresse aux sons depuis leur émission ou production (source) à leur transmission dans le milieu jusqu'à leur réception (microphone) et leur perception (oreille) [22] et [24].

On distingue deux aspects de l'acoustique :

- l'aspect objectif : qui concerne l'étude des grandeurs physiques liées aux vibrations acoustiques,
- l'aspect perceptif : qui concerne l'étude des sensations auditives/perceptives provoquées par les sons (leur interprétation par notre système sensoriel).

1.5.2. Onde acoustique

Un événement sonore résulte de la mise en vibration des molécules d'air autour d'une position initiale. Le son a besoin d'un milieu pour se propager, c'est pourquoi il ne peut pas se propager dans le vide. Afin de mettre en vibration les molécules d'air, il est nécessaire qu'une structure entre en contact avec ces molécules, se mette en vibration et transmette ses vibrations [22].

La molécule au contact de la structure se met alors en vibration puis transmet ses vibrations aux molécules voisines et ainsi de suite. Ce processus est appelé une onde acoustique, ou onde sonore. Le milieu de propagation des ondes est par hypothèse, d'abord considéré comme un fluide parfait. Puis, les équations du mouvement et l'équation d'état du fluide sont linéarisées par rapport aux grandeurs caractéristiques de l'onde acoustique [25], [26].

1.5.3. Grandeurs et unités acoustiques

- Pression

L'unité de la pression acoustique est le pascal ; 1pascal = 1N/m². La pression statique est la pression qui, en un point du milieu de propagation immobile, existerait en l'absence de toute vibration acoustique, pour la propagation aérienne, c'est la pression atmosphérique P_0 ; $P_0=1\text{bar}=100000\text{ Pa}$ [21].

La pression acoustique portée par un signal sonore provoque une surpression P sur P_0 . Cette surpression est variable dans le temps et la pression acoustique est généralement faible par rapport à P_0 , la pression efficace P_{eff} est défini par la relation suivante :

$$P_{\text{eff}} = P_{\text{max}} / \sqrt{2} \quad (1.1)$$

La relation approximative de propagation du son dans l'air est de $C_0 = 20 \cdot \sqrt{T}$, (T en Kelvin) [23]. A titre d'exemple pour les conditions climatiques (température 22° et pression 1 bar), la vitesse de propagation du son C_0 dans l'air est de 343,58 m/s, dans un milieu liquide : $C_0 \sim 1400\text{ m/s}$ et pour un milieu solide: $C_0 \sim 5000\text{ m/s}$ [22], [23]. Pour une gamme de température varie de $T = 15^\circ$ à 35° . On peut estimer la vitesse du son par la relation $C_0 = 331,6 + 0,608 T\text{ m / s}$ (T en °C) [21].

Le produit $\rho_0 C_0$ est aussi appelé impédance (Z_0), pour l'air $Z_0 = 407,1\text{ [N.s/m}^3\text{]}$ [21].

- Vitesse

Il s'agit de la vitesse particulaire « v_p » des molécules d'air du milieu de propagation sous l'effet d'un signal sonore :

$$v_p = \frac{P}{\rho_0 C_0} \quad (1.2)$$

- Amplitude

Il s'agit de l'amplitude (crête à crête) du mouvement local de l'air sous l'effet d'une pression (donc d'une vitesse vibratoire) (voir figure 1.11):

$$a = \frac{v_p}{2 \cdot \pi \cdot f_{re}} \quad (1.3)$$

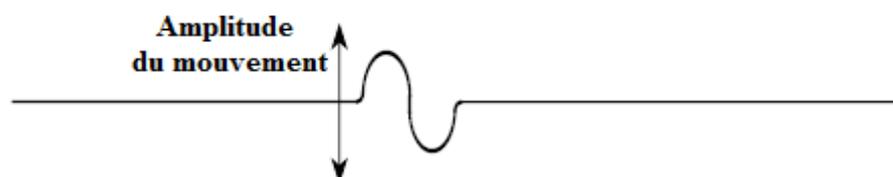


Figure 1.11: Amplitude de propagation d'onde acoustique dans l'air, [23]

- Intensité

L'unité de l'intensité acoustique est le watt par mètre carré [W/m²], elle est définie par la relation :

$$I_{in} = \frac{P_{eff}}{\rho_0 C_0} \quad (1.4)$$

- Densité d'énergie

C'est l'énergie totale passant dans un volume de 1 m³ au travers d'une surface de 1 m². Leur unité en [J/m³] est définie par la relation suivante :

$$d_{en} = \left(\frac{P_{eff}^2}{\rho_0 C_0^2} \right) \quad (1.5)$$

- Puissance acoustique

La puissance d'une source sonore est la somme des énergies qui traversent toute la surface entourant cette source et qui peut être représentée par une sphère solide :

$$w_{ac} = 4\pi r^2 \left(\frac{P_{eff}^2}{\rho_0 C_0} \right) \quad (1.6)$$

- Niveau de référence

Toutes les grandeurs d'acoustique sont exprimées à travers un ensemble de références :

- Pression référence $P_0 = 2 \cdot 10^{-5}$ Pa
- Intensité référence $i_0 = 10^{-12}$ w/m²
- Puissance référence $w_0 = 10^{-12}$ w
- Vitesse de référence $v_{p0} = 10$ nm/s
- Accélération de référence $a_0 = 10$ μm/s²
- Energie de référence $d_0 = 1$ μJ/m³

- Fréquence (f_{re}) : nombre des fois d'un system cyclique, unité en hertz [Hz]

$$f_{re} = \left(\frac{1}{T_p} \right) \quad (1.7)$$

T_p : C'est la durée nécessaire à un phénomène périodique pour se reproduire à l'identique exprimée en seconde (s).

- Pulsation (ω) : c'est le produit cyclique ou périodique d'un système par 2π , s'exprimant en radian par seconde [rad/s] et défini par la relation suivante :

$$\omega = 2 \pi \cdot f_{re} \quad (1.8)$$

- Longueurs d'onde (λ) : Distance séparant deux points en concordance de phase d'une même onde, unité (m).

$$\lambda = C_S T_p \text{ ou } \lambda = C_S / f_{re} \quad (1.9)$$

Avec : C_S vitesse de propagation du son en [m/s], T_p : Période en [s]

- Nombre d'onde (k_{on}) : nombre de longueur d'onde comprise dans (2π fois), l'unité de longueur d'onde (rad/m).

$$k_{on} = \frac{\omega}{C_S} = 2 \pi / \lambda \quad (1.10)$$

- Décibel (dB) : Il correspond à 10 fois le logarithme décimal du rapport de deux unités de même dimension, l'un des termes de ce rapport étant la grandeur mesurée et l'autre la grandeur référence.

On exprime globalement cette opération par la lettre **L** (Niveau **L** de pression, intensité et puissance) :

Pour la pression $L_p = 10 \log (p/p_0)^2$;

Pour l'intensité $L_i = 10 \log (i/i_0)$; (1.11)

Pour la puissance $L_w = 10 \log (w/w_0)$.

- Niveaux de pression acoustique (L_p)

C'est la quantité qui traduit le rapport d'une pression efficace p sur une pression de référence p_0 , le niveau de pression acoustique s'exprime en décibel (dB), est indiqué par la relation $L_p = 10 \log (p/p_0)^2$.

Dans le cas général le niveau d'exposition à un bruit de niveau instantané (L), de périodicité (t) évoluant dans une durée (T) est défini par l'expression générale suivante [24], et [26] :

$$L_{Peq} = 10 \log \left(\frac{1}{T} \int_0^T (10)^{L/10} dt \right) \quad (1.12)$$

Ou bien

$$L_{Peq} = 10 \log \left(\frac{1}{T} \int_0^T \frac{P^2(t)}{P_0^2(t)} dt \right) \quad (1.13)$$

1.5.4. Equation d'onde acoustique

La propagation d'une onde acoustique représentée par l'équation de pression acoustique. Dans le cas général est définie par la relation suivante [27] :

$$\frac{1}{\rho_0 c_s^2} \frac{\partial^2 p}{\partial t^2} + \nabla \left(-\frac{1}{\rho_0} (\nabla p - q_p) \right) = Q_m \quad (1.14)$$

Avec :

p : Pression acoustique [Pa], ρ_0 : Densité en [kg/m³],

c_s : Vitesse de son [m/s], q_p : Source dipôle [N/m³],

Q_m : Source monopole [1/s²].

Dans cette équation, l'opérateur nabla est défini par $\nabla^2 = \Delta$, il est obtenu en prenant la divergence du gradient de la pression acoustique, en utilisant les opérations vectorielles sur l'opérateur nabla [28] :

$$\nabla \cdot (\nabla p) = (\nabla \cdot \nabla) p = \nabla^2 p = \Delta p \quad (1.15)$$

Sachant que Laplacien égal à $\nabla^2 p$ est défini dans le cas général comme suit :

$$\nabla^2 p = \begin{cases} \frac{\partial^2 p}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 p}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 p}{\partial z^2} & \text{coordonnées rectangulaires} \\ \frac{1}{R} \frac{\partial}{\partial R} \left(R \frac{\partial p}{\partial R} \right) + \frac{1}{R^2} \frac{\partial^2 p}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 p}{\partial z^2} & \text{coordonnées cylindriques} \\ \frac{1}{r^2} \frac{\partial}{\partial r} \left(r^2 \frac{\partial p}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2 \sin \varphi} \frac{\partial}{\partial \varphi} \left(\sin \varphi \frac{\partial p}{\partial \varphi} \right) + \frac{1}{r^2 \sin^2 \varphi} \frac{\partial^2 p}{\partial \theta^2} & \text{coordonnées sphériques} \end{cases}$$

L'équation d'onde acoustique réduite non homogène est assimilée par l'équation de Helmholtz :

$$\nabla \left(-\frac{1}{\rho_0} (\nabla p - q_p) \right) - \frac{\omega^2 p}{\rho_0 c_s^2} = Q_m \quad (1.16)$$

Pour l'atténuation de l'onde acoustique, il est nécessaire d'introduire un terme additionnel $d_a \frac{\partial p}{\partial t}$ dans l'équation ci-dessus [27].

$$\frac{1}{\rho_0 c_s^2} \frac{\partial^2 p}{\partial t^2} - d_a \frac{\partial p}{\partial t} + \nabla \left(-\frac{1}{\rho_0} (\nabla p - q_p) \right) = Q_m \quad (1.17)$$

$d_a \frac{\partial p}{\partial t}$: Représente le terme d'amortissement des ondes acoustiques,

d_a : Coefficient d'amortissement

La solution des équations (1.16) et (1.17) pour le cas dynamique dont :

- Analyse transitoire

Pour la résolution de l'équation (1.17), en analyse transitoire, la forme de la solution générale de la pression acoustique $p_{i(r,t)}$, ou $r = (O, x, y, z)$, et selon la direction X est [27] :

$$p_{i(r,t)} = \exp \left(-\frac{1}{2} \frac{\left(t - \frac{x}{c_s} \right)^2}{(\Delta t)^2} \right) \quad (1.18)$$

- Analyse harmonique

Pour une pression harmonique $p = p(\omega)$, La solution harmonique de l'équation Helmholtz (1.16) suivant l'axe x est de la forme [27], [29] :

$$p_{i(r)} = \exp^{i k x} \quad (1.19)$$

- Analyse aux fréquences propres

Pour trouver les fréquences propres et modes propres, il suffit de résoudre l'équation générale (1.14) sans excitation, c'est-à-dire ($Q_m = 0$).

CHAPITRE 02

PRESENTATION GENERALE DE L'INTERACTION VEHICULE-VOIE

2.1. Introduction

Le chemin de fer existait déjà depuis longtemps lorsqu'apparut la traction électrique, c'est cette dernière qui lui a permis de connaître le grand développement qu'il a atteint aujourd'hui.

- Augmentation des charges de trains,
- Augmentation des vitesses conduisant à une réduction des temps de trajet,
- Diminution de bruit conduisant à une obtention de meilleur confort acoustique,
- Réduction de pollution d'environnement et atténuation du niveau de sonorisation.

Comparée à une locomotive à vapeur, puis à la locomotive diesel de même masse, non seulement une locomotive électrique dispose d'une puissance nominale bien plus élevée et annule le bruit acoustique, mais elle peut aussi développer pendant un temps court une puissance encore plus grande, de 50 % à 100 % supérieure. Cette propriété de la locomotive électrique justifie les lourds investissements en électrification dès que le trafic devient important sur une ligne. Cette technique est appliquée depuis 2009, précisément sur les lignes Alger-Blida et Alger-Boumerdes.

La figure (2.1) représente les différents efforts de sollicitations dynamiques du véhicule durant le roulement d'un train.

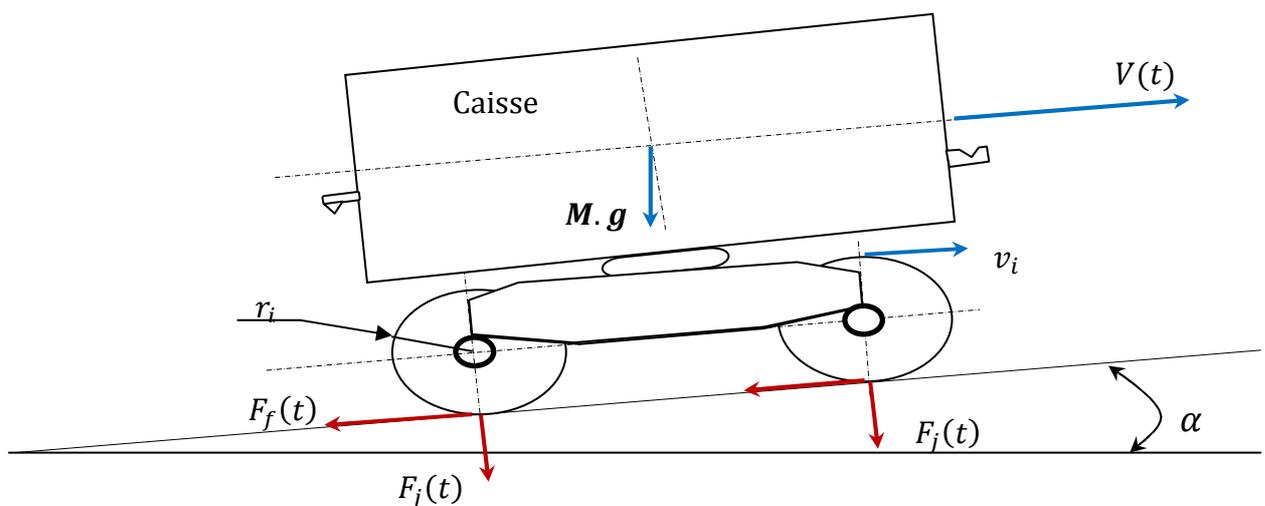


Figure 2.1 : Sollicitations dynamiques du véhicule

$F_j(t)$: Effort transmis par la roue ; $F_f(t)$: Résistance à l'avancement ; M : Masse du véhicule

$V(t)$: Vitesse linéaire du véhicule ; g : Accélération de la pesanteur ; α [rd] : Angle d'inclinaison

2.2. Interaction véhicule-voie

2.2.1. Contact roue-rail

A l'arrêt d'un véhicule ferroviaire, la plage de contact entre la roue et le rail est définie par la forme de la partie supérieure du rail qui est le champignon, le profil de la roue et par l'élasticité des matériaux en contact déformés par le poids du véhicule.

2.2.1.1. Champignon du rail et profil de la roue

Il existe de nombreux profils de roue et différents types de rails, variant selon l'histoire du développement ferroviaire, les pays ou le type de liaison ferroviaire : trains de fret ou lignes à grande vitesse.

La figure (2.2) représente les profils de la roue et du rail (UIC54) avec un contact ponctuel.

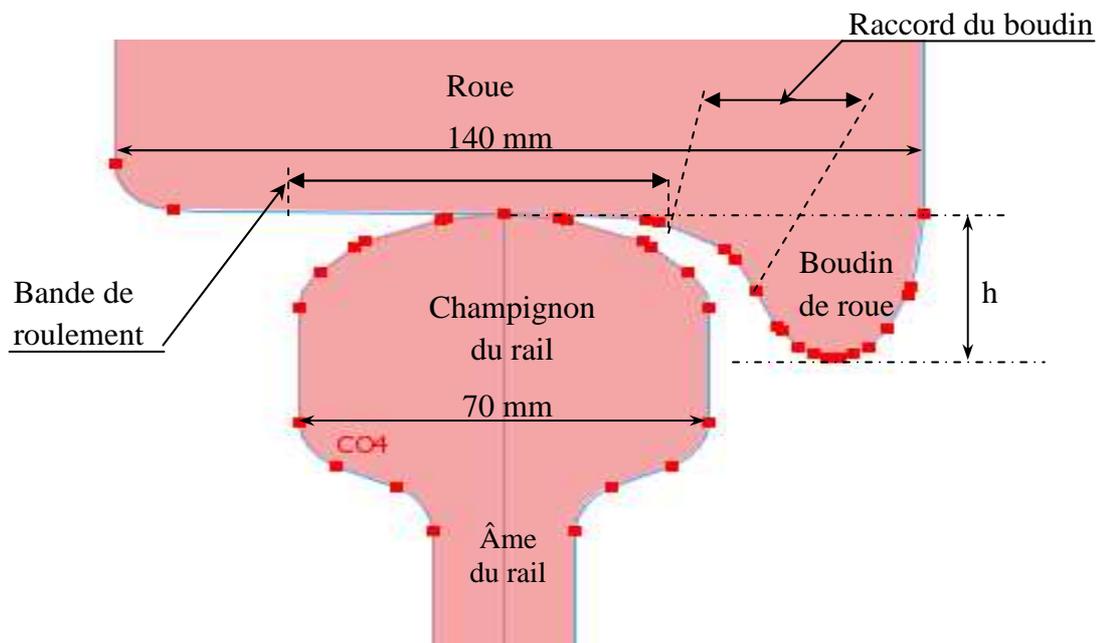


Figure 2.2 : Profils de champignon du rail UIC54 et de table de roulement, roue SNTF ; h : hauteur du boudin

Le boudin de la roue limite le débattement de l'essieu transversalement selon l'axe entre les deux files de rails, en venant buter contre le champignon du rail.

La table de roulement de la roue est conique pour permettre la variation du rayon du cercle de roulement en contact avec le rail dans les courbes et compenser ainsi la différence du chemin parcouru par les deux roues du même essieu. Cette conicité sert également à recentrer dynamiquement l'essieu entre les rails [30].

Le contact entre la roue et le rail est théoriquement ponctuel, comme le contact entre deux cylindres à axes perpendiculaires, dont les rayons sont les rayons de courbure du rail et de la roue autour du contact.

En réalité la masse du véhicule en statique répartie sur chaque roue du véhicule, est indiquée selon le type de la caisse dans le tableau (2.1) [30].

Locomotive	Wagon	Remorque de TGV	Voiture de métro	Motrice de tramway
11250	9375	8000	3750	5000

2.2.1.2 Théorie du contact

2.2.1.2.1 Théorie de Hertz

La théorie de hertz est basée sur l'étude de la zone de contact, sans transmission d'effort, et pour le cas statique [30], [31]: le résultat de l'application utilisée est constitué de deux cylindres à axes perpendiculaires, le cylindre représentant le champignon du rail a son axe parallèle à la direction (x) de la figure (2.3), qui est la direction du déplacement, le cylindre idéalisant la roue a son axe dirigé selon la direction (y).

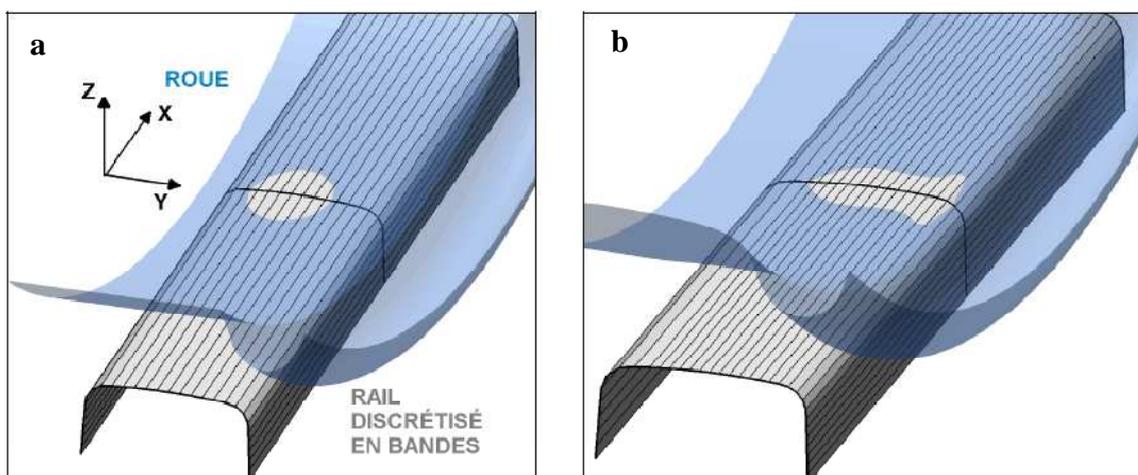


Figure 2.3 : Interpénétration géométrique d'une roue dans un rail,
(a) Hertzien, et (b) non Hertzien

Le profil de contact déduit de l'interpénétration virtuelle purement géométrique est représenté sur la figure (2.3a) dans un cas Hertzien et l'intersection est elliptique.

La figure (2.3.b) montre le cas de profils non Hertiens : l'intersection est quelconque [32].

Ellipse plane (Figure 2.4) c'est la surface de contact calculée analytiquement entre deux cylindres, les demi-axes (a) et (b), de l'ellipse se calculent par les relations (2.1, 2.2 et 2.3) [05], [30] :

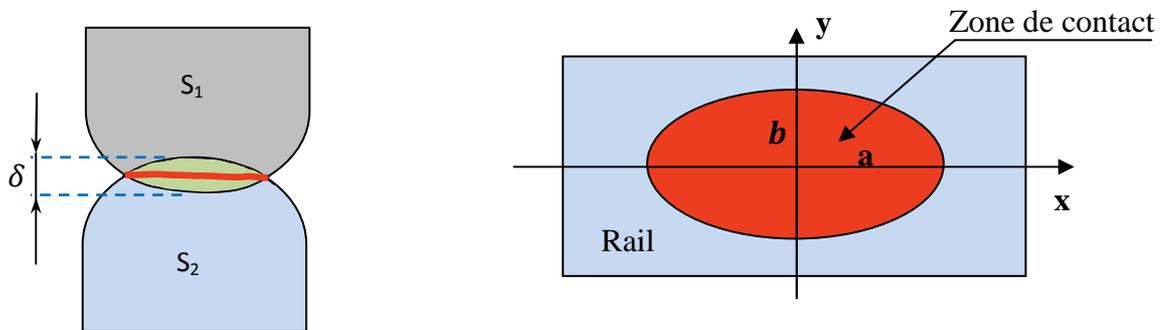


Figure 2.4 : Ellipse du contact de HERTZ des deux cylindres en statique

$$\frac{a}{m} = \frac{b}{n} = \sqrt[3]{\frac{3\pi}{2} \cdot \frac{K_{E1} + K_{E2}}{A+B} \cdot P} \quad (2.1)$$

Avec :

A [m⁻¹] : Inverse du rayon du cylindre idéalisant le champignon du rail,

B [m⁻¹] : Inverse du rayon du cylindre idéalisant la roue,

K_{E1} et K_{E2} [N⁻¹ · m²] : Constantes dépendant du module d'élasticité E (module de Young) et du coefficient de Poisson (μ_{p i}) des aciers de la roue et du rail, et sont défini par la relation [30] :

$$k_{E i} = \frac{1 - \mu_{p i}^2}{\pi \cdot E_i} \quad (2.2)$$

m et n : Coefficients sans dimension dépendant de l'angle θ(°) [30] défini par :

$$\cos(\theta) = \frac{B-A}{B+A} \quad (\text{voir tableau 2.2}), \quad (2.3)$$

θ(°)	10	20	30	40	50	60	70	80	90
m	6,61	3,78	2,73	2,14	1,75	1,49	1,28	1,13	1
n	0,32	0,41	0,49	0,57	0,64	0,72	0,80	0,89	1
r	2,8	2,3	1,98	1,74	1,55	1,39	1,25	1,12	1

La pression [30] moyenne est calculable en divisant la force par la surface de l'ellipse :

$$P_{\text{moyenne}} = \frac{P}{S} \quad (2.4)$$

P (N) : Force d'application d'un cylindre sur l'autre,

S (m²) : Surface de l'ellipse : $S = \pi \cdot a \cdot b$,

La pression, en un point de la surface, en fonction des coordonnées (x et y) de ce point est calculable par [22] :

$$P(x,y) = \frac{3.P}{2.\pi.a.b} \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{x}{a}\right)^2 - \left(\frac{y}{b}\right)^2} \quad (2.5)$$

La pression maximale est obtenue au centre de l'ellipse pour, $x = 0$ et $y = 0$:

$$P_{\text{max}} = \frac{3.P}{2.\pi.a.b} = \frac{3}{2} P_{\text{moyenne}} \quad (2.6)$$

Le rapprochement des cylindres sous l'effet de la charge est proportionnel à la puissance 2/3 du poids ($P^{\frac{2}{3}}$) :

$$\frac{\delta}{r} = \frac{3\pi}{4.a} (k_{E1} + K_{E2}) \cdot P = K_p \cdot P^{\frac{2}{3}} \quad (2.7)$$

(δ) : Rapprochement des deux cylindres,

r : Coefficient sans dimension (voir tableau 2.2),

k_p (m N^{- $\frac{2}{3}$}) : Coefficient de proportionnalité.

2.2.1.2.2. Théorie de Carter

Carter [05], [30], étudia la répartition des contraintes dans le cas de deux cylindres d'axes parallèles de direction (y), pressés l'un contre l'autre, avec transmission d'effort par rotation d'un des cylindres autour de son axe alors que l'autre est fixe (voir figure 2.5).

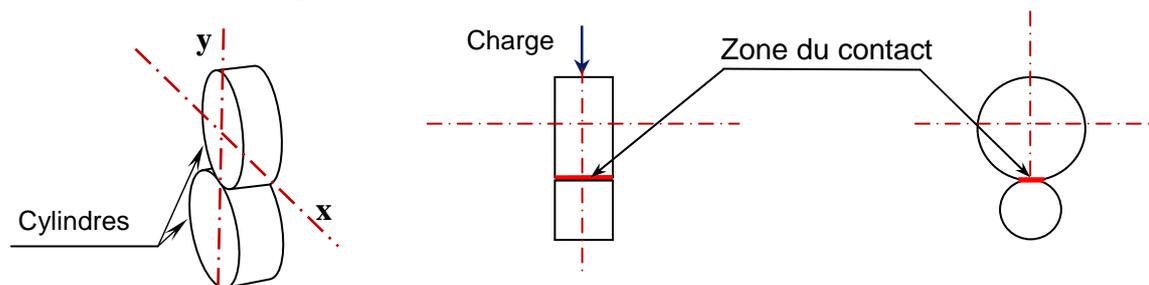


Figure 2.5 : Théorie de Carter ; différentes vues du contact cylindrique

La résolution du problème posé fut toujours faite en statique et en 2D, (voir figures 2.5 et 2.6), [30].

Avec :

$$q(x) = \frac{\delta^2 R(x,y)}{\delta_x \cdot \delta_y} \quad (2.8)$$

q [N/m²] : Contrainte élémentaire tangentielle en fonction de l'élément de surface δ_x , δ_y de coordonnées (x et y).

Cette contrainte varie en fonction de la position selon (x) dans la surface de contact. Elle est constante selon (y) du fait de la symétrie du problème à deux dimensions quel que soit (y) [05].

Le calcul complet se décompose en deux termes algébriques additifs:

$$q'(x) = \mu_0 \cdot P_{\max} \cdot \left(1 - \frac{x^2}{a^2}\right)^{1/2} \quad (2.9)$$

$q'(x)$ [N /m²] : Contrainte élémentaire limite, fonction de l'abscisse (x),

P_{\max} [Pa] : Pression maximale sur les génératrices en contact des deux cylindres,

μ_0 : Rapport entre l'effort transmis et la force verticale,

a [m] : Demi longueur du contact selon l'axe (x),

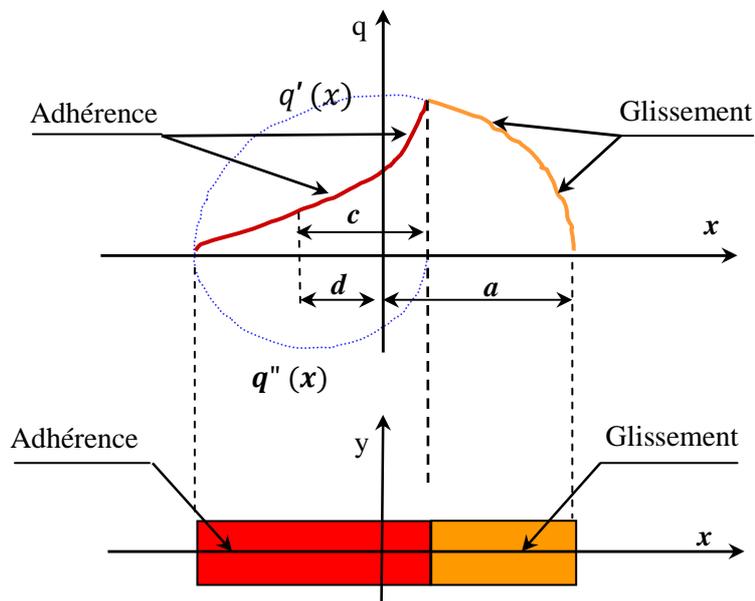


Figure 2.6 : Théorie de Carter ; répartition des contraintes selon x

$$q''(x) = -\frac{c}{a} \cdot \mu_0 \cdot P_{\max} \cdot \left(1 - \frac{(x+d)^2}{c^2}\right)^{1/2} \quad (2.10)$$

$q''(x)$ [N /m²] : Contrainte élémentaire limite en adhérence totale, fonction de x

c (m) : Demi-longueur en adhérence totale selon x ,

d [m] : Distance selon x ; $d = a - c$

Avec : $q(x) = q'(x) + q''(x)$

La force de réaction totale d'un cylindre sur l'autre est alors calculable par l'intégrale de surface: $R_{\text{Ett}} = \iint q(x) dx dy$

R_{Ett} [N] : Effort total tangentiel transmis en statique.

2.2.2. Adhérence roue-rail

L'adhérence μ d'une roue par rapport au rail est le rapport entre le module de l'effort de traction (F_{tr}), ou de freinage (F_f), réellement transmis au rail et le module de la force normale au plan de pose du rail (figure 2.7).

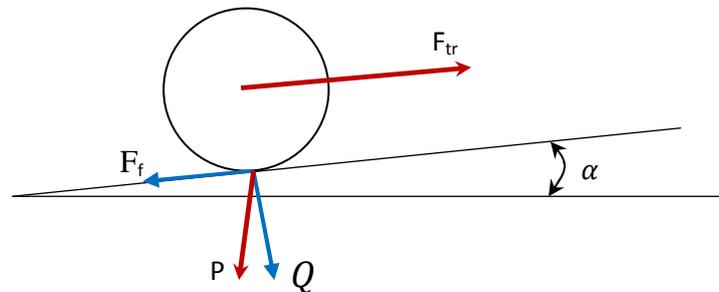


Figure 2.7 : Effort de traction ou de freinage, et force verticale

L'adhérence est donc un nombre sans dimension, positif, sans limite théorique supérieure, mais en pratique, avec la technologie actuelle, inférieur à 0,5 [22], [33].

$$\mu = \frac{F_f}{Q} \quad (2.11)$$

μ : Coefficient de frottement.

F_f [N]: Module de la réaction tangentielle du rail sur la roue pendant la transmission de l'effort, dans le sens du déplacement.

Q [N] : Module de la force normale au rail.

Le module de la force Q , est principalement le module de la force verticale liée à la pesanteur, projetée sur la normale au plan du rail. Il faut ajouter l'effet de cabrage du bogie et de la caisse sur la roue, en dynamique (ΔQ) lors des variations d'effort transmis.

$$Q = P \cdot \cos(\alpha) + \Delta Q \quad (2.12)$$

P : Poids appliqué sur la roue en statique,

ΔQ : Rapport de poids dû au cabrage des suspensions primaires et secondaires,

α (rd) : Angle des normales au plan horizontal et au plan de pose de la voie.

Le freinage augmente la charge sur les essieux avant et la traction celle des essieux arrière, par rapport au sens du déplacement du fait du cabrage.

En pratique, les pentes et les rampes des voies sont faibles (3 à 4 % maximum) et l'on peut faire l'approximation : $\cos(\alpha) = 1$ et $\sin(\alpha) = \text{tg}(\alpha) = \alpha$, sans perte appréciable de précision (0,05%). Le coefficient d'adhérence (μ) et de la force d'appui (F_f) de l'essieu perpendiculairement au plan du rail.

En première approximation, on peut considérer que la force d'appui de l'essieu est à peu près le quart du poids total pour une locomotive à 4 essieux, elle n'est toutefois pas constante en raison de la dynamique de la caisse et des bogies avec leurs suspensions, lorsqu'un effort de traction au crochet et les efforts aux jantes provoquent un couple de cabrage.

Le coefficient d'adhérence dépend de la vitesse de translation de l'engin moteur et de la vitesse de glissement des roues sur le rail.

$$F_{tr} < \mu \cdot F_f, [N] \quad (2.13)$$

Si la condition (2.13) n'est pas respectée, on observe un patinage de l'essieu concerné, qui ira en s'aggravant si le couple moteur n'est pas rapidement et fortement réduit par action du personnel de conduite ou d'un dispositif anti-patinage.

2.2.2.1. Effort de traction

L'effort de traction du moteur, thermique ou électrique, d'un engin ferroviaire automoteur ou locomotive motrice d'un train ou d'un tramway est appliqué par chaque roue motrice sur le rail, par la transmission mécanique composée de :

- L'arbre de transmission,
- Le réducteur de la vitesse de rotation du moteur,
- L'essieu, axe reliant les roues motrices et le différentiel est assuré par la conicité des roues.

Dans une structure mécanique, le bogie par l'intermédiaire de suspensions primaires est orienté par les roues entre les deux files de rails et entraîne la caisse du véhicule, qui s'appuie sur le bogie par les suspensions secondaires.

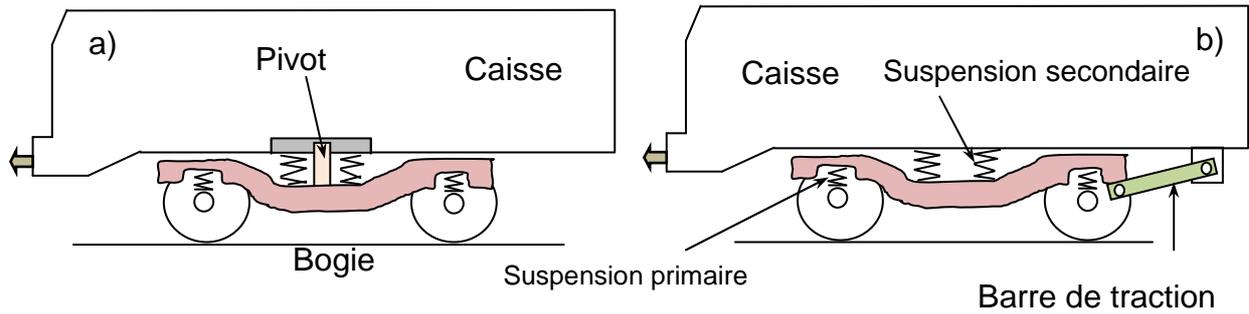


Figure 2.8 : Liaisons, a) Liaison par pivot, b) Liaison par barre de traction

L'entraînement peut se faire soit par le pivot du bogie (figure 2.8.a) qui permet aussi la rotation du bogie sous la caisse, soit par une (barre de traction) articulée reliant les bogies à la caisse (figure 2.8.b).

L'effort de traction (F_{tr}) est calculé d'après le couple (M_m) à l'arbre moteur, le rapport de transmission (k_G), le rayon (r_e) de la roue, et le rendement (η_G) de la transmission (Figure 2.9) [16].

$$F_{tr} = \eta_G \frac{M_m}{k_G r_e} \cdot 10^{-3} \text{ [KN]} \quad (2.14)$$

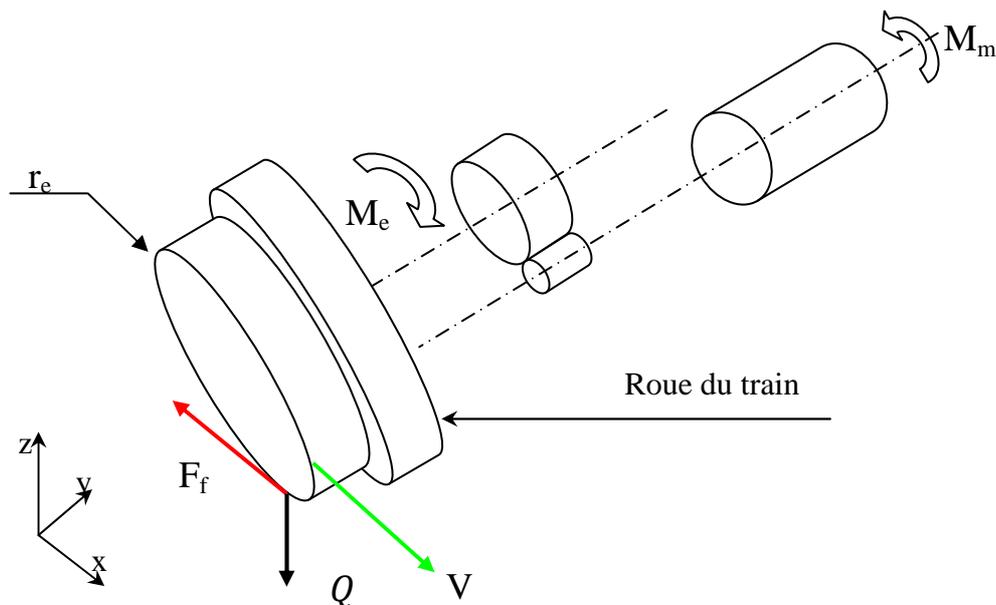


Figure 2.9 : Rotation à translation de la roue sur le rail, avec adhérence

2.2.3. Glissement

Une autre caractéristique de contact roue-rail est le glissement de la roue par rapport au rail. C'est l'écart de vitesse entre :

- La vitesse d'avancement de l'essieu par rapport au sol,
- La vitesse tangentielle de la roue par rapport au sol,

$$\Delta V = V_{\text{roue}} - V_{\text{essieu}} \quad (2.15)$$

ΔV (m s^{-1}): Glissement absolu, positif en traction, et négatif en freinage,

V (m s^{-1})_{essieu} : Vitesse de l'essieu par rapport au sol.

V (m s^{-1})_{roue} : Vitesse tangentielle périphérique de la bande de roulement de la roue par rapport au sol.

Avec cette définition, le glissement est positif en traction et négatif en freinage, on utilise également le glissement relatif (ν) de la roue par rapport au rail qui est le glissement absolu, rapporté à la vitesse de l'essieu. C'est un nombre sans dimension, souvent exprimé en %.

$$\nu = \frac{V_{\text{essieu}} - V_{\text{roue}}}{V_{\text{essieu}}} \cdot 100 \quad (2.16)$$

ν : Glissement relatif,

% ν : Glissement relatif en pourcent.

Le rôle du dispositif d'anti-patinage est de limiter le glissement pour éviter la fusion du rail sous la roue et d'endommager la transmission et le moteur par accroissement excessif de la vitesse.

La valeur maximale du glissement relatif en freinage est par contre bornée à 100%. Cette valeur est obtenue lorsque la roue est bloquée et que sa vitesse tangentielle est nulle, situation qu'il faut impérativement éviter pour ne pas créer (un plat) sur la roue et bien sûr pour respecter une décélération et la distance d'arrêt maximale. C'est le rôle de l'anti-enrayeur.

La distance d'arrêt est fixée par l'exploitant en fonction des conditions de circulation et permet de garantir l'arrêt des véhicules dans le pire cas, pour assurer la sécurité. Seuls les wagons de fret ne sont pas munis d'anti-enrayeur, mais d'un simple correcteur de charge, souvent à réglage manuel.

La définition de l'adhérence ferroviaire repose sur la définition du frottement de Coulomb [33], dont la caractéristique de frottement (et glissement), est constante en fonction du glissement absolu (figure 2.10.a).

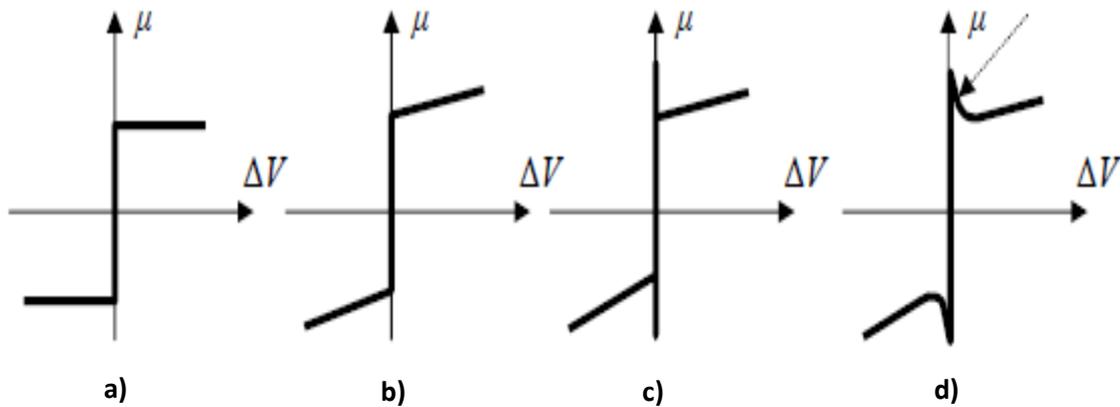


Figure 2.10 : Différentes caractéristiques de frottement et glissement absolu

D'autres modèles de frottement sont couramment utilisés [34]:

- Le frottement avec force de décollement à vitesse nulle (figure 2.10.a),
- Le frottement visqueux qui varie proportionnellement avec la vitesse (figure 2.10.b),
- Le frottement diminue rapidement dès que le glissement n'est plus nul (figure 2.10.c),
- Le frottement avec effet Stribeck (figure 2.10.d) pour lequel un frottement visqueux négatif apparaît, après le décollement aux glissements faibles.

Tableau 2.3 : Coefficients d'adhérence et de glissement [35]:

Matériaux en contact	μ_{ad} Adhérence	μ_{gli} glissement
Acier /acier	0,2	0,15
Acier/garniture de freins	0,4	0,25

CHAPITRE 03

ETUDE THEORIQUE DE L'INTERACTION VEHICULE-VOIE

3.1. Introduction

La voie ferrée est constituée par un assemblage d'éléments élastiques et d'amortissements variables qui transmettent à la plateforme (elle-même déformable) la charge dynamique des roues.

La voie ferrée supporte des efforts verticaux, transversaux et longitudinaux, si ces derniers n'ont que peu d'influence sur la superstructure, les autres ont des actions déterminantes sur les éléments constitutifs.

L'ancienne expérience dans le domaine ferroviaire a progressivement permis une adaptation correcte de la forme et des dimensions de ces éléments aux efforts et aux charges appliquées, mais l'évolution vers les grandes vitesses a imposé d'approfondir, par les calculs, et l'influence des diverses contraintes [36].

Des simplifications sont nécessaires, car les phénomènes sont rarement élastiques et les deux extrémités de la chaîne de transmission des efforts, le contact roue-rail et celui du ballast avec la plateforme sont encore insuffisamment connus.

3.2. Etude statique de la voie ferrée

Nous envisageons un rail de longueur « x » reposant sur un support continu horizontale, et soumis à support continu d'une charge verticale concentrée (Q) immobile [06], nous appelions:

M : le moment de flexion verticale [N.m]

T : Effort tranchant [N]

N : Module de Young la voie [N/m²]

E : Module de Young de l'acier du rail [N/m²]

I : Inertie vertical du rail

Si on néglige les forces d'origine thermique, l'équilibre d'une longueur élémentaire

« dx » du rail (voir figure 3.1) exige:

$$\frac{dM}{dx} = T \quad (3.1)$$

$$\frac{dM}{dx} = Ny + Q \delta(x) \quad (3.2)$$

$\delta(x)$: étant la fonction de Dirac, dont la transformée de Fourier est égale à 1

Par ailleurs on a :

$$\frac{d^2y}{dx^2} = -\frac{M}{EI} \quad (3.3)$$

De (3.1), (3.2) et (3.3), on obtient :

$$EI \frac{d^4y}{dx^4} + N.y = -Q \delta(x) \quad (3.4)$$

Par l'utilisation de la transformation de fourier, si l'on désigne par $y \rightarrow Y(\omega)$:

L'équation (3.4) devient :

$$\omega^4 Y + \frac{N}{EI} Y = -\frac{Q}{EI} \quad (3.5)$$

Avec ω la pulsation de l'équation différentielle (3.5)

$$\text{D'où : } Y = -\frac{Q}{EI\left(\omega^4 + \frac{N}{EI}\right)} \quad (3.6)$$

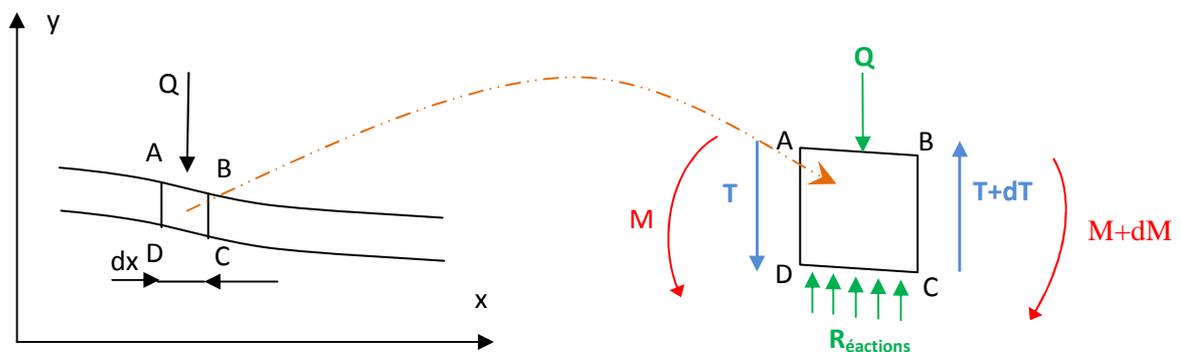


Figure 3.1 : Partie élémentaire du rail

3.3. Etude dynamique de l'interaction véhicule-voie

3.3.1. Modélisation dynamique de couple véhicule-voie

Les sollicitations dynamiques de la voie sont définies par les fonctions de transfert du système. On cite deux sortes de fonction de transfert [06] :

Déplacement /efforts, pour les problèmes de sécurité ou de fatigue du matériel,

Déplacement/déplacement, pour les problèmes de confort.

La réponse cherchée étant ici les mouvements ressentis par le voyageur, pour calculer ces fonctions, il faut définir le modèle mathématique du véhicule et de la voie considérée comme un élément élastique [07], la figure (3.2) donne une idée de ce que peut être ce modèle.

La mise en équation de ce modèle est très laborieuse et, même avec des ordinateurs puissants, on est obligé de procéder par étapes et de décomposer ce système complexe en systèmes élémentaires plus simples que l'on pose par définition, découplés les uns des autres [07].

Tout d'abord, autour du centre d'inertie de la caisse, les mouvements transversaux ne dépendent pas du point de vue excitation que du nivellement longitudinal. Par ailleurs, les réponses fréquentiels d'accélération verticales de roue fait apparaître trois bandes de fréquences bien caractérisées [06].

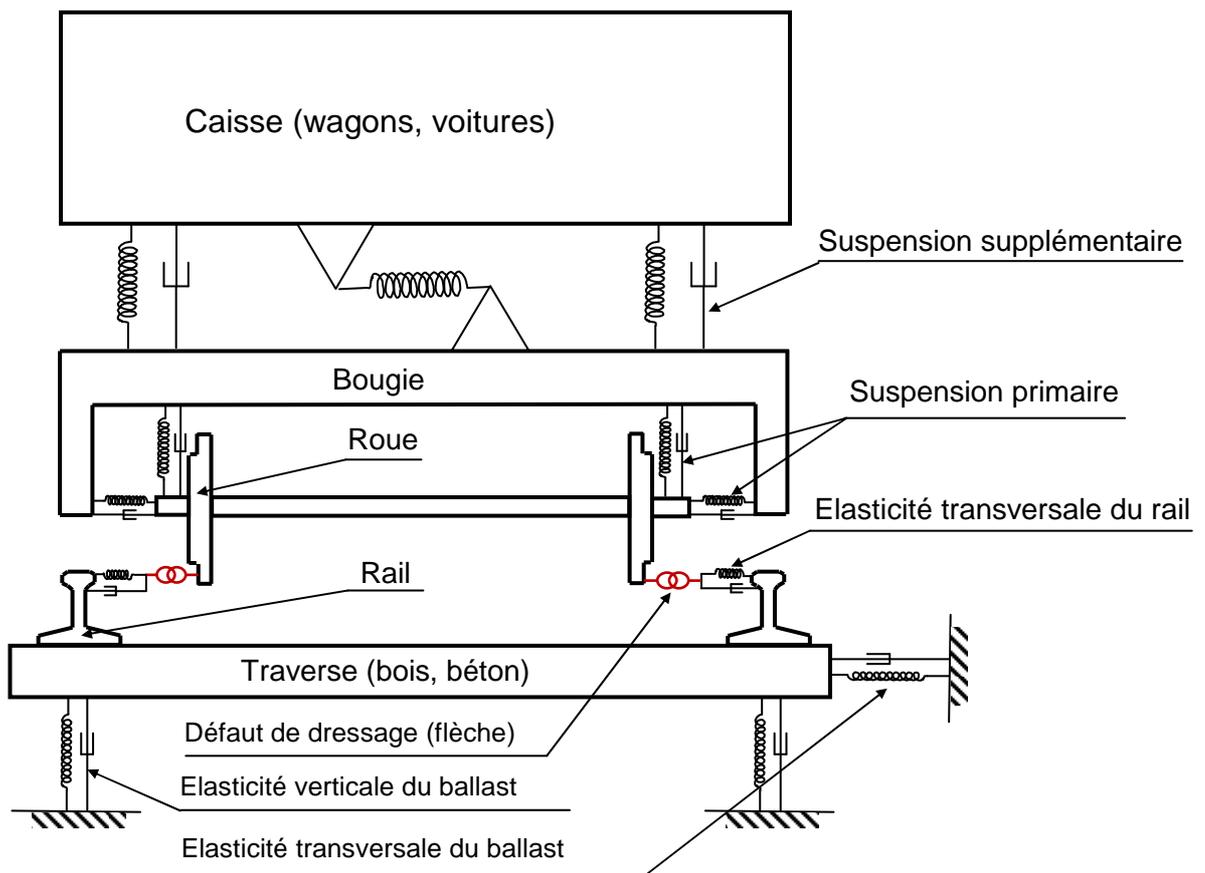


Figure 3.2 : Modélisation élastique du couplage véhicule-voie

- La première, de 0 à 10 Hz, correspond à l'oscillation des masses suspendues du véhicule [02],

- La deuxième, de 20 à 125 Hz correspond à l'oscillation des masses non suspendues du véhicule et des masses liées de la voie sur le support élastique de la voie,
- La troisième, de 200 à 2000 Hz, correspond aux vibrations.

On se trouve devant un découplage de fait en fréquences et l'on peut considérer que les trois phénomènes en cause sont statistiquement indépendants.

En utilisant les modèles simplifiés que nous étudierons successivement [06], [07] :

- Le premier, qui ne fait intervenir que la masse de l'essieu et l'élasticité de la voie, permet de préciser les phénomènes dus aux masses non suspendues,
- Le deuxième, qui fait intervenir en plus les élasticités et les masses des éléments de la voie, permet de définir les efforts dynamiques internes de la structure,
- Le troisième enfin, qui fait intervenir les masses suspendues, mais où l'excitation n'est plus le défaut de voie mais le mouvement induit de la roue dans le premier modèle, permet de calculer les mouvements du véhicule.

3.3.1.1. Efforts supportés par la voie ferrée

La masse par essieu, la charge totale annuelle et la vitesse constituent les paramètres fondamentaux dans l'étude des efforts et de la fatigue supportés par la voie [01].

Masse par essieu:

En fonction des caractéristiques qui leur sont propres (masse, rail, espacement des traverse), les voies sont classés en trois catégories par l'Union International de Chemine de fer « U.I.C ».

A : 16t par essieu ; B : 18t par essieu ; C : 20t par essieu

Ces trois catégories sont elle-même décomposées chacune en trois sous-groupes d'indices 2, 3, et 4, caractérisant la charge répartie au mètre linéaire sur les ouvrages d'art (masse totale du véhicule divisé par la longueur mesurée entre les extrémités des tampons) [01].

Sous catégorie 2 = 6,4 t /m ; Sous catégorie 3 = 7,2 t /m ;

Sous catégorie 4 = 8,0 t /m.

Ex : les lignes ferroviaires de la SNCF (**S**ociété **N**ationale de **C**hemins de fer **F**rançaise) sont classées en catégorie C4 depuis 1970.

3.3.2. Influence des efforts verticaux

Rappelons que le dimensionnement des composants de la voie est tel que dans le plan vertical, la valeur caractéristique de l'effort est alors son écart-type et non la valeur maximale.

Les efforts verticaux de la réaction du système véhicule-voie aux défauts de la géométrie de la voie (et également des roues).

Pour une première analyse, on peut modéliser ce système de façon simplifiée, comme indiqué dans la figure (3.3).

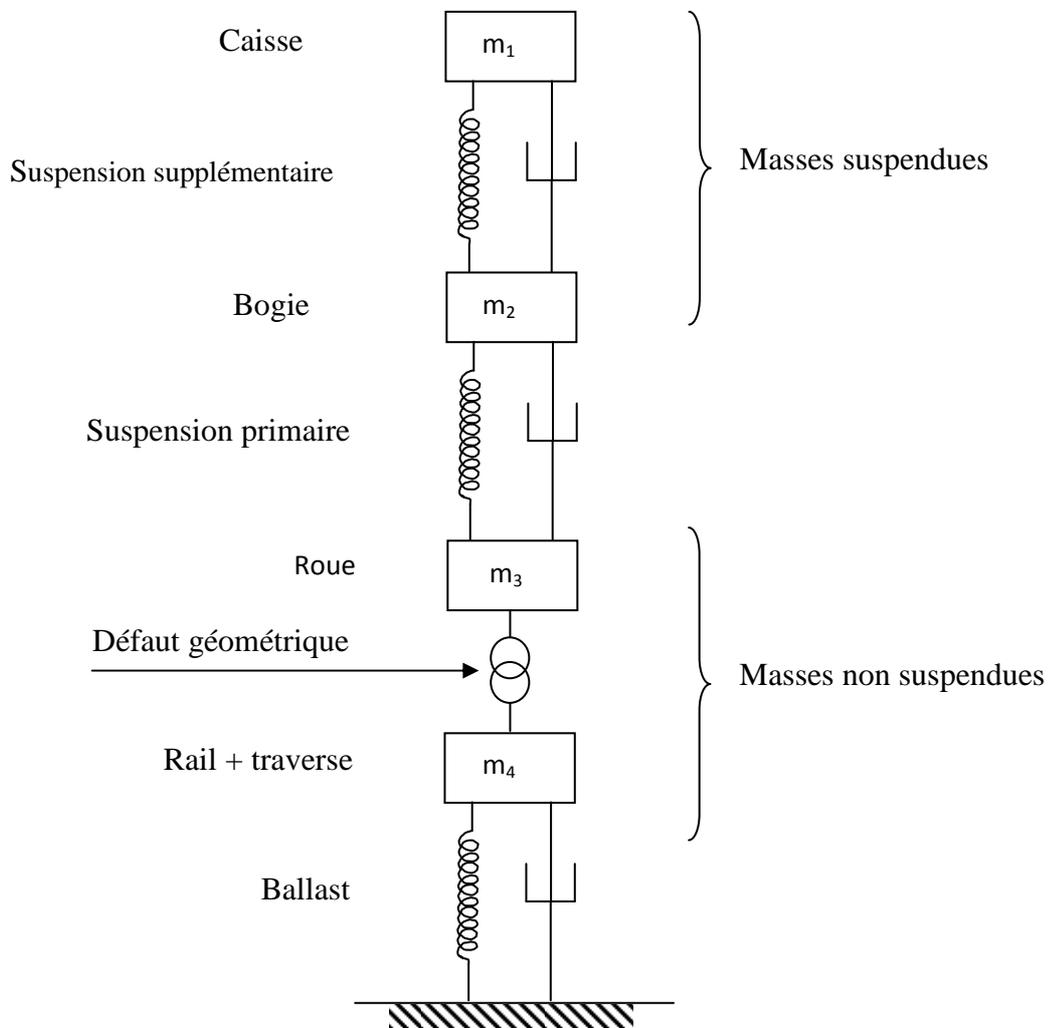


Figure 3.3 : Modélisation des efforts verticaux de couplage véhicule-voie

3.3.2.1. Surcharges dynamiques dues aux masses non suspendues

Nous aborderons cette étude en étudiant d'abord l'action des masses non suspendues, plus facilement accessible au calcul. En supposant que la forme de la voie ferrée intéressée est constante pour chaque cas dynamique propre.

L'étude théorique peut ne faire intervenir que la masse non suspendue, car la masse suspendue ayant une fréquence d'oscillation très éloignée de celle de la masse suspendue n'a pratiquement pas d'influence sur cette dernière.

La difficulté de modèle mathématique du véhicule et de la voie considéré précédemment (voir figure 3.2) est que le nombre de degré de liberté est grand, que tout calcul du système est exhaustif. Celui-ci ne pouvant être abordé qu'à partir des simplifications.

Le problème en réalité est plus complexe, car nous n'avons pas fait intervenir la dynamique propre de l'ensemble constitué par les rails, les traverses, et le ballast.

Nous tenterons une approche par l'intermédiaire d'un modèle mécanique à deux étages. Un modèle donnerait une approximation sans doute meilleure (voir figure 3.4).

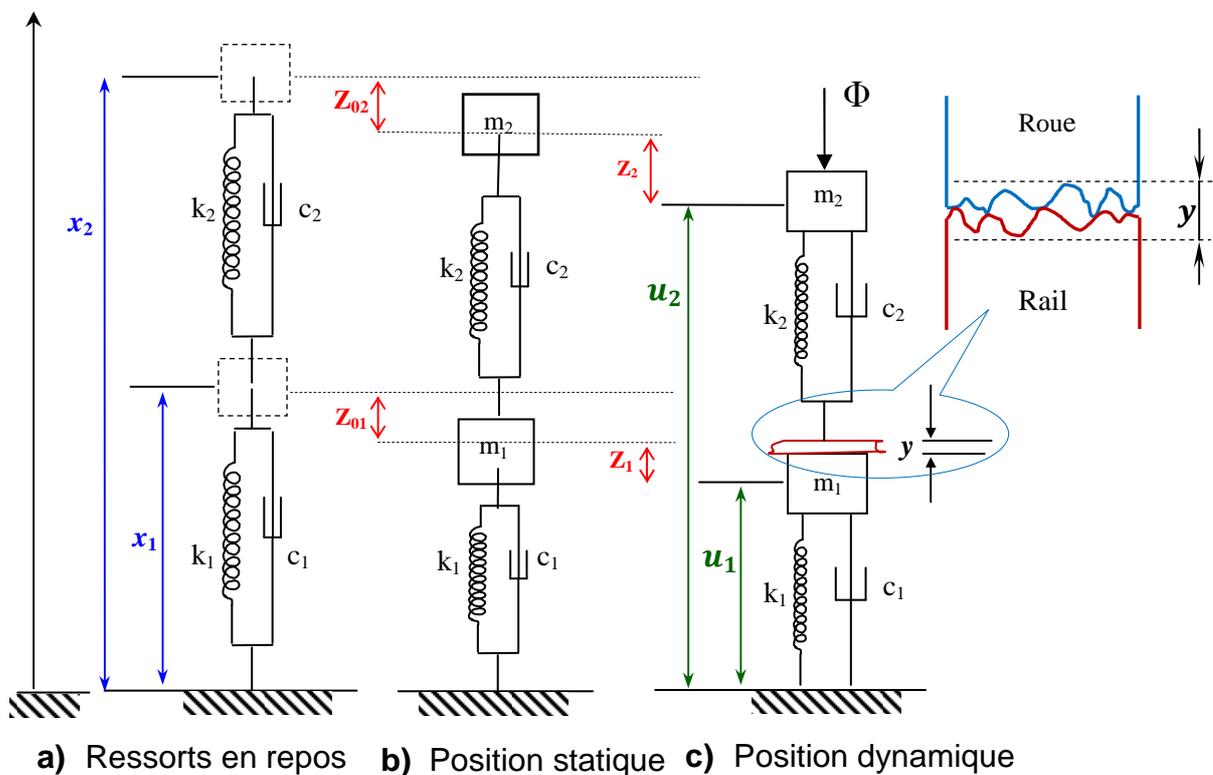


Figure 3.4 : Modélisation du couplage véhicule-voie

Nous adoptons maintenant comme notations :

m_1 : Masse fictive de la portion du rail, de traverse et de ballast intéressé dans le mouvement,

m_2 : Masse non suspendue de la roue,

k_1, C_1 : Elasticité et amortisseur visqueux de la roue,

k_2, C_2 : Elasticité et amortisseur visqueux de la plate forme,

x_1 et x_2 : Longueurs des ressorts au repos (sans masses), (voir figure 3.4 et 3.5),

u_1 et u_2 : Longueurs des ressort dans le cas dynamique (cas de compression).

$(x_1 - u_1)$: Allongement du premier ressort

$(x_2 - x_1 - u_2)$: Allongement du deuxième ressort

La suspension supérieure exerce une force (Φ) sur l'essieu.

Enfin, on suppose un déplacement (y) représentant les irrégularités du contact (défauts géométriques) de roulement entre la roue et le rail (figure 3.4).

Les efforts exercés par les ensembles [ressort+amortisseur] (figure 3.5) sont :

$$\begin{cases} \varphi_1 = -k_1(x_1 - u_1) - C_1\dot{x}_1 \\ \varphi_2 = -k_2(x_2 - x_1 - u_2) - C_2(\dot{x}_2 - \dot{x}_1 - \dot{y}) \end{cases} \quad (3.7)$$

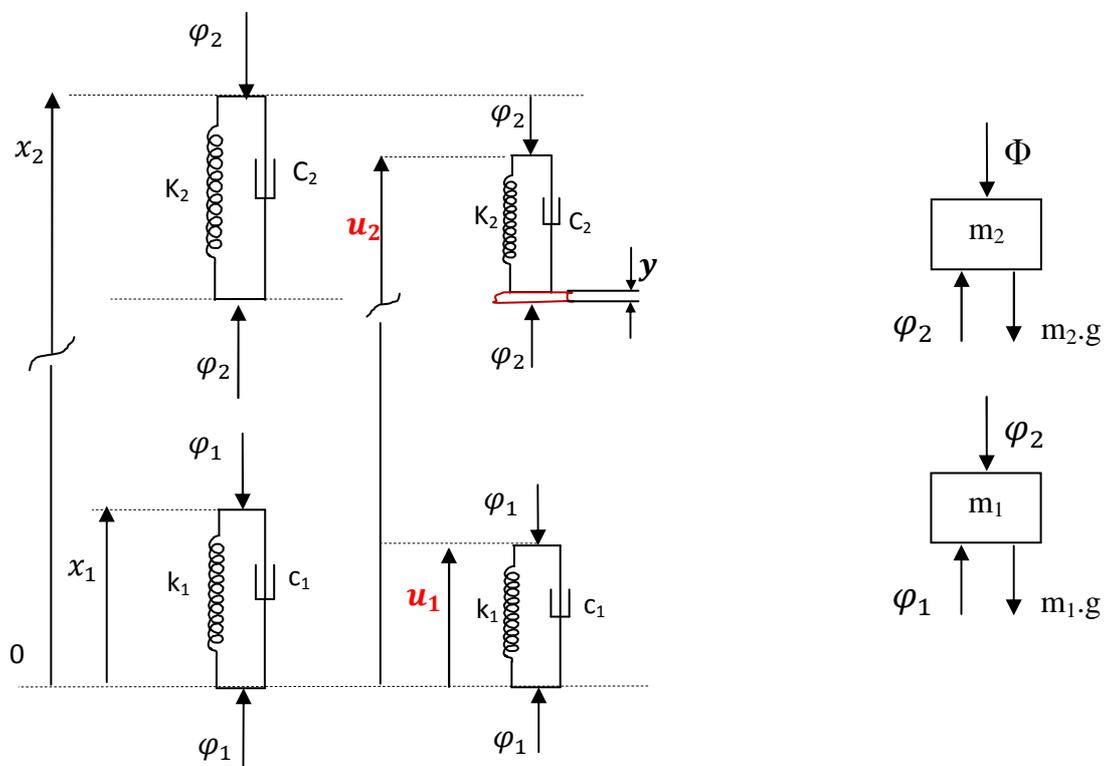


Figure 3.5 : Ensembles ressort-amortisseur, et équilibre des efforts sur les masses

L'équilibre des efforts sur la masse (m_1) s'écrit :

$$\varphi_1 - m_1 g - \varphi_2 = m_1 \ddot{x}_1 \quad (3.8)$$

L'équilibre des efforts sur la masse (m_2) est :

$$\varphi_2 - m_2 g - \Phi = m_2 \ddot{x}_2 \quad (3.9)$$

On substitue l'équation (3.7) dans les deux équations d'équilibre (3.8) (3.9).

On obtient :

$$\begin{cases} m_1 \ddot{x}_1 - k_2(x_2 - x_1 - u_2 - y) - C_2(\dot{x}_2 - \dot{x}_1 - \dot{y}) + k_1(x_1 - u_1) + C_1 \dot{x}_1 + m_1 g = 0 \\ m_2 \ddot{x}_2 + k_2(x_2 - x_1 - u_2 - y) + C_2(\dot{x}_2 - \dot{x}_1 - \dot{y}) + m_2 g + \Phi = 0 \end{cases} \quad (3.10)$$

En posant :

$$z_1 = x_1 - u_1 + \frac{(m_1 + m_2)g + \Phi}{k_1} \quad (3.11)$$

$$z_2 = x_2 - x_1 - u_2 + \frac{m_2 g + \Phi}{k_2} - y \quad (3.12)$$

Les équations (3.10) deviennent:

$$\begin{cases} m_1 \ddot{z}_1 - C_2 \dot{z}_2 + C_1 \dot{z}_1 - k_2 z_2 + k_1 z_1 = 0 \\ m_2 \ddot{z}_1 + m_2 \ddot{z}_2 + C_2 \dot{z}_2 + k_2 z_2 = -m_2 \dot{y} \end{cases} \quad (3.13)$$

Au repos : $\dot{x}_2 = \dot{x}_1 = \ddot{x}_1 = \ddot{x}_2 = 0$.

On remplaçant dans les équations (3.10), on tire que :

$$\begin{cases} x_1 = u_1 - \frac{(m_1 + m_2)g + \Phi}{k_1} \\ x_2 = u_1 + u_2 - \frac{(m_1 + m_2)g + \Phi}{k_1} - \frac{m_2 g + \Phi}{k_2} + y \end{cases} \quad (3.14)$$

Alors on constate que : $z_1 = z_2 = 0$, représentent les variations dynamiques de longueur des ressorts par rapport à la position d'équilibre statique.

Par comparaison, on constate que les déplacements initiaux ont subis aux effets des masses en statique de sorte :

$$\begin{cases} z_{01} = \frac{(m_1 + m_2)g + \Phi}{k_1} \\ z_{02} = \frac{m_2 g + \Phi}{k_2} \end{cases} \quad (3.15)$$

Par l'utilisation de la transformation de Fourier, à savoir :

$$Z_1 \rightarrow z_1 ; \quad Z_2 \rightarrow z_2 ; \quad Y \rightarrow y$$

Les équations (3.13) deviennent :

$$\begin{cases} -Z_1 (-\omega^2 m_1 + j\omega C_1 + k_1) + Z_2 (-j\omega C_2 - k_2) = 0 \\ -Z_1 \omega^2 m_2 + Z_2 (-\omega^2 m_2 + j\omega C_2 + k_2) = \omega^2 m_2 Y \end{cases} \quad (3.16)$$

En posant :

$$\frac{k_1}{m_1} = \omega_1^2, \quad \frac{k_2}{m_2} = \omega_2^2, \quad \frac{m_2}{m_1} = \mu_m, \quad \frac{C_1}{m_1} = 2\varepsilon_1 \omega_1, \quad \frac{C_2}{m_2} = 2\varepsilon_2 \omega_2$$

On obtient:

$$\begin{cases} Z_1 = H_1 Y \\ Z_2 = H_2 Y \end{cases}$$

Avec :

$$H_1 = \mu_m \frac{\omega^2 (\omega_2^2 + 2j\varepsilon_2 \omega \omega_2)}{D} ; \quad H_2 = \frac{\omega^2 (\omega_1^2 - \omega^2 + 2j\varepsilon_1 \omega \omega_1)}{D} \quad (3.17)$$

et

$$D = [\omega^4 - \omega^2 (\omega_1^2 + (1 + \mu_m) \omega_2^2) + \omega_1^2 \omega_2^2 - 4 \varepsilon_1 \varepsilon_2 \omega^2 \omega_1 \omega_2] + 2j [\omega \omega_1 \omega_2 (\varepsilon_2 \omega_1 + \varepsilon_1 \omega_2) - \omega^3 (\varepsilon_1 \omega_1 + \varepsilon_2 \omega_2 (1 + \mu_m))]$$

H_1 et H_2 sont les fonctions de transferts, et (D) le déterminant dans les équation (3.16). Raison des amortissements faibles de la roue et de la plateforme (amortissement structurelle faible de la roue et amortissement presque nul d'une plate forme rigide). En négligeant l'amortissement ($C_1 = C_2 = 0$), d'où :

$$D = \omega^4 - \omega^2 (\omega_1^2 + (1 + \mu_m) \omega_2^2) + \omega_1^2 \omega_2^2 = (\omega^2 - a_w^2)(\omega^2 - b_w^2) \quad (3.18)$$

a_w^2 et b_w^2 étant les racines en ω^2 de l'équation ($D = 0$).

Les fonctions de transferts deviennent :

$$\begin{cases} H_1 = \mu_m \cdot \frac{\omega^2 \omega_2^2}{(\omega^2 - a_w^2)(\omega^2 - b_w^2)} \\ H_2 = \frac{\omega^2 (\omega_1^2 - \omega^2)}{(\omega^2 - a_w^2)(\omega^2 - b_w^2)} \end{cases} \quad (3.19)$$

Les masses des traverses et de la roue, rigidités des plates formes et de la roue sont indiquées au tableau suivant :

Tableau 3.1 : Caractéristiques du couplage véhicule- voie

Caractère		Désignation	Valeur
Masse [Kg]	m ₁	traverses en bois	100
		traverses en béton	200
	m ₂	roue de wagon	600
Rigidité x 10 ⁶ [N/m]	k ₁	plate forme molle	50
		plate forme moyenne	100
		plate forme dure	150
	k ₂	élasticité de la roue	3750

3.4. Application

On considère les caractéristiques suivantes :

- Masse d'une traverse en béton m₁ = 200 [Kg],
- Masse de la roue wagon m₂ = 600 [Kg],
- Rigidité d'une plate forme moyenne k₁ = 100. 10⁶ [N/m],
- Rigidité de la roue k₂ = 3750. 10⁶ [N/m],
- $\omega_1^2 = \frac{k_1}{m_1} = 0,5 \cdot 10^6$; $\omega_2^2 = \frac{k_2}{m_2} = 6.25 \cdot 10^6$; $\mu_m = 3$

Les équations (3.18) et (3.19) deviennent :

$$D(\omega) = \omega^4 - 25,5 * 10^6 \omega^2 + 3,125 * 10^{12} \quad (3.20)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} H_1(\omega) = (18,75 \cdot 10^6 \omega^2) / \omega^4 - 25,5 * 10^6 \omega^2 + 3,125 * 10^{12} \\ H_2(\omega) = (-\omega^4 + 5 \cdot 10^5 \omega^2) / \omega^4 - 25,5 * 10^6 \omega^2 + 3,125 * 10^{12} \end{array} \right. \quad (3.21)$$

Les courbes des fonctions de transfert (3.21), avec la condition fréquentielle $\omega > 0$, ont été élaborées à l'aide de logiciels (Graph, Maple13 et MATLAB), voir (figures 3.6, 3.7, 3.8 et 3.9).

La solution de l'équation (3.21) donne deux pulsations (fréquences) de résonance :

$$\omega_1 = 350,9 \text{ [rd/s]} \text{ ou } (f_1 = 55,85 \text{ [Hz]})$$

et $\omega_2 = 5037,5 \text{ [rd/s]} \text{ ou } (f_2 = 801,75 \text{ [Hz]})$

Les figures (3.6 et 3.7) en ci-dessous représentent la fonction de transfert $H_1(\omega)$ en fonction des fréquences (rd/s).

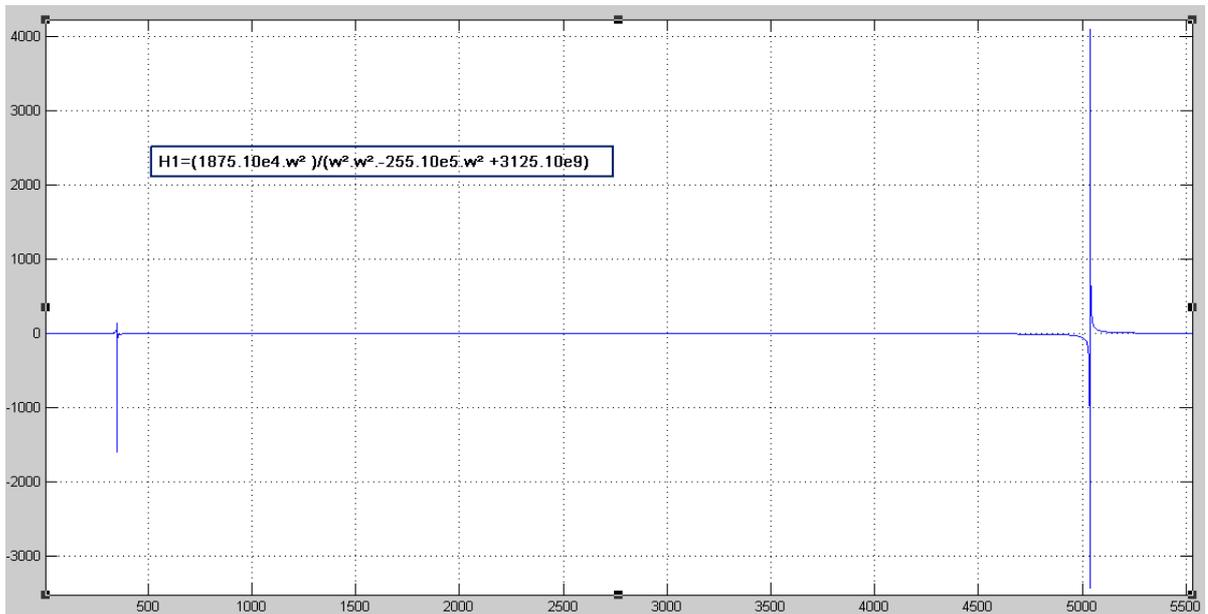


Figure 3.6 : Fonction de transfert $H_1(\omega)$

On remarque deux pics importants au voisinage de 350 [rd/s] et 5037 [rd/s], qui ont défini l'irrégularité du mouvement.

Le zoom du premier pic de réponse fréquentielle est illustré dans la figure (3.7) suivante :

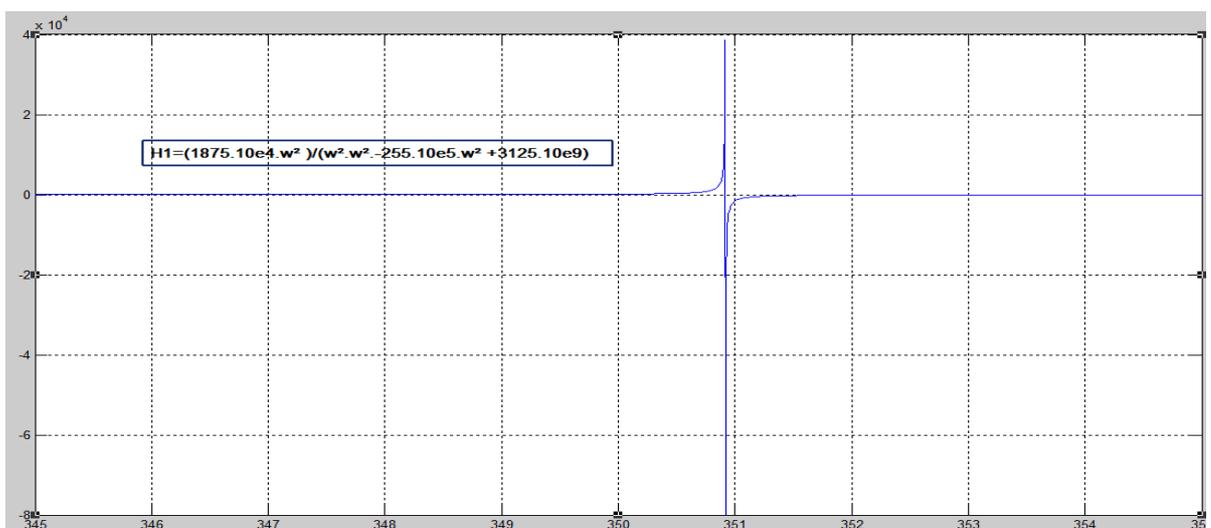


Figure 3.7 : Fonction $H_1(\omega)$ dans de la bande fréquentielle 350 – 351 [rd /s]

Les figures (3.8 et 3.9) représentent les courbes de fonctions des transferts de l'équation (3.19) dans le cas général en fonction de fréquences \mathbf{a}_w et \mathbf{b}_w .

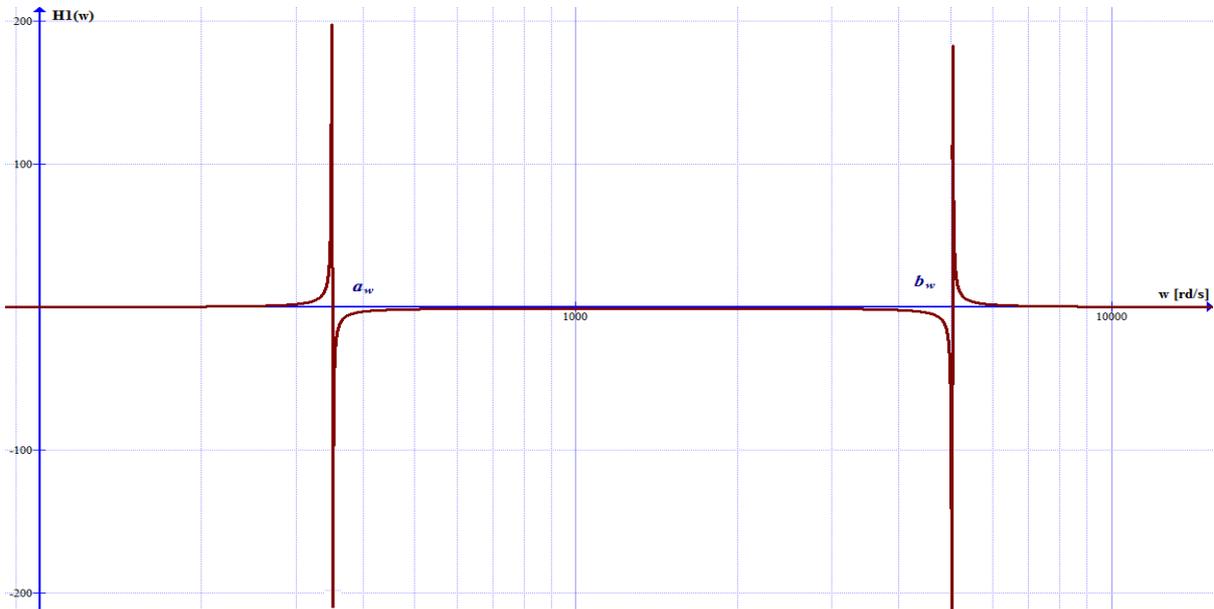


Figure 3.8: Echelle logarithmique de fonction de transfert H_1 (\mathbf{a}_w et \mathbf{b}_w)

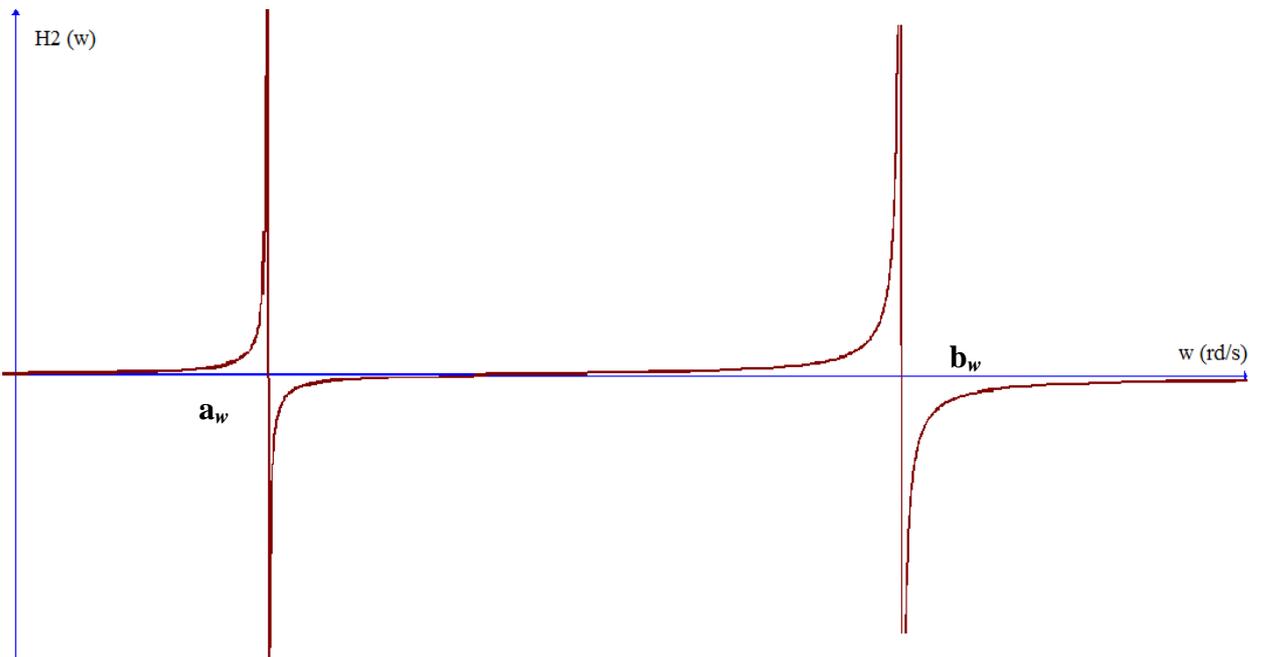


Figure 3.9 : Fonction de transfert H_2 (\mathbf{a}_w et \mathbf{b}_w)

- Comparaison et discussion de résultats:

Les propriétés mécaniques et les paramètres physiques de notre application sont semblables à celles des chemins de fer ordinaires (profil UIC54 du rail), comme celles existant en Algérie.

La figure (3.10) [02] représente les pics des fréquences de résonance provoquées par l'interaction véhicule-voie au cours de roulement du train sous l'effet des efforts dynamiques verticaux. Le rail et les traverses résonnent sur le ballast avec une fréquence de 50 Hz [37].

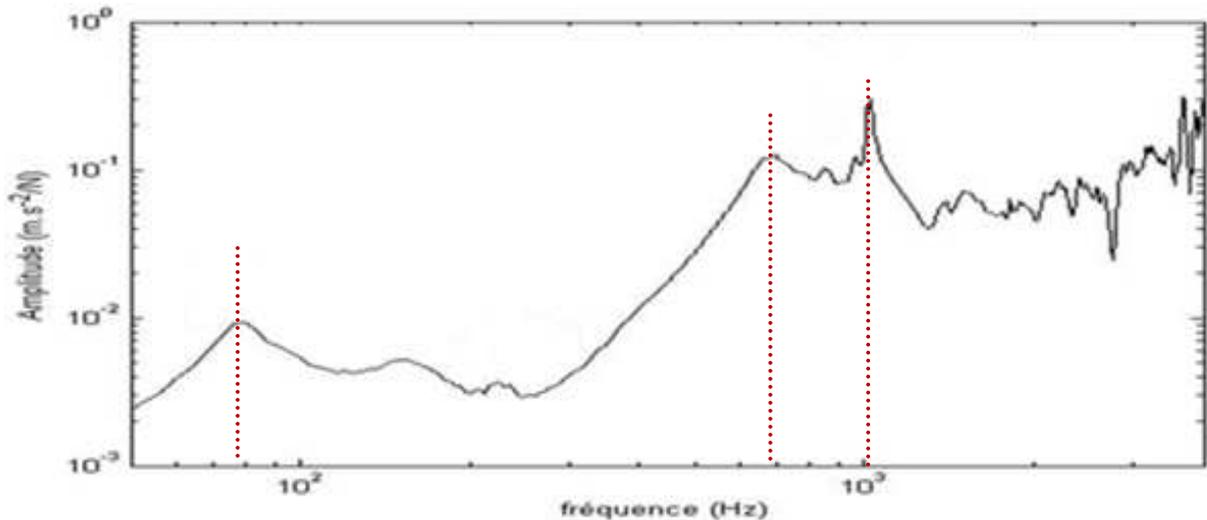


Figure 3.10 : Réponses fréquentielles de l'interaction véhicule-voie sous l'effet des efforts verticaux, [02]

Entre 100 et 300 Hz le comportement du rail est piloté par les traverses. Dans cet intervalle, la traverse admet une résonance due à l'influence couplée du ballast et de la semelle sous rail, alors le rail reste rigide (voir figure 3.10, [02]). Cette faible influence se trouve au voisinage de 250 Hz.

Le rail vibre librement après une résonance sur la semelle, découplant son comportement de celui des traverses. Cette résonance est située aux environs de 700 Hz [02]. Ainsi, il vibre librement aux environs de 1000 Hz [37] et admet une fréquence de résonance appropriée égale à 1000 Hz.

On regroupe les résultats à confronter au tableau suivant [02], [06] et [37].

Tableau 3.2 : Différentes réponses fréquentielles de l'interaction véhicule-voie

	Jean ALIAS	D.THOMPSON	Présente étude	Erreur relative(%)
f_1 en [Hz]	56	50	55,85	5.36
f_2 en [Hz]	790	700	801,75	7.07

On remarque d'après les résultats regroupés au tableau (3.2), que les résultats obtenus par notre application se superposent à ceux obtenus par d'autres auteurs [02], [06] et [37]. Ceci nous autorise à étendre notre étude qui est basée sur

la variation des paramètres mécaniques et physiques, en vue d'obtenir les caractéristiques vibratoires.

On résout les fonctions de transfert (3.19) pour différents paramètres (de la voie ferrée et du véhicule). Dans la variation des paramètres du couple véhicule-voie, trois cas méthodiques se présentent dans les tableaux (3.3, 3.4 et 3.5), à savoir:

- Les paramètres du véhicule (m_2 et k_2) sont constants, et les paramètres de la voie ferrée tel que la masse de traverse (m_1) et la rigidité de plate forme (k_1) se varient (voir tableau 3.3).
- Les paramètres de la voie (m_1 et k_1) et du véhicule (m_2) sont constants, et les paramètres du véhicule dont l'élasticité (k_2) de la roue, se varient (voir tableaux 3.4).
- Les paramètres de la voie (m_1 et k_1) et du véhicule (k_2) sont constants, et les paramètres du véhicule dont la masse (m_2) de la roue, se varient (tableau 3.5).

Les tableaux (3.3, 3.4 et 3.5) indiquent les fréquences obtenues de la résolution d'équations (3.19) relative aux différents paramètres de la voie et du véhicule.

Tableau 3.3 : Fréquences pour les paramètres constants du véhicule (m_2 et k_2) et différentes valeurs de la masse (m_1) et d'élasticité (k_1) de la voie.

Paramètres constants	Masse m_1 en [kg] de traverses et rail	Rigidité de la plate forme, $k_1 \times 10^6$ [N/m]	$\omega_1 = \omega_a$ en [rd/s]	$\omega_2 = \omega_b$ en [rd/s]
- Roue de wagon $m_2 = 600$ kg	En bois, $m_1 = 100$ kg	Molle, $k_1=50$	265,96	6646,75
		Moyenne, $k_1=100$	374,30	6679,06
		Dure, $k_1=150$	456,22	6711,32
- Elasticité de la roue $k_2 = 3750 \times 10^6$ N/m	En béton $m_1 = 200$ kg	Molle, $k_1=50$	249,06	5018,76
		Moyenne, $k_1=100$	350,91	5037,54
		Dure, $k_1=150$	428,19	5056,36

Tableau 3.4 : Fréquences pour les paramètres constants de la voie et du véhicule (m_1 , m_2 et k_1), et différentes valeurs d'élasticité de la roue (k_2).

Paramètres constants	Elasticité de la roue, $k_2 \times 10^6$ N/m	$\omega_1 = \omega_a$ en [rd/s]	$\omega_2 = \omega_b$ en [rd/s]
- Masse de traverse et rail $m_1 = 200$ kg	$k_2 = 3700$	350,88	5005,68
- Rigidité de plate forme $k_1 = 100 \cdot 10^6$ [N/m]	$k_2 = 3800$	350,95	5069,20
- Roue de wagon $m_2 = 600$ kg	$k_2 = 3850$	350,98	5104,60

Tableau 3.5 : Fréquences pour les paramètres constants de la voie et du véhicule (m_1 , k_1 et k_2), et différentes valeurs de masse de la roue (m_2)

Paramètres constants	Masse de la roue m_2 [kg]	$\omega_1 = \omega_a$ en [rd/s]	$\omega_2 = \omega_b$ en [rd/s]
-Masse de traverse et rail $m_1 = 200$ kg	$m_2 = 580$	355,43	5056,45
-Rigidité de plate forme $k_1 = 100 \cdot 10^6$ [N/m]	$m_2 = 620$	346,57	5018,45
-Elasticité de la roue $k_2 = 3750 \times 10^6$ N/m	$m_2 = 640$	342,38	4999,48

3.5. Conclusion

À partir de cette étude théorique de l'interaction véhicule-voie nous constatons que :

Il existe deux intervalles de fréquences critiques centrés sur les valeurs de (a_w) et (b_w) qui ont abouti aux phénomènes de résonance, et ils sont causés par l'irrégularité du mouvement, pour notre application, les deux intervalles de fréquences se situent aux environs de [50 Hz – 60 Hz] et [795 Hz – 805 Hz], (voir figures 3.6 et 3.7).

Cependant, on constate certainement que les fréquences croissent progressivement avec le renforcement de la rigidité de plate forme, et diminuent avec l'augmentation des grandeurs des masses de traverse (voir tableau 3.3).

De plus, on note que le changement de la rigidité de la roue du train n'influe pas sur le premier intervalle de la fréquence de résonance que le deuxième intervalle de fréquence (tableau 3.4), ce qui signifie que la contribution vibratoire de la voie se situe autour de la fréquence (ω_1), et la deuxième fréquence (ω_2) de la roue.

Finalement, on conclue que la variation des masses de la roue et du véhicule influe positivement sur les valeurs de fréquences de résonance du couplage véhicule-voie (voir tableau 3.3 et 3.5). Ceci impose l'importance des masses du véhicule (de la roue, d'essieu, du bogie et de la caisse du train) et de la voie (traverse et rail) dans la réduction de vibrations. Pour atteindre le but de stabiliser le mouvement, on procédera à éloigner au maximum la coïncidence des fréquences propres du système avec les fréquences d'excitation des charges dynamique à fin d'éviter le phénomène de résonance, ou la rupture de comportements dynamiques.

CHAPITRE 04

ANALYSE MODALE ET DYNAMIQUE DE MODELES DE CONTACT ROUE-RAIL

4.1. Introduction

La simulation numérique est devenue un moyen incontournable pour concevoir et valider un système complexe subissant des phénomènes réels.

L'explosion de la puissance de calculs des ordinateurs depuis une dizaine d'années a permis le développement de logiciels de calculs toujours plus complexes, basés sur des modèles théoriques interdisciplinaires.

En raison de la grande quantité d'information traitée et générée par ces codes, les moyens d'exploitation des résultats doivent évoluer en permanence pour faire face aux nouveaux besoins.

Les simulations utilisées de nos jours imposent l'utilisation de modèles complexes pouvant décrire différentes propriétés physiques sur des objets multidimensionnels.

Au sein d'un domaine 2D et 3D des sous-structures de plus petites dimensions sont modélisées explicitement pour décrire des caractéristiques fines des objets [27].

La visualisation scientifique est devenue l'outil indispensable pour comprendre et communiquer les résultats obtenus. Ce domaine de l'informatique exploite la représentation graphique pour aider à la compréhension des données, en utilisant les conventions d'un langage visuel propre au domaine d'application visé.

Parmi les logiciels traitant des problèmes acoustiques. On cite Comsol multiphysics (voir figure 4.1)

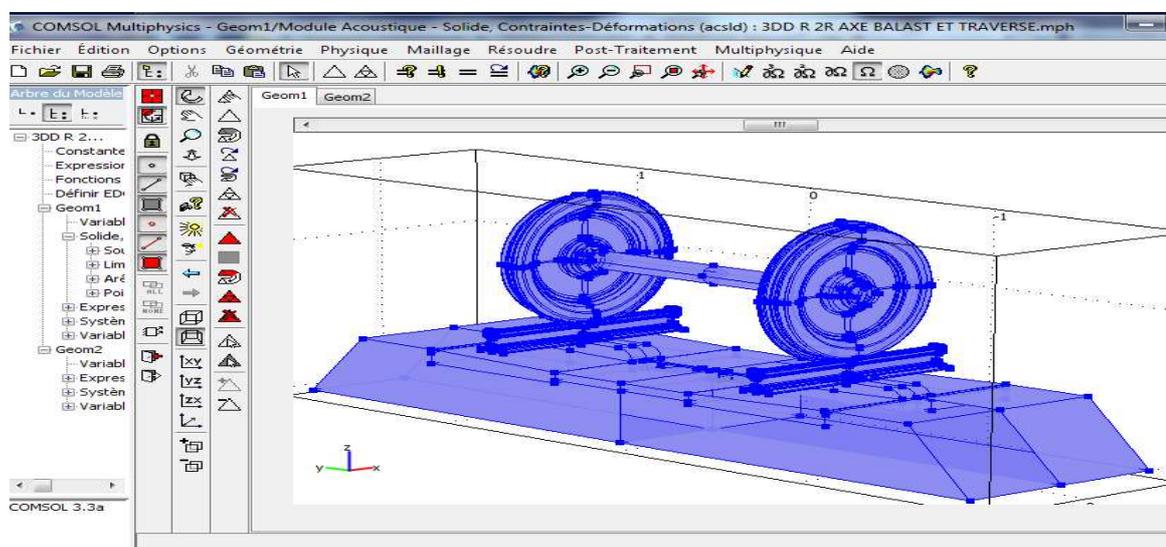


Figure 4.1 : Assemblage géométrique des organes de la voie ferrée et du véhicule en 3D par Comsol Multiphysics

Avec cet outil, un utilisateur est capable de visualiser à temps interactif, avec une représentation adéquates de ses résultats.

4.1.1. Notions sur le logiciel Comsol Multiphysics

Le logiciel COMSOL Multiphysics (voir figures 4.1 et 4.2) est un logiciel de calcul et d'analyse de différents phénomènes physiques, comme la mécanique de structures, l'acoustique, la dynamique de fluides, le génie chimie, le transfert de chaleur, les sciences de la terre, l'électromagnétique. La méthode de calcul utilisée est basée sur les éléments finis [27].

Il a été créé en 1994 aux Etats-Unis, et développé par COMSOL AB, anciennement appelé FEMLab. Il est avant tout un outil de résolution des équations aux dérivées partielles par éléments finis [38].

Sa particularité est de disposer d'une base de données d'équations permettant de modéliser différents phénomènes physiques [39].

Développé initialement comme une toolbox de Matlab, il dispose aujourd'hui de son propre environnement graphique permettant à la fois le dessin des géométries et l'affichage de résultats en post-traitement [38].

Au démarrage du logiciel, le navigateur de modèle apparaît. C'est lui qui permettra de définir le ou les modèles physiques qui seront utilisés. C'est aussi ici que la dimension de l'espace choisie est en (2D, 2D axisymétrique, 3D, ...). Pour chacun des modèles, il est précisé quelles sont les variables, et quel est le suffixe propre à ce modèle.

En effet, le Comsol multiphysics crée automatiquement des variables pour chaque modèle. Ces variables sont toujours suffixées par le nom du modèle auquel elles sont rattachées [27].

Ce produit majeur est un logiciel qui met en œuvre la méthode des éléments finis, afin de résoudre des modèles discrétisés soit linéaires et non linéaires.

Concernant notre simulation et calculs, on utilise la version 3.3a [27]. Les figures (4.1 et 4.2) sont des applications numériques établies par le logiciel Comsol Multiphysics, montrant quelques étapes de création des géométries (roue, rail, traverses, ballast et couplage roue-rail) et ses calculs avec les résultats adéquats.

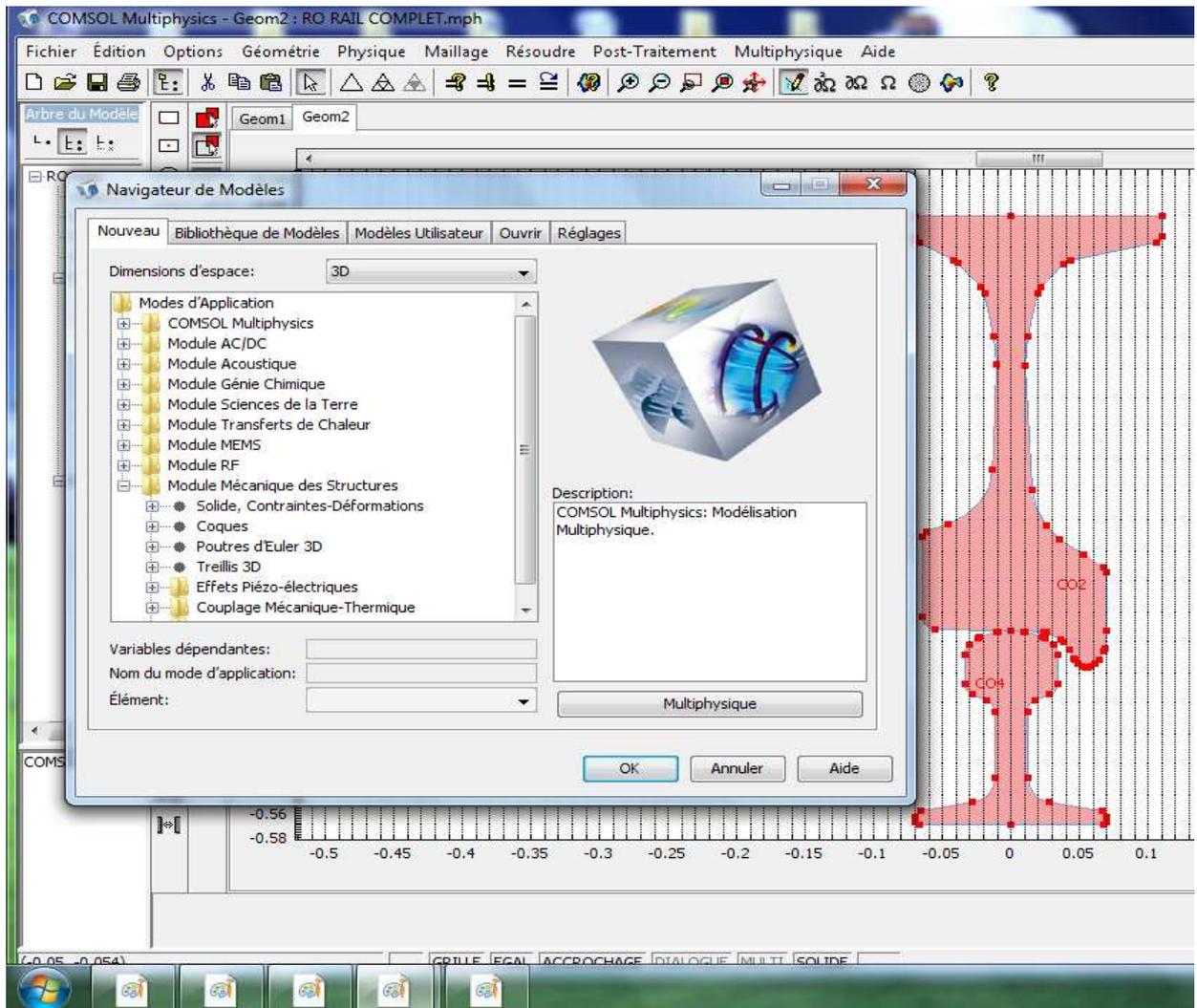


Figure 4.2 : Interface principale du logiciel Comsol Multiphysics

Pour bien étudier le contact roue-rail, et pour bien identifier les structures de roue, du rail, et de couplage roue-rail, nous exécutons plusieurs exemples numériques en deux dimensions et en trois dimensions de structures sous l'effet de sollicitation dynamiques.

Ces exemples numériques sont effectués pour l'analyse modale et l'analyse dynamique soit harmonique ou bien temporelle.

L'excitation harmonique est définie par : $F_{\text{verticale}}(w_{\text{ext}}, t) = \|F\| \sin(w_{\text{ext}} t + \phi_0)$, et le déplacement total est définie [27] par : $\text{Déplacement Total} = \sqrt{x^2 + y^2 + z^2}$

Les résultats obtenus seront comparés avec ceux obtenus par d'autres auteurs dont SAULOT [05] et J.ALIAS [06].

4.2. Analyse modale

4.2.1. Analyse d'un modèle 2D

4.2.1.1. Roue seule

On modélise la roue du train en deux dimensions par un disque creux en acier de diamètre intérieur $D_{\text{int}} = 0,140$ m et de diamètre extérieur $D_{\text{ext}} = 0,860$ m.

D'un côté, on suppose que la roue est encastree totalement sur son périmètre intérieur. D'autre part, on suppose qu'elle est soumise à une charge linéaire verticale imposée sur son demi-périmètre intérieur (voir figure 4.4).

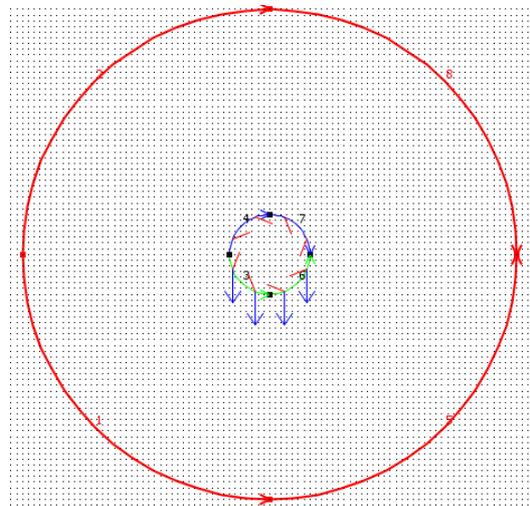
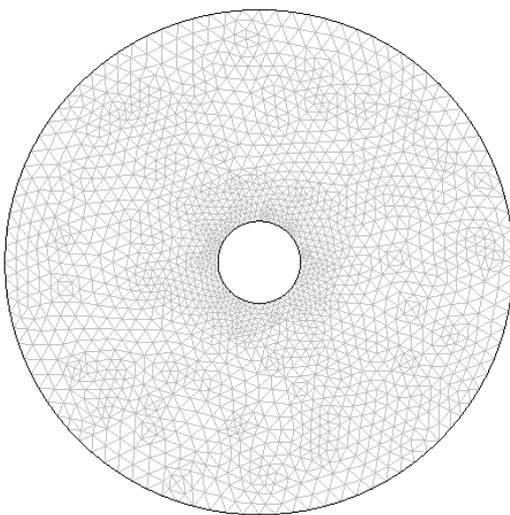


Figure 4.3 : Maillage de la roue en 2D Figure 4.4 : Conditions aux limites de la roue

La figure (4.3) représente le maillage raffiné de la roue par le code de calculs Comsol multiphysics.

L'exécution du logiciel avec les propriétés de matériaux indiquées au tableau (4.1), et pour les systèmes linéaires, nous donne les résultats des modes propres et des fréquences propres de la roue, (voir tableau 4.2) et (voir figures 4.5, 4.6 et 4.7) :

Tableau 4.1 : Propriétés des matériaux de la roue		
Module de Young (E)	Pa	210e9 [Pa]
Densité (rho)	kg/m ³	7850 [kg/m ³]
Coefficient de Poisson (nu)	-	0.30

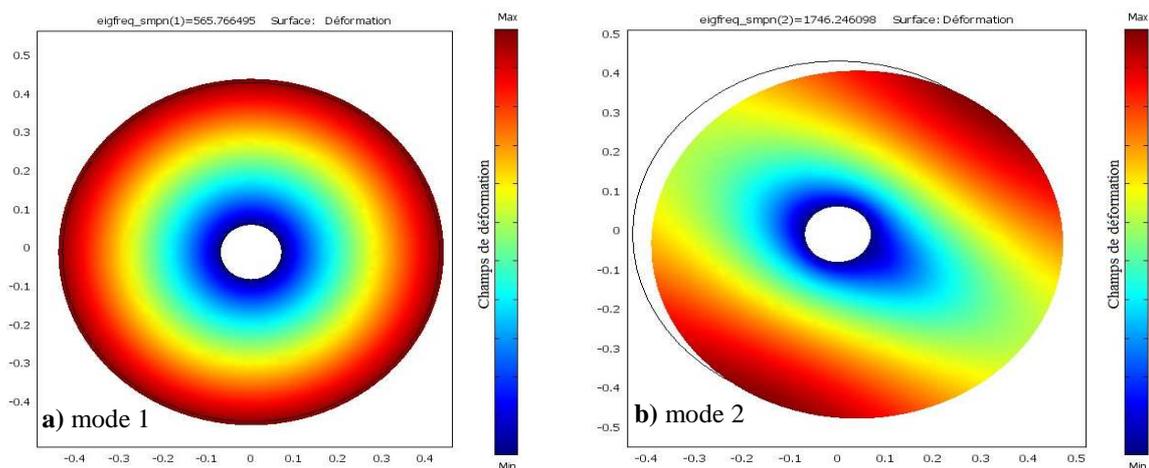


Figure 4.5 : Déformées de la roue en 2D ; a) Mode 1, b) Mode 2

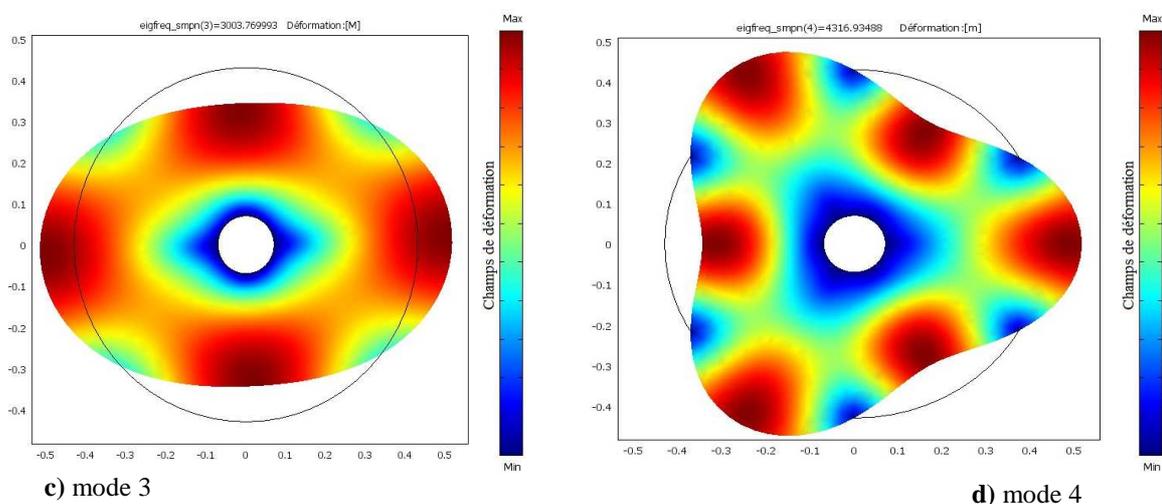


Figure 4.6 : Déformées de la roue en 2D ; c) Mode 3, d) Mode 4

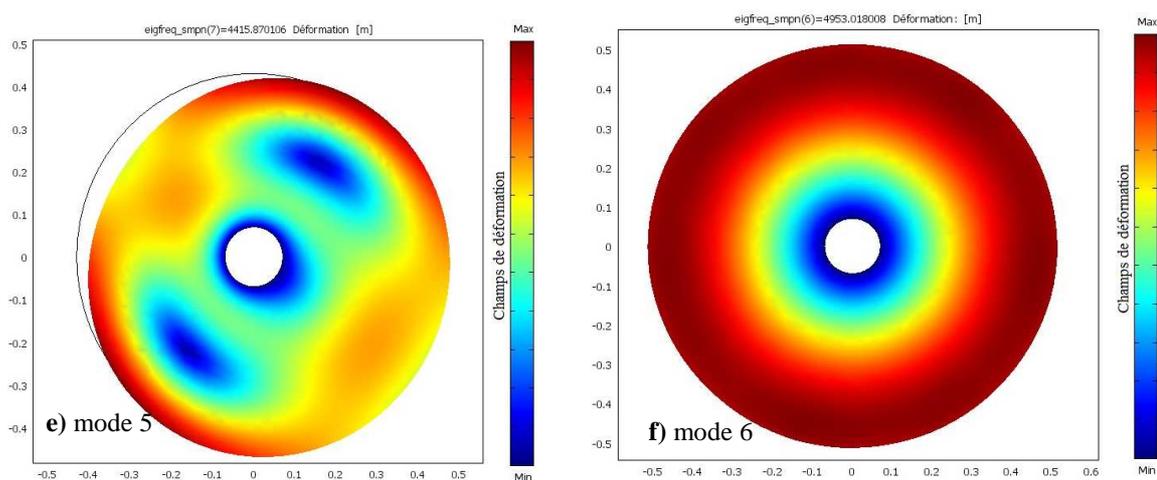


Figure 4.7 : Déformées de la roue en 2D ; e) Mode 5, f) Mode 6

Les cinq premières fréquences propres de la roue libre sont illustrées dans le tableau (4.2).

Tableau 4.2 : Fréquences des cinq premiers modes propres de la roue libre

Modes	Fréquences [Hz]		
	Présente étude	Réf [05]	Ecart [Hz]
1	565.76	563.50	2.26
2	1746.24	1739.27	6.97
3	3003.76	2991.80	11.96
4	4316.93	4299.73	17.2
5	4415.87	4398.31	17.56

Commentaire

Le tableau (4.2) montre que les résultats, en termes de fréquences propres, obtenus la présente étude sont très proches de ceux obtenus par SAULOT [05] dans son approche numérique pour les mêmes caractéristiques géométriques et les mêmes propriétés mécaniques et physiques.

On remarque aussi que la roue vibre essentiellement autour de fréquence 565 Hz, et pour des fréquences supérieures à 1700 Hz.

4.2.1.2. Rail seul

Le rail est modélisé par un rectangle en acier, avec les dimensions suivantes: longueur = 4000 mm, hauteur = 150 mm. La surface d'appui est encastrée sur tout le long du rail (voir figure 4.8).

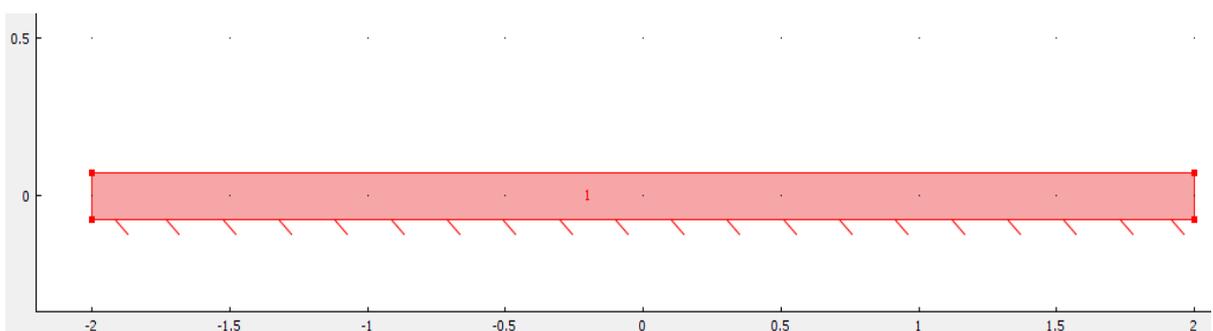


Figure 4.8 : Conditions aux limites du rail en 2D

Pour les mêmes propriétés mécaniques de matériaux de la roue indiquées auparavant dans le tableau (4.1). Les résultats d'analyse modale du rail dont les modes propres du rail sont représentés dans les figures en ci-dessous (figures 4.9, 4.10, 4.11, 4.12 et 4.13).

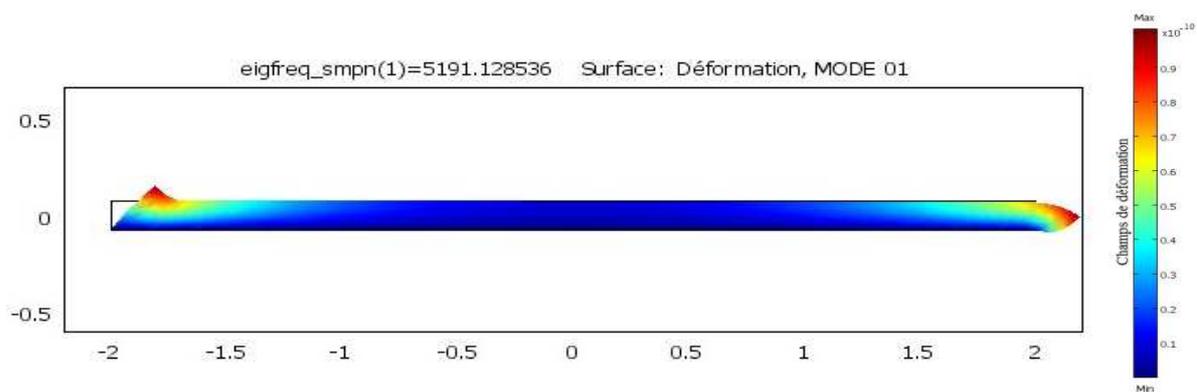


Figure 4.9 : Déformée du rail en 2D, Mode 01

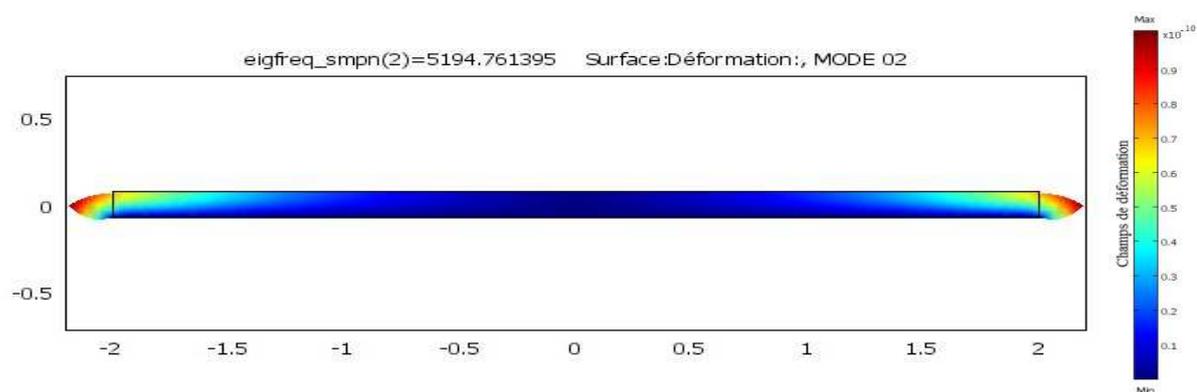


Figure 4.10 : Déformée du rail en 2D, Mode 02

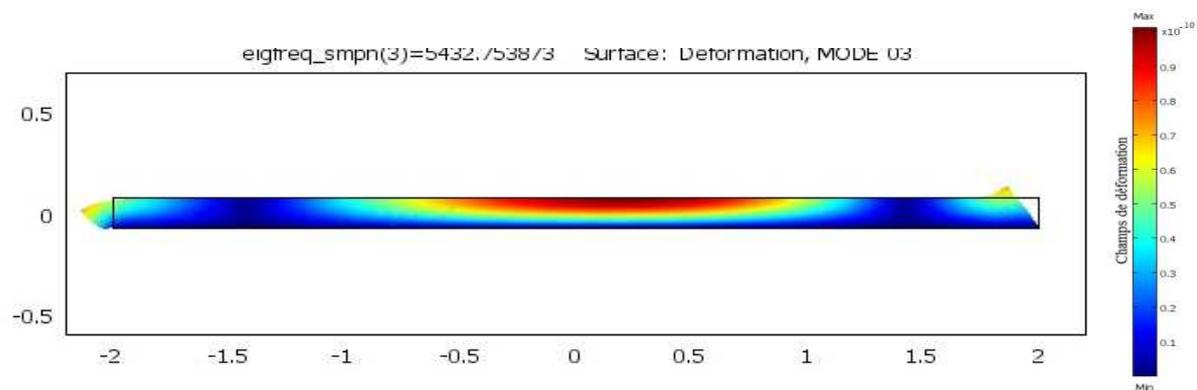


Figure 4.11 : Déformée du rail en 2D, Mode 03

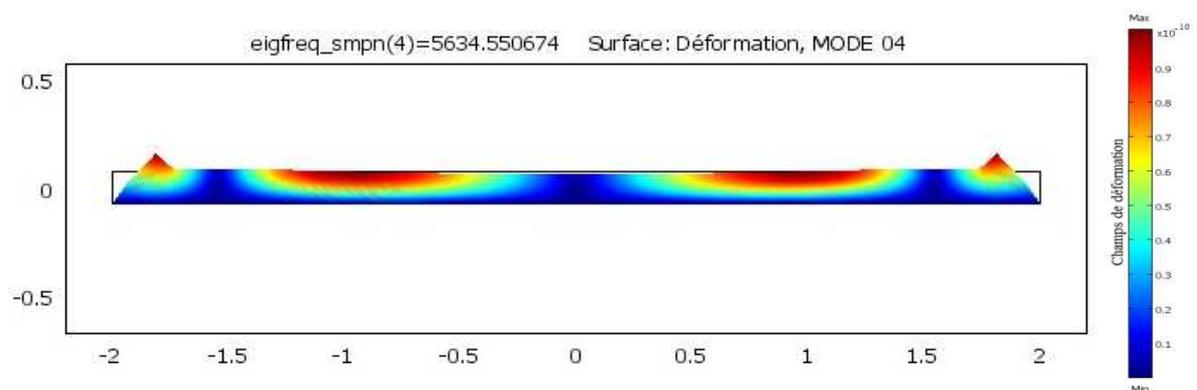


Figure 4.12 : Déformée du rail en 2D, Mode 04

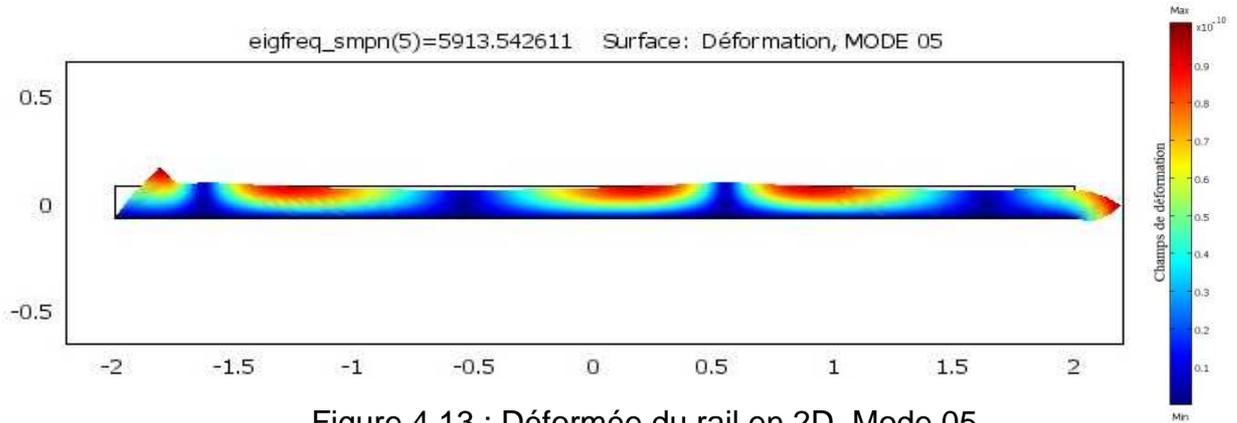


Figure 4.13 : Déformée du rail en 2D, Mode 05

On remarque que les valeurs de toutes les fréquences propres du rail libre sont très élevées (plus que 5000 Hz), ce qui signifie que les bonnes fixations du rail éloignent largement leurs excitations. Alors, les conditions aux limites jouent un rôle très important pour atténuer les vibrations des structures de la voie ferrée et de ses organes.

Les cinq premières fréquences propres correspondantes à la structure du rail sont regroupées au tableau (4.3) suivant :

Tableau 4.3 : les cinq premières fréquences propres du rail en 2D

Modes	Fréquences [Hz]		
	Présente étude	Réf [5]	Erreur relative (%)
1	5191.12 Hz	5135.50	1.07
2	5194.76 Hz	5139.09	1.07
3	5432.75 Hz	5374.57	1.07
4	5634.55 Hz	5574.20	1.07
5	5913.54 Hz	5850.20	1.07

4.2.1.3. Couplage roue-rail

On considère le modèle du couplage roue-rail représenté dans la figure (4.14), avec les propriétés mécaniques du tableau (4.4).

Tableau 4.4 : Propriétés des matériaux du couplage roue-rail en 2D		
Module de Young (E)	Pa	210e9 [Pa]
Densité (rho)	kg/m ³	7850 [kg/m ³]
Coefficient de Poisson (nu)	-	0.30

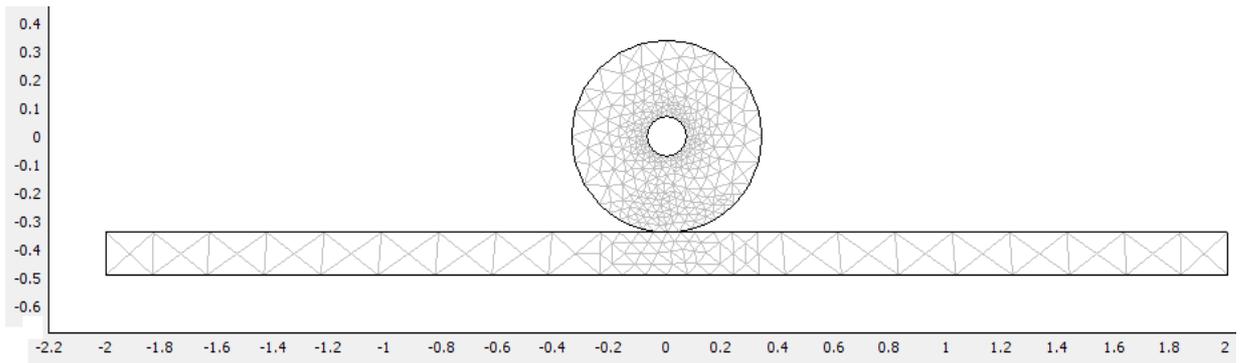


Figure 4.14 : Maillage du couplage roue-rail en 2D

Les caractéristiques du maillage du couplage roue-rail sont représentés au tableau (4.5) suivant :

Nombre de degrés de liberté	3725
Nombre de nœuds	427
Nombre d'éléments	745
Nombre d'éléments de frontière	109

Les résultats d'une analyse modale, en termes de déformées du modèle 2D, sont représentés dans les figures (4.15, 4.16, et 4.17).

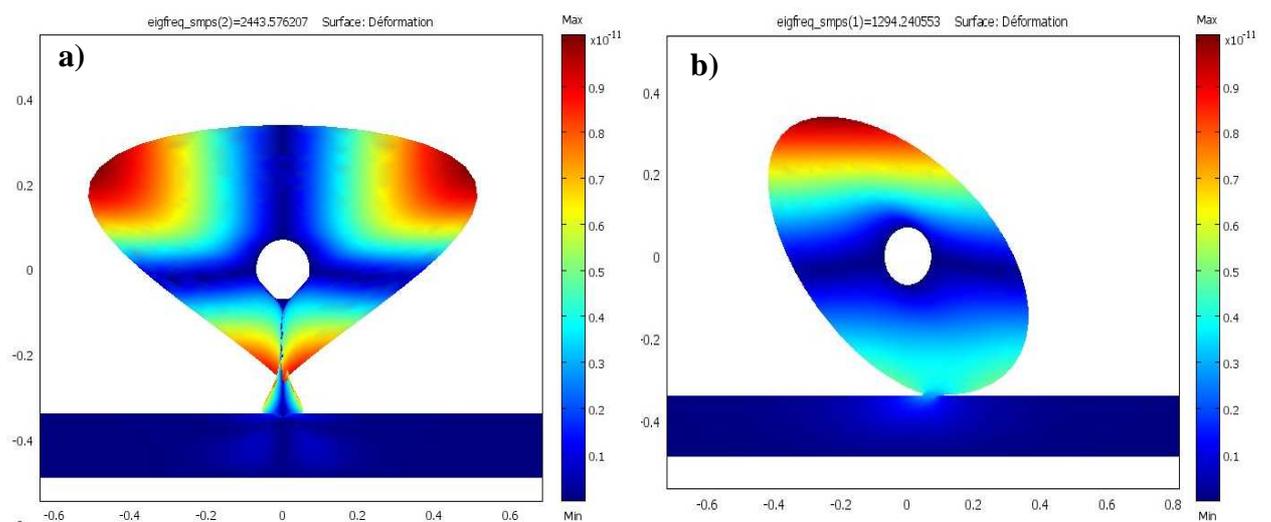


Figure 4.15 : Modes propres du couplage roue-rail en 2D; a) Mode 1, b) Mode 2

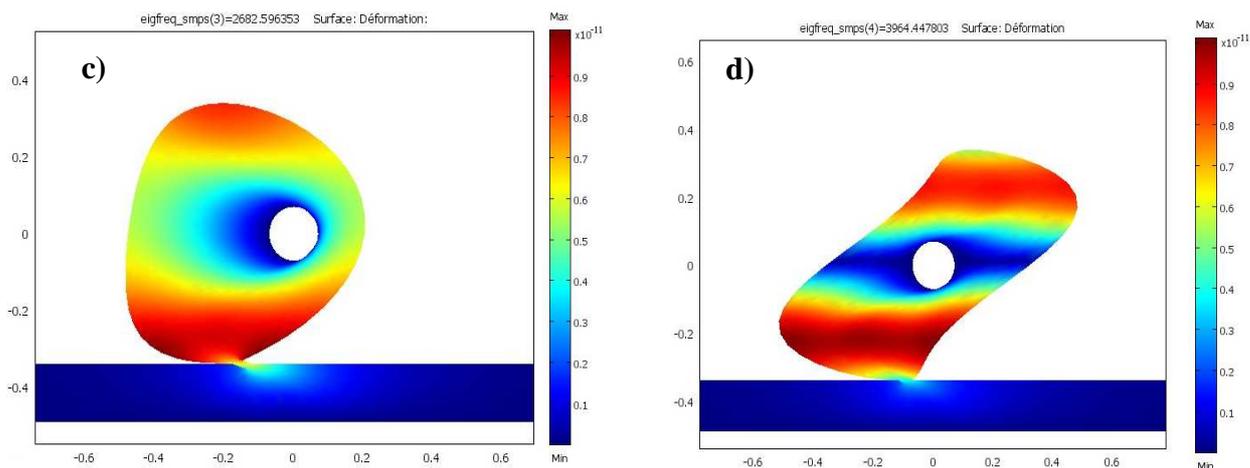


Figure 4.16 : Modes propres du couplage roue-rail en 2D ; c) Mode 3, d) Mode 4

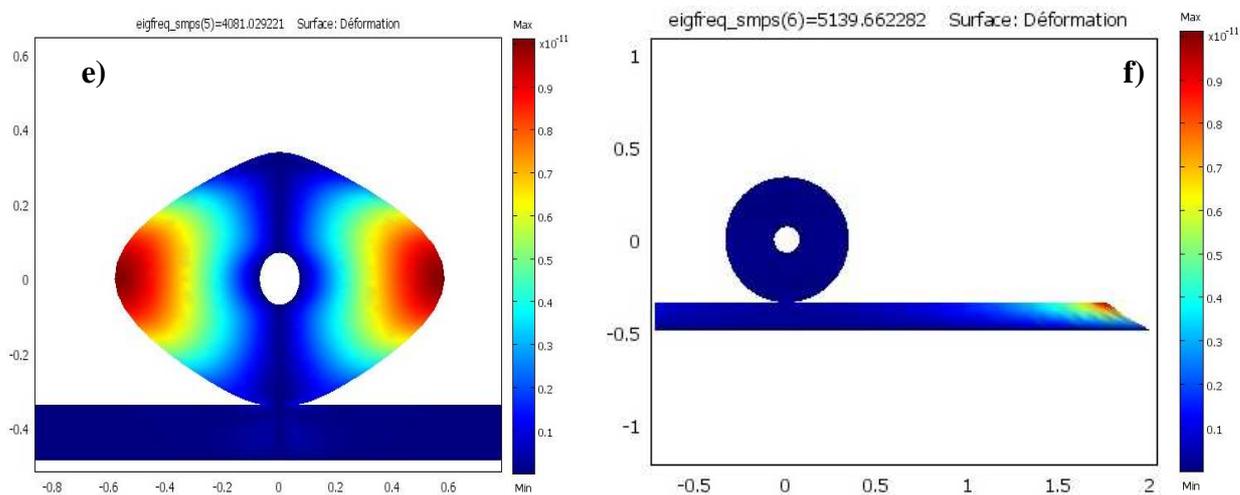


Figure 4.17 : Modes propres du couplage roue-rail en 2D ; e) Mode 5, f) Mode 6

Les résultats en termes de fréquences sont résumés dans le tableau (4.6):

Tableau 4.6 : les six premières fréquences propres du couplage roue-rail

Modes	Fréquences [Hz]
1	1294
2	2443
3	2682
4	3964
5	4081
6	5139

- Discussion et comparaison de résultats

On remarque de ces premiers modes principaux du couplage roue-rail en 2D, que les déformations importantes concernent la structure de la roue. Donc on peut constater que l'effet de la réaction du rail sur la roue est très important, ce qui signifie la probabilité de dégâts (fatigue, fissures et casses) sur la roue.

Ces résultats incitent à renforcer les dimensions et les caractéristiques physiques et mécaniques de matériaux de la roue, et bien isoler les caisses des voitures par des amortisseurs visqueux et des ressorts rigides en vue d'obtenir un confort acceptable. Ces conséquences modales nous permettent d'établir des modèles assez bons de la roue et du rail, basés sur le choix des caractéristiques de matériaux, et dimensions géométriques de structures.

La comparaison des nos résultats avec ceux de la référence [05], montre une assez bonne cohérence dans les fréquences propres de cinq premiers modes (tableau 4.7). Ceci nous encourage à envisager des études plus évoluées comme celles des modèles 3D.

Tableau 4.7 : Comparaison des premières fréquences propres de la roue et du rail

Modes	Roue libre [Hz]			Rail libre [Hz]		
	Notre étude	Réf [05]	Erreur relative (%)	Notre étude	Réf [05]	Erreur relative (%)
1	565.76	563.50	0.39	5191.12	5135.50	1.07
2	1746.24	1739.27	0.39	5194.76	5139.09	1.07
3	3003.79	2991.80	0.39	5432.75	5374.57	1.07
4	4316.93	4299.73	0.39	5634.55	5574.20	1.07
5	4415.87	4398.31	0.39	5913.54	5850.20	1.07

4.2.2. Analyse d'un modèle 3D

4.2.2.1. Roue seule

Le modèle de la roue, défini par ses dimensions, est montré dans les figures (4.18) et (4.19). On suppose que la roue est encastree au niveau de son périmètre intérieur et a pour les dimensions : un diamètre extérieur de 890 mm, et une épaisseur de la jante de 135 mm.

On suppose que la structure de la roue est linéaire, et son matériau en acier (voir les propriétés mécaniques des matériaux indiquées au tableau 4.9).

La figure (4.18) représente les conditions aux limites de la roue en trois dimensions et la figure (4.19) représente son maillage raffiné.

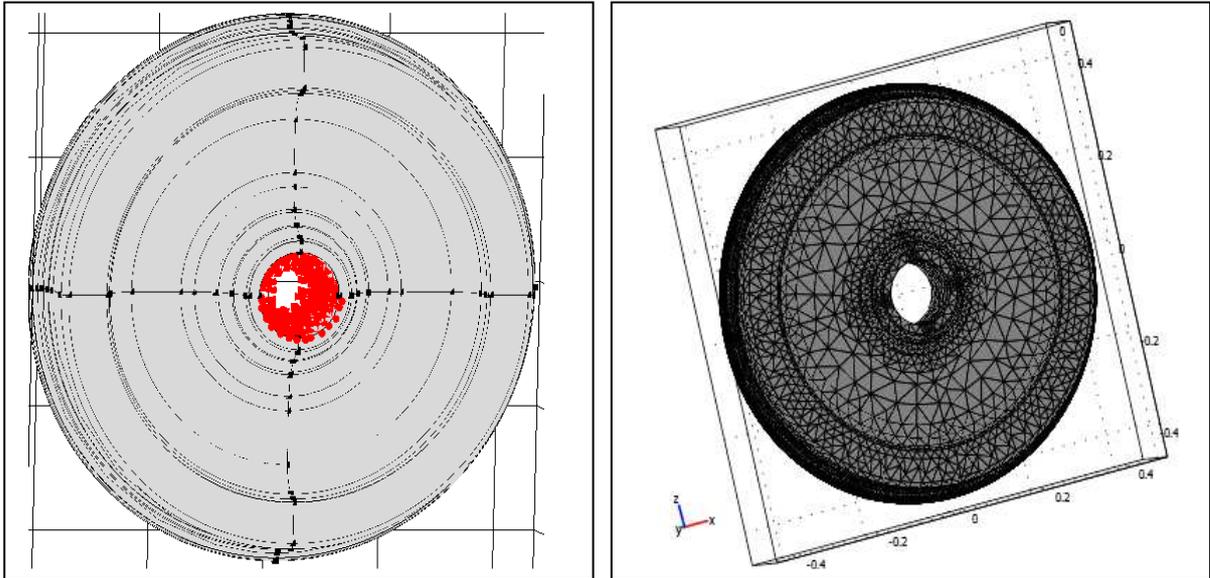


Figure 4.18 : Encastrement de la roue en 3D

Figure 4.19 : Maillage de la roue en 3D

Les caractéristiques du maillage de la roue sont récapitulées dans le tableau (4.8)

Tableau 4.8 : Caractéristiques du maillage de la roue en 3D

Nombre de degrés de liberté	99718
Nombre de nœuds	4756
Nombre d'éléments	18884
Nombre d'éléments de frontière	6516
Nombre d'éléments d'arête	2485

La structure de la roue possède les propriétés mécaniques de matériaux suivantes (voir tableau 4.9) :

Tableau 4.9 : Propriétés des matériaux de la roue en 3D

Désignation	Unité	valeur
Module de Young (E)	Pa	210e9
Densité (rho)	kg/m ³	7850
Coefficient de Poisson (nu)	-	0.30

La figure (4.20) montre le premier mode de déformation de la roue qui correspond à une déformation ovale symétrique localisée au niveau du boudin de la roue et table de roulement.

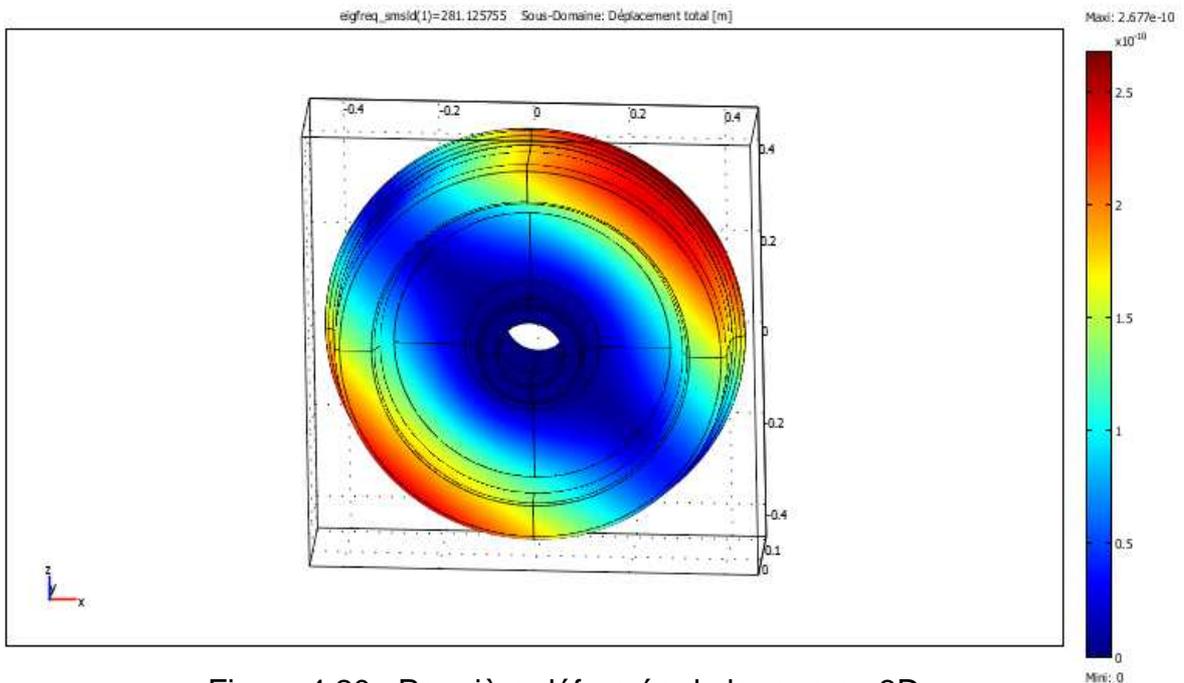


Figure 4.20 : Première déformée de la roue en 3D

Les résultats en termes de fréquences propres de la roue libre sont regroupés dans le tableau (4.10):

Tableau 4.10 : Les cinq premières fréquences propres de la roue en 3D

Modes	Fréquence [Hz]
1	281.12
2	281.33
3	379.11
4	527.78
5	1557.21

Du tableau (4.10), on constate les vibrations de la roue seule couvrent un large intervalle fréquentiel (précisément du 280 Hz jusqu' au 1600 Hz).

Cependant, on peut conclure que la contribution de vibrations essentielles de la roue seule se situe aux environs de 280 Hz, 380 Hz et 530 Hz.

4.2.2.2. Rail seul

Le modèle du rail est défini par une longueur de 1 m, et un profil du rail (UIC 54). On suppose que le rail est encasté au niveau de son patin (appui du rail). Les géométries des figures (4.21 et 4.22) ont été dessinées par le navigateur graphique du Comsol Multiphysics, et représentent respectivement les conditions aux limites du rail, et son modèle géométrique en 2D.

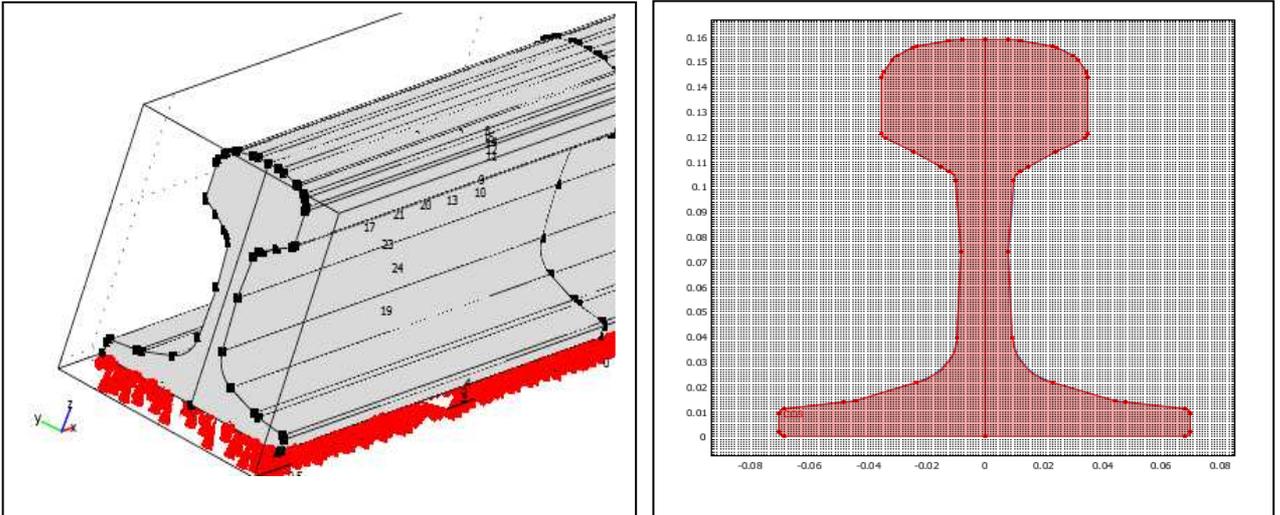


Figure 4.21 : Encastrement du rail en 3D Figure 4.22 : Géométrie du rail dans le plan (O, Z-Y)

Les caractéristiques du maillage du rail sont récapitulées au tableau (4.11) suivant :

Tableau 4.11 : Caractéristiques du maillage du rail en 3D

Nombre de degrés de liberté	35 964
Nombre de nœuds	1827
Nombre d'éléments	6762
Nombre d'éléments de frontière	3364
Nombre d'éléments d'arête	1621

Les propriétés mécaniques des matériaux du modèle du rail sont indiquées au tableau (4.12) suivant :

Tableau 4.12 : Propriétés mécaniques de matériaux du rail en 3D

Désignation	Unité	valeur
Module de Young (E)	Pa	210e9
Densité (rho)	kg/m ³	7850
Coefficient de Poisson (nu)	-	0.30

- Conditions aux limites

On adapte un encastrement du rail par sa partie inférieure (patin du rail) dans le plan (O, X-Y) (voir figure 4.21).

Les résultats de l'analyse modale du rail relatifs à ces conditions aux limites, et pour les mêmes propriétés mécaniques de matériaux déclarées auparavant (voir tableau 4.11) dont les déformées et les fréquences propres correspondantes, sont représentés et regroupés respectivement dans les figures (4.23a, 4.23b, 4.23c, 4.23d et 4.23e) et dans le tableau (4.13).

Tableau 4.13 : Les cinq premières fréquences propres du rail en 3D

Modes	Fréquence [Hz]
1	587.72
2	765.78
3	1106.58
4	1568.35
5	2209.80

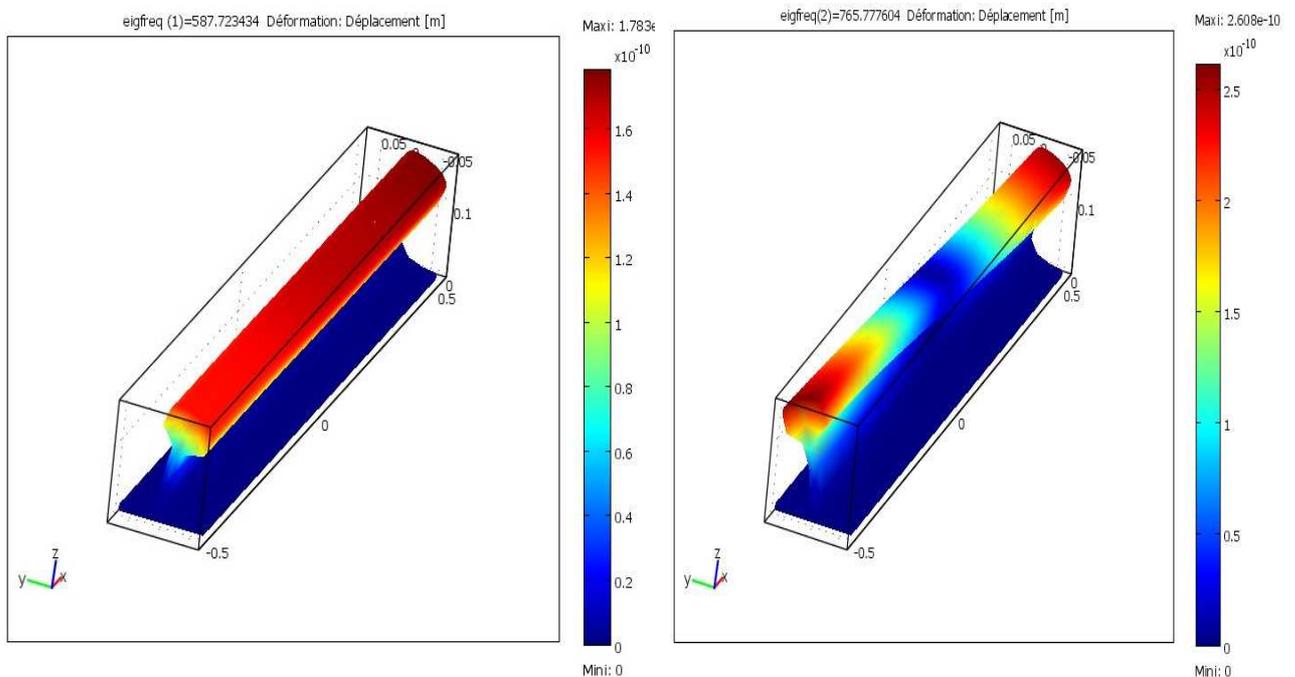


Figure 4.23.a : Mode 1

Figure 4.23.b : Mode 2

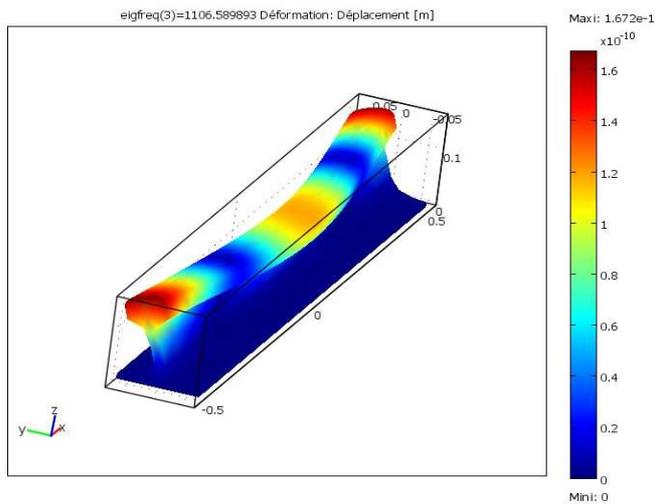


Figure 4.23.c : Mode 3

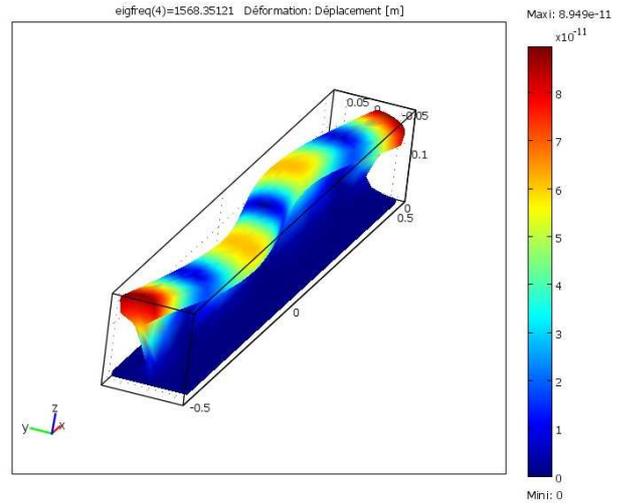


Figure 4.23.d : Mode 4

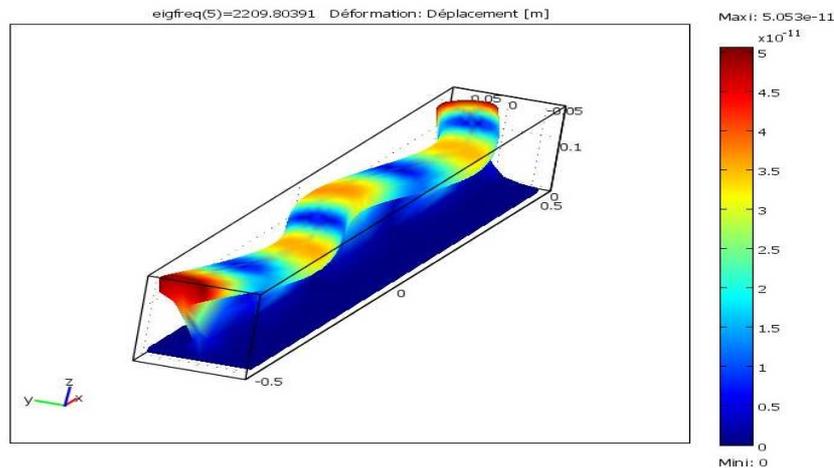


Figure 4.23.e : Mode 5

Le premier mode (figure 4.23a) montre une flexion transversale au niveau de l'âme du rail. Le deuxième mode (figure 4.23b) indique une flexion symétrique dans les extrémités de champignon du rail, et le troisième mode (figure 4.23c) montre une flexion importante au milieu du rail. Les quatrième et cinquième modes (figures 4.23.d et 4.23.e) indiquent des flexions multiples de champignon du rail.

On remarque que les premières fréquences propres principales du rail libre sont comprises entre 500 Hz et 2500 Hz.

De plus, les cinq premières déformées du rail sont localisées à la partie supérieure du rail (champignon du rail).

De cet effet, on constate que lorsque la fixation du rail est adéquate, les déformées sont réduites.

4.2.2.3. Couplage roue-rail

On procède à la simulation numérique du contact roue-rail en trois dimensions, dans les conditions de contact de hertz [02] : un contact ponctuel (un seul point du contact), un système linéaire, pas de frottement et les deux surfaces de structures sont parfaitement régulières, et pour un demi-mètre de la longueur du rail, une moitié de la roue de diamètre extérieur (890 mm) et une largeur de la jante égale à 135 mm. Les figures ci-dessous (4.24, 4.25 et 4.26) indiquent la géométrie, le maillage, et les conditions aux limites du couplage roue-rail respectivement.

Tableau 4.14 : Caractéristiques du maillage du couplage roue-rail en 3D

Nombre de degrés de liberté	129 089
Nombre de nœuds	6 236
Nombre d'éléments	23 894

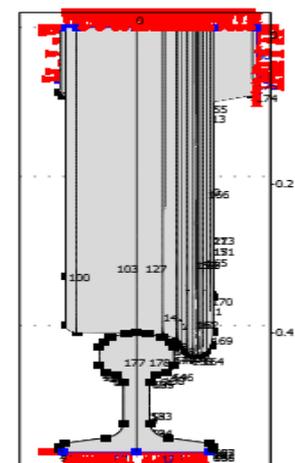
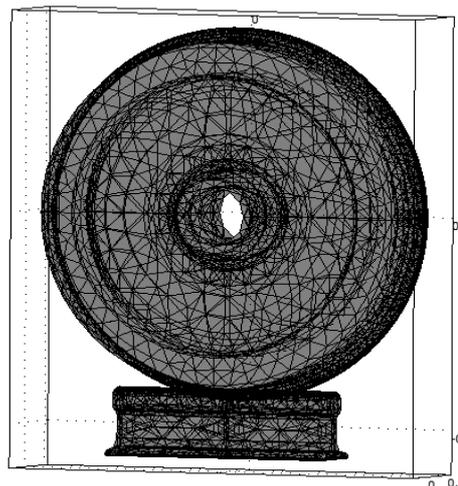
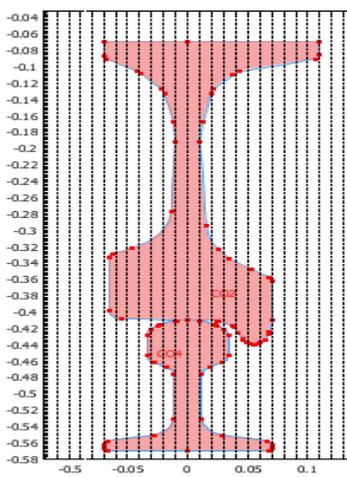


Figure 4.24 : Géométrie de couplage roue-rail selon les axes Z et Y

Figure 4.25 : Maillage du couplage roue-rail en 3D

Figure 4.26 : Conditions aux limites du couplage roue-rail en 3D

Les résultats des fréquences propres sont regroupés dans le tableau (4.15), et les modes propres dans les figures (4.27a, 4.27b, 4.27c, 4.27d, et 4.27e):

Tableau 4.15 : Les cinq premières fréquences propres du couplage roue-rail en 3D

Modes	Fréquence [Hz]
1	453.19
2	903.60
3	1056.23
4	1205.25
5	1617.38

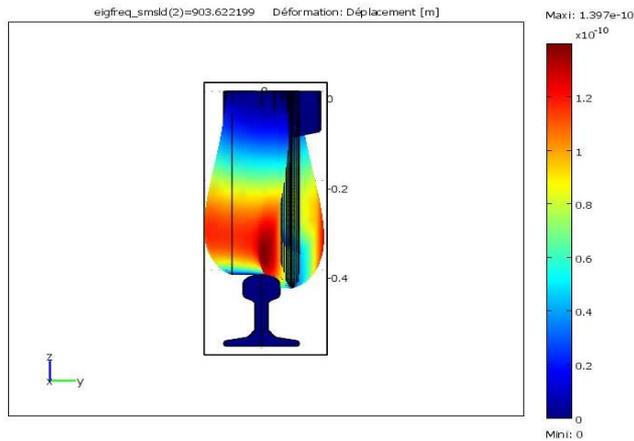


Figure 4.27.a : Mode 1

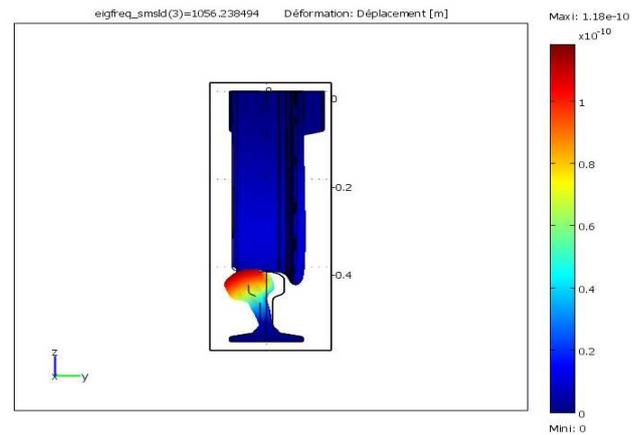


Figure 4.27.b : Mode 2

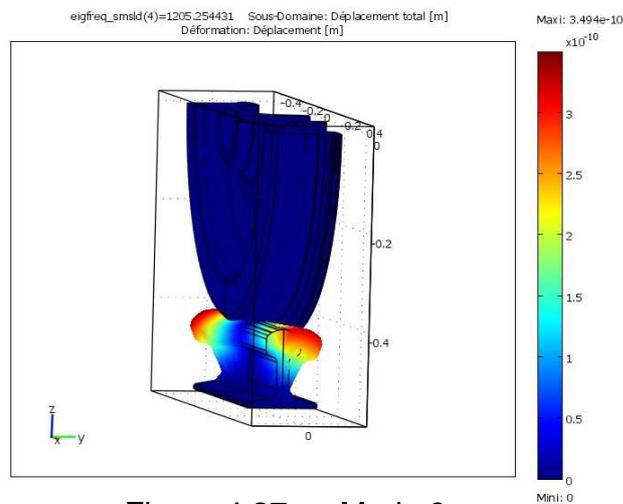


Figure 4.27.c : Mode 3

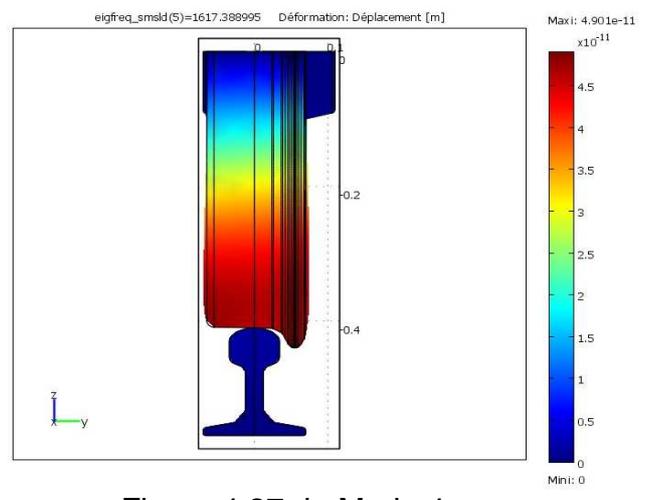


Figure 4.27.d : Mode 4

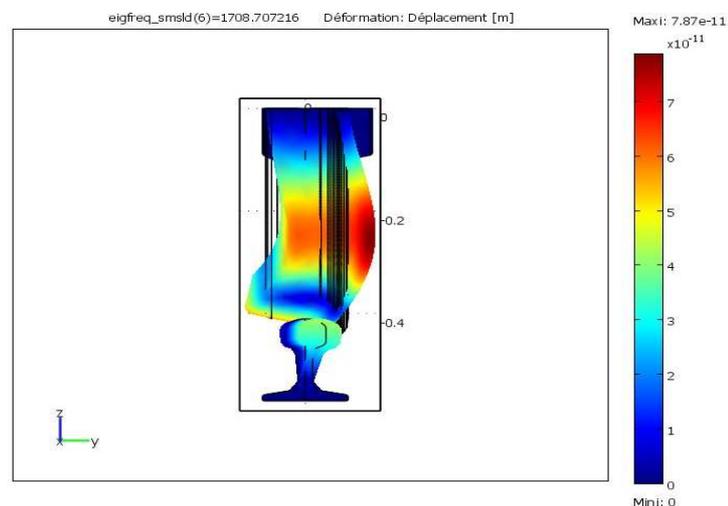


Figure 4.27.e : Mode 5

Figure 4. 27 : Les cinq premiers modes propres de couplage roue-rail

Commentaires de résultats

Le résultat d'analyse modale en 3D du couplage roue-rail nous a permis d'apercevoir et de constater les divers aspects vibratoires suivants :

Le premier mode (Figure 4. 27a) indique une torsion de la roue par rapport au rail (précisément dans le boudin de la roue). Ce mode est probable pour le roulement du train à grande vitesse dans les courbes avec des charges dynamiques sur la voie. Il se produit généralement le phénomène de déraillement (une des roues sort de la voie ferrée) [02].

Le deuxième mode (Figure 4.27b) montre une inclinaison du rail par rapport à l'axe vertical. La flexion permanente de ce mode crée une faiblesse et une fatigue de matériau au niveau de l'âme du rail, et cette flexion transversale persistante du rail génère généralement un écartement de la voie, Ce qui demande une intervention périodique de maintenance pour contrôler l'écartement de la voie ferrée.

Dans le troisième mode, on remarque une torsion du rail due à l'effet de la pression transmise de la roue au rail, par l'intermédiaire de la surface de contact. Pendant le roulement du train, une négociation de la roue avec le rail par le frottement roue-rail génère de bruits ayant des nuisances indésirables. De ce fait, pour éliminer l'influence de ce mode on doit limiter et optimiser les charges dynamiques verticales.

On remarque dans le quatrième mode une contraction du rail sur la roue, ce mode apparaît dans le cas où la voie ferrée est installée sur les plates-formes rigides (béton ou roches) avec moins d'isolation vibratoire au niveau de fixation du rail avec les traverses. Ce mode génère une flexion verticale importante sur l'arbre reliant les deux roues. Ces conséquences sont les déformations ovales et la rupture de la roue, ainsi que la fatigue de l'arbre des roues.

En fin, on remarque que le cinquième mode est une combinaison entre le premier mode et le troisième mode, ce mode coïncide rarement. De plus, ces résultats modaux montrent que le couplage roue-rail vibre autour de ses modes propres couplés, de torsion de la roue et de flexion du rail pour les fréquences de 900 Hz et 1050 Hz respectivement. Typiquement la vibration essentielle du roulement de contact roue-rail couvre un large intervalle fréquentiel du 50 Hz jusqu'au 5000 Hz.

4.3. Analyse dynamique

4.3.1. Analyse d'un modèle 2D

4.3.1.1. Roue seule

La roue est modélisée par un disque en acier (tableau 4.16) de rayon extérieur $R_{ex} = 430$ mm et de rayon intérieur $R_{in} = 70$ mm. Elle subit à une force dynamique

verticale qui est la réaction du rail sur la roue, appliquée au point de contact selon l'axe (O-Y) entre 8 KN et 25 KN (ces forces ont été choisies selon le contact roue-rail usuellement notées dans le cas des transports urbains ferrés [05]).

Tableau 4.16 : Caractéristiques du modèle de la roue en 2D

Corps	Caract ^{es}	Module de Young	Coefficient de poisson	Masse volumique	Dimensions	
					$R_{ex}=430$ mm	$R_{in}=70$ mm
Roue		205 000 Mpa	0,30	7850 Kg/m ³		

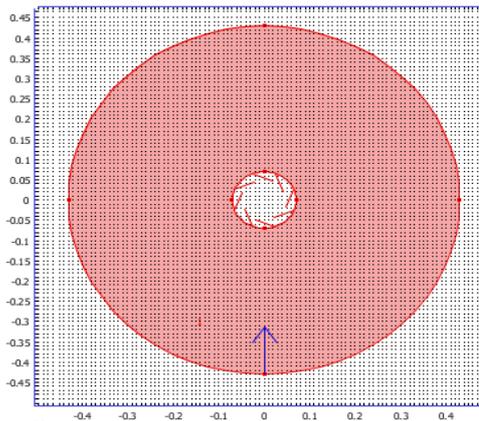


Figure 4.28 : Conditions aux limites de la roue

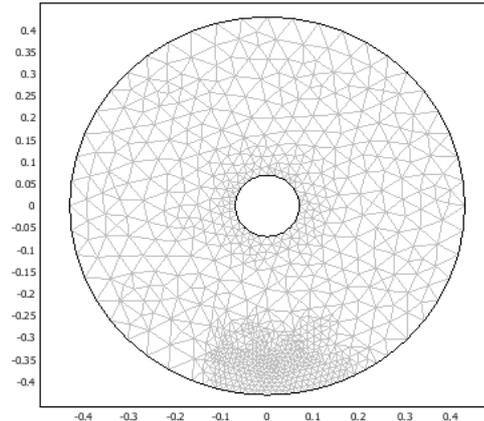


Figure 4.29 : Maillage de la roue

Les résultats d'analyse dynamique sous différents chargements harmoniques sont indiqués dans les figures ci-dessous en termes de déplacements et contraintes.

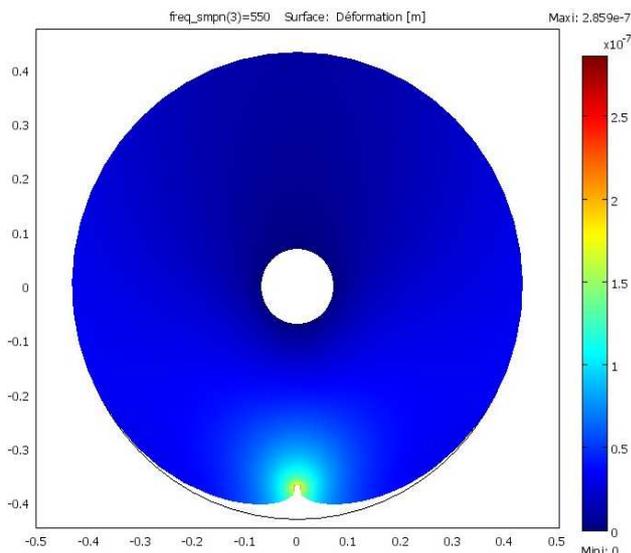


Figure 4.30 : Déformation totale de la roue en 2D, pour $F_Y = 25$ KN

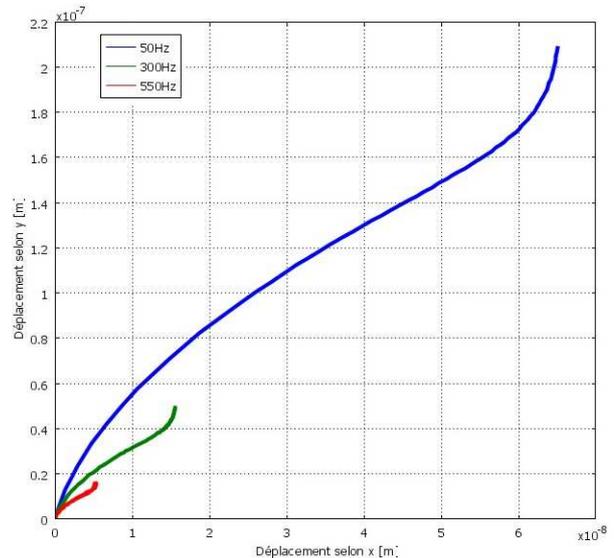


Figure 4.31 : Déplacement de la roue en 2D selon Y, en fonction de X, pour $F_Y = 8$ KN

On remarque respectivement d'après les figures (4.30 et 4.31) que la déformation est localisée dans la zone du contact, et le déplacement selon(X) est négligeable devant (Y).

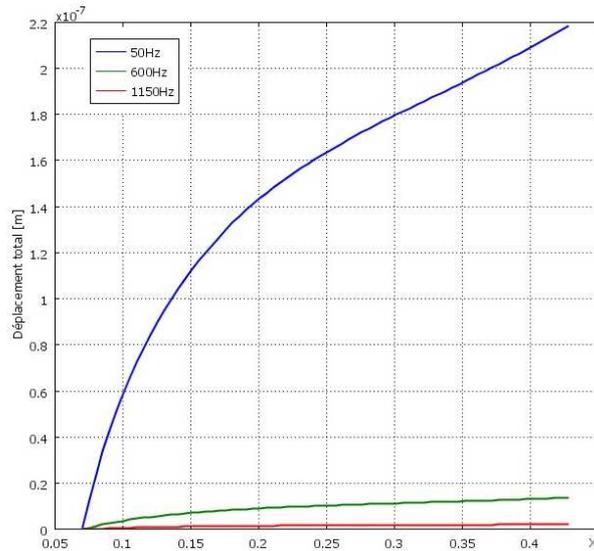


Figure 4.32 : Déplacement total de la roue en fonction de X.

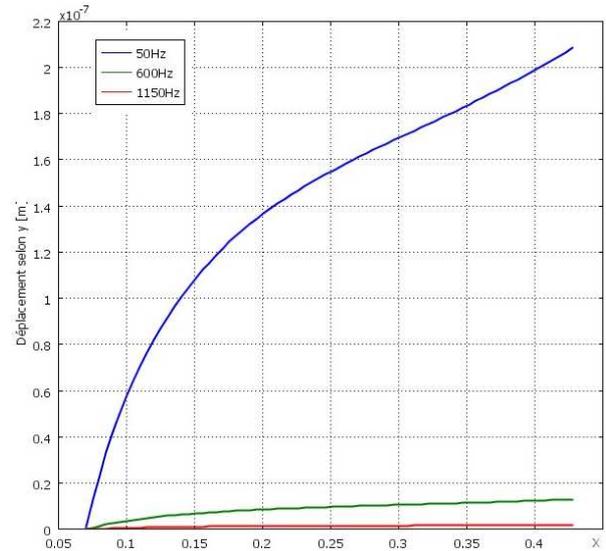


Figure 4.33 : Déplacement de la roue selon Y en fonction de X.

On peut constater d'après les figures (4.32 et 4.33) que le déplacement est important pour les petites fréquences d'excitation.

4.3.1.2. Rail seul

Le rail est modélisé par un rectangle en acier (voir tableau 4.1), de longueur de 4000 mm et de hauteur 150 mm. La surface d'appui du rail est supposée encastrée, et une force verticale « F_y » est appliquée selon l'axe (O-Y) au centre du rail, et varie de 8 KN à 25 KN.

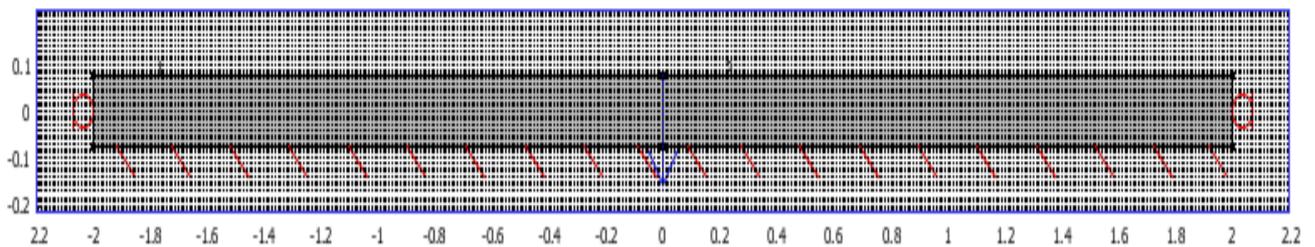


Figure 4.34 : Conditions aux limites du rail en 2D

- Analyse harmonique

Les résultats d'analyse dynamique sous l'effet de différentes intensités de la force harmonique verticale et de différentes fréquences d'excitations, sont illustrés sous forme de diagrammes et figures comme suit :

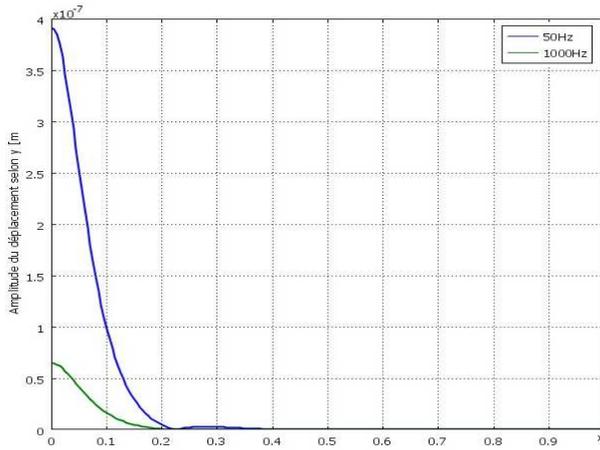


Figure 4.35 : Amplitude du déplacement selon Y en fonction de X, $F_y=15$ KN

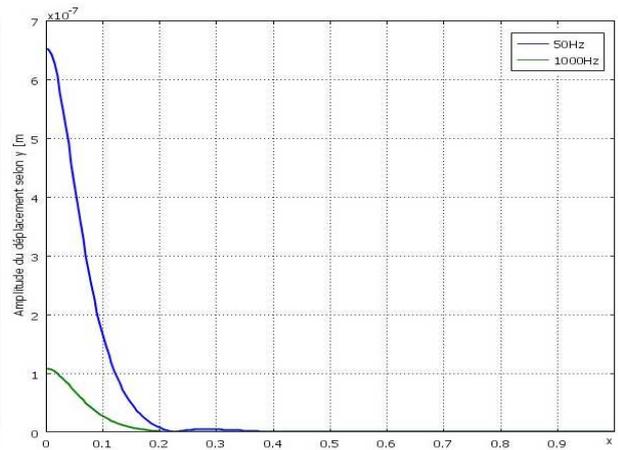


Figure 4.36 : Amplitude du déplacement selon Y en fonction de X, $F_y=25$ KN

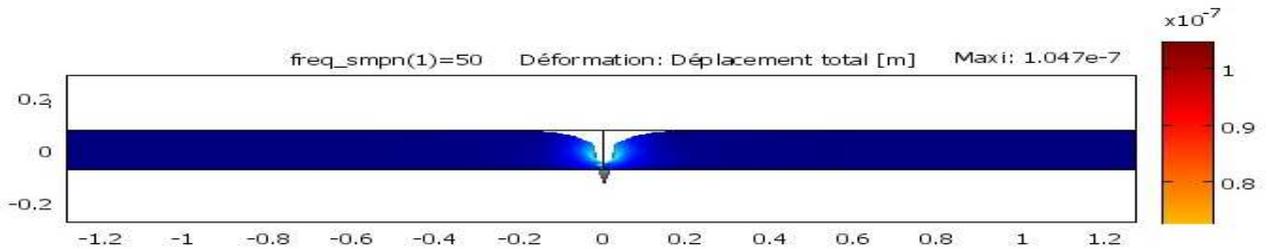


Figure 4.37 : Déformation totale du rail en 2D, $f_{r_excit} = 50$ Hz

On remarque de figures (4.35 et 4.36) que l'amplitude de déplacement croît avec l'accroissement de l'intensité de la force verticale, et la déformation du rail est localisée au point du contact (figure 4.37).

- Analyse transitoire

La méthode transitoire permet de calculer la réponse du couplage roue-rail avant sa stabilisation sous l'effet d'une intensité de 10 KN et du temps. Les résultats d'analyse transitoire sont représentés aux figures (4.38, 4.39 et 4.40)

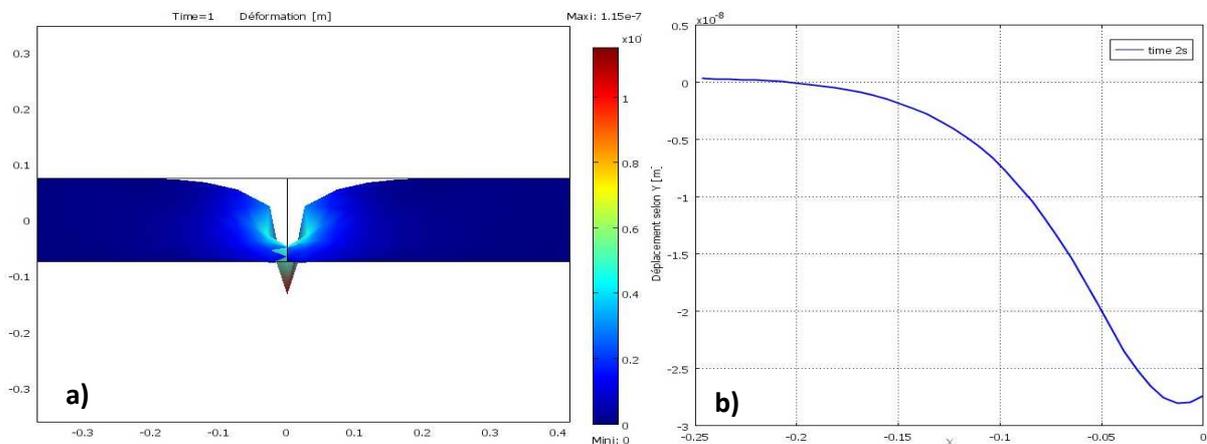


Figure 4.38 : a): Déformation du rail ; b): Déplacement du rail selon Y en fonction de X

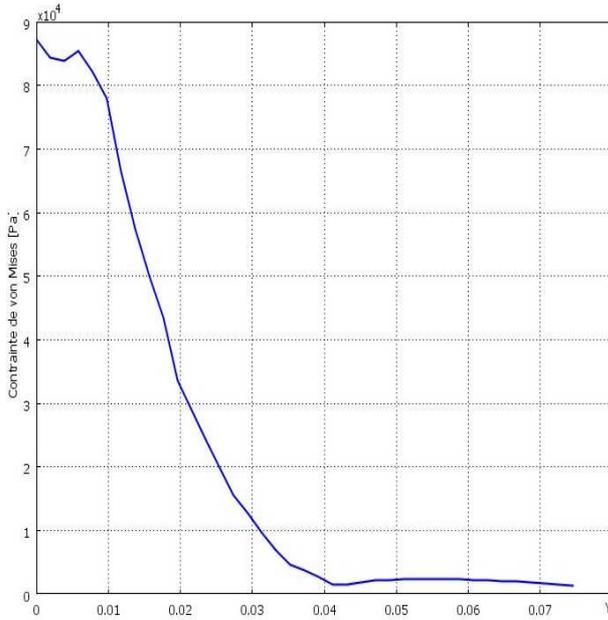


Figure 4.39 : Contrainte de Von Mises du rail en 2D, en fonction de Y,

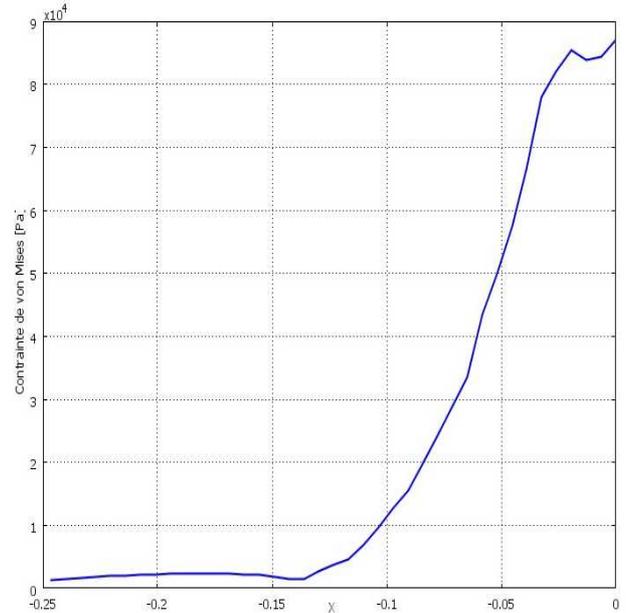


Figure 4.40 : Contrainte de Von Mises du rail en 2D, en fonction de X,

On remarque de figures (4.35 et 4.36) que l'amplitude de déplacements du rail est d'ordre de 10^{-7} [m]. Ainsi que d'après la figure (4.39), on remarque que la contrainte est d'ordre de 10^4 [Pa].

Néanmoins, les figures (4.35, 4.36 et 4.37) montrent que l'amplitude de déplacements augmente proportionnellement avec l'augmentation des charges dynamiques verticales.

De plus, de figure (4.38), on remarque que les déplacements maximums sont enregistrés au point du contact, et s'orientent selon l'axe vertical.

4.3.1.3. Couplage roue-rail

On effectue une modélisation numérique du couplage entre la roue et le rail en 2D. Le modèle et les conditions aux limites correspondants sont illustrés dans la figure (4.41).

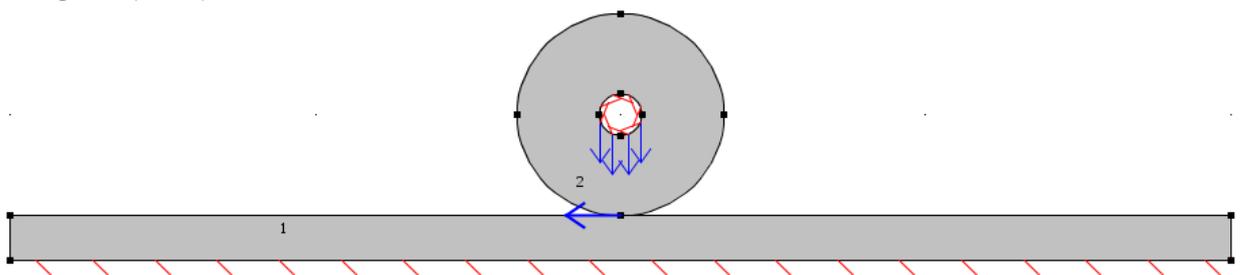


Figure 4.41 : Conditions aux limites et sollicitations appliquées sur le couplage roue-rail

Les dimensions du rail sont : $4 \times 0,150$ [m], et celles de la roue : $R_{\text{int}} = 0,07$ m et $R_{\text{ext}} = 0,340$ m.

• Sollicitations et efforts utilisés

- Charge verticale répartie sur le demi-cercle de la roue égale à 12000 N/m,
- Résistance à l'avancement de 2400 N,
- Accélération de pesanteur imposée égale à 10 m/s^2 ,
- Vitesse imposée de roulement de la roue de 80 km/h.

• Conditions aux limites

- Encastrement du rail par sa surface d'appui (patin du rail),
- Encastrement de la roue par son périmètre intérieur.

4.3.1.3.1. Réponse à un sous chargement harmonique

En réalité, la forme du contact entre la roue et le rail est elliptique selon les démonstrations théoriques de hertz [02], [05] et [32].

On suppose une surface rectangulaire du contact roue-rail. Elle est de largeur « $2b$ » et de longueur « $2a$ », dans le plan (X, Z), (voir figure 4.42).

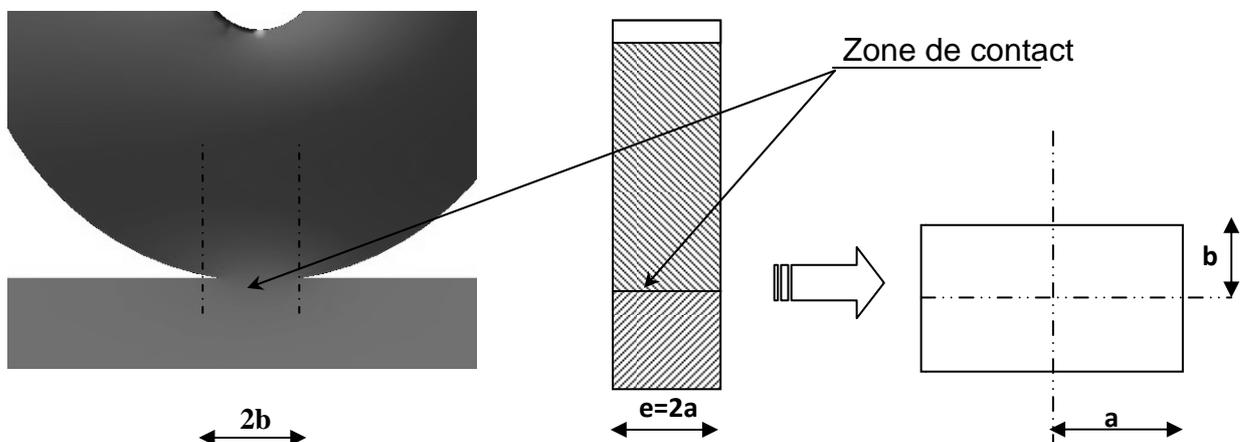


Figure 4.42 : Approche surfacique du contact de roulement, entre la roue et le rail

La variation de la surface de contact est basée sur le changement des dimensions de contact progressivement dont l'épaisseur de la bande de contact (e), et leur largeur ($2b$). Ces dimensions de contact surfacique sont regroupées dans le tableau (4.17).

Sachant que $a = 2b$, et que la largeur de roulement est de 8 mm à 40 mm (mesures expérimentales [20]).

Tableau 4.17 : Dimensions de la surface de contact roue-rail

b [mm]	2	4	6	8	10
e = 2a = 4b [mm]	8	16	24	32	40

Nous opérons de nombreux exemples numériques pour le cas de contact roue-rail en deux dimensions sous l'effet de différents chargements harmoniques, et pour différentes fréquences d'excitations (voir les figures en ci-dessous).

La figure (4.43) représente l'amplitude de déplacement selon Y pour différents fréquences d'excitations harmoniques correspondant à une surface de contact de 16 mm².

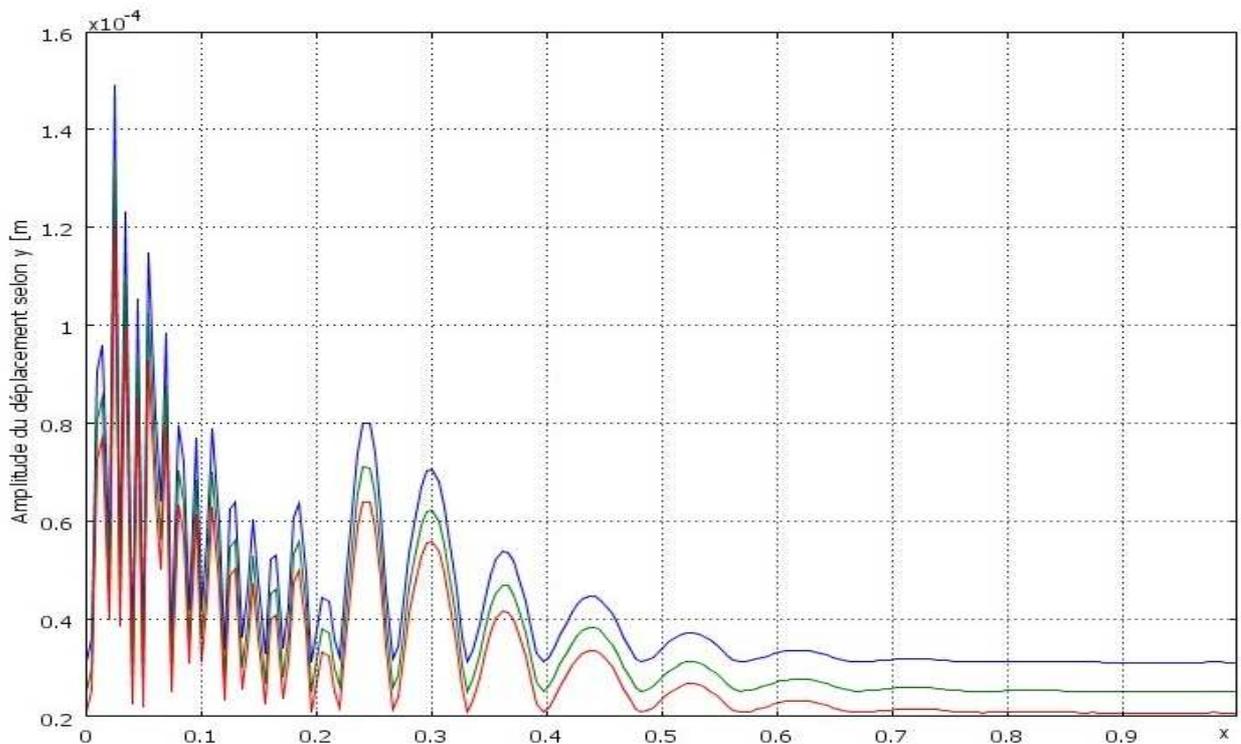


Figure 4.43 : Amplitude du déplacement selon Y en fonction de X, pour une surface de contact 16 mm²,

— $f_{r\text{ excit}} = 90 \text{ Hz}$; — $f_{r\text{ excit}} = 100 \text{ Hz}$; — $f_{r\text{ excit}} = 110 \text{ Hz}$

On remarque que l'amplitude de déplacement maximum est enregistrée près de la zone de contact (figure 4.43), et relative aux bases fréquences d'excitations.

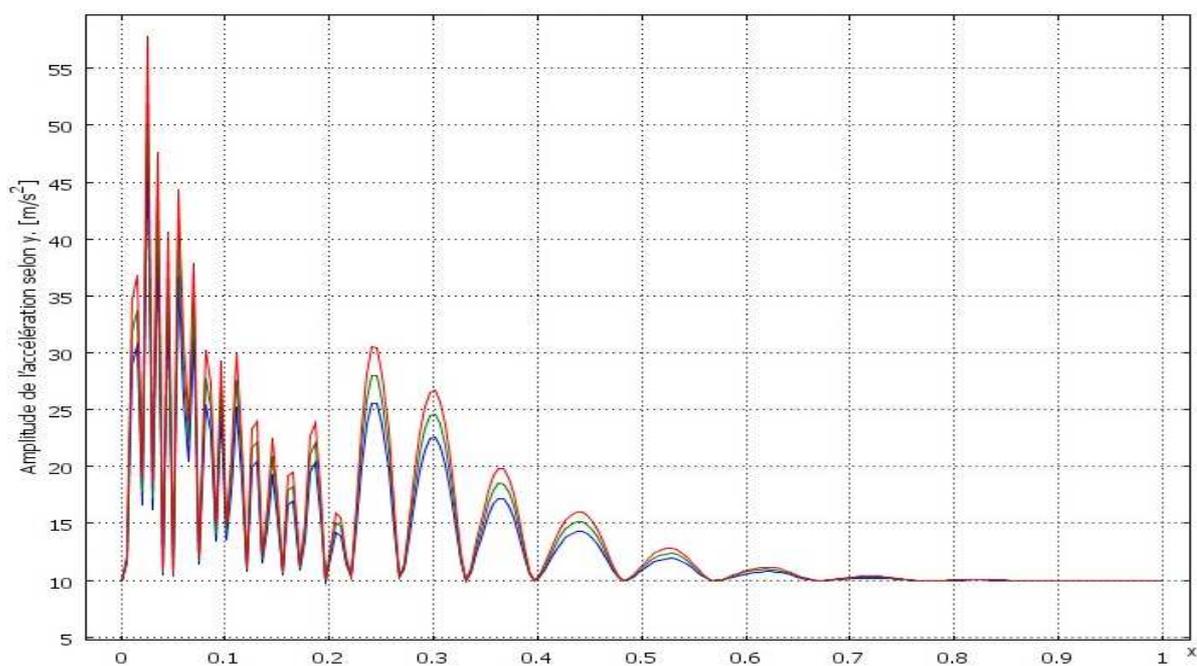


Figure 4.44 : Amplitude d'accélération selon Y en fonction de X,
pour une surface de contact 16 mm²,

— $f_{r\text{ excit}} = 90 \text{ Hz}$; — $f_{r\text{ excit}} = 100 \text{ Hz}$; — $f_{r\text{ excit}} = 110 \text{ Hz}$

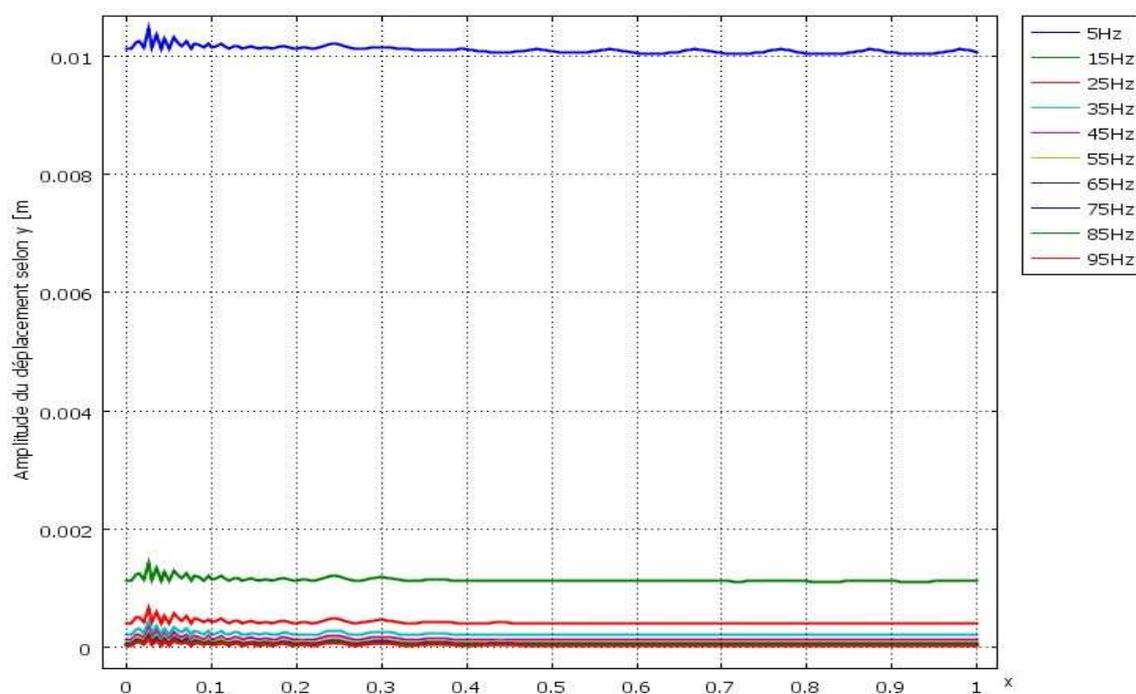


Figure 4.45 : Amplitude du déplacement selon Y en fonction de X ; pour une surface
de contact 16 mm², correspondant à plusieurs fréquences d'excitation,
de 5 à 95 Hz, avec un pas de 10 Hz

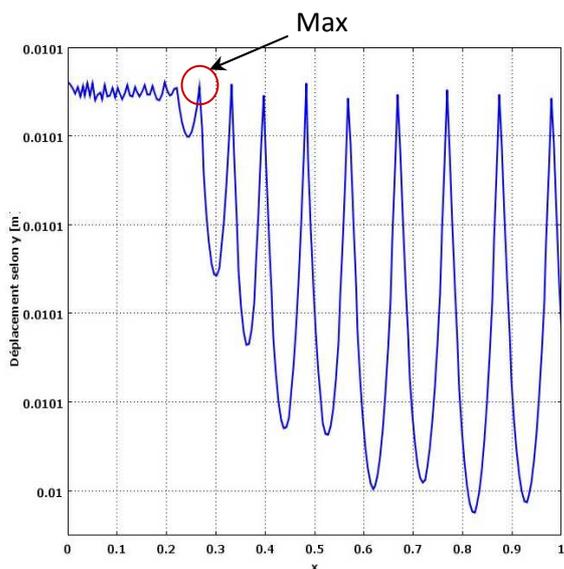


Figure 4.46 : Déplacement selon Y en fonction de X, Surface du contact 16 mm², et $fr_{ex}=5$ Hz

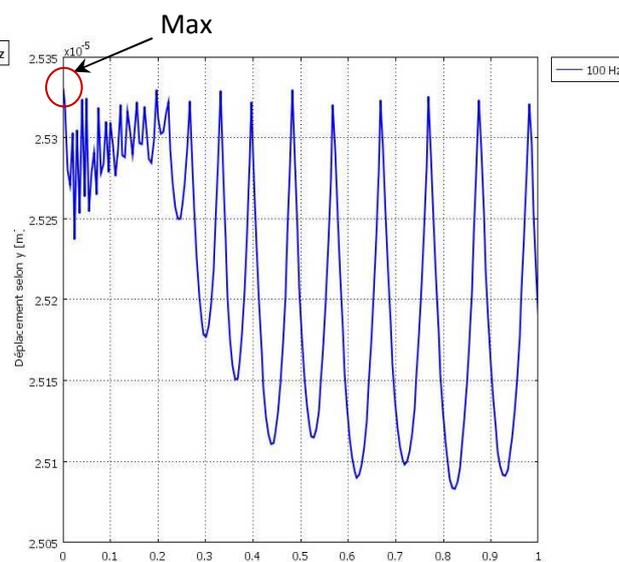


Figure 4.47 : Déplacement selon Y en fonction de X, Surface du contact 16 mm², et $fr_{ex}=100$ Hz

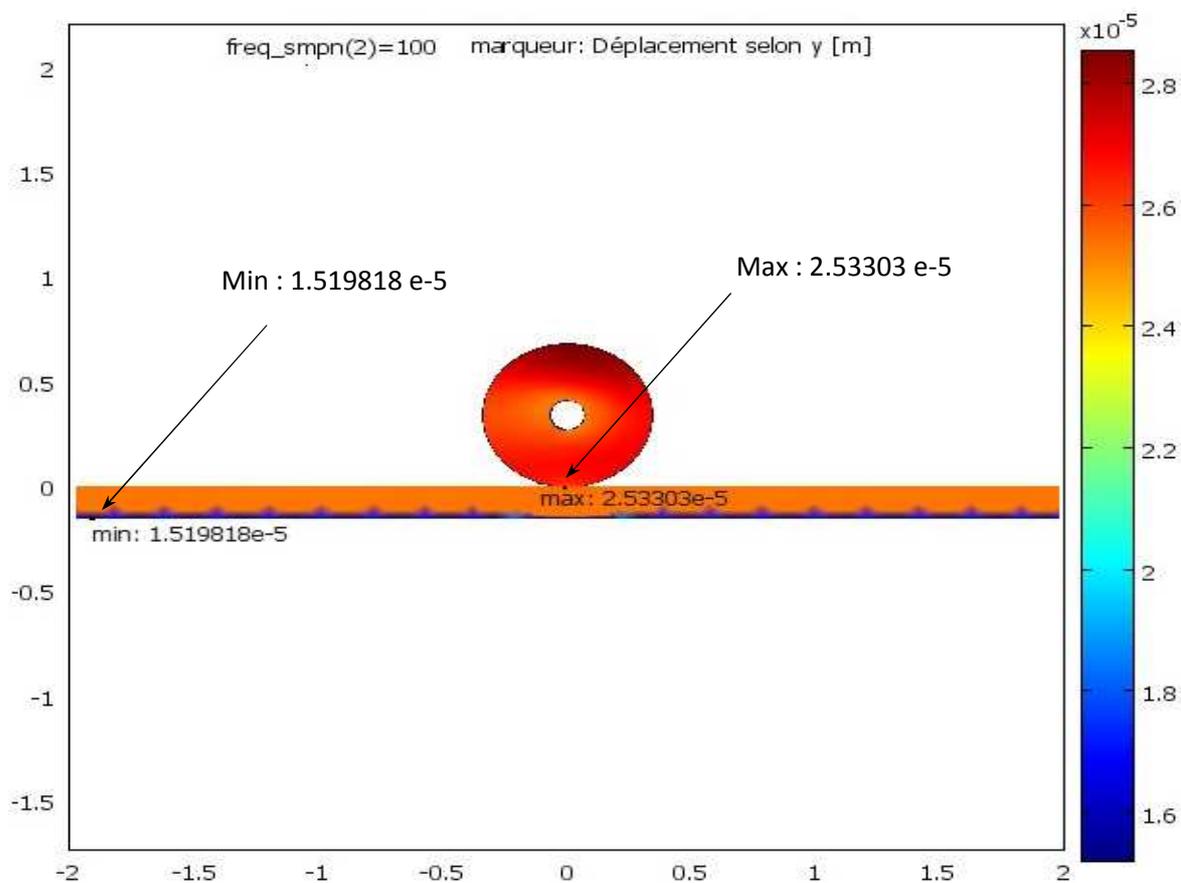


Figure 4.48 : Déplacement maximum et minimum du couplage roue-rail en 2D selon Y, pour une surface de contact 16 mm², sous l'effet d'une fréquence d'excitation, $fr_{ex}=100$ Hz

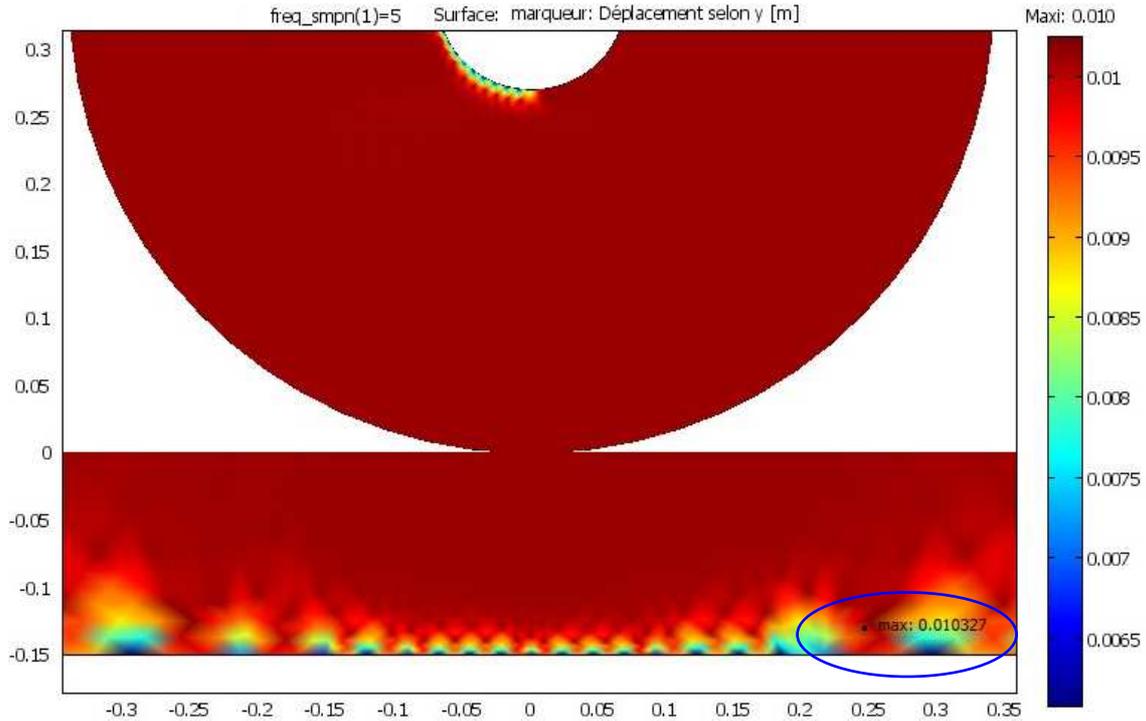


Figure 4.49 : Marqueur de déplacement maximum du couplage roue-rail en 2D selon Y, surface de contact 16 mm² et sous l'effet de $f_{ex} = 05$ Hz

Nous procédons à plusieurs exemples d'exécution numériques, et nous notons pour chaque exemple : la valeur de déplacement et contrainte maximums. En suite, nous résumons la variation de déplacements totaux maximums et contraintes maximales de Von Mises sous la forme de courbes (figures 4.50 et 4.51).

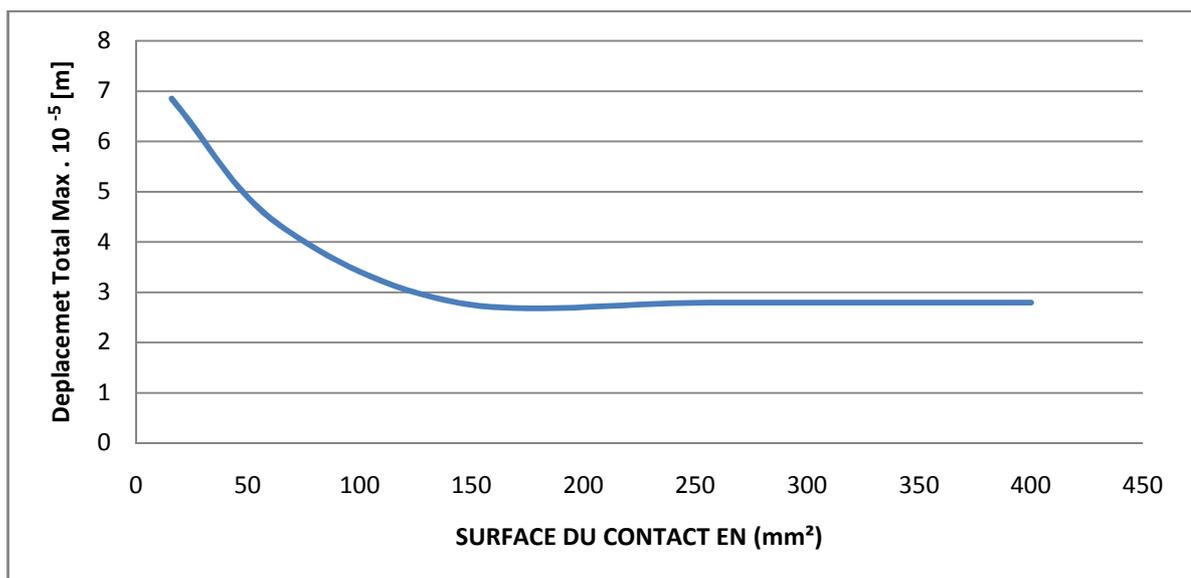


Figure 4.50 : Variation du déplacement total maximum en fonction de la surface de contact en (mm²)

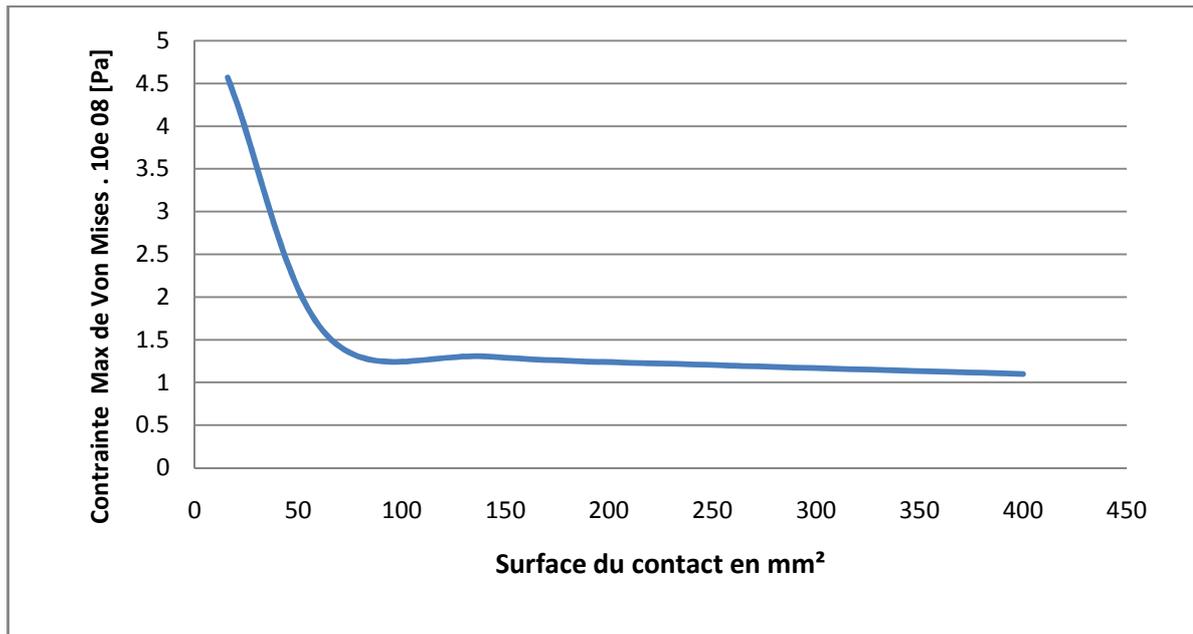


Figure 4.51 : Variation de contrainte maximale de Von Mises en fonction de la surface de contact en (mm²)

• Discussion des résultats:

On remarque à partir des figures (4.43 et 4.44) que les pics d'amplitude de déplacements et d'accélérations maximums sont situés près de la zone de contact.

La figure (4.45) montre que l'amplitude du déplacement selon l'axe (Y) du couplage roue-rail est importante pour les bases fréquences, et diminue pour les hautes fréquences d'excitations.

Néanmoins, on remarque à partir de figures (4.46 et 4.47), et relative à les fréquences de 5 Hz et 100Hz, que le déplacement important est environné de la zone de contact, et sous l'intervalle (0 - 0,20 m) par rapport au point de contact.

D'autre part, la figure (4.48) montre pour une fréquence d'excitation de 100 Hz que le déplacement maximum selon l'axe (Y) est situé au point de contact, et le déplacement minimum est localisé en bout du rail dans son patin. De plus la figure (4.49) montre que le déplacement maximum est localisé au niveau du rail relatif à une fréquence d'excitation 5 Hz.

En fin, les figures (4.50 et 4.51) montrent que les déplacements et contraintes maximums sont toujours importants près de la zone du contact, et ils diminuent avec l'accroissement des caractéristiques géométriques de la surface de contact.

4.3.1.3.2. Réponse temporelle

La représentation temporelle du contact roue-rail en deux dimensions est relative aux mêmes conditions aux limites précitées (§ 4.3.1.3), et les caractéristiques mécaniques du tableau (4.12). Les figures (4.52, 4.53 et 4.54) représentent la variation de déplacements correspondants à une surface de contact 16 mm².

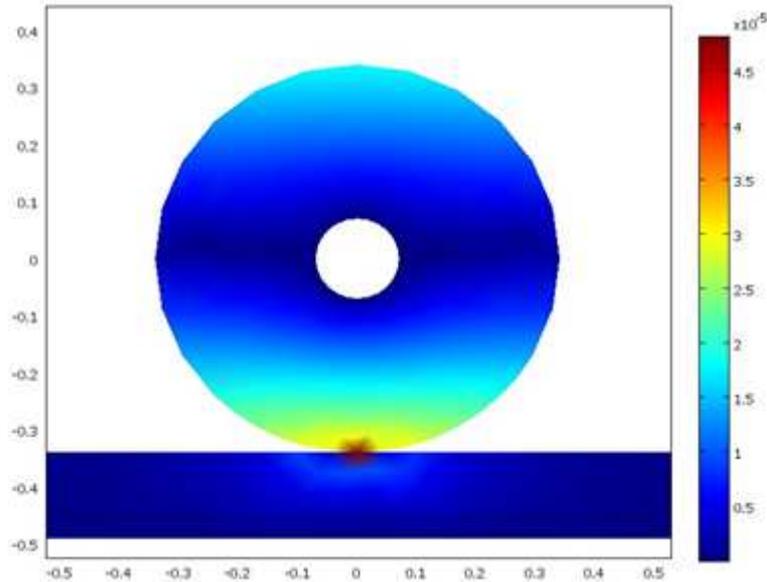


Figure 4.52 : Distribution du déplacement total dans le plan (O, X-Y), pour une surface de contact 16 mm²

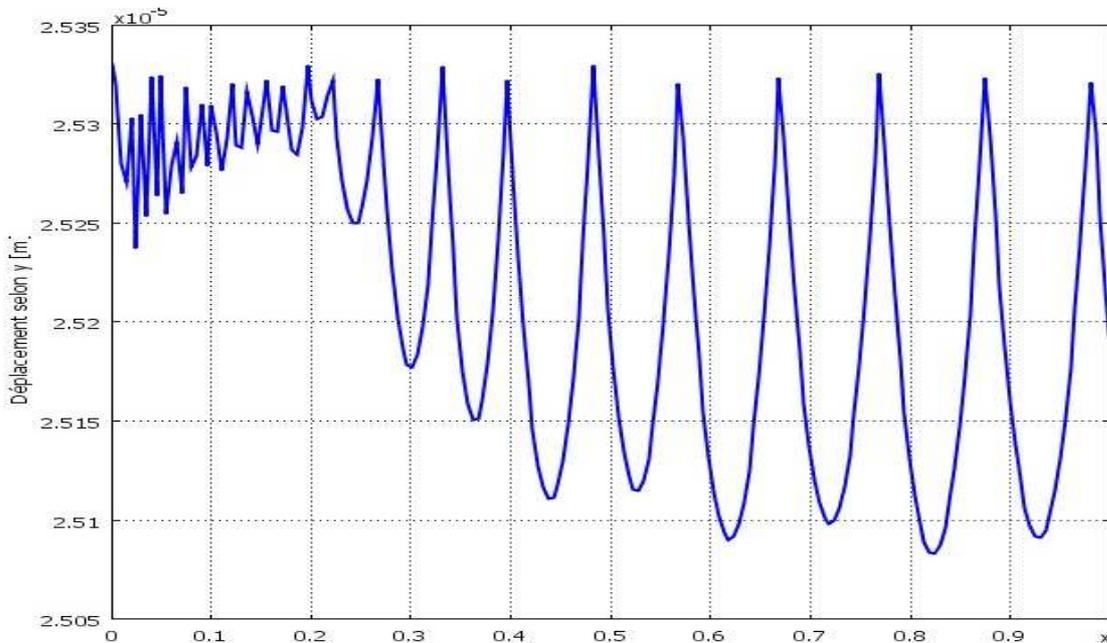


Figure 4.53 : Déplacement selon Y en fonction de X, pour une surface de contact 16 mm²,

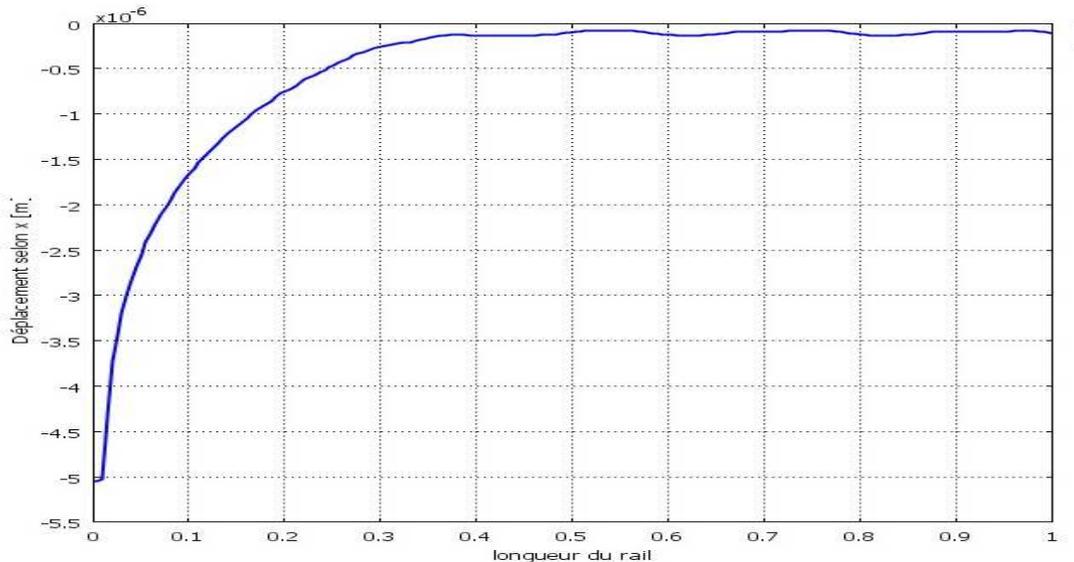


Figure 4.54 : Déplacement selon X en fonction de la longueur du rail, pour une surface de contact 16 mm²

- Commentaires

On remarque que la zone de contact du couplage roue-rail est la plus sollicitée, et le déplacement maximum est important sur l'intervalle de 0 à 0.2 m (figures 4.52, 4.53 et 4.54). De plus, les déplacements horizontaux sont négligeables devant les déplacements verticaux.

- Conclusion

Nous avons constaté de cette étude dynamique du modèle 2D de couplage roue-rail que : Les déplacements maximums pour les petites fréquences (inférieure de 50Hz) se trouvent au patin du rail, et les déplacements maximums pour les fréquences (de 500 Hz à 1000 Hz) se trouvent au niveau du rail près de la zone du contact, et les déplacements à hautes fréquences sont liées à la roue.

D'autre part, la transmission de pressions du contact est plus importante pour les petites surfaces de contact que les grandes bandes du contact. Il en est de même pour le déplacement. Ceci signifie moins d'adhérence et plus de glissement pour les petites surfaces de contact.

D'ailleurs, la force de résistivité au roulement est importante pour les grandes surfaces de contact (causé par la rugosité surfacique de contact) ce qui conduit à un mode de résonance et de fatigue de la voie ferrée.

De plus, on constate que le déplacement horizontal est négligeable devant

le déplacement vertical, et la zone de contact est la zone la plus sollicitée.

Par conséquent, on peut dire que les déplacements importants sont enregistrés au niveau du rail et génèrent (probablement) un mode de flexion important du rail, ce qu'on appelle le mode d'excitation du rail [05].

D'ailleurs, on peut conclure que la surface du contact influe négativement sur les caractéristiques de vibrations. Les grandes bandes surfaciques conduisent à une bonne transmission de pression au rail, et les petites surfaces du contact génèrent des déplacements importants propagés sous forme des ondes vibratoires au long du rail et aux entourages.

Ces vibrations conduisent à la flexion du rail, la fatigue de la roue et rail, l'inconfort des caisses de voyageurs et les nuisances sonores rayonnées à l'entourage. Elles sont causées par la dynamique de l'interaction roue-rail.

4.3.2. Analyse d'un modèle 3D

4.3.2.1. Roue seule

On applique une force dynamique verticale sur la roue d'une intensité de (8 KN), et la roue est supposée encastree au niveau de son périmètre intérieur. La figure (4.55) représente le modèle géométrique de la roue, due à une force verticale.

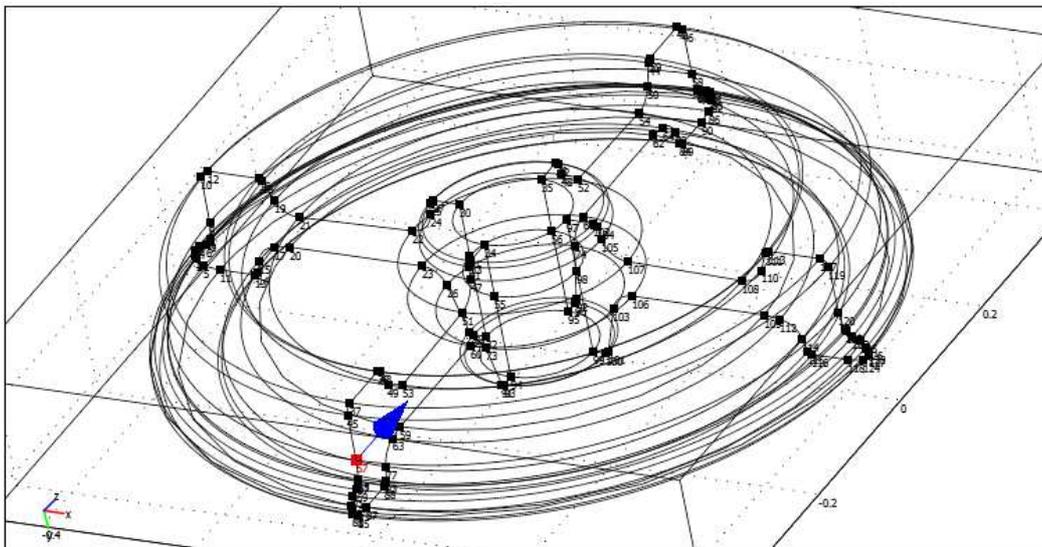


Figure 4.55 : Modèle géométrique de la roue en 3D

La roue a pour dimensions : un diamètre extérieur de 890 mm et une épaisseur de la jante de 135 mm. Les caractéristiques du modèle utilisé sont résumées dans le tableau (4.18).

Tableau 4.18 : Caractéristiques de maillage de la roue en 3D

Nombre de degrés de liberté	99718
Nombre de nœuds	4756
Nombre d'éléments	18884
Nombre d'éléments de frontière	6516
Nombre d'éléments d'arête	2485

Tableau 4.19 : Propriétés mécaniques des matériaux de la roue en 3D

Désignation	Unité	valeur
Module de Young (E)	Pa	210e9
Densité (rho)	kg/m ³	7850
Coefficient de Poisson (nu)	-	0.30

Pour les mêmes conditions aux limites utilisées auparavant (§ 4.3.2.1), et pour les mêmes propriétés mécaniques de matériaux indiquées au tableau (4.19), on suppose une charge dynamique verticale sur la roue d'amplitude (8KN), et de fréquence 100 Hz.

Les résultats d'analyse harmonique de la roue en termes de déplacement total, déformation et de distribution des contraintes de Von Mises, sont illustrés dans les figures (4.56, 4.57, 4.58 et 4.59) en ci-dessous :

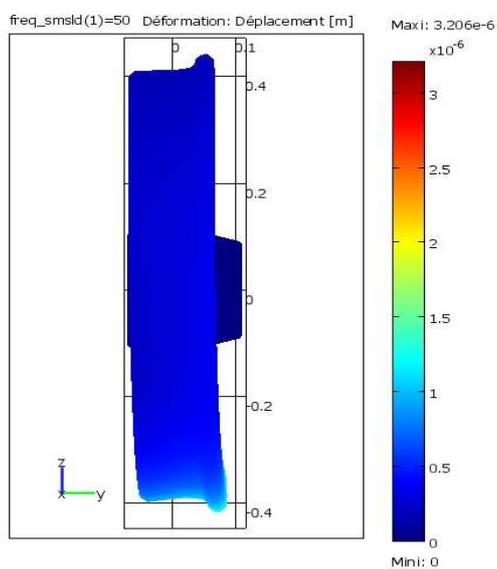
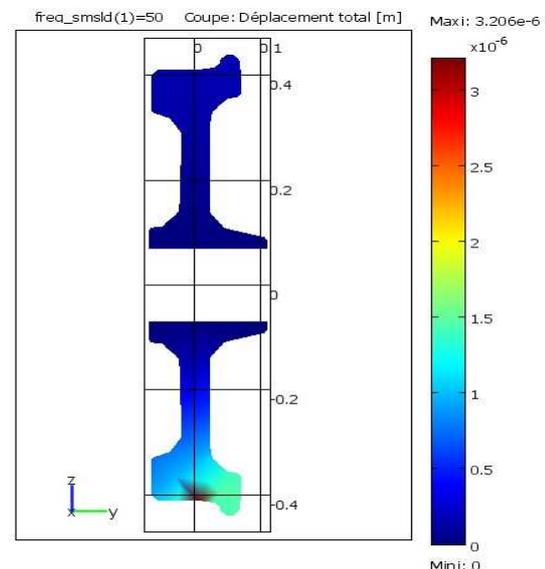


Figure 4.56 : Déformation principale de la roue dans le plan (O, Z-Y)

Figure 4.57 : Déplacement total dans le plan (O, Z-Y), et pour une $f_{r_{ex}} = 50\text{Hz}$

On remarque de figures (4.56 et 4.57) que la déformation et le déplacement de la roue sont cités à la zone du contact.

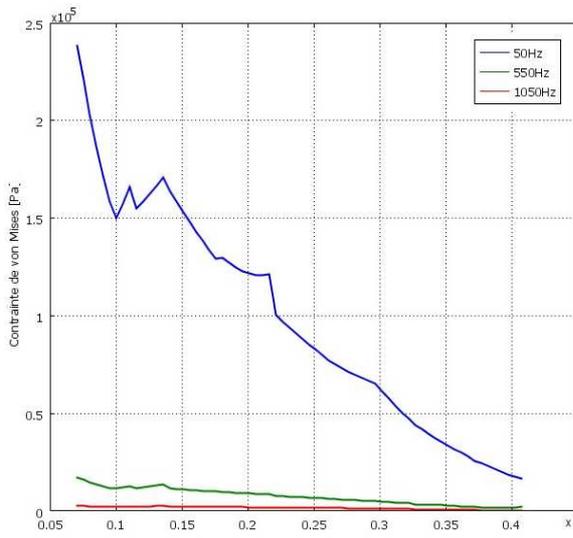


Figure 4.58 : Contraite de Von Mises de la roue en 3D selon X,

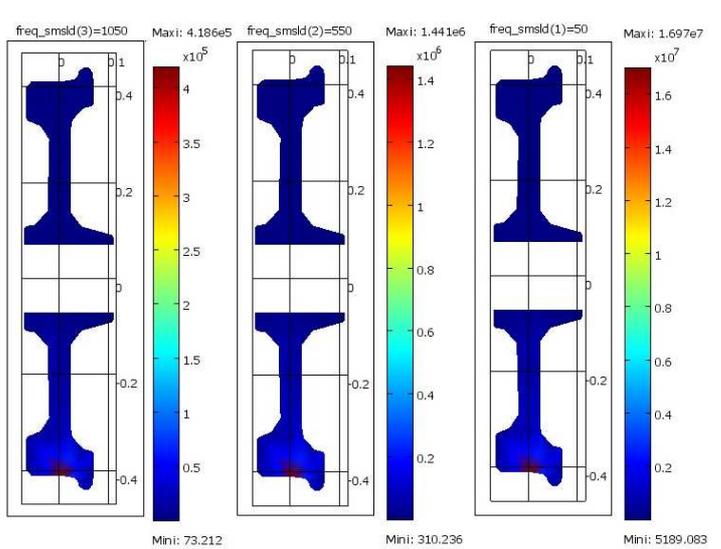


Figure 4.59 : Contraintes de Von Mises en coupes dans le plan (O, Z-Y), pour différentes fréquences

On remarque d’après les figures (4.56 et 4.57) que le déplacement maximum et la déformation de la roue sont situés au point du contact.

De plus, les figures (4.58 et 4.59) montrent respectivement l’évolution des contraintes et la localisation de contrainte maximale pour différentes fréquences. On constate de ces figures (4.58 et 4.59), que la contrainte est importante dans le point de contact pour les bases fréquences.

4.3.2.2. Rail seul

On évalue l’intensité de la charge verticale sur la roue par (8KN). Elle est supposée comme une charge dynamique appliquée au milieu de la surface de contact roue-rail. Les figures (4.60 et 4.61) représentent le maillage et modèle géométrique du rail en 3D, pour une longueur est de 1 m, et un profil « UIC 54 ».

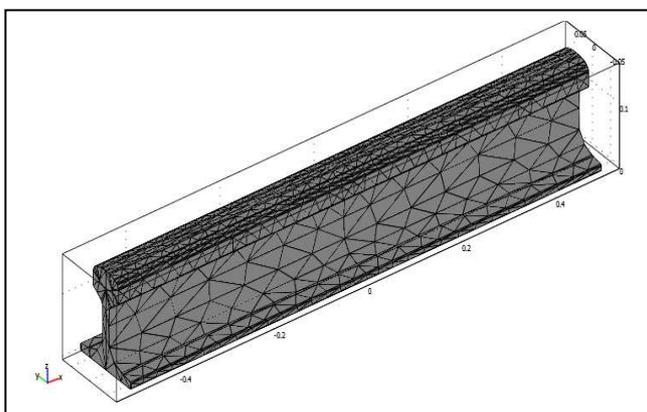


Figure 4.60 : Maillage du rail en 3D

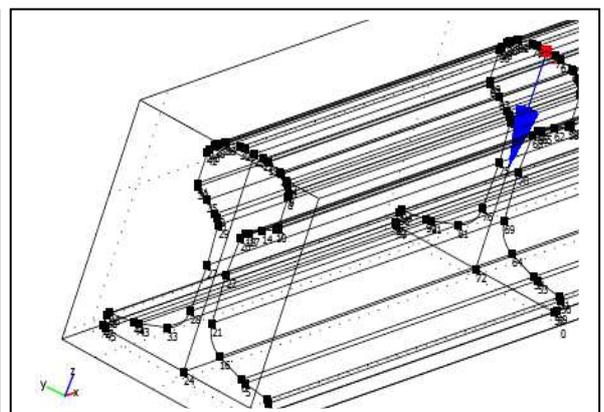


Figure 4.61 : Charge dynamique verticale appliquée sur la roue, en 3D

Les caractéristiques de maillage du rail sont récapitulées au tableau (4.20) suivant :

Tableau 4.20 : Caractéristiques du maillage du rail en 3D

Nombre de degrés de liberté	35 964
Nombre de nœuds	1827
Nombre d'éléments	6762
Nombre d'éléments de frontière	3364
Nombre d'éléments d'arête	1621

Tableau 4.21 : Propriétés mécaniques des matériaux du rail en 3D

Désignation	Unité	valeur
Module de Young (E)	Pa	210e9
Densité (rho)	kg/m ³	7850
Coefficient de Poisson (nu)	-	0.30

- Conditions aux limites

On adapte un encastrement du rail par sa partie inférieure (patin du rail) dans le plan (O, X-Y), et une charge verticale selon l'axe vertical (O, Z), (voir figure 4.61).

4.3.2.2.1. Réponse sous chargement harmonique

Pour le même comportement du rail, et pour les mêmes conditions. On effectue une étude dynamique du rail par l'application d'une charge verticale harmonique sur le champignon du rail au point de contact roue-rail.

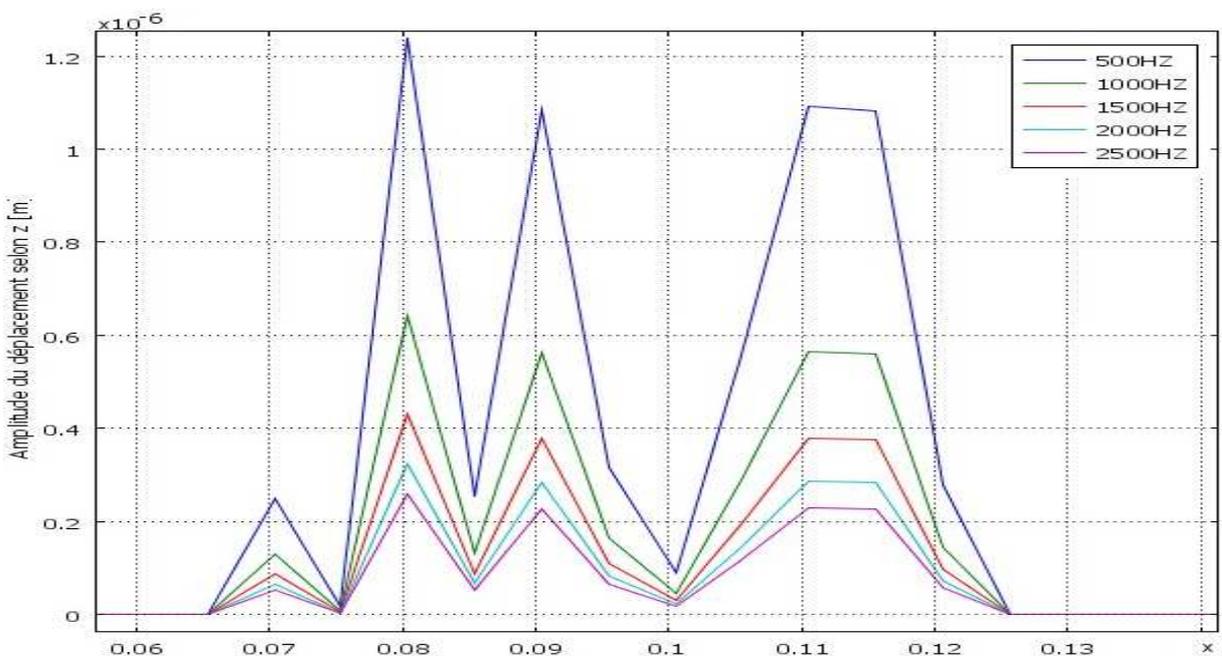


Figure 4.62 : Amplitude du déplacement de rail selon Z, correspondant aux différentes fréquences d'excitations

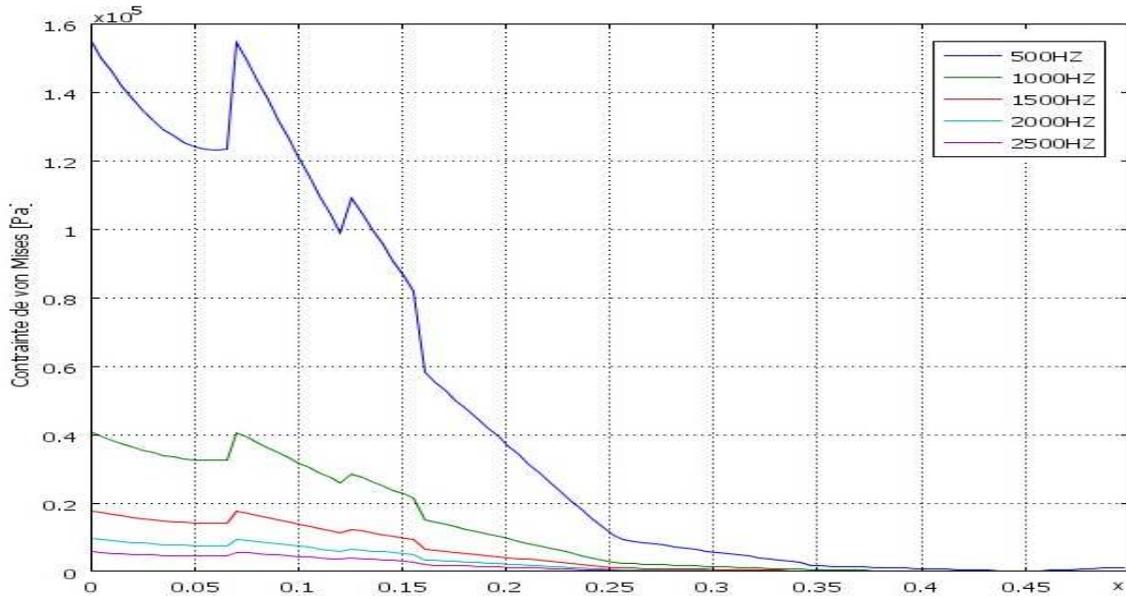


Figure 4.63 : Evolution des contraintes de Von Mises dans le rail, en fonction de X, correspondant aux différentes fréquences d'excitations

On remarque d'après la figure (4.63) que la contrainte maximale est considérable sur l'intervalle (du 0 au 0,25 m) relative à la fréquence (500Hz). Ce signifie l'importance des contraintes au environ de la zone du contact.

Les résultats d'amplitude maximum de déplacements obtenus selon l'axe (Z), relatifs à plusieurs exemples, sont représentés sous la forme des courbes et sont indiqués dans la figure (4.64).

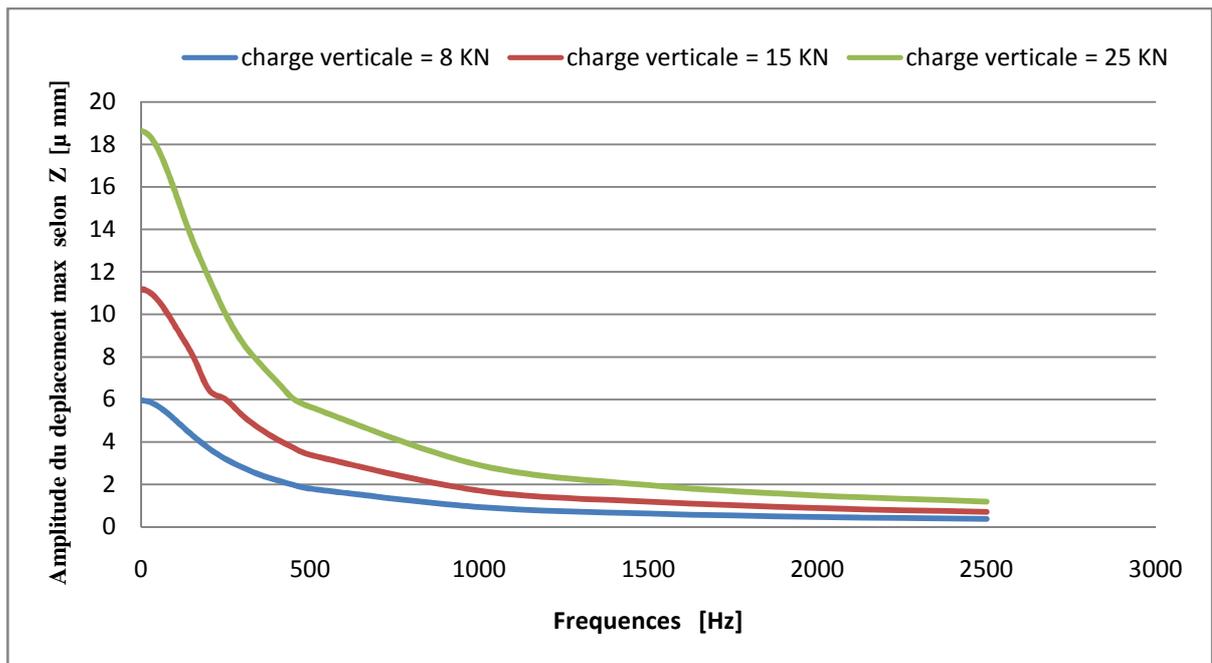


Figure 4.64 : Amplitude du déplacement maximum selon Z du modèle de rail en 3D, en fonction des fréquences d'excitations

Après cette étude dynamique sous l'effet d'excitation harmonique du rail (figure 4.64). On peut constater que l'amplitude maximum de déplacement selon l'axe (Z) est proportionnelle à l'intensité des charges verticales harmoniques appliquées.

De cet effet, on peut conclure que, les charges dynamiques verticales influent négativement sur les déformations du rail, et elles sont responsables de la création des modes vibratoires et fatigue du rail.

4.3.2.3. Couplage roue-rail

4.3.2.3.1. Réponse sous chargements harmoniques

Nous considérons le cas de couplage roue-rail en 3D, simulé par un contact ponctuel, encastrement de la roue sur son périmètre intérieur et un encastrement au niveau du patin du rail. La figure (4.65) représente le maillage du couplage roue-rail.

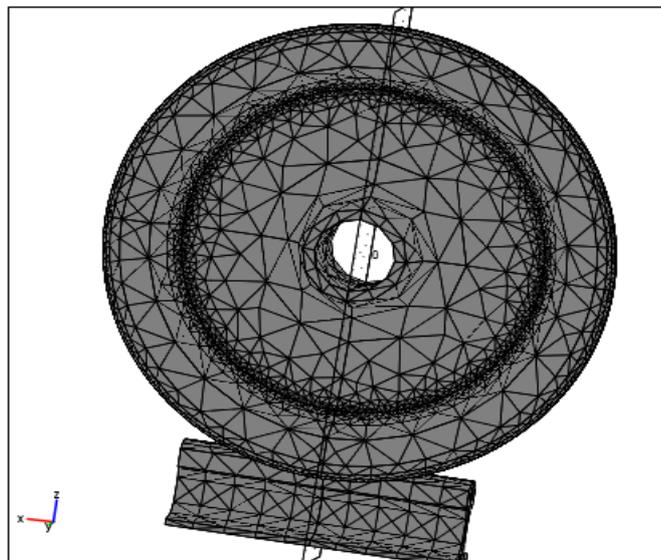


Figure 4.65 : Maillage du couplage roue-rail en 3D

On ajuste un encastrement de la roue sur son périmètre intérieur, et on suppose que la partie inférieure du rail est bien encastree.

Les caractéristiques du maillage du couplage roue-rail en 3D figurent dans le tableau (4.22).

Tableau 4.22 : Caractéristiques du maillage de couplage roue-rail en 3D

Nombre de degrés de liberté	136 977
Nombre de nœuds	6812
Nombre d'éléments	26828

4.3.2.3.1.1. Effet de la vitesse

Dans ce modèle du contact en 3D, on suppose : un contact ponctuel, une intensité de la charge dynamique verticale de (8KN), une vitesse imposée de (22,22 m/s), et une accélération verticale imposée est de (10 m/s²).

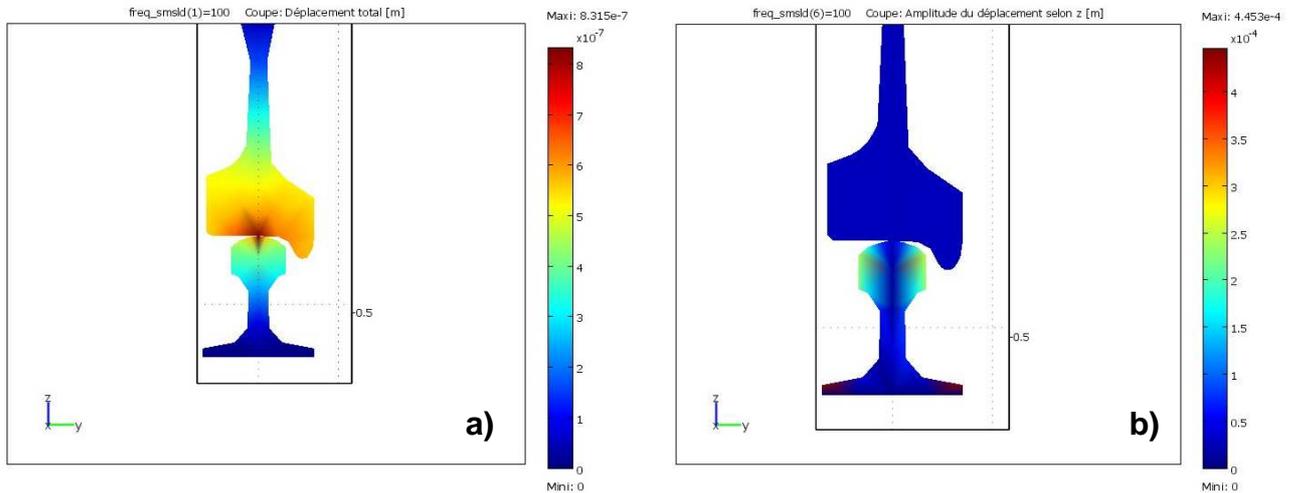


Figure 4.66 : a) Déplacement total ; b) Amplitude du déplacement selon Z, Pour $V=22\text{m/s}$

La figure (4.67) représente l'amplitude maximum du déplacement selon (Z) en fonction des fréquences d'excitation, et est relative aux nombreux exemples numériques effectués pour les mêmes conditions aux limites.

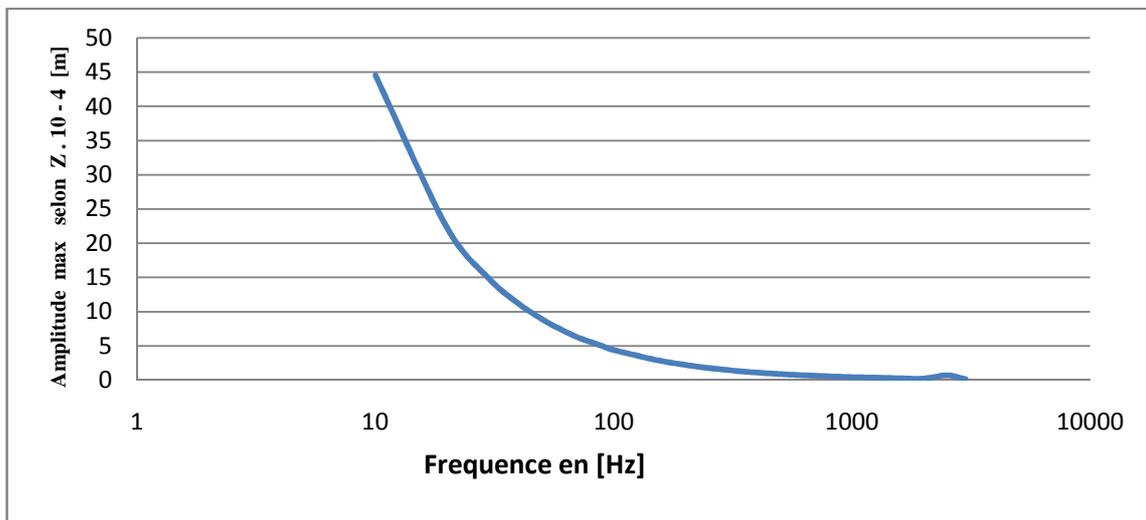


Figure 4.67 : Echelle logarithmique d'amplitude de déplacement selon Z en fonction de fréquences avec une accélération imposée selon Z

On remarque à partir de cette figure (4.67) que l'amplitude de déplacement est important pour les bases fréquences d'excitations.

Pour ce cas, on adapte les mêmes propriétés mécaniques du tableau (4.22), ainsi qu'une charge verticale harmonique d'intensité (8KN), et différentes vitesses imposées sur le couplage roue-rail.

La figure (4.68) représente l'amplitude du déplacement maximum selon (Z) en fonction de la vitesse, avec les résultats (amplitude du déplacement maximum en fonction de la vitesse) de Ho Chul Kwon [27] sous forme d'une courbe, et ce, presque pour les mêmes propriétés que celles-ci utilisées dans cette présente étude.

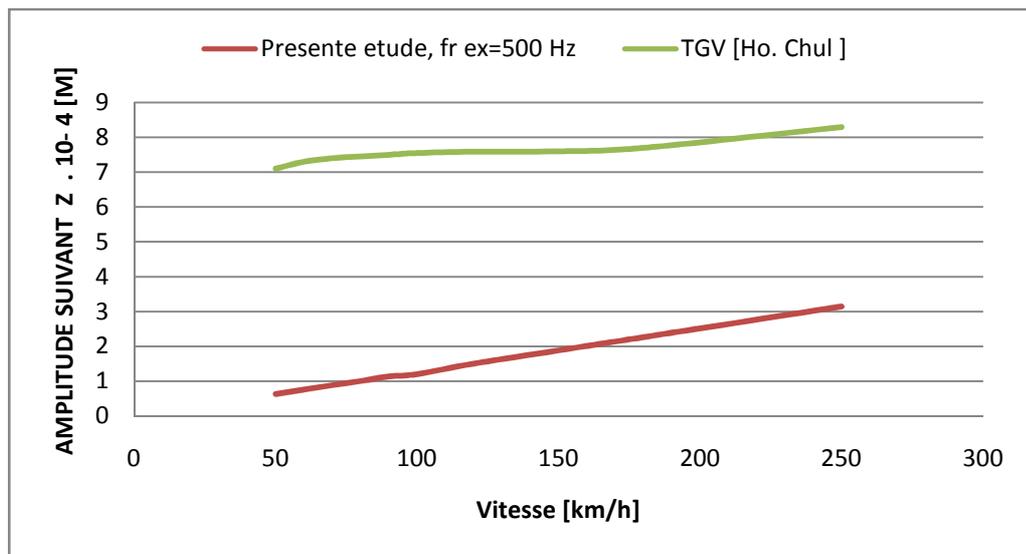


Figure 4.68 : Amplitude du déplacement maximum selon Z en fonction de la vitesse de roulement

On remarque que l'amplitude de déplacement maximum est proportionnelle aux vitesses de roulement imposées. La proportionnalité de ces résultantes est identique à celles de Ho.Chul.Kwon [27], et J. Alias [06].

Enfin on conclut que la vitesse de roulement et les charges dynamiques verticales influent négativement sur l'importance de l'amplitude de déplacements selon l'axe vertical (Z).

4.3.2.3.2. Réponse temporelle

4.3.2.3.2.1. Effet de la charge verticale

Pour les propriétés mécaniques du tableau (4.22) et mêmes conditions aux limites déclarées auparavant (§ 4.3.2.3.1) ; On applique une charge verticale de (8KN) au niveau du point de contact entre la roue et le rail. Les résultats temporelles obtenus sont indiqués dans les figures (4.69, 4.70, 4.71 et 4.72) en ci-dessus.

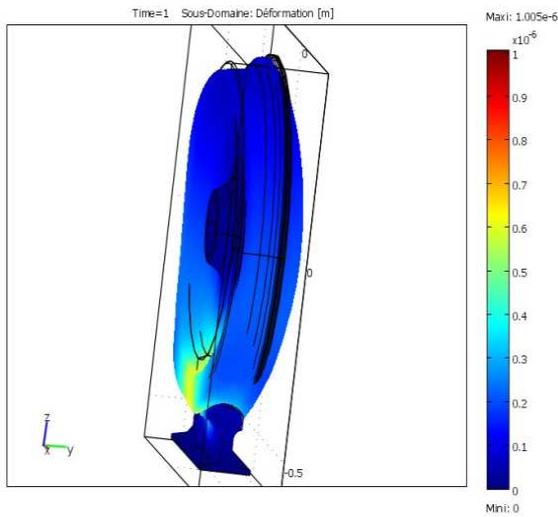


Figure 4.69 : Déformation du couplage roue-rail

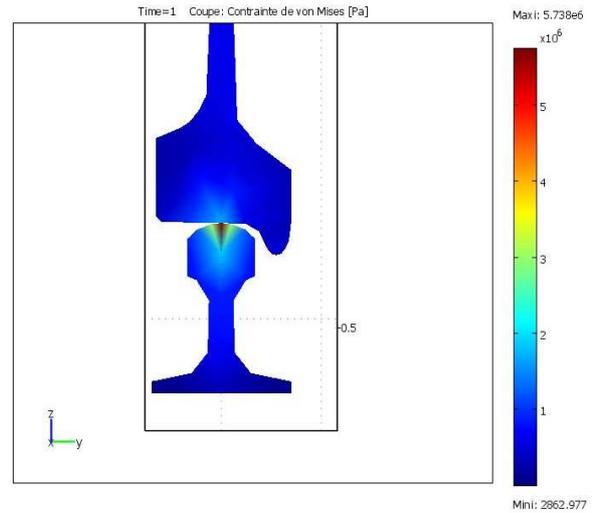


Figure 4.70 : Contrainte de Von Mises en coupe

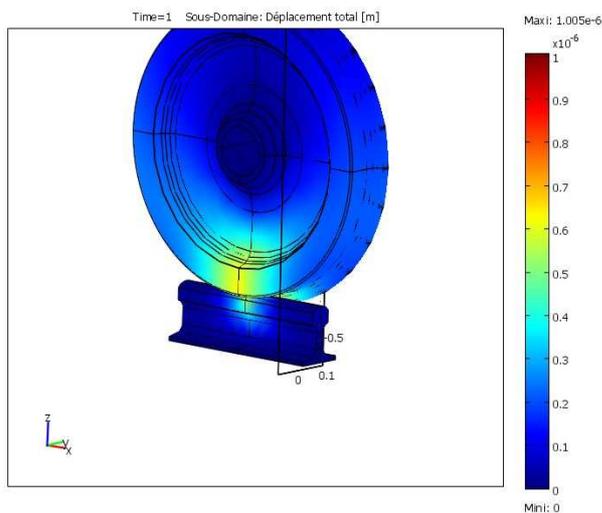


Figure 4.71 : Déplacement total du couplage roue-rail en 3D

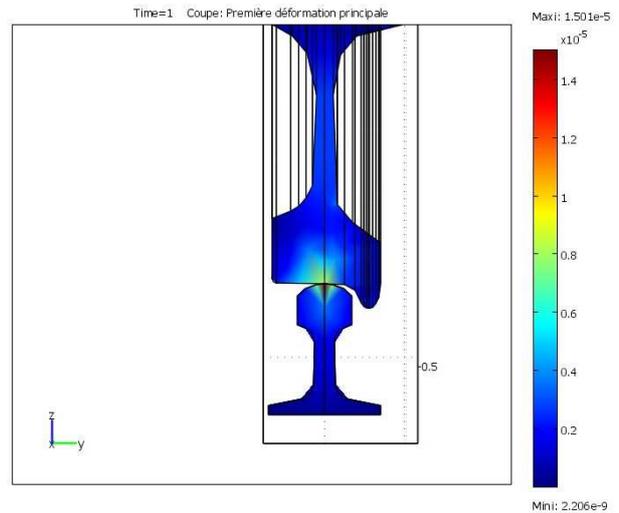


Figure 4.72 : Première déformation principale du couplage roue-rail

On remarque de figures (4.69, 4.70, 4.71 et 4.72) que le déplacement et contrainte maximums sont enregistrés au voisinage de la zone de contact. Le déplacement est de l'ordre de 10^{-6} [m], et la contrainte est de l'ordre de 5.10^6 Pa. De plus la déformation du couplage est localisée au niveau de point du contact.

Finalement, on conclut de cette étude temporelle du couplage roue-rail en 3D qu'il existe une influence considérable de la charge dynamique verticale sur le déplacement total du couplage roue-rail.

4.4. Commentaires

Il ressort des analyses modales effectuées sur la roue et rail en 2D et 3D que :

- En 2D, la roue seule vibre autour de la fréquence 565 Hz,
- En 2D, le rail seul vibre pour les hautes fréquences supérieures à 5000 Hz,
- Le couplage roue-rail en 2D vibre autour des fréquences supérieures à 1200 Hz,
- En modèle 3D, la roue seule vibre autour des intervalles fréquentiels situés entre 300 à 500 Hz et vibre aussi pour les fréquences supérieures à 1600 Hz,
- En modèle 3D, le rail seul vibre au voisinage de la fréquence de 500 Hz, et dans l'intervalle fréquentiel de 900 à 1050 Hz,
- Le couplage roue-rail en 3D vibre autour de fréquences 450 Hz, 900 Hz et 1050 Hz,
- Les fixations adéquates contribuent à l'atténuation des vibrations.

L'étude dynamique de la roue, du rail et du couplage roue-rail en 2D et 3D nous a permis d'extraire les constatations scientifiques suivantes:

- Les déplacements et contraintes enregistrés relativement aux basses fréquences sont importants que ceux enregistrés dans les hautes fréquences,
- Les déplacements horizontaux et transversaux (selon X et Y) sont négligeables devant les déplacements verticaux,
- L'importance des déplacements et contraintes de structures (roue, rail et couplage roue-rail) est proportionnelle avec l'importance, des charges dynamiques verticales, des accélérations, et des vitesses de roulement,
- Les déplacements enregistrés au niveau du rail sont plus importants que ceux enregistrés sur la roue,
- Les déplacements et contraintes maximums sont enregistrés au niveau de la zone de contact roue-rail,
- Les dimensions de la surface d'adhérence influent sur les caractéristiques de vibration (fréquences, déplacements, accélérations et contraintes).

Enfin, on conclut que les déplacements et les contraintes maximums sont enregistrés proche de la zone de contact. De plus, les efforts verticaux, la vitesse de roulement les dimensions géométriques de la superficie du contact, et les caractéristiques des matériaux du couplage roue-rail, influent sur l'importance des caractéristiques de vibrations (déformées, fréquences, déplacements, contraintes et accélérations), et génèrent aussi la fatigue, les modes de flexion et torsion des structures (roue et rail).

CONCLUSION

Dans notre étude de l'interaction roue-rail, nous avons effectué, en premier lieu, une recherche bibliographique dans laquelle nous avons présenté :

- La description des éléments de la voie ferrée et du véhicule,
- Les mécanismes de génération des bruits ferroviaires et les solutions possibles à leur atténuation,
- Les théories de contact structurel roue-rail,
- Des notions de base d'acoustique.

L'approche théorique montre que la masse du véhicule et de la voie, la rigidité de la plate-forme et les amortisseurs du tain influent sur les vibrations (fréquences et modes propres-résonance) et la stabilité de la voie ferrée et du véhicule.

Dans une deuxième phase, nous avons effectué des analyses modale et dynamique concernant la roue seule, le rail isolé et leur couplage. Ces études ont été menées numériquement suivant des modèles de simulation à deux et trois dimensions (2D et 3D). Dans ce cadre, nous avons exploité les performances du code de calculs par éléments finis : COMSOL-Multiphysics.

Parmi les résultats essentiels de l'analyse modale, il ressort que :

- La flexion transversale du rail engendre un écartement de la voie,
- La flexion verticale donne lieu à des vibrations et par conséquent peut causer la fatigue des organes de la voie,
- Les modes de torsion et de déformation ovale peuvent causer le déraillement de la roue d'une part et sa fatigue d'autre part.

L'analyse dynamique du couplage roue-rail montre que l'amplitude de déplacement maximum est remarquable au niveau du rail pour les bases fréquences. Les valeurs maximales de déplacements et contraintes apparaissent au voisinage de la zone de contact pour des fréquences supérieures à 50 Hz. De plus, le plus grand déplacement s'orient vers la direction des charges verticales, et celui-ci se propage proportionnellement avec l'importance des charges dynamiques verticales et des vitesses de roulement.

Le modèle dynamique du couplage roue-rail en 2D, montre que le cas de contact surfacique a moins d'importance que le cas ponctuel, ce qui signifie que les caractéristiques de vibrations (déplacements, accélérations et contraintes) sont

importants pour le cas du contact ponctuel que celui du contact surfacique.

D'ailleurs, on peut conclure que la nature des conditions aux limites et les chargements dynamiques du système d'oscillation influent sur les déplacements, les accélérations et les contraintes. Ceci montre le rôle des matériaux d'isolation (semelles ou selles de la voie), et des caractéristiques (hauteur, densité et rigidité) de la plate forme (couches et sous-couches) de la voie dans l'atténuation des vibrations engendrées par les contacts roue-rail.

Enfin, on peut récapituler que les propriétés mécaniques et les grandeurs physiques (masses et rigidités du rail de la voie ferrée), les sollicitations dynamiques (charges, vitesses et accélérations) et les dimensions de surface du contact influent négativement sur les caractéristiques vibratoires, en particulier l'importance des résultats modaux, fréquentiels, déplacements, accélérations, et contraintes.

Ces conséquences vibratoires influent, entre autres, sur le confort des passagers, sur l'environnement (pollution sonore) et sur la tenue (fatigue) des éléments de la voie ferrée et organes du train.

Les principales remarques qu'il est susceptible de formuler sont :

- Le cas du contact quasi-ponctuel est le plus favorable structurellement avec une limitation optimale des vitesses de roulement et des charges dynamiques verticales,
- Pour atténuer les vibrations de la voie, les rails doivent être soumis à de bonnes fixations et bonnes isolations par l'emploi de traverses, d'attaches élastiques et de semelles épaisses en matériaux composites par exemple,
- Pour les charges dynamiques verticales, les voitures des passagers peuvent être équipées de suspensions à double étage,
- Pour atténuer le bruit engendré par le rail, celui-ci peut être doté d'amortisseurs sous forme de bandes composites collées sur l'âme du rail,
- Un contrôle préventif périodique des éléments de la voie et du véhicule (en particulier les roues) est nécessaire pour éviter les dégâts dus à la fatigue de ces éléments.

Les résultats de cette étude, beaucoup plus qualitatifs que quantitatifs, ne suffisent pas à eux seuls pour caractériser de manière objective le couplage roue-rail. Aussi, nous proposons la poursuite de ce travail par la prise en compte de l'aspect acoustique de manière plus élargie et mener éventuellement des essais expérimentaux si les conditions et les moyens le permettent.

APPENDICES

A. NOMENCLATURES

Notations du chapitre 01

P_0 [Pa]	: Pression atmosphérique ; $P_0 = 1\text{bar} = 100000\text{ Pa}$
P_{eff} [Pa]	: Pression efficace (quadratique)
ρ_0 [kg/m ³]	: Densité (pour l'air $\rho_0 = 1,18\text{ kg/m}^3$)
Z_0 [N.s/m ³]	: Impédance de l'air
C_0 [m/s]	: Vitesse de propagation du son dans l'air
T [°]	: Température aux conditions climatique
a [μm/s ²]	: Amplitude d'accélération
I_{in} [W/m ²]	: Intensité d'énergie
d_{en} [J/m ³]	: Densité d'énergie
w_{ac} [W]	: Puissance acoustique
f_{re} [Hz]	: Fréquence
T_p [s]	: Période
(ω) [rad/s]	: Pulsation
(λ) [m]	: Longueurs d'onde
(k_{on}) [rad/m]	: Nombre d'onde
(L_p) [dB]	: Niveaux de pression acoustique
C_s [m/s]	: Vitesse de son
q_p [N/m ³]	: Source dipôle
Q_m [1/s ²]	: Source monopole

Notations du chapitre 02

$F_j(t)$ [N]	: Effort transmis par la roue
$V(t)$ [m.s ⁻¹]	: Vitesse linéaire du véhicule
$F_f(t)$ [N]	: Résistance à l'avancement (frottements propres)
t [s]	: Temps
M [Kg]	: Masse du véhicule
g [m.s ⁻²]	: Accélération de la pesanteur

$\alpha(t)$ [rd]	: Angle de la normale au plan de la voie avec la normale au plan horizontal
I_i	: Inertie des masses tournantes ramenées à l'essieu
$v_i(t)$: Vitesse tangentielle des roues de l'essieu, supposées identiques
r_i	: Rayon des roues de l'essieu
A [m^{-1}]	: Inverse du rayon du cylindre idéalisant le champignon du rail,
B [m^{-1}]	: Inverse du rayon du cylindre idéalisant la roue,
m et n	: Coefficients sans dimension dépendants de l'angle θ
K_{E1} , [$N^{-1}.m^2$]	: Constantes dépendant du module d'élasticité E
K_{E2} [$N^{-1}.m^2$]	: Constantes dépendant du module d'élasticité E
E	: Module de Young
$\mu_{p i}$: Coefficient de poisson
P [N]	: Force d'application d'un cylindre sur l'autre
S [m^2]	: Surface de l'ellipse, $S = \pi.a.b$
P_{max}	: Pression maximale
(δ)	: Rapprochement des deux cylindres,
k_p [$m \cdot N^{-\frac{2}{3}}$]	: Coefficient de proportionnalité.
r	: Coefficient sans dimension
q (N/m^2)	: Contrainte élémentaire tangentielle
$q'(x)$ [N/m^2]	: Contrainte élémentaire limite, fonction de l'abscisse x ,
P_0 [Pa]	: Pression maximale sur les génératrices en contact des deux cylindres,
μ_0	: Rapport entre l'effort transmis et la force verticale,
a [m]	: Demi-longueur du contact selon l'axe x ,
$q''(x)$ [N/m^2]	: Contrainte élémentaire limite en adhérence totale, fonction de l'abscisse,
c [m]	: Demi-longueur en adhérence totale selon x ,
d [m]	: Distance selon x : $d = a - c$
R_{Ett} [N]	: Effort total tangentiel transmis en statique.
F_{tr} [KN]	: Effort de traction
M_m [N.m]	: Couple à l'arbre moteur
M_e [N.m]	: Couple de la roue
k_G	: Rapport de Transmission
r_e [m]	: Rayon de la roue

η_G	: Rendement de la transmission
i	: Pente de roulement
F_c [N]	: Force de frottement supplémentaire dû aux passages en courbe
F_g [N]	: Force de frottement supplémentaire en tunnel
μ	: Coefficient de frottement
F_f [N]	: Module de la réaction tangentielle du rail sur la roue pendant la transmission de l'effort, dans le sens du déplacement.
Q [N]	: Module de la force normale au rail
P [N]	: Poids appliqué sur la roue, en statique
ΔQ [N]	: Report de poids dû au cabrage des suspensions primaires et secondaires
α (rd)	: Angle des normales au plan horizontal et au plan de pose de la voie
ΔV [m.s ⁻¹]	: Glissement absolu, positif en traction et négatif en freinage,
V_{roue} [m.s ⁻¹]	: Vitesse tangentielle périphérique de la bande de roulement de la roue par rapport au sol,
V_{essie} [m.s ⁻¹]	: Vitesse de l'essieu par rapport au sol
u	: Glissement relatif,
μ_{ad}	: Coefficients d'adhérence
μ_{gli}	: Coefficients de glissement

Notations du chapitre 03

M [N.m]	: Moment de flexion verticale
T [N]	: Effort tranchant
N [N/m ²]	: Module de la voie
E [N/m ²]	: Module de Young de l'acier à rail
I	: Inertie vertical du rail
Q [N]	: Charge concentrée
ω [rd/s]	: Pulsation
m_1 [kg]	: Masse fictive de la portion du rail, de traverse et de ballast
m_2 [kg]	: Masse nos suspendue de la roue
g [m.s ⁻²]	: Accélérateur de la pesanteur
k_1 [N/m]	: Elasticité de la roue
C_1 [N.s/m]	: Amortisseur visqueux de la roue

k_2 [N/m]	: Elasticité de la plate forme
C_2 [N.s/m]	: Amortisseur visqueux de la plate forme
x_1, x_2 [m]	: longueurs des ressorts
y [m]	: Déplacement représentant l'irrégularité du mouvement
$\varepsilon_1, \varepsilon_2$: Coefficient d'amortissement
μ_m	: Rapport de masses (m_2 par rapport au m_1)
H_1 et H_2	: Fonctions de transferts

Notations du chapitre 04

R_{in} [mm]	: Rayon intérieur de la roue
R_{ex} [mm]	: Rayon extérieur de la roue
w_{roue} [rd/s]	: Vitesse angulaire de la roue
v_{rail} [Km/h]	: Vitesse de déroulement du train
fr_{exi} [Hz]	: Fréquence d'excitation
F_y [N]	: Intensité de la force verticale en 2D
F_z [N]	: Intensité de la force verticale en 3D
(E) [Pa]	: Module de Young
(rho) [kg/m ³]	: Densité
(nu)	: Coefficient de Poisson
\varnothing_0	: Phase initiale

B. LISTE DES ABREVIATIONS

TGV : Train à grande vitesse,

UIC : Union international de chemine de fer

SNTF : Société nationale de transport ferroviaire

SNCF : Société nationale de chemin de fer française

LRS : Longue rail soudé.

BIBLIOGRAPHIE

01. Vu Hieu NGUYEN, Comportement dynamique de structures non linéaires soumises a des charges mobiles, THESE de Doctorat P 97, 98, 99 et 107, Ecole national des points et des chaussées, France 2002.
02. Virginie DELAVUD, Modélisation temporelle de l'interaction roue/rail, pour une application au bruit de roulement ferroviaire, Thèse de doctorat de l'Ensta mars 2011, Paris Tech France.
03. Pascal FODIMAN, Le bruit des infrastructures de transports ferroviaires ; nouvelles données et perspectives, SNCF-Direction de la Stratégie 34 rue du Commandant Mouchotte 75699 PARIS Cedex 14, Janvier 2004.
04. Marcelo AREIAS TRINDADE, contrôle hybride actif-passif des vibrations de structures par des matériaux Piézoélectriques et viscoélastiques: Poutres sandwich/multicouches intelligentes, Laboratoire de Mécanique des Structures et des Systèmes Couplés (LMSSC) du Conservatoire National des Arts et Métiers (CNAM), thèse doctorat, 2000 France.
05. Aurelien SAULOT, analyse tribologique du contact roue-rail modélisation et expérimentations, thèse doctorat institut national des sciences appliquées de Lyon, 2005.
06. Jean ALIAS, la voies ferrée, technique de construction et d'entretien, Edition EYROLLES et SNCF 1984 France.
07. Xavier QUOST, modélisation de l'effet du vent sur le train a grand vitesse; thèse doctorat, école centrale de Lyon, 2005.
08. TRANSURB CONSULT, voie ferrée, institut supérieur de formation ferroviaire en Algérie, cours à l'usage des technicien supérieur, tome1.
09. Pierre-Etienne GAUTIER, Problèmes actuels en mécanique dans le domaine ferroviaire, S NCF 2009.
10. Steven shea BLEAKLEY, time frequency analysis of railway wagon body acceleration for a low-power autonomous device, faculty of engineering and physical systems, central Queensland University, October 2006.
11. François DEMILLY, Directeur technique, Saint léger, France. 2006.

12. Rami HAMAM, Simulation de la propagation des fissures par fatigue dans les toiles des roues de train sous chargement à amplitude variable, thèse doctorat, ECOLE NORMALE SUPERIEURE DE CACHA, ENSC- France 2006
13. Jean-Marc ALLENBACH, technique ferroviaire, Laboratoire de Machines électriques, édition, France 2007.
14. Source notice technique (normes de maintenance) XV 141j n°1-SNTF.
15. LITEP – Laboratoire d'Intermodalité, des Transports et de Planification Cours Gestion de la maintenance des infrastructures ferroviaires –France, 2007.
16. Estelle BONGINI, Modèle acoustique global et synthèse sonore du bruit d'un véhicule: application aux véhicules ferroviaires, université e de Provence, thèse doctorat, France 2008.
17. Groupe de travail MONA-RONA-VONA – Synthèse finale des travaux (rapport SNCF RVA/LG/rout/c/970729, L.GUCCIA, 1997.
18. OF WHAT Project – Final Report, ERRI RP 22/84231151, 1993.
19. Pascal FODIMAN, Le bruit des infrastructures de transports ferroviaires : nouvelles données et perspectives, SNCF – Direction de la Stratégie 34 rue du Commandant Mouchotte 75699 PARIS Cedex 14.
20. Hicham ABO SHIGHIBA, étude de l'effet de l'absorption de la chaussée dans un modèle de rayonnement pneumatique/chaussée, Blida 2007.
21. MARCEL VAL Aide mémoire, acoustique appliquée © Dunod, paris 2002.
22. Daniel ROYER et Eugène DIEULESAINT, Acoustique Propagation dans un solide ©Techniques de l'Ingénieur, traité Sciences fondamentales, AF 3 814.
23. Emmanuelle GUIBERT, Cours d'Acoustique, Introduction à l'Acoustique, Techniciens Supérieurs Son 1ère année, Studio M – Marseille 2006-2007
24. Daniel ROYER; Acoustique ; Équations générales, Technique de l'ingénieur, AF 3 810.
25. Eugène DIEULESAINT, Acoustique, Propagation dans un fluide; © Techniques de l'Ingénieur, traité Sciences fondamentales, AF 3 812.
26. Malcolm J. Crocker, HANDBOOK OF NOISE AND VIBRATION CONTROL, Copyright © 2007 John Wiley & Sons, Inc.
27. Acoustics user's guide, Comsol Multiphysics, version 3.3a; Copyright © 2006 BY COMSOL AB.

28. Jean Claude PASCAL, vibration et acoustique, ENSIM université du Maine 2007, France.
29. Ho Chul KWON, vibration contrôl of bridges under moving loads, department of civil engineering, korea advanced institute of science and technology, Taejon 305-701, December 1996 korea.
30. Conception et construction des appareils de voie, document SNTF,Algérie 2000.
31. R. Ford and D.J. Thompson, Institute of Sound & Vibration Research, ISVR Technical Memorandum No. 907, April 2003.
32. M. SEBES, Application de la méthode semi-Hertzienne pour la simulation du passage d'un TGV dans un appareil de voie, INRETS LTN, 2 av, du Gal Malleret-Joinville, 94114 Arcueil Cedex, 18ème Congrès Français de Mécanique, Grenoble, 27-31 août 200.
33. J-CLAUDE ALACOQUE ET P.CHAPAS Transport ferroviaire : gestion de l'adhérence : Ingénieur Supélec R68, Ingénieur automaticien à ALSTOM Transport - Systèmes Electroniques, de Villeurbanne Senior expert en systèmes de traction ferroviaire Et Ingénieur DPE- 1977.
34. ARMSTRONG-HELOUVRY (B.), DUPONT (P.) et CANUDAS de WIT (C) - A survey of models, analysis tools and compensation methods for the control of machines with friction. Automatica 30, n°7, p. 1083 -1138, Pergamon Elsevier sc1994.
35. Kuss FRANÇOIS, méthodes duales pour les, Problème de contact avec frottement, Laboratoire de mécanique et d'Acoustique, Université de Provence, 2008.
36. Ali Al Shaer, Analyse des déformations permanentes des voies ferrées ballastées - approche dynamique, thèse doctorat.
37. D.J. THOMPSON. Railway noise and vibration: mechanisms, modelling and means of control. Elsevier, 2009.
38. CADECAM département, Comsol Multiphysics, MECA-H-501 – Composants, microtechniques.
39. Modélisation des véhicules étendus par des sources sonores ponctuelles, centre d'Études sur les réseaux, les transports, l'urbanisme et les constructions publiques 9, rue Juliette Récamier, lyon , Certu – mars 2009 –France.