

Simulation numérique du contact roue/rail

Effet de la plasticité sur la réponse cyclique du rail

L. SAINT-AIMÉ^{a,b,c*}, E. CHARKALUK^d, P. DUFRÉNOY^{b,c}

a. IRT RAILENIUM, F-59300, Famars, France

b. Laboratoire de Mécanique de Lille, FRE 3723, F-59000 Lille, France

c. Université Lille Nord de France, F-59000 Lille, France

d. Laboratoire de Mécanique des Solides, UMR 7649 CNRS, Ecole polytechnique, F-91128 Palaiseau, France

*email : loic.saintaime@gmail.com

Résumé :

Ce travail présente une analyse de l'écrouissage cyclique du rail sous l'effet de passages répétés de roues ferroviaires. Un modèle 3D éléments finis du contact roue/rail en courbe a été développé pour reproduire les mécanismes d'amorçage des fissures "Head Check". Ce modèle, sert de référence dans une procédure de calcul qui permet de réaliser en séquentiel la sollicitation répétée du contact roue/rail. Un comportement élasto-plastique à écrouissage cyclique est attribué au rail. Cette modélisation a permis d'analyser l'influence de la plasticité sur la distribution de la pression de contact et sur les champs mécaniques résiduels au sein du rail au cours du chargement cyclique. Il ainsi est montré que l'actualisation du contact au cours des chargements répétés est du premier ordre. De plus les résultats sont en adéquation avec des relevés expérimentaux.

Abstract :

This work presents an analysis of rail cyclic hardening under repeated rolling contact of wheels. A 3D curved track wheel/rail rolling contact FE model is developed to reproduce the cracks initiation mechanisms of Head Check. This model is used as a reference in a calculation procedure whose the main function is to sequentially perform repeated wheel/rail rolling contact loading. An elastoplastic behavior with cyclic hardening is attributed to the rail. Hence it possible to analyze the influence of plasticity on contact pressure distribution and on the associated residual mechanical fields within the rail during cyclic loading. It is shown that updating of contact conditions during repeated loadings is of the first order. Moreover, results are in line with experimental observations.

Mots clefs : Contact roue/rail, éléments finis, fissures, pression de contact, écrouissage cyclique, plasticité

1 Introduction

Le transport ferroviaire constitue actuellement l'un des moyens les plus importants et les plus performants du transport terrestre de passagers et de marchandises. Il s'est produit une augmentation régulière des charges et du trafic que les voies de chemins de fer doivent supporter, accompagnée d'augmentations de vitesses des trains. En conséquence, les rails et les roues sont fréquemment appelés à supporter des sollicitations de service plus sévères que celles relatives à leur conception originale, ceci engendre des problèmes d'usure et de fatigue de contact de roulement (FCR) qui risquent de diminuer la durée de vie de ces composants ferroviaires. Différents types d'avaries sur rail peuvent être causés par le phénomène de FCR. La particularité de ces défauts est principalement liée au positionnement relatif des roues sur le rail, aux conditions de contact et aux contraintes mécaniques engendrées sur le rail. Les défauts de type *Squat* et *Head Check*, qui se développent respectivement sur des voies en alignement et en courbe large, sont les plus fréquents. En l'occurrence, le Head Check est ici l'objet de notre étude.

Le défaut de Head Check est un défaut observé sur le congé actif du rail (*gauge corner*), en général, sur la file haute des voies en courbes aux rayons inférieurs à 2000 m. Il se présente d'abord sous forme d'un réseau de fissures parallèles espacées de 1 mm jusqu'à quelques centimètres et orientées à environ 45° dans la direction de traction de la roue (cf. Figure 1b). Ce défaut est causé par l'accumulation de la déformation plastique sur le rail due principalement aux contraintes de cisaillement de surface élevées. Selon Dollevoet [1], ces contraintes extrêmes et particulièrement localisées sont le résultat d'un coefficient de frottement élevé ($\mu > 0,3$) et du glissement partiel dans le contact roue/rail induisant des efforts tangentiels élevés. La propagation de ces fissures en profondeur entraîne l'écaillage du congé et/ou la propagation des défauts en sous-surface pouvant mener à la rupture transverse du rail (cf. Figure 1c).

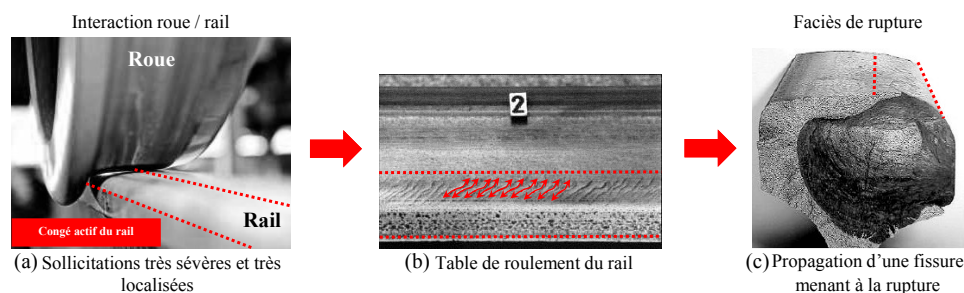


FIGURE 1 – Problématique du Head Check : (a) conditions de contact, (b) Fissures Head Check sur le congé du rail, (c) Faciès de rupture dû au Head Check.

La compréhension du développement du Head Check n'est pas tout à fait acquise. Néanmoins, de nombreux paramètres ont pu être identifiés comme étant critiques pour la tenue en fatigue du rail. L'écroutissage cyclique des matériaux et la déformation plastique associée figurent comme étant des facteurs prépondérants. En effet, lorsque les contraintes au contact viennent à dépasser une certaine limite, la déformation plastique et des contraintes résiduelles s'établissent. Ceci a pour effet d'engendrer en proche surface des évolutions microstructurales qui favorisent l'amorçage de fissures. Ainsi, une analyse précise des états de contrainte successifs aux passages de roue est primordiale pour une meilleure compréhension des mécanismes d'endommagement du rail. Un modèle éléments finis 3D du contact roue/rail a été développé pour le calcul de pression de contact pour une configuration de voie en courbe. De plus, une stratégie pour modéliser la sollicitation cyclique du rail a été mise en place. Cette dernière consiste à

simuler des passages répétés de roue tout en actualisant les géométries des structures en contact. Dans ce cadre, nous nous sommes fixés comme objectif la mise en évidence de l'effet de la plasticité sur la distribution des champs de contraintes en surface pour en déduire les champs mécaniques résiduels se développant au sein du rail.

2 Description du modèle EF 3D du contact roue/rail

Deux types d'approches sont généralement utilisées pour résoudre le problème du contact roue/rail: les modèles analytiques et les modèles par la méthode des éléments finis. Les approches analytiques sont fondés sur l'hypothèse de modèles de comportement matériaux purement élastiques. Ces dernières sont connues pour leur simplicité de mise en œuvre et ainsi que pour leur rapidité d'exécution. Cependant, le principal défaut de ces modèles est leur incapacité à prendre en compte l'effet de la plasticité au contact. Pour pallier ce défaut de précision, des analyses élasto-plastiques du contact roue-rail ont été menées en utilisant la méthode des éléments finis. On peut citer notamment les études de Ringsberg et al. [2, 3, 4], Jiang et al. [5], Wen et al. [6] pour qui l'objectif principal était de pouvoir estimer la déformation plastique et l'évolution des contraintes résiduelles sous l'effet de la sollicitation du contact roulant. Par ailleurs, Dang Van et al. [7, 8, 9] ont développés des outils numériques visant à déterminer l'état élasto-plastique asymptotique du rail en considérant la sollicitation de contact comme étant périodique. Pour toutes ces approches, des solutions de contact élastique étaient utilisées en tant que chargement mobile pour la sollicitation cyclique du rail. Bien que le comportement élasto-plastique du rail soit défini selon un modèle à écrouissage cyclique, la prédiction de l'état asymptotique peut être biaisée puisque le chargement appliqué, issu d'un calcul élastique, est généralement surestimé. Il est généralement admis que sous l'effet de la déformation plastique la surface de contact augmentent au fil des passages de roue tout en induisant la diminution des niveaux de contraintes en surface. C'est pourquoi la fonction principale du modèle que nous présentons ici est la détermination de champs de pression de contact en prenant en compte la plasticité.

Dans le cas des voies en courbe, le déport de l'essieu entraîné par l'effort centrifuge dirigé vers l'extérieur du virage implique le contact entre le congé actif du rail et le raccord du boudin de la roue. En vue de la géométrie des surfaces en contact, la zone d'interaction est donc très réduite. Pour réduire au mieux les temps de calcul, il convient donc de procéder à des réductions géométriques visant à prioriser les zones potentiellement affectées par la sollicitation. La Figure 2 présente la définition et le paramétrage du modèle. La géométrie du rail a été restreinte au quart du champignon du rail d'une longueur de 80 mm tandis que celle de la roue correspond à un secteur de 10° de la jante de la roue. Sur la Figure 2b est représenté le paramétrage du modèle. Un point de référence, situé en lieu et place du moyeu de la roue, est défini pour assurer le pilotage de cette dernière. Ce point, lié rigidement à la face supérieure de la jante, est alors utilisé pour appliquer des conditions limites et chargements. Concernant le rail, des conditions de symétrie sont appliquées sur les plans de coupes transverses et longitudinale. Sur ces surfaces libres, les déplacements des nœuds sont restreints sur les directions latérales et longitudinales du rail (respectivement \vec{y} et \vec{z} sur la Figure 2b). Quant à la face inférieure, elle est bloquée suivant \vec{x} , la direction normale à la table de roulement du rail. Finalement, le passage d'une roue s'effectue en quatre étapes. La première correspond à une étape d'initialisation visant à établir le contact pour une position latérale de la roue considérée. Il s'en suit une mise en charge statique via des efforts ponctuels appliqués au point de référence. Une fois que le contact et la charge statique établis, une vitesse de rotation est également appliquée au niveau du moyeu et par adhésion, la roue est entraînée en roulement.

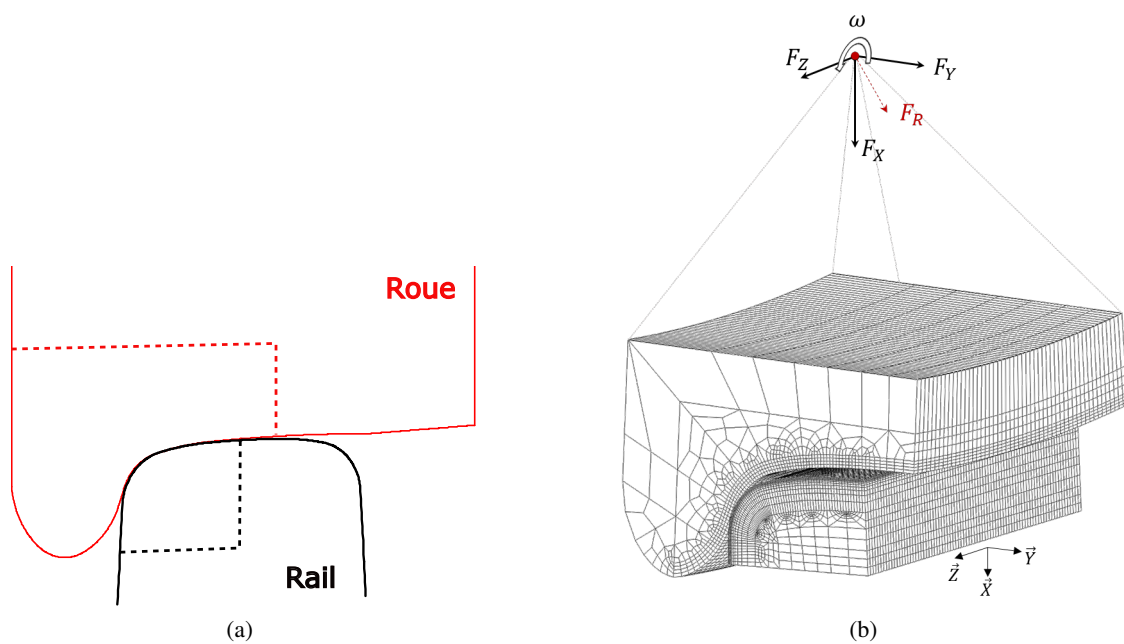


FIGURE 2 – (a) Définition géométrique et (b) paramétrage du modèle.

3 Modélisation de la sollicitation cyclique du rail

3.1 Stratégie de simulation du chargement cyclique

Sous l'effet des passages de roue répétés, la surface du rail est sujette à de la déformation plastique qui engendre l'élargissement de l'empreinte du contact. Cela a pour effet d'engendrer une redistribution des contraintes en surface liée à l'évolution géométrique du rail. Pour reproduire cet effet, une stratégie de simulation illustrée sur la Figure 3 a été mise en place. Il s'agit en effet d'un script qui a pour fonction principale la gestion de l'exécution séquentielle du modèle décrit précédemment. Pour assurer la continuité de la réponse cyclique du rail, les champs des déformations plastiques, des contraintes résiduelles et des variables d'érouissages sont projetés cycle après cycle. Ainsi, en fonction de l'érouissage du rail, son profil géométrique est actualisé à l'issue de chaque cycle directement au niveau de la définition des coordonnées des nœuds du maillage.

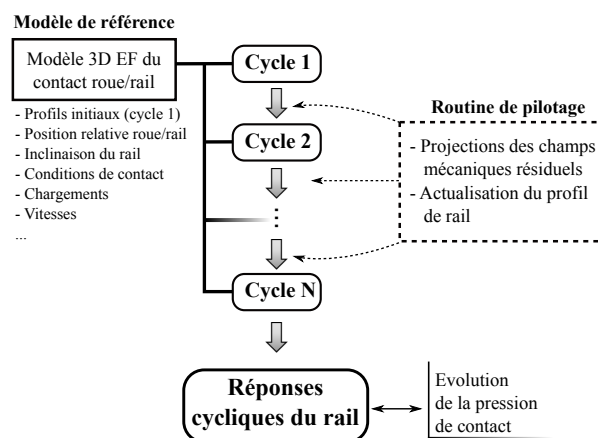


FIGURE 3 – Procédure de calcul pour la sollicitation cyclique du rail.

3.2 Lois de comportement des matériaux

Dans le cas de matériels roulants ferroviaires, les lois de comportement fréquemment utilisées pour la caractérisation des matériaux sont des modèles à écrouissage cyclique tels que ceux proposés par Chaboche [10] ou Jiang et al. [11, 12]. Bien que la roue subisse également de la déformation plastique, nous nous intéressons ici uniquement à la description du comportement élasto-plastique du rail. C'est la raison pour laquelle un comportement purement élastique a été retenue pour la roue. Concernant le rail, nous avons opté pour la loi proposée par Chaboche [10] qui couple les formulations d'un écrouissage isotrope et cinématique. L'efficacité de ce modèle pour la modélisation de réponses cycliques multi-axiales lui est attribuée par sa formulation de l'écrouissage cinématique non-linéaire. En effet, Chaboche a proposé une approche bien adaptée aux comportements d'acier à rail par la décomposition de la variable d'écrouissage cinématique (back stress) en un certain nombre arbitraire de composantes. Ce découplage possède un sens physique puisqu'il est bien connu que plusieurs mécanismes d'écrouissage s'activent et interagissent selon différents niveaux. Les matériaux qui ont fait l'objet de notre étude sont les nuances d'acier de rail R260 et de roue ER7 (conformément aux normes EN 13674-1 et EN 13262 respectivement). Les paramètres des matériaux sont tirés de la littérature. Ils sont listés dans le tableau ci-dessous.

TABLE 1 – Paramètres des matériaux

Roue (ER7)			Rail (R260)		
Langueh et al.[13]			Schleiner et al.[14]		
-	-	-	Q_∞	-189	MPa
-	-	-	b_m	500	-
-	-	-	C_1	24.7	GPa
-	-	-	C_2	60	GPa
-	-	-	C_3	200	GPa
-	-	-	γ_1	12	-
-	-	-	γ_2	24	-
-	-	-	γ_3	24	-
σ_y	-	MPa	σ_y	379	MPa
E	205	GPa	E	11	GPa
ν	0.3	-	ν	0.3	-

4 Résultats et discussions

Récemment, dans le cadre du projet CERVIFER, Dylewski [15] a mené des études de caractérisation du défaut du Head Check sur le réseau RER de la RATP. L'idée étant d'analyser l'endommagement par fatigue du rail à différents stades de sa durée de vie. Les prélèvements d'échantillons ont été effectués sur un tronçon de voie particulier pour lequel les conditions de circulation et le tonnage sont connus. Ces paramètres sont listés dans le Tableau 2. Ils servent de données d'entrée pour la simulation. Ce qui nous permet alors de confronter nos résultats aux retours d'expérience. À noter que les charges correspondent à des valeurs nominales pour une charge à l'essieu de 20 t. Dans notre cas, elles seront reportées ponctuellement et maintenues constantes au point de référence assimilé au moyeu de la roue, comme illustré à la Figure 2b.

TABLE 2 – Données d'entrée pour la simulation de 40 passages de roue

Conditions de circulation	Vitesse (Km/h)	80
	Position latérale essieu, Δ_y	6 mm
Matériel roulant	Véhicule	Mi2N
Roue	Profil	S1002
Rail	Profil	60E1
	Inclinaison	1/20 ^e
Chargement	Charge normale	101 kN
	Charge latérale	-7.7 kN
	Charge longitudinale	16.8 kN
Adhérence	coefficient de frottement μ	0,3

4.1 Ecrouissage cyclique du rail

La procédure de calcul cyclique (cf. Figure 3) a été utilisée pour effectuer un nombre arbitraire de 40 passages de roue. Les distributions de la déformation plastique équivalente de Von Mises, pour le premier et quarantième passage de roue, sont représentées sur un tronçon du rail à la Figure 4. Dès le premier cycle, on observe un écoulement plastique en deux zones. Ces zones particulières correspondent à des lieux de variation de rayon sur le profil du rail. La zone située sur la table de roulement correspond à la limite entre les rayons standards de 300 mm et 80 mm tandis que pour la deuxième zone, il s'agit de la transition des rayons de 80 mm et 13 mm. Cette dernière, sur laquelle le rayon de courbure du rail est le plus faible, est située là où la déformation plastique équivalente est maximale et où les fissures de Head Check sont généralement observées. Pour le quarantième cycle, on s'aperçoit que la déformation plastique s'est intensifiée avec un niveau maximale 10 fois supérieur à celui du cycle 1. De plus, les zones impactées sont d'autant plus importantes. En effet, sur la zone de transition des rayons 300/80 mm, l'écoulement plastique a évolué de façon bilatérale en surface et dans le sens de la profondeur. À la jonction des rayons 80/13 mm, la valeur maximale de déformation ne s'est pas déplacée. Cependant, la zone impactée tend vers la joue active du rail.

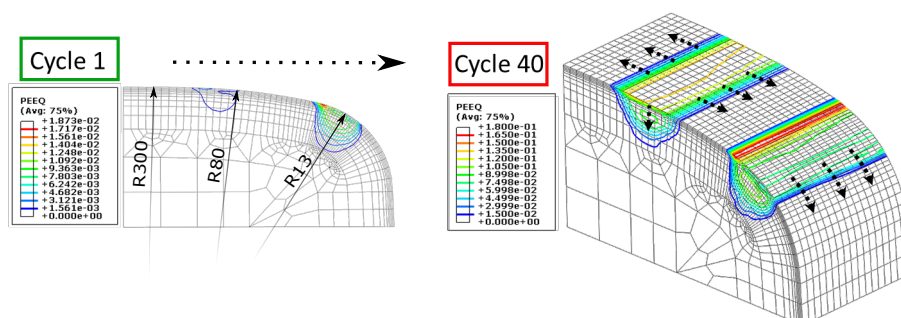


FIGURE 4 – Distribution de la déformation plastique équivalente de Von Mises.

Ces résultats corroborent qualitativement les observations expérimentales de [16] présentées sur la Figure 5. Il s'agit en effet de mesures de profils de rail effectuées à différents stades d'exploitation (Tonnage en *Million Gross Tons*). On peut effectivement observer que sur la transition des rayons 300/80 mm (5b) que le profil de rail s'est affaissé alors que du côté du congé, l'écoulement plastique est principalement latérale en direction de la joue active.

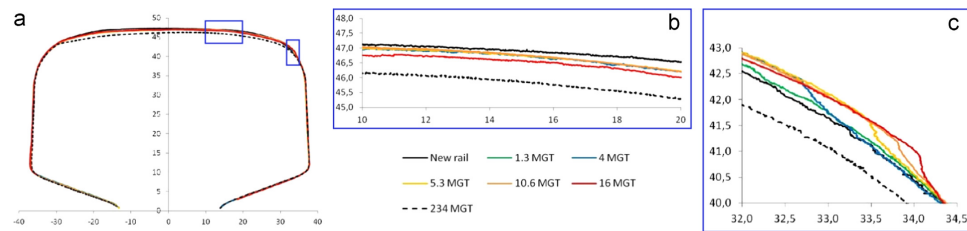


FIGURE 5 – Evolution du profil de rail avec l'accumulation du tonnage, Dylewski [16].

4.2 Évolution de la pression de contact

On a pu voir précédemment que l'écoulement plastique en surface évolue principalement suivant la direction latérale du rail au fur et à mesure des cycles de charges appliqués. Ceci semble indiquer que la conformité entre la roue et le rail augmente avec l'accumulation de la déformation plastique. Pour vérifier cet effet, les distributions de pression de contact maximale suivant la direction latérale pour chaque cycle sont présentées sur la Figure 6. Comme ce à quoi l'on pourrait s'attendre, en vue des précédentes observations, on distingue les mêmes zones sur lesquelles les contraintes sont les plus importantes et particulièrement celle du congé qui affiche une valeur de $P_{max} = 1096$ MPa au premier cycle. Il est important de noter ici que la localisation de ce pic correspond exactement au point où la déformation plastique équivalente est maximale en surface. Pour les cycles suivants, ce niveau maximal de pression s'est vu diminué d'environ 30%. Par ailleurs, on aperçoit sur la Figure 6b une redistribution de la pression avec un champ qui tend à être constant selon la direction latérale. En effet, la répartition de la charge tend à s'équilibrer entre les deux zones de contact. On remarque aussi qu'un second pic est apparu sur la partie centrale du congé actif. Un lien peut être effectué avec la Figure 5c qui montre l'apparition progressive d'un bourrelet au niveau du congé pouvant être responsable d'une singularité géométrique à l'origine de concentrations de contraintes.

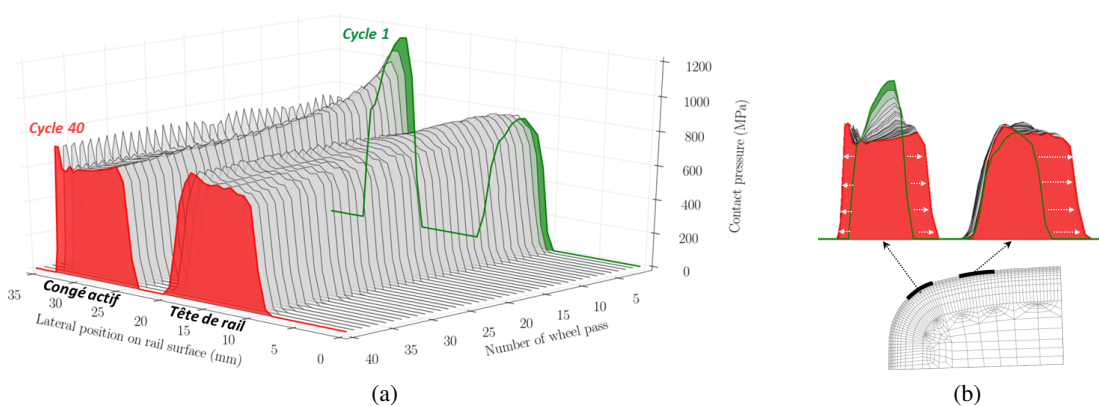


FIGURE 6 – Evolution des champs de pression de contact durant 40 passages de roue.

À ce stade, l'évolution des champs de pression montre clairement que les surfaces de contact se sont agrandies confirmant ainsi l'augmentation de la conformité au contact avec la déformation plastique cumulée du rail. Dans la section suivante, il est question de quantifier l'impact de la redistribution des contraintes en surfaces sur les réponses cycliques du rail. On s'intéressera particulièrement au point où la déformation plastique équivalente est maximale positionné sur la zone potentielle d'amorçage des fissures du Head Check, la zone de transition des rayons 80/13 mm.

4.3 Réponses cycliques sur la zone potentielle d'amorçage du Head Check

Sur la Figure 7 sont représentées les boucles d'hystérésis contrainte-déformation extraites au point matériel où la déformation plastique équivalente est maximale. Une attention particulière a été portée sur les composantes de contrainte et déformation suivants les directions normale \vec{x} et longitudinale \vec{z} puisque ces dernières correspondent aux principaux axes de sollicitation, i.e. composantes normale et longitudinale des charges ponctuelles appliquées au moyeu de la roue. De plus, la réponse en cisaillement selon le plan longitudinal du rail a également été considérée car elle est supposée comme étant à l'origine de l'amorçage de fissures. Le premier constat que l'on peut faire est que suivant les trois composantes considérées un état stabilisé du matériau est atteint. Selon la composante normale (Figure 7a), Le point matériel subit des déformations plastiques durant quelques cycles puis à son état stabilisé ce dernier présente un comportement d'adaptation élastique. Tandis que pour les deux autres composantes (Figures 7b et 7c) la réponse aboutit en une boucle fermée et stabilisée sans une nette évolution de la déformation plastique correspondant à l'accommodation plastique. Un tel comportement peut mener de façon inopinée à l'amorçage de fissures.

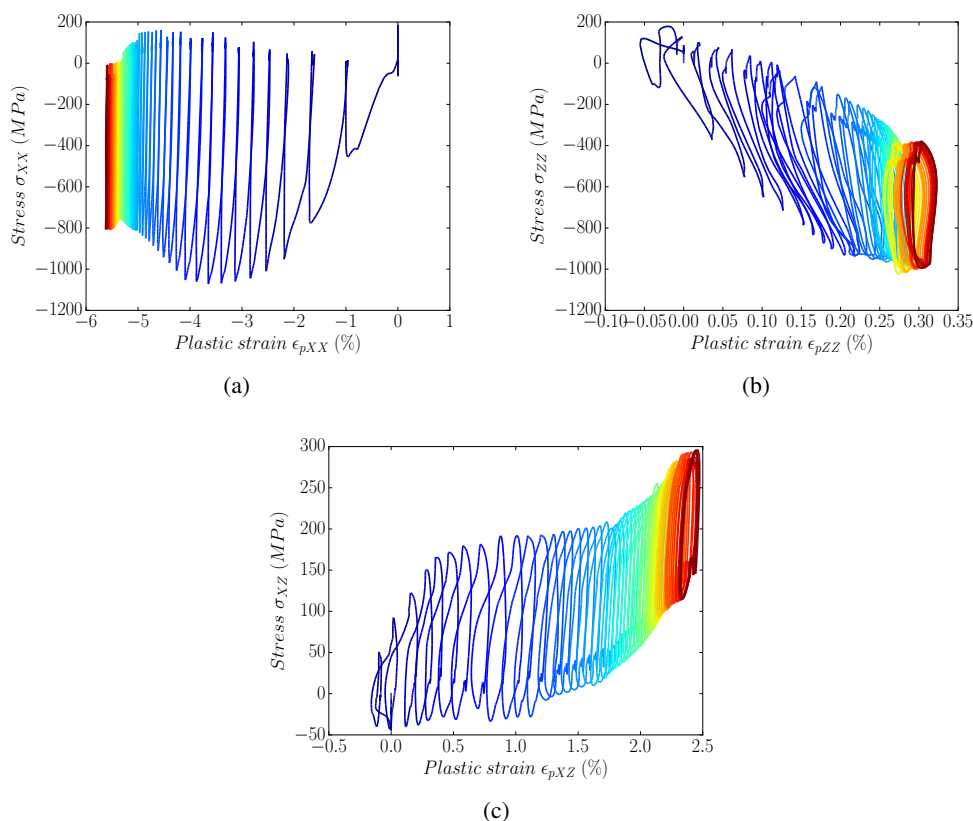


FIGURE 7 – Boucles contrainte-déformation plastique au point matériel le plus sollicitée en surface, (a) Composantes de la direction normale du rail, (b) Composantes de la direction longitudinale du rail et (c) Composantes du cisaillement orthogonal.

Une autre particularité de ces résultats concerne l'évolution de l'amplitude des contraintes. Cet effet est clairement perceptible sur la Figure 7a où l'amplitude varie fortement. Ceci est dû au fait qu'au point observé le niveau de pression de contact chute considérablement. C'est d'ailleurs cette sollicitation d'amplitude variable qui favorise en ce point l'atteinte d'états stabilisés. C'est aussi ceci qui explique

le fait que la zone où la déformation plastique est la plus élevée soit restée inchangée dès les premiers cycles puisque les contraintes réparties en surface ne surpassent pas la limite élastique pour les cycles restants.

5 Conclusion

Les résultats présentés dans cette article confortent sur le fait que la stratégie développée est un outil prometteur pour la simulation 3D de la fatigue du contact roue/rail. Le modèle permet effectivement de reproduire le chargement multi-axial du contact roue/rail et de mettre en évidence le fait que la plasticité cyclique joue un rôle prépondérant pour l'amorçage du Head Check. L'actualisation des géométries pour la résolution du contact au cours des chargements répétés est primordial. En effet, l'évolution du profil de rail sous l'effet de la plasticité engendre l'augmentation de la conformité au contact et par conséquent l'atténuation des champs de contraintes en surface. Cela a des répercussions sur la réponse cyclique du rail puisque l'atteinte de cycles accommodés est favorisée au niveau des zones potentielles d'amorçage de fissures. Nous avons pu montrer que nos résultats sont concordants avec l'expérience. Par la suite, il serait intéressant d'implémenter dans notre procédure de calcul des profils de rails usés (mésurés en exploitation) pour analyser les pressions de contact et les champs mécaniques résiduels associés. Il serait alors possible de jauger l'effet bénéfique ou non de l'usure sur l'endommagement par fatigue du rail.

Références

- [1] R. Dollevoet. *Design of an Anti Head Check profile based on stress relief*. PhD thesis, University of Twente, Enschede, 2010.
- [2] J.W. Ringsberg, H. Bjarnehed, A. Johansson, and B.L. Josefson. Rolling contact fatigue of rails—finite element modelling of residual stresses, strains and crack initiation. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F : Journal of Rail and Rapid Transit*, 214(1) :7–19, 2000.
- [3] J.W. Ringsberg. Life prediction of rolling contact fatigue crack initiation. *International Journal of fatigue*, 23(7) :575–586, 2001.
- [4] J.W. Ringsberg and T. Lindbäck. Rolling contact fatigue analysis of rails including numerical simulations of the rail manufacturing process and repeated wheel-rail contact loads. *International Journal of fatigue*, 25(6) :547–558, 2003.
- [5] Y. Jiang, B. Xu, and H. Sehitoglu. Three-dimensional elastic-plastic stress analysis of rolling contact. *TRANSACTIONS-AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS JOURNAL OF TRIBOLOGY*, 124(4) :699–708, 2002.
- [6] Z. Wen, L. Wu, W. Li, X. Jin, and M. Zhu. Three-dimensional elastic–plastic stress analysis of wheel–rail rolling contact. *Wear*, 271(1) :426–436, 2011.
- [7] K. Dang Van and M.H. Maitournam. Steady-state flow in classical elastoplasticity : applications to repeated rolling and sliding contact. *Journal of the Mechanics and Physics of Solids*, 41(11) :1691–1710, 1993.
- [8] K. Dang Van, M.H. Maitournam, and B. Prasil. Elastoplastic analysis of repeated moving contact application to railways damage phenomena. *Wear*, 196(1-2) :77–81, 1996.
- [9] K. Dang Van, M.H. Maitournam, Z. Moumni, and F. Roger. A comprehensive approach for modeling fatigue and fracture of rails. *Engineering Fracture Mechanics*, 76(17) :2626–2636, 2009.

- [10] J.-L. Chaboche. Constitutive equations for cyclic plasticity and cyclic viscoplasticity. *International journal of plasticity*, 5(3) :247–302, 1989.
- [11] Y. Jiang and H. Sehitoglu. Modeling of cyclic ratchetting plasticity, part i : development of constitutive relations. *TRANSACTIONS-AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS JOURNAL OF APPLIED MECHANICS*, 63 :720–725, 1996.
- [12] Y. Jiang and H. Sehitoglu. Modeling of cyclic ratchetting plasticity, part ii : comparison of model simulations with experiments. *TRANSACTIONS-AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS JOURNAL OF APPLIED MECHANICS*, 63 :726–735, 1996.
- [13] A. Langueh, J.-F. Brunel, E. Charkaluk, P. Dufrenoy, and F. Demilly. Influence of the steel grades on rolling contact fatigue of railway wheels. *Procedia Engineering*, 10 :2627–2632, 2011.
- [14] G. Schleinzer and F.D. Fischer. Residual stress formation during the roller straightening of railway rails. *International Journal of Mechanical Sciences*, 43(10) :2281–2295, 2001.
- [15] B. Dylewski. *Caractérisation expérimentale multi-échelles et multi-techniques du rail prélevé en service - De la déformation plastique sévère et des évolutions de microstructure à l'amorçage de fissures par Fatigue de Contact de Roulement*. PhD thesis, Université Technologique de Compiègne (UTC), 2016.
- [16] D. Dylewski, S. Bouvier, and Risbet Marion. Multiscale characterization of head check initiation on rails under rolling contact fatigue : Mechanical and microstructure analysis. *Wear*, 366 :383–391, 2016.