LABORATOIRE DE PHYSIQUE ET MECANIQUE DES MATERIAUX

paul verlaine université - metz

emma

THESE

EXCLU DU PRÊT

UNIVERSITE Paul Verlaine - METZ
S.C.D.
N° Inv 2008 061 S
Cote S/M3 08/21
Loc magasin

Par

Modar TARAF

Pour l'obtention du grade de :

DOCTEUR de L'UNIVERSITE PAUL VERLAINE- METZ

SPECIALITE : Mécanique
OPTION : Sciences des matériaux

BIBLIOTHEQUE UNIVERSITAIRE DE METZ
031 536813 6

Endommagement par fatigue de contact de roulement d'une roue ferroviaire: étude numérique par éléments finis

Soutenance le 16 octobre 2008 devant le jury composé de :

Christine SARRAZIN BAUDOUX	Directeur de recherche, CNRS, LMPM, ENSMA, Poitiers	Rapporteur
Abdoullatif IMAD	Professeur des Universités, LML, Université de Lille I	Rapporteur
Frédéric BUMBIELER	Ingénieur à l'Agence d'Essai Ferroviaire - SNCF	Examinateur
Jean PETIT	Directeur de recherche, CNRS, LMPM, ENSAM-Poitiers	Invité
Michel. POTIER- FERRY	Professeur des Universités, LPMM, UPV- Metz	Examinateur
Omar OUSSOUADDI	Professeur des Universités, Université My Ismaïl Errachidia-Maroc	Examinateur
Abderrahim ZEGHLOUL	Professeur des Universités, LPMM, UPV- Metz	Directeur de thèse



AVERTISSEMENT

Cette thèse est le fruit d'un long travail approuvé par le jury de soutenance et disponible à l'ensemble de la communauté universitaire élargie.
Elle est soumise à la propriété intellectuelle de l'auteur au même titre que sa version papier. Ceci implique une obligation de citation, de référencement dans la rédaction de tous vos documents.
D'autre part, toutes contrefaçons, plagiats, reproductions illicites entraînent une poursuite pénale. Enfin, l'autorisaton de diffusion a été accordée jusqu' à nouvel ordre.

- Contact SCD Metz : theses.scd@univ-metz.fr

CPI articles L 122.4
CPI articles L 335.2- L 335.10
http://www.cfcopies.com/V2/leg/leg_droi.php
http://www.culture.gouv.fr/culture/infos-pratiques/droits/protection.htm

PPal 132 356 104

EXCLU DU PRÊT

UNIVERSITE Paul Verlaine - METZ
S.C.D.
N° Inv. 2008 0615
Cote S/M/3 08/21
Loc magasin

Remerciements

Ce travail a été réalisé au Laboratoire Mécanique et physique des matériaux à l'Institut Supérieur de Génie Mécanique et Productique (LPMM-ISGMP-UMR CNRS n° 7554) à l'Université Paul Verlaine-Metz, dans le cadre du programme de formation des doctorants syriens suite à un accord gouvernemental Franco-syrien sur la recherche et l'enseignement supérieur.

J'exprime ma profonde reconnaissance à Monsieur le Professeur Abderrahim ZEGHLOUL qui a assuré l'encadrement tout au long de la thèse, m'inspirant la rigueur nécessaire et un certain professionnalisme. Il s'est fortement impliqué dans ce travail et je lui en suis remerciant. Je salue ici infiniment la haute qualité humaine et scientifique de sa personnalité.

Je remercie vivement M le Professeur Omar OUSSOUADI, Professeur invité à l'université Paul Verlaine-Metz ,qui a assuré le co-encadrement, je suis vraiment ravi d'avoir été encadré par lui ,quelqu'un de très bien tant au niveau scientifique qu'au niveau humain. Pendant la durée de ma thèse je n'ai eu que du plaisir à travailler avec lui ; merci pour sa disponibilité, son aide, ses conseils et sa gentillesse.

Je remercie chaleureusement M le Professeur A. MLIHA TOUATI, Professeur invité à l'université Paul Verlaine-Metz, pour les discussions fructueuses que j'ai eues avec lui pendant son séjour à Metz et pour tout ce qu'il m'a apporté à la fois sur le plan théorique et numérique pour mener à bien ce travail.

Je remercie M le Professeur Etienne Patoor, directeur du laboratoire pour m'avoir permis d'effectuer ce travail dans de bonnes conditions.

Je remercie les membres du jury constitué de M le Professeur IMAD Abdellatif et Mme la Directrice de Recherche SARAZIN BAUDOIX Christine, Mr le Professeur POTIER-FERRY Michel et M BUMBIELER Frédéric, Ingénieur de Recherche et M le Professeur Jean PETIT pour le temps précieux et la considération qu'ils m'ont accordés.

Et ce ne sont pas les moindres, je remercie mes collègues et amis doctorants, surtout les collègues de mon bureau. Ils ont tous mes encouragements pour la suite et ma reconnaissance pour l'ambiance conviviale et chaleureuse qu'ils ont mise au sein du laboratoire.

Enfin, je tiens à remercier du fond du coeur ma famille (mes parents, mon frère et mes soeurs) pour son soutien et son encouragement sans failles malgré la grande distance. C'est son amour qui m'a aidé à passer les moments les plus difficiles pendant ces années d'études à l'étranger. Merci à ma femme pour sa patience, sa compréhension, son encouragement et enfin son amour.

TABLE DES MATIERE

Remerciement
Table des matières
Notations

Introduction générale 1

Chapitre 1. Etude bibliographique: Fatigue de contact de roulement des composants ferroviaires 5
1.1. Introduction 8
1.2. Endommagement par fatigue de contact de roulement (FCR) 9
1.2.1. Introduction 9
1.2.2. Les aspects spécifique de la FCR 10
1.2.3. Types de comportements du matériau dans les contacts de roulement 11
1.2.4. Endommagement par FCR des roues 13
1.3. Mécanismes d'amorçage et de propagation de fissures de FCR 13
1.3.1. Fissures amorcées en surface 13
1.3.1.1. Amorçage de fissures dû à la plasticité superficielle 14
1.3.1.2. Propagation de fissures 15
1.3.1.2.1. Influence de la lubrification sur la propagation de fissures en FCR 16
1.3.1.2.2. Influence de la corrosion 17
1.3.1.3. Prévention de l'amorçage de fissures superficielles 17
1.3.1.4. Influence des aspérités superficielles 17
1.3.1.5. Influence des défauts superficiels 19
1.3.1.6. Chargement thermique 19
1.3.2. Amorçage et propagation de fissures à fleur de surface 20
1.3.2.1. Mécanismes dans les roues 20
1.3.2.2. Mécanismes dans les rails 20
1.3.2.3. Prévention de l'amorçage de fissures à fleur de surface 22
1.3.2.4. Influence des contraintes résiduelles 22
1.4. Influence des défauts de matériau sur l'endommagement par FCR 23
1.4.1. Influence des défauts sur l'initiation de la FCR dans les roues ferroviaires 23
1.4.1.1. Introduction 23
1.4.1.2. Types de défauts du matériau 24
1.4.1.3. Modèle numérique de Kabo et Ekberg [90] prenant en compte les défauts de matériau 25
1.4.1.4. Contraintes et déformations au voisinage du défaut 26
1.4.1.5. Influence de certains paramètres 27

1.4.1.6. Conclusions sur les résultats du modèle de Kabo et Ekberg [90] 28
1.4.2. Influence des amas de défauts et des surcharges en FCR 28
1.4.2.1. Introduction 28
1.4.2.2. Modèle d'analyse de la FCR 29
1.4.2.3. Influence des différents paramètres 30
1.4.2.4. Influence des surcharges 30
1.4.2.5. Influence des amas de défauts 31
1.4.2.6. Effet combiné de surcharges et d'amas de défauts 31
1.4.2.7. Conclusions sur les résultats de l'étude de Kabo [8] 32
1.5. Interactions entre l'usure et la FCR 32
1.5.1. Introduction 32
1.5.2. Usure des roues et des rails 33
1.5.3. Interaction entre l'usure et la FCR 34
1.5.4. Influence du coefficient de frottement 35
1.6. Aciers pour rails et roues 36
1.6.1. Introduction 36
1.6.2. Effet de la composition chimique et la taille de grain sur la ténacité des aciers de roues ferroviaires 37
1.6.3. Résistance à la FCR d'aciers perlitiques pour rails 37
1.6.4. Développement d'aciers bainitiques pour rails à résistance améliorée à la FCR 37
1.7. Modèles de prévision de la durée de vie d'amorçage de la FCR 38
1.7.1. Introduction 38
1.7.2. Modélisation de la charge de contact 39
1.7.3. Modèles de prévision de la durée de vie d'initiation de la FCR 39
1.7.3.1. Approches utilisant la déformation équivalente 40
1.7.3.2. Modèles basés sur l'énergie 40
1.7.3.3. Modèles basés sur la densité d'énergie 41
1.7.3.4. Modèles du plan critique 41
1.7.3.5. Modèles basés sur la densité d'énergie et le plan critique 41
1.7.3.6. Modèles empiriques 42
1.7.4. Exemple de modèle élastoplastique EF en 3D utilisant la technique de « sous-modélisation » 43
1.7.5. Utilisation de loi de cumul de l'endommagement par FCR 46
1.7.6. Exemples de prévision des durées de vie d'initiation de la FCR 47
1.8. Modélisation des fissures de FCR 48
1.8.1. Introduction 48
1.8.2. Modélisations des fissures de FCR 49
1.8.2.1. Influence de la profondeur et l'inclinaison de la fissure 50
1.8.2.2. Influence de la géométrie du front de fissure 51
1.8.2.3. Déplacements des faces de fissures à fleur de surface 52
Influence de la longueur et de la profondeur de fissure
Influence du frottement des faces de fissure

Influence de la valeur de la charge de contact et de la géométrie de contact
Influence du coefficient de traction roue/rail
1.8.2.4. Modélisation de la propagation de fissures courtes de FCR 53
1.9. Conclusion 54

Chapitre 2. Modélisation et simulation numérique de l'endommagement par fatigue de contact de roulement dans une roue de locomotive 57
2.1. Introduction 60
2.2. Comportement du matériau 61
2.2.1. Ecrouissage isotrope de Prandtl et Reuss 62
2.2.2. Ecrouissage cinématique linéaire de Prager 62
2.2.3. Ecrouissage cinématique non linéaire 63
2.3. Formulation du problème de contact 64
2.3.1. Chargement linéique d'un solide semi-infini 64
2.3.2. Force linéique répartie, normale et tangentielle 66
2.3.3. Paramètres de contact roue/rail 66
2.3.3.1. Théorie de Hertz et géométrie de contact 66
2.3.3.2. Efforts transmis et mouvement relatifs 68
2.3.3.3. Contact linéaire roue/rail 69
2.4. Modèle d'endommagement par Fatigue de Jiang et Sehitoglu 70
2.5. Modèle de calcul de la durée de vie en fatigue N_f (loi de Smith, Watson et Topper) 70
2.6. Modélisation du problème 72
2.6.1. Modélisation et maillage de la roue de locomotive 72
2.6.2. Maillage et étude de la convergence 72
2.7. Résultats et discussions 75
2.7.1 Stabilisation des contraintes et des déformations au cours du cycle de chargement 75
2.7.2. Modélisation du chargement de la roue ferroviaire par la technique du Submodeling 80
2.8. Conclusions 84

Chapitre 3. Influence de la géométrie des défauts sur la durée de vie à l'amorçage 87
3.1. Introduction 91
3.2. Amorçage au voisinage d'un défaut circulaire 91
3.2.1. Influence du chargement 91
3.2.2. Influence de la profondeur 97
3.2.3. Influence de la taille du défaut 101
3.3. Cas du défaut elliptique 105
3.3.1. Influence du chargement 105
3.3.2. Influence de la profondeur 111
3.3.3. Influence de la taille du défaut 113
3.4. Cas de deux défauts circulaires 115
3.4.1. Deux défauts circulaires alignés verticalement 115
3.4.2. Deux défauts circulaires alignés horizontalement 121

3.4.3. Deux défauts circulaires alignés diagonalement 127
3.5. Cas de deux défauts elliptiques 133
3.5.1. Deux défauts elliptiques alignés verticalement 133
3.5.2. Deux défauts elliptiques alignés horizontalement 139
3.5.3. Deux défauts elliptiques alignés diagonalement 145
3.6. Récapitulatif des résultats 152
3.7. Conclusion 156

Chapitre 4. Influence des surcharges et du frottement sur la durée de vie d'amorçage 159
4.1 Introduction 162
4.2 Effet d'un chargement avec amplitude variable 162
4.2.1. Cas d'un défaut circulaire 163
4.2.2. Cas d'un défaut elliptique 169
4.2.3. Cas de deux défauts circulaires ou elliptiques 171
4.3 Influence du frottement sur la durée de vie d'amorçage de fissure 177
4.3.1. Cas d'une roue sans défauts 177
4.3.2. Cas d'une roue avec un défaut circulaire 180
4.4 Conclusion 186

Chapitre 5. Influence des effets d'inertie sur la durée de vie d'amorçage de fissure de fatigue 189
5.1. Introduction 191
5.2. Comparaison des résultats statique et dynamique 191
5.3. Influence de la vitesse de roulement sur la durée de vie d'amorçage de fissure 198
5.4. Conclusion 204

Conclusions 207

Références bibliographiques 211

Notations

DC	Un Défaut Circulaire
DE	Un Défaut Elliptique
2DCV	Deux Défauts Circulaires alignés Verticalement
2DEV	Deux Défauts Elliptiques alignés Verticalement
2DCH	Deux Défauts Circulaires alignés Horizontalement
2DEH	Deux Défauts Elliptiques alignés Horizontalement
2DCD	Deux Défauts Circulaires alignés Diagonalement
2DED	Deux Défauts Elliptiques alignés Diagonalement
FCR	Fatigue de Contact de Roulement
k	Contrainte seuil de cisaillement
a	Demi petit axe de l'ellipse, mm
b	Demi grand axe de l'ellipse mm
r_e	Rapport a/b
b_1	Exposant de résistance en fatigue
c_1	Exposant de ductilité en fatigue
d_0	Taille de défaut correspondant à l'initiation de la fatigue au niveau de la contrainte
d	Diamètre du défaut circulaire, mm
F_z	Charge verticale, MPa
f	Coefficient de frottement
$\sigma_f^{'}$	Coefficient de résistance axiale en fatigue
$\varepsilon_f^{'}$	Coefficient de ductilité axiale en fatigue
σ_z	Contrainte normale selon l'axe ox
σ_y , σ_{22}	Contrainte normale selon l'axe oy
$\sigma_y^{'}$	Contrainte d'écoulement
σ_E	Limite d'élasticité en traction simple
σ_{eq}	Contrainte équivalente de von Misès
$\tilde{\sigma}_{dev}$	Tenseur déviateur des contraintes
σ_0	Contrainte caractérisant la taille de la surface de charge
ε_x	Déformation normale selon l'axe ox
ε_y , ε_{22}	Déformation normale selon l'axe oy
σ_w	Limite de fatigue du matériau contenant un défaut de taille d
σ_e	Limite de fatigue en l'absence de grands défauts
σ_{max}	Contrainte normale maximale (positive)
$\Delta\tau$	Variation de la contrainte de cisaillement
$\Delta\varepsilon$	Variation de la déformation normale
γ_{12} , γ	Déformation par cisaillement

$\Delta\gamma$	Variation de la déformation de cisaillement
τ_{xy} , τ , σ_{12}	Contraintes de cisaillement selon xy
ε_c	Constante du matériau déterminée par des essais de fatigue de contact
$\Delta\varepsilon_r$	Variation de déformation équivalente due à l'effet de rochet par cycle
$\Delta\tilde{\varepsilon}_r$ et $\Delta\tilde{\gamma}_r$	Variation des déformations dues à l'effet de rochet par cycle
$\tilde{\varepsilon}_p$.	Tenseur de déformation plastique
$\dot{\tilde{\varepsilon}}_p$	Tenseur de vitesse de déformation plastique
$\overline{\varepsilon}_p$	Déformation plastique équivalente
h	Profondeur du défaut, mm
p_0	Pression maximum hertzienne de contact
$p(x)$	Pression de contact entre la roue et le rail
p	Déformation plastique cumulée
F	Force linéique MN/m
FP	Paramètre d'endommagement par fatigue de Jiang-Sehitoglu
$FP_{\max}$	Valeur maximale du paramètre de Jiang-Sehitoglu dans le plan critique de matériau
J	Paramètre du matériau
α et β	Constantes caractérisant la contribution des mode d'endommagement d'ouverture et de cisaillement
N_f	Durée de vie à l'amorçage de fissure en fatigue
E	Module de Young
υ	Coefficient de Poisson
FIC	Facteur d'Intensité de Contrainte
K_I	Facteur d'intensité de contrainte en mode I
K_{II}	Facteur d'intensité de contrainte en mode II
K_{III}	Facteur d'intensité de contrainte en mode III
ΔK_I	Variation de facteur d'intensité de contrainte en Mode I
ΔK_{II}	Variation de facteur d'intensité de contrainte en Mode II
ΔK_{III}	Variation de facteur d'intensité de contrainte en Mode III
$\tilde{X}$ et $\tilde{\alpha}$	Variables d'écrouissage
$\tilde{X}_{dev}$	Tenseur déviatorique
α	Angle caractérisant la direction du plan critique
R	Paramètre scalaire de l'écrouissage
r	Rayon de cylindre de contact, mm
$\dot{\lambda}$	Multiplicateur de plasticité indépendante du temps
C	Constante du matériau
γ	Constante du matériau
b_i	Paramètre d'écrouissage
L	Distance entre l'extrémité de défauts, mm
R_S	Rapport de surcharge

INTRODUCTION GENERALE

Le transport par rail a joué, dès le début de l'ère industrielle, un rôle central dans le développement économique des pays d'Europe occidentale, d'Amérique du Nord ainsi qu'au Japon. La conception du rail et de la roue ferroviaire, fut l'une des premières grandes innovations technologiques qui a donné une impulsion à une série d'importantes mutations en matière de transport terrestre.

Le transport ferroviaire constitue actuellement l'un des moyens les plus importants et les plus performants du transport terrestre de passagers et de marchandises. Ce développement qui s'est produit sur plus d'un siècle, s'est accompagné d'une augmentation régulière des vitesses des trains, des charges et du trafic que les voies de chemins de fer doivent supporter.

Le fonctionnement fiable des roues ferroviaires exige un ensemble complexe d'étapes de fabrication et d'usinage ; cette complexité tient à la nécessité d'assurer un haut niveau de sécurité pendant la mise en service. La roue supporte des chargements dynamiques cycliques verticaux représentant le poids de la locomotive en mouvement, des chargement dynamiques cycliques latéraux lors du passage du train sur les voies en courbe, des chargement mécaniques thermiques engendrés par le frottement dans le zone de contact roue/rail. On distingue différents types de frottement : le frottement latéral compte tenu de la géométrie du contact roue/rail, le frottement longitudinal en traction dû à l'avancement des roues de train aux valeurs de vitesses stables, au démarrage et à l'accélération du train, le frottement longitudinal lors des phases de freinage ordinaire ou de freinage d'urgence auquel cas le coefficient du frottement devient plus important. La roue doit donc supporter toutes ces charges et les transmettre au rail par une zone de contact relativement étroite.

La fabrication de roues de locomotive et des rails utilise un ensemble de procédés (laminage, forgeage, usinage...) auxquels il faut ajouter les traitements thermiques. Tous ces procédés conduisent inévitablement à différents types de défauts, de taille et de nocivité plus ou moins importantes. Aussi, l'étude détaillée de la géométrie et du type de défaut dans les roues et dans les rails, devient de plus en plus importante pour l'estimation de la durée de vie à l'amorçage des fissures de Fatigue de Contact de Roulement (FCR). De telles fissures s'initient au droit de ces défauts et l'expérience montre que la période d'amorçage est souvent bien plus longue que la période de propagation ultérieure de ces fissures ; la propagation reste d'ailleurs une étape très critique et difficile à évaluer, pouvant conduire à la rupture finale des roues ferroviaires qui doit être à tout prix éviter car nécessairement catastrophique (déraillement du train).

On peut citer quelques accidents catastrophiques de trains survenus depuis le début de l'ère industrielle et liés à l'endommagement par fatigue :

- en 1842, la fatigue de l'essieu de locomotive de tête du train Paris Versailles a causé sa rupture et engendré le déraillement du train : cet accident fut à l'origine de la découverte du phénomène de fatigue, totalement inconnu avant cette date ;
- en 1998, l'Inter City Express (ICE) Allemand déraille après une rupture par FCR d'une roue de locomotive ;
- en 2000 un train britannique déraille au nord de Londres suite à la défaillance d'un rail par FCR.

Dans un matériau considéré comme vierge de défauts, les fissures de FCR s'initient sur la surface de contact ou sous cette surface à des profondeurs ne dépassant pas les 5 mm. Les amorçages en surface sont dus à différents mécanismes d'endommagement tels l'usure engendrée par des grandes forces de frottement en traction et au freinage, la corrosion des surfaces liée à l'agressivité de l'environnement... Ces mécanismes pouvant entrer en compétition ou se compléter pour accélérer la fissuration. Dans un matériau comportant des défauts en volume, les fissures s'amorcent généralement autour de ces défauts même lorsque ceux-ci sont à des profondeurs de l'ordre de 25 mm sous la surface de contact.

Cette thèse est une étude numérique de la nocivité des défauts dans une roue de locomotive, soumise à des chargements sous forme d'une pression de contact hertzien en mouvement à la surface de la roue. Elle comporte cinq chapitres.

Le **premier chapitre** est une étude bibliographique de l'endommagement par la FCR présentant les mécanismes d'amorçage et de propagation des fissures liés à ce type de dégradation des caractéristiques mécanique d'une roue ferroviaire ou d'un rail. L'influence des défauts du matériau sur cet endommagement et les interactions entre l'usure et la FCR sont également abordées. La deuxième partie de cette étude bibliographique traite des modèles de prévision de la durée de vie à l'amorçage par FCR et des approches sur lesquelles reposent ces modèles. L'étude se termine par un bref aperçu sur la modélisation des fissures de FCR.

La modélisation bidimensionnelle par éléments finis (code de calcul ABAQUS-implicit) de la section d'une roue ferroviaire comportant un défaut de section circulaire et l'estimation de la durée de vie font l'objet du **deuxième chapitre**. Les équations constitutives décrivant l'écrouissage du matériau sont présentées ainsi que la formulation du problème de contact. Le modèle d'endommagement par fatigue utilisé est celui de Jiang et Sehitoglu basé sur le maximum de la densité d'énergie dans un plan critique. Le modèle de prévision de la durée de vie repose quant à lui sur la loi empirique de Smith, Watson et Topper issue des résultats de fatigue oligocyclique. L'étude numérique à proprement parlé, concerne une roue comportant un défaut de forme circulaire situé à une profondeur de 15 mm en dessous de la surface de contact. Celle-ci est soumise à différentes charges linéiques monotones ($F = 7,12,18$ et $22 MN/m$) conduisant à différents comportements (adaptation élastique, accommodation plastique ou effet de rochet) dans l'élément critique. L'influence de la profondeur h de défaut sur la durée de vie à l'amorçage d'une fissure par FCR ($h = 5,10,15,20$ et $25mm$) est étudiée pour le charge linéique $F = 12MN/m$. Elle montre que la technique de submodeling utilisée pour réduire les temps donne des résultats satisfaisants lorsque la profondeur est supérieure à $10mm$.

Cette étude du chapitre 2 sur un défaut circulaire de diamètre 1*mm* a permis de valider la simulation numérique en traitant les questions de convergence du maillage utilisé, de stabilité des résultats, d'efficacité de la technique de submodeling... .

Le **troisième chapitre** est une étude de l'influence des différents paramètres que sont le niveau de chargement, la profondeur du défaut sous la surface de contact, la taille et la forme du défaut, en considérant l'existence de défauts de forme circulaire ou elliptique. La simulation de la présence d'amas de défauts sous la surface de contact, a été limitée à deux défauts de formes circulaire ou elliptique, alignés horizontalement, verticalement ou diagonalement : l'interaction entre défauts et l'incidence sur la durée de vie ont été analysées en faisant varier la profondeur et la distance entre défauts. Cette étude paramétrique traite des variations de comportement, de l'orientation des plans critiques, des contributions respectives des modes d'ouverture et de cisaillement dans l'endommagement, et enfin des durées de vie.

Les roues ferroviaires sont généralement soumises en service à des chargements mécaniques variables dans le temps, présentant des surcharges ou des sous charges. Les effets de surcharge sont le plus souvent liés à la présence d'aspérités sur la surface de contact du rail (points de soudure entre les sections des rails, points de corrosion ou cavité ...) ou sur la bande de roulement de la roue. Le **quatrième chapitre** aborde l'influence des spectres de charges comportant des surcharges ou des sous charge ; les configurations étudiées présentent un ou deux défauts de forme circulaire ou elliptique. La deuxième partie de ce chapitre traite l'influence du frottement sur la tenue en fatigue de contact de roulement en examinant les cas d'une roue avec ou sans défaut sous la surface de contact.

Le **cinquième chapitre** aborde les effets d'inertie en utilisant la version explicite du code de calcul ABAQUS. Les résultats déterminés en dynamique sont comparés à ceux obtenus en statique, en faisant varier les chargements appliqués. L'influence de la vitesse de roulement sur la distribution des déformations plastiques dans la roue, ainsi que sur les durées de vie est également discutée.

Chapitre 1

FATIGUE DE CONTACT DE ROULEMENT DES COMPOSANTS FERROVIAIRES

- ETUDE BIBLIOGRAPHIQUE -

SOMMAIRE

1.1. Introduction……8

1.2. Endommagement par fatigue de contact de roulement (FCR)……...9

1.3. Mécanismes d'amorçage et de propagation de fissures de FCR……...13

1.4. Influence des défauts de matériau sur l'endommagement par FCR……23

1.5. Interactions entre l'usure et la FCR……32

1.6. Aciers pour rails et roues……..36

1.7. Modèles de prévision de la durée de vie d'amorçage de la FCR……...38

1.8. Modélisation des fissures de FCR……..……..48

1.9. Conclusion……..54

1.1. 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 entraîne des problèmes d'usure et de fatigue de contact de roulement (FCR) qui risquent de diminuer la durée de vie de ces composants ferroviaires.

De plus, le transport ferroviaire a gagné un rôle crucial en limitant la congestion du trafic dans des régions fortement denses. Dans cette perspective, la FCR des composants ferroviaires constitue un sujet très important. Les accidents provoqués par la FCR peuvent non seulement causer des dégâts humains et des pertes financières, ils peuvent également inciter les personnes à choisir de se déplacer en voiture, ce qui augmente la congestion ultérieure du trafic, cause des problèmes écologiques, et par la suite peut mener à une augmentation des dégâts humains parce que le trafic automobile est sensiblement moins sûr que le transport ferroviaire.

Dans ce concept, les ruptures non catastrophiques dues à la FCR sont également importantes puisqu'elles causent une maintenance non programmée qui par la suite provoque une diminution de la capacité et des retards dans le trafic ferroviaire.

La rupture fragile des roues ferroviaires peut être catastrophique et causer un déraillement. Les conditions de chargement et de vitesse des voitures de trains en service sont devenues sévères ces dernières années. Par conséquent, une évaluation plus précise de la résistance et de la sécurité des roues est souhaitable.

L'accumulation de l'endommagement dû à la fatigue, la déformation plastique et l'usure réduit de manière significative la durée de service du matériel ferroviaire. Ces dernières années, des trains à plus grandes vitesses et des charges axiales plus élevées conduisent à des efforts de contact roue/rail plus élevés. Ainsi, des efforts doivent être entrepris pour optimiser la conception des roues et des rails. Cette évolution tend à changer l'endommagement majeur de la bande de roulement de la roue de l'usure à la fatigue. A la différence du processus de faible détérioration par usure, la fatigue cause des ruptures brutales dans les roues ou une perte de matière de la bande de roulement. Ces ruptures peuvent causer l'endommagement des rails, l'endommagement des suspensions de trains et, dans des cas rares, un grave déraillement de train.

La compréhension du mécanisme de FCR nécessite une connaissance détaillée de l'interaction roue/rail. Il est également nécessaire de disposer d'un modèle d'accumulation de l'endommagement par fatigue multiaxiale dans un état de contrainte de contact de roulement.

Lors d'un freinage brusque, la rupture de roues ferroviaires peut être provoquée par la propagation de fronts de fissures thermiques, favorisée par les contraintes produites par l'échauffement anormal. Aux Etats-Unis, il y a eu 100-200 déraillements dus à de telles ruptures de roues. Au Japon, vu la tendance actuelle d'augmentation des vitesses et des charges, des contre-mesures pour la rupture de roues ont été exigées [1].

L'endommagement par FCR représente une des causes significatives de remplacement des rails. Si les rails ne sont pas contrôlés périodiquement, il peut y avoir une perte de fragments de la tête de rail, et même la rupture transversale du rail. Un tel endommagement peut être minimisé en appliquant les recommandations suivantes :

- La réduction des efforts de contact en améliorant la conception des profils de rail et de roue ;
- L'utilisation de procédures de meulage des rails pour enlever les petites fissures superficielles ;
- L'amélioration des aciers pour rails ;
- La réalisation de contrôles non destructifs réguliers.

Néanmoins, la quantification de l'endommagement de FCR induit par le trafic est rendue difficile par la grande variété des chargements, des vitesses de trains, des géométries de contact roue/rail et des conceptions des courbures de voies. La simulation de ces conditions en laboratoire offre une opportunité pour contrôler la multitude de variables d'une façon rapide et relativement bon marché [2]. Pourvu que la pertinence des résultats de laboratoire soit vérifiée par des comparaisons avec des observations sur site, l'essai en laboratoire peut fournir une méthode rapide pour comprendre en détail les mécanismes de fissuration par FCR.

1.2. ENDOMMAGEMENT PAR FATIGUE DE CONTACT DE ROULEMENT

1.2.1. Introduction

La fatigue de contact de roulement (FCR) des composants ferroviaires est un processus de détérioration matérielle dans lequel des fissures s'amorcent et se propagent dans ces composants en cours de service. Si ces fissures ne sont pas contrôlées pendant les opérations de maintenance, la roue peut éventuellement se rompre soit par propagation de fissures vers la surface de la roue soit par propagation de fissures vers l'intérieur, i.e. vers l'axe de la roue. Particulièrement, le dernier cas peut mettre en danger le fonctionnement de trains.

L'exploitation de trains de plus en plus rapides et l'augmentation des charges transportées ont entraîné plus de problèmes de FCR des rails et des roues ferroviaires. Les ruptures causées par la FCR sont souvent de nature brutale et peuvent causer des dégâts humains et matériels. La prévention de telles ruptures nécessite une compréhension des mécanismes mis en jeu en FCR.

Selon la combinaison des valeurs des charges verticales et latérales, des propriétés du matériau et du contact géométrique, la FCR peut se manifester par des fissures s'amorçant en surface ou au-dessous de la surface. Il est bien connu que la fatigue initiée au-dessous de la surface est favorisée par la présence éventuelle de défauts macroscopiques du matériau.

L'analyse de contraintes dans les contacts de roulement montre que, dans le cas où la charge de contact dépasse un certain seuil, des déformations plastiques cycliques et des contraintes résiduelles apparaissent. Ces déformations ne sont pas complètement réversibles et continuent à s'accumuler donnant lieu à l'effet de rochet qui contribue à l'arrachement de particules métalliques de la surface de roulement et qui conduit à un endommagement des rails et des roues. Cet effet a été étudié expérimentalement et théoriquement dans le but de bien connaître les conditions de son apparition et les facteurs qui l'influent.

Des modèles de prévision de la durée de vie en FCR ont été proposés dans le cas de la fatigue oligocyclique et de l'effet de rochet en partant d'un matériau initialement sans défauts et homogène. L'amorçage de fissures de fatigue dans ces modèles se produit dans un ensemble de plans critiques où l'endommagement est maximal. Ces approches de plan critique ont permis d'expliquer le fait que les fissures de fatigue, bien que quelquefois perpendiculaires à la surface de contact de roulement, sont souvent inclinées par rapport à celle-ci.

L'amorçage de fissures de fatigue de contact de roulement dans les contacts roue/rail est simulé en laboratoire par des essais utilisant deux disques. Ces essais permettent un meilleur contrôle et pilotage des paramètres d'essai tels que la pression de contact et le coefficient de frottement. Les résultats de ces essais, ainsi que ceux des simulations par éléments finis et des modèles de l'effet de rochet, montrent que le matériau peut présenter différents comportements selon les valeurs de la pression de contact et du coefficient de frottement : comportement purement élastique, adaptation élastique, accommodation plastique, effet de rochet.

Enfin, le développement de la technologie d'élaboration et de mise en œuvre des aciers a réduit de manière substantielle les défauts en FCR associés aux inclusions d'oxydes non métalliques et à la fragilisation par l'hydrogène. Malgré ces efforts, l'amorçage de fissures en surface ou à fleur de surface pose encore de plus en plus de problèmes dans les trains à grandes vitesses. L'occurrence de ces défauts peut conduire à une rectification coûteuse du rail en attendant de le remplacer, un remplacement prématuré des rails ou une rupture complète du rail.

1.2.2. Les aspects spécifiques de la FCR

L'analyse de La FCR diffère de l'analyse « classique » de la fatigue dans plusieurs aspects [3] :

- Le chargement de contact de roulement cause un état multiaxial de contrainte avec des composantes de contraintes déphasées et des directions principales de contrainte tournantes.

- Au cours de leur propagation, les fissures soumises à un chargement multiaxial dévient normalement en une propagation dominée par le mode I. Ce n'est pas le cas en FCR où les pressions élevées confinées sous le contact suppriment normalement n'importe quelle déformation en mode I de la fissure en l'absence de fluides résiduels. A la place, les fissures se propagent principalement en mode mixte II–III.

- Dans un chargement principalement en compression, la validité des modèles traditionnels de fatigue peut être remise en cause. Comme exemple, la loi de Paris prévoit une propagation nulle de la fissure sous un chargement en compression sous sa forme originale puisqu'elle utilise la variation du facteur d'intensité de contrainte en mode I.

- En raison du chargement en compression, le frottement des faces de fissure contrôlera la propagation de fissure [4]. Cependant, il est difficile de quantifier la valeur du frottement opérationnel des faces de fissure.

- Un effet semblable du chargement en compression consiste à ce que la déflexion des faces de fissure augmente avec la longueur de fissure et peut causer la fermeture complète entre les faces de fissure pour une partie de la fissure [5-7].

- Contrairement au comportement en chargement de traction, des surcharges occasionnelles peuvent accélérer légèrement la propagation de fissure [8,9]. Ceci peut mener à des prévisions non conservatives de la durée de vie en fatigue.

Pour les composants ferroviaires, le problème est encore plus compliqué par l'aspect aléatoire des charges agissant en cours de service [10], des géométries de contact et des résistances à la fatigue [8,11].

1.2.3. Types de comportements du matériau dans les contacts de roulement

La figure 1-1 illustre les différents types de comportement du matériau dans la zone de contact roue/rail. Parmi les facteurs qui déterminent le type de comportement, on peut citer la valeur des charges de contact, l'écrouissage du matériau, l'état de contrainte résiduelle et le changement dans les conditions de contact dû à la déformation plastique et/ou à l'usure [12].

Le comportement parfaitement élastique (a) est rarement rencontré. En effet, dans les rails, la déformation plastique apparaît pour des charges de contact relativement faibles. Quand la contrainte seuil est dépassée dans le premier cycle de chargement, des contraintes résiduelles sont introduites et le matériau déformé plastiquement subit un écrouissage. Ces deux effets peuvent amener le matériau à un comportement appelé adaptation élastique (b). Si le chargement est bien plus sévère, la courbe contrainte – déformation cyclique devient une boucle fermée stabilisée avec une déformation plastique globale nulle, la réponse du matériau est appelée accommodation élastoplastique (c). Enfin, quand le matériau subit une déformation plastique additionnelle à chaque cycle de chargement, l'effet de rochet ou fluage cyclique apparaît (d). Cette accumulation de la déformation plastique continue jusqu'à ce que la limite de ductilité du matériau soit atteinte et la rupture survienne.

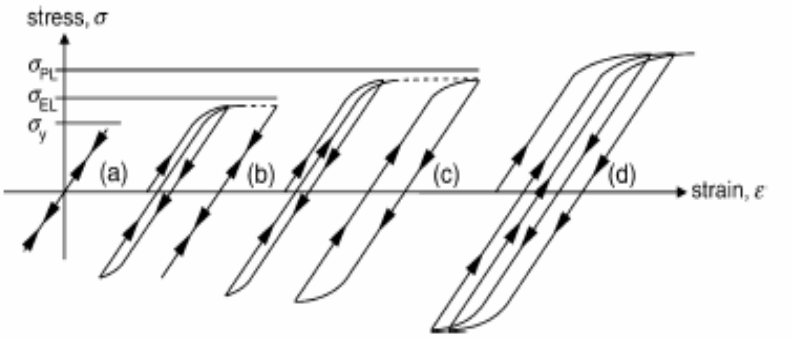


Figure 1-1. Réponse d'un matériau dans la zone de contact roue/rail ; (a) comportement élastique parfait ; (b) adaptation élastique ; (c) accommodation élastoplastique ; (d) effet de rochet [12].

L'accommodation élastoplastique et l'effet de rochet causent l'amorçage de fissures superficielles de fatigue et conduisent à un endommagement par FCR. La déformation caractéristique élevée de cisaillement du matériau dans la zone de contact des rails est causée par l'effet de rochet. Quant au comportement d'accommodation élastoplastique, il produit moins d'endommagement visible dans le matériau. Dans la plupart des aciers perlitiques pour rails, on observe que le taux de l'effet de rochet n'est pas constant, il diminue quand la déformation accumulée augmente [12].

Pour prévoir la FCR initiée en surface, des diagrammes d'accommodation [13,14] peuvent être utilisés. Ces diagrammes nécessitent comme données les charges subies en service, la géométrie de contact et la résistance du matériau en termes de contrainte seuil de cisaillement, en prenant en compte l'écrouissage, qui peut être substantiel en roulement de contact [15,16]. La position du point de travail dans le diagramme d'accommodation (figure 1-2) indique les cas où la plasticité superficielle, impliquant une fatigue en surface, se produira.

Le diagramme d'accommodation a été initialement basé sur la théorie Hertzienne dont les hypothèses sont les suivantes : un comportement élastique du matériau, des géométries continues de surface, une absence de frottement, des surfaces lisses du matériau à l'échelle microscopique, des surfaces non conformes qui offrent de faibles zones de contact en comparaison avec les dimensions du matériau et du rayon relatif de courbure. Cette théorie a été ensuite étendue pour décrire le comportement élastoplastique du matériau et le frottement de roulement [12].

Dans le diagramme d'accommodation de la figure 1-2 [12], les courbes d'écrouissage du matériau, définissant les aires relatives aux différents types de comportements du matériau, sont déterminées en utilisant des lois d'accommodation prenant en compte le contact géométrique, le frottement de roulement dans le contact, la valeur de la pression normale de contact et la ductilité du matériau. La pression normale maximale de contact p_0 et la ductilité du matériau, exprimée par la contrainte seuil de cisaillement k, sont représentées par le facteur de charge $\lambda p_0 / k$ en ordonnées du diagramme d'accommodation. La constante λ prend en compte la forme de la zone de contact (circulaire ou elliptique de demi-axes a et b) et influe sur les courbes d'écrouissage limites. Les forces de frottement dans le contact de roulement sont représentées en abscisses du diagramme d'accommodation par le coefficient de frottement μ.

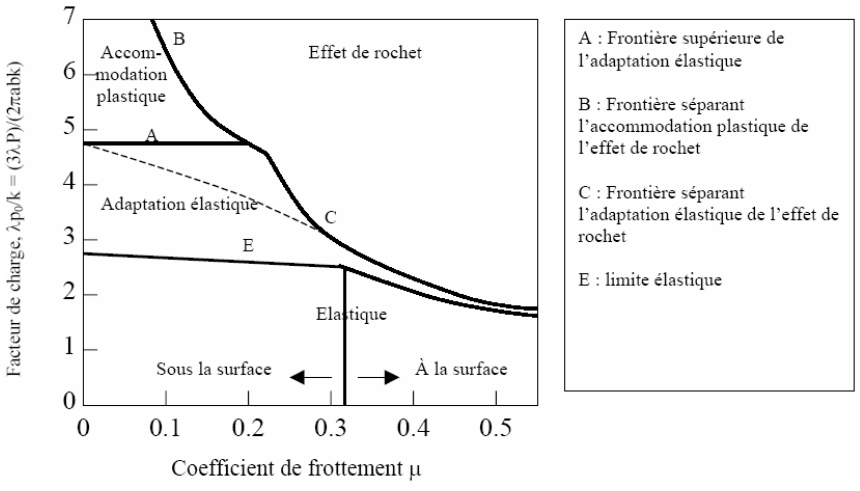


Figure 1-2 : Diagramme d'accommodation pour un contact tridimensionnel de roulement – glissement [12].

Les diagrammes d'accommodation sont très utiles dans la phase de modélisation par éléments finis des contacts de roulement, où ils peuvent être utilisés, dans une première approximation, pour prévoir le comportement du matériau et la zone (en surface ou sous la surface) où

l'endommagement par FCR est le plus élevé, pour une charge de contact et une géométrie de contact données. De ce fait, la densité de maillage peut être augmentée dans les parties du modèle par éléments finis où les déformations et les contraintes sont les plus élevées.

1.2.4. Endommagement par FCR des roues

Les roues ferroviaires peuvent se rompre de différentes manières en relation avec les différents mécanismes mis en jeu. Ekberg et Marais [5] ont divisé les modes de rupture par fatigue des roues en trois types différents correspondants aux différentes zones d'amorçage : amorçage en surface, amorçage sous la surface et amorçage en profondeur loin de la surface. Dans la bande de roulement, il existe habituellement deux types de fissures. L'un est causé par les contraintes mécaniques répétées de contact. L'autre est initié par les contraintes thermiques résultant du frottement sur la bande de roulement pendant le freinage. Les fissures thermiques apparaissent comme des fissures courtes orientées axialement sur la bande de roulement [17].

Selon la base de données de l'Union Pacifique des Chemins de Fer, 65% des ruptures de roues ferroviaires sont causées par des bandes de roulement fissurées, 5% par fissuration thermique, et les 30% restants par une fissuration verticale des bandes de roulement. La fissuration thermique provoque le détachement d'un fragment de la bande de roulement de la roue alors que la fissuration par fatigue de la bande de roulement peut détruire l'intégrité de la roue et elle est donc plus dangereuse.

Les ruptures par fissuration de bandes de roulement résultent de fissures longues de fatigue qui se propagent à peu près parallèlement à la surface de la bande de roulement de la roue. La contrainte élevée, due à l'impact roue/rail ou à des discontinuités du matériau, est responsable de l'initiation de la fissuration des bandes de roulement. Des améliorations significatives ont été faites ces dernières années pour prévenir les ruptures par fissuration des bandes de roulement, telles que les réglementations strictes dans le contrôle de la fabrication des roues, etc. Cependant, ces améliorations aident seulement à réduire l'occurrence de la fissuration des bandes de roulement, mais elles n'empêchent pas ces ruptures. Plus important encore, les « nouvelles » roues peuvent avoir une meilleure résistance à la rupture par fissuration de la bande de roulement, mais cela ne vaut pas nécessairement pour les millions de « vieilles » roues qui sont toujours en service. En conséquence, il est nécessaire de trouver un plan optimisé d'inspection et d'entretien pour les « vieilles » roues afin de réduire leurs ruptures.

1.3. MECANISMES D'AMORÇAGE ET DE PROPAGATION DE FISSURES DE FCR

La FCR peut se manifester par des fissures s'amorçant en surface ou au-dessous de la surface, selon la combinaison des valeurs des charges subies par les roues et les rails, des propriétés du matériau et de la géométrie du contact roue/rail. La fatigue initiée au-dessous de la surface est favorisée par la présence éventuelle de défauts macroscopiques du matériau.

1.3.1. Fissures amorcées en surface

Nous allons présenter ci-dessous les mécanismes responsables de l'amorçage et de la propagation de fissures à partir de la surface des rails et des roues ferroviaires. Certains facteurs influants sur ces mécanismes sont également discutés.

1.3.1.1. Amorçage de fissures dû à la plasticité superficielle

Quand un composant ferroviaire en roulement de contact est soumis à des applications répétées de charges de frottement élevées, dues par exemple à la traction ferroviaire, au freinage, aux courbures, etc., le matériau se déforme plastiquement en surface (figure 1-3 [3]). Si la déformation se produit dans une direction dominante, la microstructure présente clairement des aspects de « laminage extérieur » (figure 1-4a [3]). Dans le cas où l'écrouissage du matériau et les contraintes résiduelles ne sont pas suffisants pour empêcher une accumulation ultérieure de déformations plastiques, des fissures se formeront éventuellement quand la déformation à rupture est dépassée. Cette déformation à rupture est de loin supérieure à celle des essais de traction, la raison étant liée à l'influence bénéfique des contraintes de compression [15]. Un tel mode de rupture est appelé effet de rochet, et il est fréquemment étudié dans des essais à deux disques bien qu'il ait été également étudié par l'essai biaxial [18]. La déformation par effet de rochet s'est avérée une fonction non linéaire de la pression de contact et du nombre de cycles de contact [19].

Dans le cas de directions alternées du chargement de frottement, par exemple en raison d'alternances de traction / freinage, le matériau ne subira pas un effet de rochet de la même manière puisque les déformations plastiques se produiront dans les deux directions provoquant une déformation plastique cumulée presque nulle. A la place, la rupture sera causée par une fatigue à faible nombre de cycles. Pour des combinaisons de fatigue à faible nombre de cycles et d'effet de rochet, la fatigue et l'effet de rochet peuvent être considérés en tant que mécanismes compétitifs [20,21].

La théorie d'amorçage de fissure dû à la déformation plastique en surface du matériau est bien confirmée par des études métallographiques des faciès de rupture (figure 1-4a [3]). Dans les rails, la fatigue amorcée en surface se produit typiquement au coin de la tête de rail, tandis que dans les roues, les endommagements superficiels de fatigue peuvent s'étaler partout sur la bande de roulement (figure 1-4b [3]).

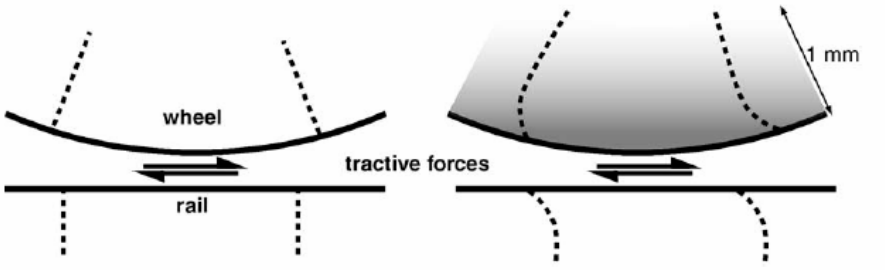


Figure 1-3. Schéma illustrant la déformation plastique de la surface du matériau dans une roue ferroviaire. Les lignes en pointillé indiquent les plans du matériau avant et après la déformation [3].

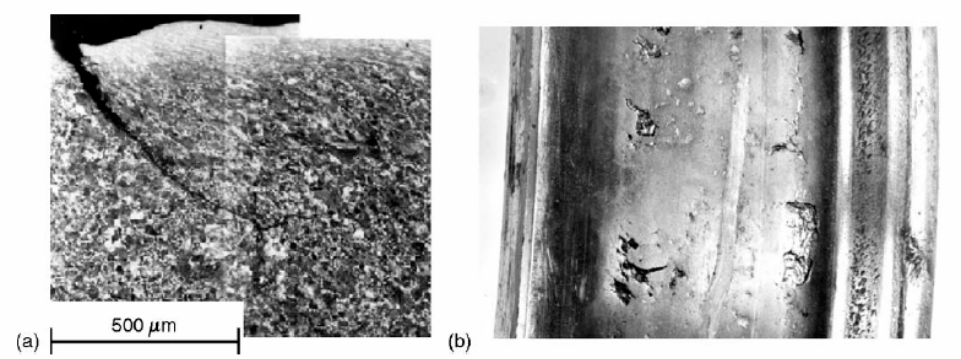


Figure 1-4. (a) Microstructure déformée et propagation de fissure dans un contact de roulement.
(b) Endommagement superficiel dû à la fatigue amorcée en surface [3].

1.3.1.2. Propagation de fissures

Les fissures amorcées en surface se propagent initialement dans le matériau selon un angle peu profond puis dévient aussitôt dans une direction presque radiale. Dans les roues ferroviaires, les fissures dévient ensuite perpendiculairement et continuent à se propager dans une direction circulaire à des profondeurs d'environ 0,5-5 millimètres [3] (voir figure 1-5). La rupture finale se produit typiquement en tant que ramification de la fissure vers la surface, rompant un morceau du matériau en surface (figures 1-4b et 1-5). Un mode de rupture plus rare consiste en une propagation radiale vers le moyeu des fissures amorcées en surface. Un tel mode est favorisé par un chargement thermique élevé [22].

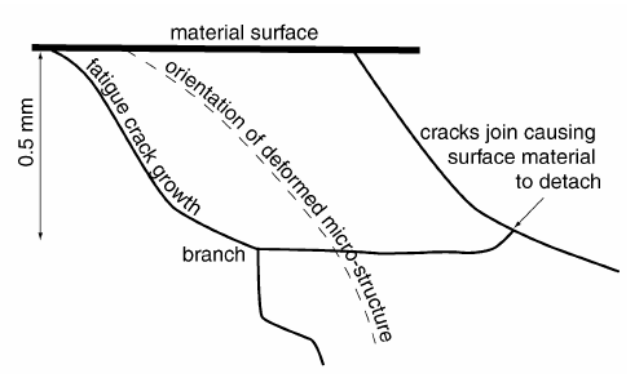


Figure 1-5. Représentation schématique de la propagation de fissures de fatigue amorcées en surface dans les roues. Un fois amorcée, la fissure déviera vers une direction presque radiale. A une profondeur d'environ 0,5 mm, la fissure tendra à se ramifier vers une propagation circonférentielle. La rupture finale se produira typiquement par un détachement d'un morceau de la surface de matériau quand les fissures dévient vers la surface [3].

Dans les rails, les fissures superficielles se propagent typiquement sur une plus longue distance avant qu'une déviation vers une propagation verticale se produise. Il n'est également pas rare que les fissures superficielles continuent à se propager en bas jusqu'à ce qu'une

rupture complète du rail se produise. Une telle rupture transversale est favorisée par les contraintes globales de flexion et de traction dans la masse du rail, par exemple dues à un refroidissement d'une voie soudée.

Wong et al. [23] ont étudié la ramification de fissures à l'aide d'éprouvettes chargées multiaxialement. Ces auteurs ont proposé que les ramifications de fissures de rail sont gouvernées par la variation effective de l'intensité de la contrainte et le degré de chevauchement entre les modes de chargement : cisaillement et compression.
En général, la propagation de fissure sous chargement de contact de roulement est très influencée par le frottement entre les faces de fissure [24]. Dans ce contexte, les surcharges en compression peuvent être nuisibles en écrasant des aspérités de faces de fissure et en réduisant de ce fait le frottement entre les faces de fissure [9].

1.3.1.2.1. Influence de la lubrification sur la propagation de fissures en FCR

Il existe différentes théories sur les mécanismes responsables de la propagation de fissures superficielles. La plupart de ces théories soulignent l'influence de la lubrification sur la propagation de la fissure. La lubrification est ici employée dans un sens large comprenant toutes les matières liquides qui peuvent pénétrer dans la fissure, par exemple l'eau, la graisse, l'huile, etc.

Trois mécanismes possibles pour expliquer le rôle de la lubrification ont été proposés [25] :

- La lubrification des faces de fissure diminue le frottement entre ces faces et augmente ainsi les forces d'entraînement de fissure. Cet effet a été confirmé par des simulations numériques [26].

- Le fluide pénétrant à l'intérieur de la fissure distribue la pression de contact qui agit sur le fluide à la pointe de fissure comme une pression hydraulique sur les faces de fissure. Cet effet empêchera également la fermeture de fissure.

- Le fluide piégé à l'intérieur de la fissure peut causer une augmentation marquée du facteur d'intensité de contrainte en mode I, comme le montre la figure 1-6 [3].

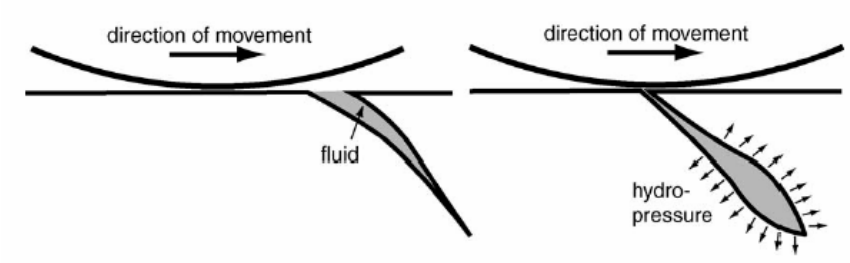


Figure 1-6. Mécanisme de propagation de fissure par la pression d'un fluide piégé [3].

Certaines observations sur site confirment également l'influence de la lubrification sur la propagation de fissures superficielles ; par exemple, il a été observé que la fatigue superficielle des rails est rare dans les tunnels [27,28] et que les reprofilages de roues subissent de grandes variations saisonnières [29,30].

Il est nécessaire de noter que le rôle de la lubrification dans la propagation des fissures superficielles n'implique pas que la lubrification devrait être abandonnée. A la place, une utilisation appropriée de la lubrification présente l'effet bénéfique de réduire le frottement, qui diminuera le risque d'amorçage de fissure et les taux d'usure et de propagation du bruit.

1.3.1.2.2. Influence de la corrosion

On pourrait s'attendre à ce que la propagation de fissure soit favorisée par la formation de rouille, qui pourrait se produire à la pointe de fissure. Un tel mécanisme ne peut pas expliquer pourquoi les fissures se propagent dans une direction préférée ou l'influence de la traction et son inactivité quand le lubrifiant consiste en une graisse ou une huile. Cependant, pour les fissures profondes, où la pénétration de fluide est de toute manière peu probable à la pointe de fissure, l'influence de la corrosion peut bien être importante [3].

1.3.1.3. Prévention de l'amorçage de fissures superficielles

Ekberg et al. [31] ont proposé un indice de fatigue superficielle basé sur le diagramme d'accommodation. Cet indice peut être exprimé par :

$$FI_{surf} = f - \frac{1}{\upsilon} = f - \frac{2\pi abk}{3F_z} \tag{1.1}$$

Avec f le coefficient de frottement appliqué, a et b les demi-axes dans un contact hertzien, k la contrainte seuil en cisaillement et F_z la valeur de la charge verticale. Plus l'indice est élevé, plus le risque de fatigue superficielle croît. Différents moyens de prévention de l'amorçage de la fatigue superficielle peuvent être identifiés à partir de cet indice de fatigue. La première option consiste en l'augmentation de la résistance du matériau (k) et le contrôle de la géométrie de contact (a,b) par l'introduction de matériaux à haute limite d'élasticité [32-34], le meulage de rails [28, 35, 36], le revêtement de la surface [37] et la trempe de la jante des roues pour introduire des contraintes bénéfiques de compression [38]. Une autre option consiste à diminuer les charges de frottement (f) par le contrôle de la lubrification et du freinage.

1.3.1.4. Influence des aspérités superficielles

Une autre explication de l'amorçage et de la propagation des fissures, qui ne se fonde pas sur l'occurrence de déformations plastiques et la propagation subséquente sous l'influence de lubrifiants, a été proposée dans la littérature [39,40]. Elle est basée sur la formation et la propagation de fissures dans le champ de contrainte de traction créé au-dessous des aspérités. Une surface matérielle qui apparaît lisse à l'échelle macroscopique présente une rugosité à l'échelle microscopique (figure 1-7a [3]). Quand les deux surfaces sont pressées l'une contre l'autre, seules les plus grandes aspérités seront initialement mis en contact. Progressivement, à mesure que la valeur de charge augmente, le contact s'étendra à de aspérités de plus en plus petites.

Cependant, pour des pressions élevées, les aspérités relativement grandes supporteront une partie de la charge plus élevée que dans le matériau environnant. Celle-ci peut être considérée comme une charge locale ponctuelle et peut causer l'amorçage de fissures coniques à cause

des contraintes radiales de traction qui apparaissent dans le matériau en dehors du contact (figure 1-7b) [39,40].

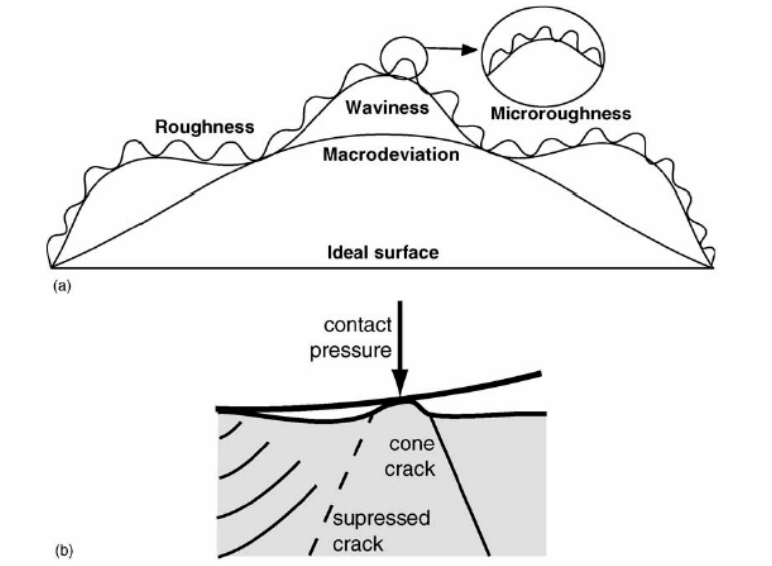


Figure 1-7. (a) Rugosité de la surface du matériau à différentes échelles. (b) Chargement d'une aspérité causant une fissure conique [3].

La lubrification supprime totalement ou partiellement le contact entre les aspérités [41]. Il est incertain que les modèles basés sur les aspérités expliquent entièrement l'influence empiriquement trouvée de la lubrification comme discutée ci-dessus. Quant à la direction préférentielle de croissance, la propagation de fissure vers le contact avoisinant sera supprimée par la pression globale de contact. La traction ferroviaire introduira des contraintes additionnelles qui seront en compression sur le côté entraînant et en traction du côté entraîné. Ceci explique l'influence de la traction par le modèle basé sur les aspérités. Cependant, la caractéristique la plus utile des modèles basés sur les aspérités consiste à expliquer l'effet de la rugosité extérieure sur la durée de vie en fatigue [32,42]. Il convient de noter que des effets similaires se produisent localement sur une échelle macroscopique dans les contacts entre des roues et des rails ayant des surfaces endommagées, comme dans la figure 1-4b.

1.3.1.5. Influence des défauts superficiels

L'influence des défauts superficiels sur la FCR est complexe. Selon la forme du défaut, la dureté du matériau, la lubrification, etc. le défaut peut être plastiquement déformé ou peut agir en tant que site d'amorçage pour une fissuration ultérieure [32, 43-45].

Un type spécial de défauts superficiels est causé par les indentations (figure 1-8). Les recherches sur de tels défauts dans les roues indiquent qu'ils sont principalement des indentations sphériques et sont probablement non nocifs. Un autre cas spécial est lié à la réparation des surfaces de roulement par surfaçage (c'est-à-dire en rechargeant la surface par soudage d'un matériel additionnel). Des ruptures de roues provoquées par de tels défauts ont été citées par Mitura et al. [46].



Figure 1-8. Défauts superficiels causés par des indentations gravées sur une roue ferroviaire [3].

1.3.1.6. Chargement thermique

L'amorçage et la propagation de fissures superficielles sont fortement influencés par la présence de charges thermiques [47]. Dans les roues ferroviaires, la charge thermique est normalement due au freinage au niveau de la bande de roulement. Quand les freins sont actionnés, la température augmente, entraînant une diminution de la résistance à la fatigue du matériau [29,48]. Le chargement thermique peut induire des contraintes résiduelles cycliques de traction près de la surface de roulement de la roue [49-52] qui favoriseront à la fois l'amorçage et la propagation précoce d'une fissure superficielle. Il convient de noter que les contraintes résiduelles résultantes dues au chargement thermique sont également influencées par la conception géométrique de la roue [53]. Quand le chargement thermique est la cause dominante de la fatigue, les fissures superficielles résultantes tendent à être radiales. Pour les rails, les endommagements thermiques sont plus rares, mais peuvent se produire dans le cas où les roues chauffent à la suite d'un glissement provoqué par un freinage brusque à un signal d'arrêt [54].

La formation de martensite sur la bande de roulement d'une roue indique normalement une histoire antérieure des températures qui étaient assez élevées pour austénitiser le matériau et un refroidissement rapide de la roue [55]. Cependant, la martensite peut également se former à cause du cisaillement rapide sous impact [29] ; par exemple, une martensite très étendue peut se former à cause du blocage et du glissement de la roue dus à des tronçons gelés, à des obstacles sur la voie, etc. Une formation de martensite plus localisée, et d'autres endommagements thermiques, peuvent être favorisés par la formation de points fortement chauffés sur la bande de roulement. Une telle martensite localisée peut également apparaître dans les roues à grandes vitesses comme le résultat d'un système de protection mal ajusté contre le glissement de roue [56]. La martensite et la zone affectée thermiquement (ZAT) environnante peuvent agir aux points d'amorçage pour les fissures de fatigue. Cette action est encore renforcée par le fait que la formation de martensite induit une expansion volumique entraînant des contraintes résiduelles élevées de traction au-dessous de la martensite [57]. La martensite fragile peut également se détacher de la roue, provoquant la formation d'un méplat sur la roue. De tels méplats de roue causeront des valeurs de charges verticales élevées qui peuvent provoquer un endommagement secondaire de la roue, du rail, des roulements, etc.

Une possibilité pour éviter les problèmes de martensite peut consister à introduire des aciers bainitiques qui sont incapables de former une martensite fragile [58].

1.3.2. Amorçage et propagation de fissures à fleur de surface

1.3.2.1. Mécanismes dans les roues

Pour des cas de frottement superficiel modéré (coefficient de frottement μ utilisé inférieur approximativement à 0,3), des fissures de fatigue tendent à s'amorcer au-dessous de la surface. Un tel amorçage est favorisé par la présence de défauts dans le matériau [5,6,11,59].

Selon l'analyse élastique, la contrainte cyclique de cisaillement la plus élevée dans une roue, due au contact de roulement, est située typiquement à 4-5mm au-dessous de la surface [60]. Cependant, le point d'amorçage de fissures au-dessous de la surface dans les roues peut être de 4 mm à environ 20 mm [5, 59, 61-63]. L'amorçage au-dessous de la surface peut être provoqué par de nombreux phénomènes parmi lesquels on peut citer :

- L'écrouissage du matériau est plus prononcé en surface [6].
- Des contraintes résiduelles de compression en surface, dues à la fabrication et au chargement en service, peuvent avoir tendance à supprimer l'amorçage de fissures de fatigue peu profondes [64].
- Les défauts du matériau peuvent causer des contraintes localisées très élevées même à des profondeurs considérables [8, 11, 61].

Plus le point d'amorçage est profond, plus l'effet des défauts du matériau est important. Au-dessous d'environ 10 mm, les valeurs globales de contrainte sont très faibles. Aussi, un défaut de matériau introduira une concentration de contrainte très élevée qui peut déclencher l'amorçage de fissure [8]. En revanche, plus on s'approche de la surface, plus l'influence de la géométrie de contact est importante [65]. Il convient de noter que puisque la fissure se propage en compression et cisaillement, qui font frotter les faces de fissure, les défauts de matériau qui ont agi en tant que zones d'amorçage de fissure peuvent être déplacés loin pendant la propagation de fissure. En particulier, c'est le cas pour des défauts mous de matériau, tels que MnS, et des défauts situés près de la surface. Ceci pourrait expliquer l'absence de défauts de matériau citée dans certains travaux, par exemple celui de Mutton et al. [62]. La difficulté de trouver les défauts MnS est également due à leurs petites tailles. Cependant, ces défauts sont connus pour former des amas [6,61] et pour se déformer sous forme d'aiguilles très allongées [66].

A l'amorçage de fissures de fatigue peu profondes dans les roues, la fissure se propage typiquement en bas vers le moyeu de la roue pendant la propagation subséquente (figure 1-9a [3]). Elle dévie ensuite à une profondeur d'environ 20 mm avec une propagation continue dans la direction circonférentielle. Quand elle est amorcée à une profondeur plus élevée, la fissure continue à se propager typiquement à cette profondeur (figure 1-9b [3]). La rupture finale se produira éventuellement comme une ramification vers la surface comme dans la figure 1-8 ou, plus rarement, vers le moyeu de la roue comme dans la figure 1-9b.

1.3.2.2. Mécanismes dans les rails

Pour les rails, la fatigue amorcée à fleur de surface est la plus courante dans les lignes de transport chargées, principalement dans les rails courbes [3]. La variation la plus élevée de la

contrainte de cisaillement dans les rails se produit au coin de la tête de rail à une profondeur approximativement de 3 mm au-dessous de la surface [67,68]. Les sites d'amorçage reportés dans la littérature sont normalement plus profonds : des valeurs de 3 à 15 mm au-dessous de la surface de roulement ont été rapportées dans plusieurs travaux de la littérature [69,70,71]. La raison pour laquelle des fissures s'amorcent à ces profondeurs significatives est probablement liée à des contraintes de traction élevées [71,72]. La zone d'amorçage est typiquement au-dessus de la profondeur de la traction résiduelle maximum, mais peut coïncider avec la profondeur de la traction cyclique maximum [73]. Les fissures à fleur de surface se produisent typiquement au coin de la tête de rail dans les courbes [54], dues au chargement élevé et souvent à des aires de contact faibles.

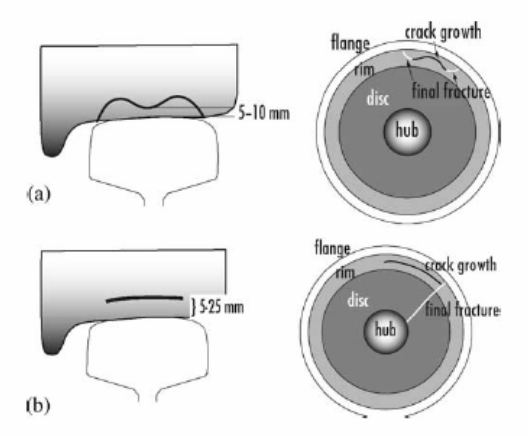


Figure 1-9. Schéma typique de fissures de fatigue au-dessous de la surface dans les roues ferroviaires [3] : (a) amorçage peu profond et (b) amorçage profond à un défaut.

Comme pour les roues, les défauts du matériau jouent un rôle important dans l'amorçage de la fatigue à fleur de surface dans les rails [54,74,75,76]. En effet, plusieurs auteurs ont observé des inclusions non métalliques de faible taille comme des sites d'amorçage [71,72]. De même, les soudures peuvent introduire des défauts supplémentaires de matériau et constituer ainsi des points faibles [28,54]. De plus, l'hydrogène peut avoir un effet néfaste en propageant des fissures à partir de défauts à fleur de surface à la fois dans les roues et les rails [6,54,74].

En raison des mécanismes de fatigue différents, il convient de distinguer les fissures amorcées à des profondeurs assez faibles de celles plus profondes. Dans le premier cas, les contraintes de contact sont la cause dominante, tandis que plus le point d'amorçage est profond, plus d'autres causes importantes surviendront, telles que la présence de défauts du matériau (ou d'autres concentrations de contrainte), la flexion globale, les contraintes résiduelles et thermiques.

Les fissures de fatigue à fleur de surface dans les rails se propagent typiquement en parallèle à la surface jusqu'à une certaine taille critique pour laquelle elles peuvent dévier et causer une rupture complète du rail si elles ne sont pas détectées à temps [73, 74]. Les contraintes résiduelles de traction et le refroidissement thermique (dans les voies complètement soudées) favoriseront une telle rupture. Un mode de rupture moins nuisible se produit quand la fissure dévie vers la surface et provoque la rupture et le détachement d'un morceau de matériau du rail.

Contrairement aux fissures superficielles, qui se propagent principalement en mode I à cause de la pression induite par la lubrification [26, 77], la propagation de fissures à fleur de surface se produit principalement en mode mixte II et III après un stade initial de propagation en mode I [61]. Dans ce cas, l'influence du frottement entre les faces de fissure semble avoir un effet important [7], mais elle est difficile à quantifier.

1.3.2.3. Prévention de l'amorçage de fissures à fleur de surface

Pour l'amorçage profond de la fatigue, nous avons déjà signalé que les défauts du matériau jouent un rôle important. Il convient de noter que c'est la plus grande taille de défaut, contrairement à une taille moyenne de défaut, qui est importante [61]. De plus, des surcharges devraient être évitées puisqu'elles causeront des contraintes localisées élevées aux défauts du matériau [8] qui peuvent déclencher l'amorçage de la fatigue. Ici, c'est la valeur extrême de la charge (et non un niveau moyen de la charge) qui est importante.

Le contrôle de la géométrie de contact est essentiel pour contrecarrer l'amorçage peu profond de la fatigue. En particulier, une usure caverneuse des roues s'est avérée nuisible [62,65]. L'influence est due à la faible zone résultante de contact, combinée avec un fluage longitudinal élevé résultant [78].

La résistance mécanique du matériau est également importante, mais il est difficile d'identifier clairement lesquels des paramètres du matériau qui corrèlent le mieux la résistance vis-à-vis des fissures à fleur de surface.

1.3.2.4. Influence des contraintes résiduelles

Les contraintes résiduelles dans les roues et les rails ont été largement étudiées dans la littérature. La première question concerne la détermination expérimentale de valeurs des contraintes résiduelles. Il existe de nombreuses méthodes destructives pour déterminer l'état de contrainte résiduelle, basées sur le découpage des rails et des roues. Les exemples incluent des méthodes où les déplacements de la surface coupée transversalement sont déterminés par interférométrie [79], par découpage longitudinal en combinaison avec l'interférométrie [80], au moyen d'un revêtement superficiel et d'un traitement thermique [80] ou par évaluation des déplacements d'ouverture et des contraintes résultantes à partir de simulations EF ou de solutions analytiques [81]. Pour obtenir l'état de contrainte 3D, la technique de Batelle ou les techniques de découpage en tranches obliques peuvent être employées [82]. Les méthodes non destructives incluent les techniques d'ultrasons, magnétique et de diffraction des rayons X [38,83-88].
L'influence des contraintes résiduelles sur la résistance à la fatigue peut être facilement expliquée si l'amorçage de la fatigue à grand nombre de cycles est analysé à l'aide du critère de Dang Van [31]. Quant à la prévision de l'influence des contraintes résiduelles sur la propagation de fissure et la rupture finale, elle est plus difficile parce que le champ de contrainte résiduelle sera redistribué pendant la propagation de fissure. De plus, les contraintes résiduelles influenceront le frottement entre les faces de fissure ; en particulier, les contraintes résiduelles de compression ont un effet tout à fait bénéfique [26, 64, 89].

1.4. INFLUENCE DES DEFAUTS DE MATERIAU SUR L'ENDOMMAGEMENT PAR FCR

1.4.1. Influence des défauts sur l'initiation de la FCR dans les roues ferroviaires

1.4.1.1. Introduction

Kabo et Ekberg [90] ont étudié la répartition des contraintes autour d'un défaut de matériau dans la bande de roulement d'une roue ferroviaire pendant les séquences de contacts de roulement en utilisant une analyse élastoplastique par éléments finis.

Les ruptures de roues causées par la propagation de fissures de fatigue peuvent se manifester d'une manière violente quand une partie de la roue (ou la roue entière) se rompt. Ces ruptures entraînent des endommagements des rails, des traverses, des suspensions et des roulements. Dans des cas rares, les déraillements peuvent se produire. Ces ruptures peuvent être très coûteuses et être à l'origine de retards et de préjudices humains.

La prévention des ruptures de fatigue des roues ferroviaires nécessite une compréhension des mécanismes mis en jeu. Une approche souhaitable pour acquérir de telles connaissances consiste à réaliser des essais. Cependant, les essais à pleine échelle sont extrêmement compliqués et coûteux. De ce fait, des essais à échelle réduite sont effectués et dont les résultats fournissent de précieuses informations.

Kabo et Ekberg [90] ont étudié l'initiation de la fatigue des roues ferroviaires d'un point de vue théorique en utilisant une analyse numérique de l'état de contrainte et de déformation. L'inconvénient des simulations numériques est lié au fait que la validité des résultats dépend complètement de l'adéquation des modèles théoriques. Cependant, l'approche permet une analyse rapide et juste de l'influence des différents paramètres tels que le niveau de charge, le contact géométrique, la position de défauts, etc.

L'objectif du travail de Kabo et Ekberg [90] est de contribuer à développer des modèles prédictifs de l'endommagement des roues ferroviaires basés sur une connaissance du spectre de chargement, des contacts géométriques et des propriétés de résistance mécanique du matériau. Les premiers modèles de prédiction de l'initiation de la fatigue de contact ont été développés pour un matériau sans défauts. Naturellement, toutes les roues ferroviaires contiennent des défauts de matériau de différentes formes et natures. Cependant, l'hypothèse utilisée a consisté à limiter l'influence des défauts existants à une diminution locale de la résistance à la fatigue et que ces défauts n'influencent pas la distribution globale des contraintes. En effet, en se basant sur des simulations numériques de l'impact de la fatigue dû au spectre de chargement appliqué, il s'est avéré qu'une telle diminution de la résistance à la fatigue est plus ou moins une condition pour que des fissures de fatigue s'amorcent. Les niveaux estimés de l'impact de la fatigue pour un contact géométrique « parfait » entre la roue et le rail, et un matériau sans défaut, ne sont pas en eux-mêmes suffisants pour conduire à des ruptures par fatigue. Par conséquent, soit une augmentation des valeurs de contraintes induites, due par exemple à un mauvais contact géométrique, soit une diminution de la résistance du matériau, due par exemple à des défauts dans le matériau, est nécessaire pour que des fissures de fatigue s'amorcent.

Une première estimation basée sur un modèle semi-empirique a été développée par Murakami et Endo [91]. Ce modèle approximatif suggère que la résistance à la fatigue réduite, en termes de limite de fatigue, peut être exprimée en fonction de la taille du défaut comme suit :

$$\left(\sigma_w / \sigma_e\right) = \left(d / d_0\right)^{-1/6}$$

Avec σ_w la limite de fatigue du matériau contenant un défaut de taille d, σ_e est la limite de fatigue en l'absence de grands défauts et d_0 la taille de défaut correspondant à l'initiation de la fatigue au niveau de contrainte σ_e. Bien qu'il est très utilisé grâce à sa simplicité, on doit noter que ce modèle a été développé à l'origine pour un chargement de traction / compression uniaxiale. Ainsi, la base physique de l'utilisation de ce modèle dans des applications de contact de roulement n'est pas suffisamment justifiée.

Kabo et Ekberg [90] ont réalisé des simulations élastoplastiques par éléments finis de la réponse du matériau au voisinage des défauts vis-à-vis des charges de contact de roulement. En particulier, ces auteurs ont étudié l'influence de paramètres tels que la valeur de la charge, le contact géométrique et la profondeur du défaut au-dessous de la surface de roulement de la roue.

1.4.1.2. Types de défauts du matériau

Les défauts du matériau rencontrés dans les roues ferroviaires peuvent être de différentes natures en fonction du procédé de fabrication. Les types de défauts de matériau rapportés dans la littérature englobent les inclusions non métalliques telles que le sulfure de manganèse, et aussi les impuretés provenant des briques de fours et des oxydes, tel que l'oxyde de silicium [5,6] (figure 1-10). En outre, des inclusions métalliques, tels que les oxydes d'aluminium, et des porosités peuvent exister dans le matériau de la roue.

L'impact des différents défauts varie selon le type d'inclusion et son interaction avec le reste du matériau. Les impuretés se manifestent sous forme de gros défauts fragiles qui peuvent être écrasés pendant le contact de roulement. Si des fissures apparaissent, elles se propageront dans ce cas à partir des côtés verticaux du défaut.

L'oxyde de silicium est un type d'inclusion dure qui n'est pas normalement écrasé. Aussi dans ce cas, des fissures possibles commenceront à se propager à partir des côtés horizontaux du défaut.

Le sulfure de manganèse est mou et se déforme sous forme de « chapelet » au-dessous du contact de roulement pendant le processus de forgeage. Les fissures sont moins probablement initiées à partir de ces inclusions de faible taille. Cependant, une fissure déjà initiée se propagerait facilement à travers une bande d'inclusions de sulfure de manganèse. Malheureusement, ces hypothèses sont difficiles à vérifier à l'aide d'observations métallographiques, puisque les inclusions de sulfure de manganèse sont molles.

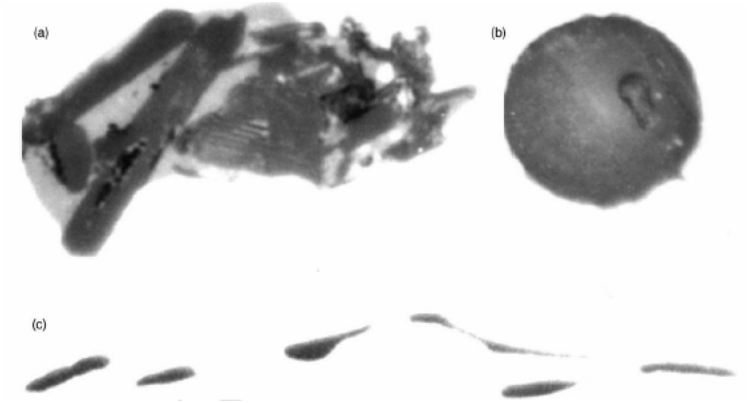


Figure 1-10. Défauts typiques dans les matériaux de roues, (a) impuretés provenant des briques de fours (taille ≈ 1 mm), (b) oxyde de silicium (taille ≈ 50 μm), (c) sulfure de manganèse (taille ≈ 10 μm) [90].

Dans les simulations numériques présentées par Kabo et Ekberg [90], les défauts du matériau sont modélisés par des porosités. En effet, une porosité peut être considérée comme un des types d'inclusions les plus néfastes. En plus, si une inclusion est écrasée durant le contact de roulement, sa résistance ultérieure à un chargement de compression peut être négligée ; une telle inclusion peut donc, d'un point de vue mécanique, être assimilée à une porosité.

Pour simplifier la forme des défauts réels dans les simulations numériques à deux dimensions, le défaut est modélisé par un cercle. Cependant, les défauts à forme aiguë seront encastrés dans une zone du matériau déformée plastiquement de telle sorte que l'influence de la forme originale du défaut diminue. Dans les études effectuées dans le cadre de la présente thèse, l'influence de la forme et de la taille des défauts a été réalisée.

1.4.1.3. Modèle numérique de Kabo et Ekberg [90] prenant en compte les défauts de matériau

Le modèle numérique de la roue est bidimensionnel et l'état de déformations est plan. Pendant un cycle de chargement, le rail « se déplace » sans frottement selon une direction bien définie. Une représentation plus exacte devrait prendre la roue et le rail comme infiniment grands.

Les résultats sont obtenus pour le cas d'un défaut de forme circulaire de diamètre d égal à $1 mm$, situé à une profondeur $h = 15\ mm$ au-dessous de la surface de roulement de la roue soumise à une charge linéique de $12\ MN/m$ appliquée comme une pression hertzienne de contact sur une surface plane par un cylindre de rayon $r = 0,30\ m$ (figure 1-11). La densité de maillage est prise élevée dans la zone de contact et la zone autour du défaut.

Les valeurs de la charge utilisées dans l'étude de Kabo et Ekberg [90] sont égales à 7, $12\ et\ 18\ MN/m$; elles correspondent respectivement à une pression maximum $p_0 = 952,\ 1211,\ 1484\ MN/m^2$. Dans le diagramme d'accommodation pour un matériau sans défaut, ces trois valeurs correspondent respectivement à une réponse élastique, une adaptation

élastique et une accommodation plastique au-dessous de la surface. Le matériau utilisé est élastoplastique avec un écrouissage non linéaire. Des lois d'écrouissage isotrope et cinématique sont introduites dans les calculs.

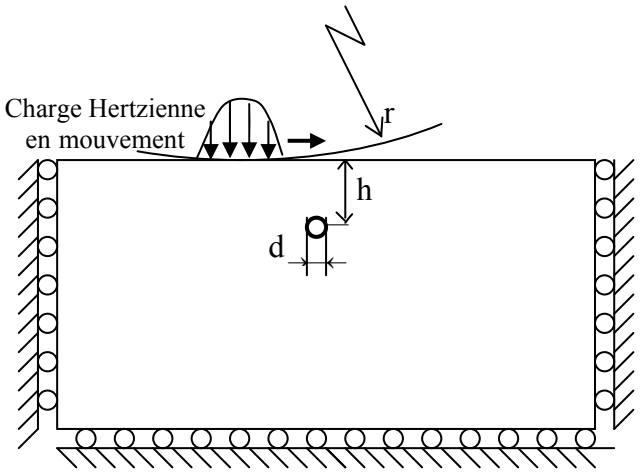


Figure 1-11. Modèle éléments finis 2D d'une roue de train contenant un défaut de matériau et soumise à une charge de contact hertzien en mouvement ; *d* = taille du défaut ; *h* = profondeur du défaut [90].

1.4.1.4. Contraintes et déformations au voisinage du défaut

Puisque le modèle numérique de Kabo et Ekberg [90] suppose un état de déformation plane et le défaut introduit une surface libre, les composantes non nulles de la contrainte sont les contraintes normales σ_y et σ_z , conduisant à un état de contrainte biaxial local. Pour une réponse élastique, les composantes non nulles de la déformation sont ε_x et ε_y

Quand les valeurs de la contrainte au voisinage du défaut dépassent le seuil plastique, la réponse du matériau de la roue se stabilise après quelques cycles de chargement. Pour une combinaison choisie de contact géométrique, de niveaux de la charge et de paramètres du matériau, cette stabilisation se produit rapidement. En se basant sur cette observation, les résultats de Kabo et Ekberg [90] ont représenté la réponse du matériau durant le cinquième cycle de chargement. Lorsque le chargement plastique se produit, les déformations plastiques en compression et en traction ont pratiquement les mêmes valeurs.

L'analyse des résultats de Kabo et Ekberg [90] pendant un cycle de chargement montre qu'une contrainte résiduelle de traction σ_y est introduite. Même si les contraintes sont calculées en un point de Gauss très près du défaut (< 0,1 mm), les gradients des pas de contraintes (et les approximations numériques) rendent les composantes de contraintes σ_x et τ_{xy} non nulles. Quant à l'évolution des déformations, elle montre qu'une déformation résiduelle de traction ε_x et de compression ε_y est induite pendant le premier passage du chargement.

Une des conclusions des résultats obtenus par Kabo et Ekberg [90] consiste à ce que les défauts non situés sur la bande de roulement de la roue, ou au-dessous de celle-ci, n'auraient pas d'importance vis-à-vis de la performance en fatigue de contact de roulement.

Le chargement de contact introduit des contraintes résiduelles de compression à une profondeur correspondant à celle du maximum de la contrainte de cisaillement (en l'absence de défauts) et à une certaine distance des côtés verticaux du défaut. En outre, une contrainte résiduelle de traction est introduite au côté même du défaut.
Sallaou [92] a repris la même modélisation que celle de Kabo et Ekberg [90] et a réalisé des simulations numériques par éléments finis de l'influence des défauts dans les rails. Il a observé qu'il existe deux zones de contrainte maximale : une située près de la surface du rail, prévue également par la théorie classique de Hertz, et une autre autour du défaut et plus précisément sur ses côtés verticaux. Ce résultat confirme encore que les risques d'endommagement par fatigue de contact de roulement sont très probables au voisinage des défauts.

1.4.1.5. Influence de certains paramètres

- Influence de la position du défaut et du niveau de la charge

Kabo et Ekberg [90] ont étudié l'influence de la position verticale du défaut, définie par la distance verticale entre la surface de la roue et le centre du défaut, sur la contrainte effective maximum de Tresca au niveau du défaut pour trois niveaux de chargement. La réponse du matériau peut être divisée en trois stades. Dans le premier stade, la réponse au défaut est élastique et la valeur de la contrainte de cisaillement augmente quand la profondeur du défaut et/ou la valeur de la charge augmente. Une telle réponse est obtenue pour des défauts profonds et une charge de $7\ MN/m$.

Dans le second stade, des déformations plastiques commencent à apparaître et conduisent à une redistribution des contraintes au niveau du défaut de telle sorte que la valeur de la contrainte reste presque constante quand les valeurs des charges sont augmentées et/ou la profondeur du défaut diminue. Une telle réponse est obtenue pour des défauts peu profonds quand $F = 7\ MN/m$ et pour des défauts profonds quand $F = 12\ MN/m$.

Le troisième stade correspond à de grandes déformations au voisinage du défaut et les valeurs des contraintes augmentent quand la charge croît et/ou la profondeur du défaut diminue. Une telle réponse est obtenue pour des défauts superficiels quand $F = 12\ MN/m$ et à la fois pour les défauts superficiels et profonds quand $F = 18\ MN/m$.

L'étude prévue pour des défauts situés à des profondeurs inférieures à $10\,mm$ a dû être abandonnée à cause de problèmes numériques [90].

Sallaou [92] a retrouvé des résultats similaires à ceux obtenus par Kabo et Ekberg [90] ; en particulier, pour des défauts profonds, la zone de contrainte maximale autour du défaut disparaît et se localise plutôt juste au-dessous de la surface de roulement, alors que pour les défauts près de la surface, la contrainte maximale se concentre autour du défaut et peut prendre des valeurs très élevées. Par conséquent, des défauts de faible taille et peu profonds peuvent présenter beaucoup de risques d'endommagement par fatigue de contact de roulement.

- ***Influence du rayon de défaut***

Sallaou [92] a également étudié l'influence du rayon de défaut, assimilé à une porosité, sur la répartition des contraintes. Plus la taille de défaut diminue, plus la contrainte maximale de von Mises augmente. Ce résultat s'explique par le fait que, pour des rayons faibles, le défaut se comporte comme une fissure avec des concentrations de contrainte élevées.

1.4.1.6. Conclusions sur les résultats du modèle de Kabo et Ekberg [90]

L'état de contrainte au niveau du défaut présente une évolution complexe pendant un cycle de chargement (c'est-à-dire un passage de la charge) en fatigue de contact de roulement. Les gradients de contrainte au voisinage du défaut sont élevés et doivent être pris en compte dans la conception en fatigue. Si les contraintes / déformations aux nœuds (ou points d'intégration) dans le modèle par éléments finis sont utilisées dans l'analyse de fatigue, les résultats peuvent être trop conservatifs. Kabo et Ekberg [90] proposent que les contraintes et les déformations soient moyennées sur une aire caractéristique, telle que la taille de grain. Cependant, les résultats dépendront beaucoup de l'aire choisie à cause des gradients élevés.

Le type de réponse au niveau du défaut dépend de la contribution de la valeur de la charge et de la position verticale du défaut. Ces deux paramètres doivent être pris en compte pour identifier les valeurs admissibles des charges (ou des tailles de défauts).

Au contraire du cas d'un matériau sans défaut, le contact géométrique semble avoir, pour les charges modérées, une importance mineure dans l'impact du défaut sur la fatigue.

1.4.2. Influence des amas de défauts et des surcharges en FCR

1.4.2.1. Introduction

Kabo [8] a étudié l'impact en fatigue des défauts de matériau sous chargement de contact de roulement, en mettant l'accent sur la réponse aux surcharges et l'effet des amas de défauts. Cette étude a été effectuée en utilisant des simulations numériques par éléments finis. Les contraintes et les déformations au voisinage des défauts sont analysées et l'impact de la fatigue est quantifié à l'aide d'un critère multiaxial de fatigue.

Selon la combinaison des valeurs des charges verticales et latérales, les propriétés du matériau et le contact géométrique, la fatigue de contact de roulement peut se manifester par des fissures initiées en surface ou au-dessous de la surface. Il est bien connu que la fatigue initiée au-dessous de la surface est favorisée par l'occurrence de défauts macroscopiques.

Le travail de Kabo [8] a consisté à étudier l'influence des surcharges, qui correspondent à des niveaux de charges beaucoup plus élevés que ceux relatifs aux conditions normales de service. Il est bien connu, dans le cas de la traction uniaxiale, que les surcharges tendent à augmenter la durée de vie en fatigue. Cependant, dans le cas d'un chargement en compression, l'effet des surcharges est différent de telle sorte que des surcharges uniaxiales peuvent diminuer la durée de vie en fatigue.

L'autre objectif du travail de Kabo [8] est d'étudier l'occurrence des amas de défauts du matériau, c'est-à-dire des groupes compacts de deux ou plusieurs défauts. Il est bien connu

d'après les applications ferroviaires que certaines inclusions (notamment MnS) tendent à former des amas de défauts.

Dans le cas d'un chargement de traction uniaxiale, il existe des lois empiriques permettant d'estimer la diminution de la résistance du matériau provoquée par de tels défauts [93]. Cependant, ces lois ne donnent pas de résultats satisfaisants dans les cas d'un chargement de contact de roulement. Ainsi, les résultats de l'étude de Kabo [8] présenterait un intérêt particulier pour les ingénieurs en conception vis-à-vis de la fatigue de contact de roulement, et seront applicables à la fois pour déterminer les charges (ou surcharges) permises et pour spécifier la pureté du matériau.

1.4.2.2. Modèle d'analyse de la FCR

Kabo [8] a établi un modèle bidimensionnel par éléments finis, en déformations planes, représentant une partie d'une roue ferroviaire contenant un défaut circulaire (cylindrique) en utilisant le code ABAQUS. Le défaut de diamètre d est situé à une profondeur h en dessous de la surface. La charge est appliquée sous forme d'une pression Hertzienne de contact sans frottement et en mouvement. Ce cas est équivalent à celui d'un cylindre, de rayon r, roulant sur un plan et soumis à une charge verticale F. Le maillage utilisé a consisté à environ 11000 éléments à 8 nœuds parmi lesquels 120 éléments autour du défaut. Le modèle inclut un matériau élastoplastique avec un écrouissage cinématique non linéaire. Le défaut du matériau est modélisé par une porosité.

Les valeurs des charges appliquées sont choisies pour refléter les cas d'une réponse élastique ($7\ MN/m$), d'une adaptation élastique ($12\ MN/m$) et d'un écoulement plastique au-dessous de la surface ($18\ MN/m$) pour un composant sans défaut.

L'impact de la fatigue est quantifié en utilisant le critère de Jiang-Sehitoglu [94] qui définit un paramètre de fatigue FP comme :

$$FP = \langle \sigma_{\max} \frac{\Delta\varepsilon}{2} \rangle + J\,\Delta\tau\Delta\gamma \qquad (1.2)$$

Le critère est évalué pour un plan donné du matériau, où $\Delta\varepsilon$ est la variation de la déformation normale agissant dans le plan, $\sigma_{\max}$ est la contrainte normale la plus élevée dans le plan (pendant un cycle de contrainte), $\Delta\gamma$ est la variation de la déformation de cisaillement et $\Delta\tau$ est la variation de la contrainte de cisaillement ; J est un paramètre du matériau et est choisi égal à 0,20 dans l'étude de Kabo [8]. Les crochets de McCauley, symbolisés par < >, sont définis comme : < a > = a pour a > 0 et < a > = 0 pour a ≤ 0.

Kabo [8] a trouvé que les gradients de contrainte sont très prononcés près du défaut dans une roue ferroviaire soumise à un contact de roulement. Ce résultat montre qu'il est nécessaire d'accorder une attention particulière à l'évaluation de l'impact de la FCR. En premier lieu, les gradients prononcés peuvent rendre l'analyse de contrainte et de déformation dépendante du maillage. En second lieu, l'initiation d'une fissure de fatigue concerne la rupture d'au moins un grain de métal. Par conséquent, la contrainte maximale près du défaut peut être une mesure trop conservative. Dans l'étude de Kabo [8], le premier obstacle est surmonté en utilisant un maillage similaire dans toutes les analyses, ce qui correspond implicitement à prendre les

moyennes des résultats sur une aire constante. La taille relative des éléments près du défaut a été choisie égale à $0{,}13\ mm$.

1.4.2.3. Influence des différents paramètres

Kabo et Ekberg [95] ont étudié l'influence de la valeur de la charge, la position du défaut au-dessous de la surface de roulement et la géométrie de contact (définie par le rayon r du cylindre dans l'analyse du contact Hertzien). Ils ont effectué des études multi-paramétriques et caractérisé la réponse près du défaut par différents calculs des contraintes et des déformations.

Kabo [8] a repris les mêmes paramètres et les a vérifiés en termes du paramètre de fatigue FP. Elle a trouvé une similitude qualitative dans la réponse mesurée par la contrainte de cisaillement maximum de Tresca et par le maximum du paramètre de fatigue $FP_{\max}$. La contrainte de cisaillement de Tresca τ_T est définie par la différence entre la contrainte principale la plus élevée algébriquement, σ_1, et la plus faible, σ_3. La réponse du matériau a été évaluée au cinquième cycle de chargement.

1.4.2.4. Influence des surcharges

Les surcharges sont simulées dans le modèle par éléments finis de Kabo [8] par un bloc de chargement appliqué et consistant en trois passages d'une charge de valeur F_1, suivi par un passage de valeur F_2, et finalement par trois autres passages de valeur F_1. Les trois passages sont nécessaires pour que la réponse du matériau se stabilise.

- ***Histoires contrainte – déformation***

Pendant la surcharge, les valeurs de contrainte et de déformation augmentent. Dans les passages subséquents de chargement, des contraintes et des déformations résiduelles sont induites [8].

Kabo [8] a trouvé que la surcharge cause une augmentation par un facteur 6 de la déformation verticale de compression et dans la déformation latérale de traction. Les valeurs de contrainte avant et après la surcharge sont similaires sauf σ_z qui est décalée. Une légère augmentation de la variation de la contrainte de cisaillement de Tresca est également observée.

- ***Evaluation de la fatigue***

La réponse en fatigue est évaluée en utilisant la relation donnant FP et en déterminant la distribution de ce paramètre. Les valeurs maximales de FP avant et après la surcharge sont respectivement $1{,}16\ MPa$ et $1{,}35\ MPa$. Pendant la surcharge, la valeur maximale du paramètre de fatigue peut augmenter jusqu'à $11{,}32\ MPa$ [8].

L'utilisation du paramètre de fatigue du critère de Jiang-Sehitoglu [94] montre que la surcharge a un effet nuisible sur la résistance à la fatigue. Cet effet se manifeste de deux manières :

- D'abord, la surcharge en elle-même a un grand impact sur la fatigue avec des valeurs élevées du paramètre de fatigue FP .

- Ensuite, un effet de l'histoire de chargement est mis en évidence. Il est caractérisé principalement par une augmentation de la « zone affectée » après la surcharge.

1.4.2.5. Influence des amas de défauts

Afin d'étudier le phénomène d'amas de défauts dans un matériau de roue ferroviaire, deux défauts circulaires (cylindriques) ont été introduits dans le modèle par éléments finis élaboré par Kabo [8]. Deux cas principaux ont été examinés : défauts alignés horizontalement et verticalement. La distance entre les centres des défauts varie de $2\ à\ 5\ mm$. Un chargement de contact en mouvement est appliqué et la réponse est évaluée après le cinquième passage de chargement.

En traçant les valeurs de FP au voisinage des défauts alignés horizontalement, Kabo [8] a observé une région à fortes contraintes entre les défauts dans le cas de défauts distants de $2\ mm$. La valeur maximale de FP dans ce cas est également plus élevée par un facteur de 2,6 par rapport au cas d'un seul défaut. A des distances entre défauts de $4\ mm$ ou plus, les défauts se comportent plus ou moins comme des défauts séparés. Les mêmes résultats sont obtenus pour des défauts alignés verticalement.

Par conséquent, il se forme une zone à très fortes contraintes entre deux défauts peu distants. Pendant le chargement en service, une fissure entre ces deux défauts rapprochés sera probablement initiée et se propagera rapidement pour entraîner leur coalescence. Ceci implique que les défauts vont se comporter comme un seul grand défaut. Pour confirmer ce résultat par la suite, une étude de la propagation de fissure entre les défauts est nécessaire.

Kabo [8] a déterminé l'impact local de la fatigue en l'évaluant au point de Gauss au voisinage du défaut. L'effet d'amas de défauts est bien représenté par le paramètre FP , mais ne l'est pas par la contrainte de cisaillement maximale de Tresca. En effet, pour l'amas vertical, la contrainte de cisaillement maximale de Tresca au voisinage du défaut est diminuée de manière significative par rapport au cas d'un défaut unique. Par conséquent, la contrainte de cisaillement maximale de Tresca au voisinage du défaut, bien qu'elle soit une mesure valable pour un chargement statique, ne l'est plus pour représenter l'impact de la fatigue dans le cas de la fatigue de contact de roulement.

1.4.2.6. Effet combiné de surcharges et d'amas de défauts

En dernier lieu, Kabo [8] a étudié l'impact sur la fatigue d'un amas de défauts soumis à une surcharge. Elle a considéré le cas de défauts disposés horizontalement et dont la distance entre leurs centres est de $2\ mm$.

L'évolution du paramètre de fatigue FP est déterminée au voisinage de l'amas de défauts horizontaux pendant et après la surcharge. L'effet de la surcharge se traduit par la valeur maximale de $FP = 24,86\ MPa$ pendant le cycle de surcharge. Kabo considère, compte tenu des rapports de surcharge étudiés, que localement, au voisinage des défauts, l'impact sur la fatigue conduit à une diminution du paramètre de fatigue après surcharge, $FP = 2,27\ MPa$, alors que sa valeur avant surcharge était $FP = 2,96\ MPa$.

1.4.2.7. Conclusions sur les résultats de l'étude de Kabo [8]

Les conclusions suivantes peuvent être déduites à partir des analyses numériques de l'influence des surcharges et des amas de défauts du matériau dans les roues ferroviaires [8] :

- Il existe des gradients de contrainte et de déformation très élevés près des défauts. Dans ce cas, l'analyse standard contrainte/déformation n'est pas suffisante pour l'analyse de la fatigue. Par contre, l'utilisation du critère de fatigue multiaxial (à faibles cycles) de Jiang-Sehitoglu [94] donne une meilleure représentation.

- Les surcharges diminuent ultérieurement le paramètre d'endommagement et retardent donc l'amorçage des fissures par FCR.

- Les amas de défauts provoquent l'augmentation de l'impact de la fatigue. Le mécanisme qui en découle est la formation d'une région fortement affectée entre les défauts.

- Ces amas de petits défauts coalescent pour former un grand défaut à partir duquel une propagation ultérieure de fissure peut se produire.

- Le critère local de fatigue (utilisé au voisinage du défaut) peut ne pas être un outil suffisant pour les analyses en fatigue. L'étendue de la zone influencée devrait également être prise en compte à cause des gradients élevés de contrainte et de déformation.

Kabo [8] propose d'étendre son étude à l'influence de la forme et la taille initiales des défauts, à des amas de défauts de trois ou plus et à des amas de défauts disposés diagonalement.

1.5. INTERACTIONS ENTRE L'USURE ET LA FCR

1.5.1. Introduction

Avec l'augmentation régulière des charges, des vitesses de trains et du trafic, les composants ferroviaires doivent supporter des sollicitations de service plus sévères que celles relatives à leur conception originale ; ceci entraîne des problèmes d'usure et de FCR, et par la suite une diminution de la durée de vie des roues et des rails. Ces problèmes ont été plus ou moins pris en compte en augmentant la section transversale de la tête de rail et/ou en augmentant la résistance de l'acier pour rail pour obtenir une résistance à l'usure plus élevée.

La réduction des problèmes d'usure a fait apparaître la FCR comme un autre type concurrentiel d'endommagement des roues et des rails. Les travaux de recherche relatifs à

l'usure et à la FCR ont beaucoup progressé ces dernières années ; en particulier, des essais ont été réalisés pour étudier l'occurrence de l'usure et des endommagements par FCR séparément à l'aide de machines d'essai de roulement/glissement, et pour évaluer l'effet de différents paramètres sur ces deux phénomènes.

Certains travaux ont étudié l'usure de rail en reproduisant les plus mauvaises conditions de glissement en service. Néanmoins, dans des états normaux de contact de roulement, les rails passent la majeure partie de leur durée de vie dans des conditions moins sévères ; ces conditions sont donc d'un grand intérêt et méritent d'être étudiées en raison de l'occurrence concourante possible de l'usure et de la FCR [96, 97].

En fait, l'usure est en compétition avec la propagation de fissures superficielles de FCR. Leur amorçage peut être du au contact micro–Hertzien entre les aspérités [98], ou une plastification cyclique localisée [98], ou une plastification largement diffuse dans la zone superficielle quand la limite de l'adaptation élastique est dépassée [99]. Une fois que des fissures sont formées, elles peuvent se propager à condition que le facteur d'intensité de contrainte associé (FIC) dépasse le seuil de propagation; d'ailleurs, comme l'ont montré plusieurs études expérimentales, ces fissures peuvent se propager en profondeur ou dévier vers la surface de contact [100,101]. L'usure, qui résulte en une perte uniforme de matière de la zone superficielle, peut partiellement ou entièrement enlever les fissures superficielles, contrecarrant donc la propagation de fissures [102]. Donzella et al. [103] ont proposé un modèle pour prévoir ces phénomènes et, en particulier, pour analyser le rôle compétitif de l'usure et des fissures extérieures de FCR. Ce modèle vise également l'évaluation de la combinaison des propriétés du matériau et des conditions de service qui peut devenir critique pour la sécurité.

Avant d'aborder plus en détail les interactions entre l'usure et la FCR, nous allons d'abord présenter quelques notions et travaux relatifs au phénomène d'usure.

1.5.2. Usure des roues et des rails

L'analyse du contact roue/rail s'est intéressée essentiellement à la FCR. Ce phénomène apparaît principalement quand il y a des contacts avec un glissement relativement faible, comme sur la tête de rail dans les voies droites. Au nord de la Suède, 60% des remplacements de rails se sont avérés dus aux problèmes provoqués par la FCR et les défauts de surface, alors que seulement 5% étaient dus à l'usure de l'aile horizontale [104]. En Suède méridionale, les statistiques sont légèrement différentes. Un problème supplémentaire, qui est apparu dans les trains à grande vitesse, a consisté en des mouvements transitoires verticaux, incluant la réaction de la fondation, et qui a eu comme conséquence une dégradation périodique de la tête de rail et a provoqué des ruptures [104]. En général, la contribution de l'usure par glissement est totalement ignorée, alors que les observations sur site montrent que l'usure joue un rôle important dans l'endommagement des roues lié au freinage.

Dans le développement de la modélisation de l'usure dans le contexte ferroviaire, un modèle d'usure basé sur la loi d'Archard a été développé par Li et Kalker [105] dans lequel la charge normale est remplacée par la charge de frottement ou, en d'autres termes, la charge normale est multipliée par le coefficient de frottement. Linder et Brauschli [106] ont analysé le changement de profil d'une roue de train et ont noté une différence qualitative dans le taux d'usure entre l'aile horizontale de la roue et la bande de roulement de la roue.

Il est bien connu que le comportement vis-à-vis de l'usure d'un composant ferroviaire dépend des propriétés du matériau et des conditions de service. Malgré les efforts accomplis pour dépasser l'approche phénoménologique et développer une évaluation théorique des mécanismes de l'usure, leur compréhension physique est cependant loin de permettre la détermination de la vitesse de dégradation par usure. En conséquence, l'approche phénoménologique représente encore la base pour la caractérisation du comportement vis-à-vis de l'usure dans des conditions spécifiques de contact.

Le mécanisme d'usure prépondérant dans le contact roue/rail est relatif à l'abrasion, qui consiste en une perte de matière par suite du frottement direct entre les roues et les rails, ou par l'intermédiaire de petites particules très dures se trouvant entre les roues et les rails. La lubrification peut aider à réduire l'usure des roues et des rails, qui peut être particulièrement sévère dans les courbes à cause du degré de glissement élevé qui prend place entre la bride de roue et la tête de rail. Cependant, les lubrifiants fluides peuvent contribuer au développement de fissures de FCR par des mécanismes, comme par exemple la modification du frottement entre les faces de fissure et le piégeage du lubrifiant, et peuvent ainsi entraîner des ruptures de rails par FCR. Afin d'éviter ces problèmes, Fletcher et al. [107] ont proposé d'utiliser des lubrifiants solides secs et ont montré qu'ils ne conduisent pas à l'aggravation de la FCR dans le contact roue/rail. Ces auteurs ont montré en particulier que les durées de vie en fatigue sont nettement supérieures dans le cas de la lubrification solide par rapport au cas d'une lubrification par l'eau.

Dans certaines conditions extrêmes de freinage brusque, où le glissement est prépondérant, le mécanisme d'usure adhésive peut apparaître. Il résulte d'un échauffement excessif dans la zone de contact qui provoque la formation de microsoudures au niveau des jonctions entre aspérités. Il se produit ensuite un transfert de matière entre la roue et le rail. Le taux de ce transfert augmente avec le coefficient de frottement [108].

Telliskivi [104] a proposé une approche générale pour simuler numériquement l'usure dans les contacts de roulement et de glissement roue/rail, et a réalisé des essais pour déterminer les coefficients d'usure et de frottement dans différentes conditions de fonctionnement. Les résultats expérimentaux montrent que la vitesse de glissement et la pression au niveau du contact influent fortement sur le coefficient d'usure. De même, cet auteur a trouvé une bonne concordance entre les résultats expérimentaux et ceux issus des simulations de l'usure et du frottement de roulement dans différentes conditions de fonctionnement.

Telliskivi [104] a montré que différents mécanismes d'usure affectent les différentes parties du rail. Une usure abrasive relativement faible prédomine à la tête du rail, alors qu'une usure abrasive/adhésive sévère se produit à l'arête du rail. La différence dans le taux d'usure entre la tête de rail et l'arête de rail peut être d'un facteur de dix.

1.5.3. Interaction entre l'usure et la FCR

L'usure agit en opposition à la FCR car elle enlève une couche superficielle du matériau qui peut contenir entièrement ou partiellement des fissures superficielles. Dans le cas de fissures superficielles entièrement contenues dans la couche enlevée par usure, ce phénomène empêche leur propagation sous la surface ; dans le cas de fissures superficielles partiellement incluses dans la couche enlevée, l'usure tend à diminuer leur FIC appliqué (car le FIC croît en fonction de la longueur de fissure) et, par conséquent, à ralentir leur propagation (si elles se propagent).

Une comparaison entre l'usure et la FCR peut être effectuée en termes de profondeur impliquée dans ces phénomènes. Connaissant le taux d'usure et la géométrie du système, Donzella et al. [103] ont tracé des courbes de perte de profondeur du matériau Δz en fonction de N. De plus, connaissant la loi de Paris da/dN , des courbes de la profondeur Δz où sont impliquées des fissures de FCR peuvent être tracées sur le même graphique. En général, le graphique résultant peut avoir un aspect entre les deux formes qualitatives extrêmes, illustrés dans la figure 1-12. Dans la figure 1-12a, la courbe d'usure est entièrement au-dessus de la courbe de FCR : dans cette situation l'usure devrait prédominer la FCR, et il devrait empêcher la rupture due aux fissures superficielles. Dans la figure 1-12b, la courbe de FCR est entièrement au-dessus de la courbe d'usure, et une fissuration en surface devrait être prévue ; quoi qu'il en soit, la profondeur fissurée réelle en fonction de N peut être déduite du graphique comme la différence entre les deux courbes. Entre ces deux cas extrêmes, plusieurs situations intermédiaires peuvent exister, où on ne pourrait pas observer une prédominance claire d'un des deux phénomènes, et plus d'un point d'intersection entre les courbes pourrait être présent. Ceci dépend également de l'origine de la courbe de FCR, parce que l'amorçage de fissures superficielles, dû au dépassement de la limite d'adaptation élastique, nécessite habituellement un nombre déterminé de cycles, qui peut être estimé selon certains critères rapportés dans la littérature. Quoi qu'il en soit, bien que quelques approches soient disponibles pour évaluer les interactions de l'usure et de la FCR, davantage de recherches sont nécessaires à ce sujet, particulièrement dans la caractérisation du matériau [103].

Donzella et al. [103] ont proposé un modèle pour étudier le rôle compétitif de l'usure et de la FCR d'origine superficielle. La propagation de fissures a été étudiée en termes de variations de FIC appliqués, de seuils de propagation dans le matériau et des données sur la vitesse de propagation de fissures. En plus de ces paramètres, les données de vitesses d'usure sont nécessaires pour évaluer la compétition entre l'usure et la FCR. Donzella et al. [103] ont réalisé également des essais et ont montré que les résultats expérimentaux obtenus, relatifs à l'évolution de l'endommagement, peuvent être interprétés à l'aide de leur modèle.

Dans les essais de roulement pur, la FCR prédomine ; elle est causée par le dépassement de la limite élastique d'adaptation. Une légère usure est également présente, mais elle enlève seulement une couche superficielle mince, négligeable par rapport à la longueur de fissure [103].

Dans les essais de roulement/glissement, l'usure est importante, produisant de larges écailles métalliques minces et l'enlèvement de microfissures superficielles. A partir des résultats préliminaires sur le comportement vis-à-vis de l'usure dans des conditions de fluage plastique, la vitesse d'usure semble être presque constante jusqu'à un nombre élevé de cycles et dépend de la pression de contact [103].

1.5.4. Influence du coefficient de frottement

Zakharov et al. [108] ont étudié l'influence du coefficient de frottement sur la valeur maximum de la contrainte principale de cisaillement et sa position à l'intérieur de la roue. Ces auteurs ont trouvé que cette contrainte maximum, causant l'écoulement plastique, est déplacée d'une position à fleur de surface à une autre en surface, quand le coefficient de frottement augmente. Les résultats de leur calcul ont montré que les composantes des forces tangentielles résultantes agissant dans la zone de contact augmentent proportionnellement au coefficient de frottement ; par contre, le rapport de ces composantes ne dépend pas du coefficient de

frottement. Quant au rapport de l'aire de la zone d'adhésion et l'aire de la zone totale de contact, il augmente en fonction du coefficient de frottement.

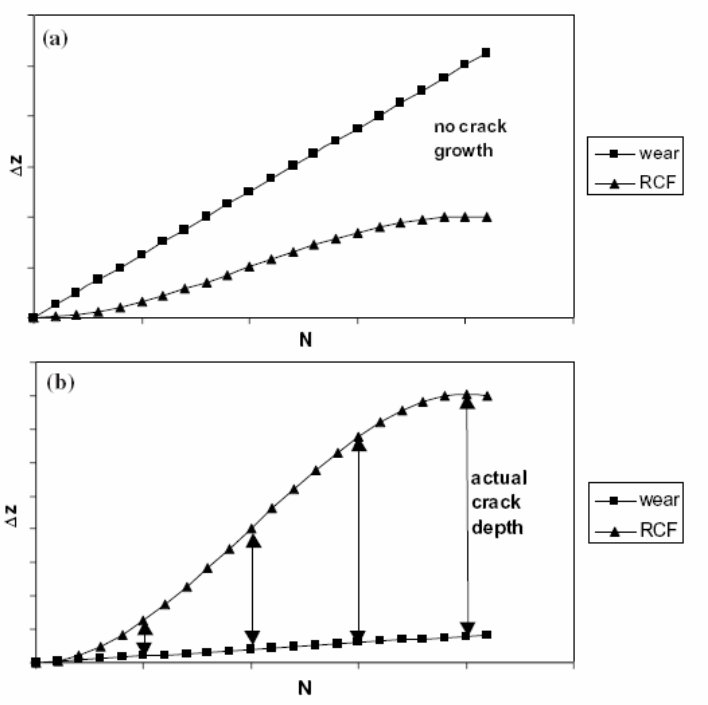


Figure 1-12. Graphe qualitatif de la profondeur endommagée Δz en fonction de N ; (a) dans la condition où l'usure prédomine ; (b) dans la condition où la FCR prédomine [103].

1.6. ACIERS POUR RAILS ET ROUES

1.6.1. Introduction

La rupture fragile des roues ferroviaires peut avoir un caractère catastrophique et causer un déraillement. Les conditions de chargement et de vitesse des voitures de trains en service sont devenues sévères ces dernières années. Par conséquent, une évaluation plus précise de la résistance et de la sécurité des roues ferroviaires est indispensable. L'un des moyens de prévention des ruptures de roues consiste à augmenter la ténacité, la résistance à l'usure et à la FCR des aciers utilisés, à % moyen ou élevé en carbone [1]. De même, les conditions de service devraient être appropriées, par exemple, un excès de ferrage de la roue et des conditions sévères de freinage devraient être évités.

La mécanique de la rupture a été appliquée pour étudier la rupture fragile des roues ferroviaires. Fox et al. [109] et Castagna et al. [110] ont déterminé la ténacité et discuté la relation entre la longueur de fissure et la contrainte appliquée. Weternkamp et al. [111] ont calculé les contraintes et le facteur d'intensité de contrainte pour étudier la propagation de fissures thermiques. Cependant, de telles discussions ne sont pas quantitatives mais qualitatives. Des données plus précises et plus synthétiques telles que les contraintes résiduelles, le facteur d'intensité de contrainte et la valeur de la ténacité sont nécessaires pour clarifier le mécanisme de rupture de roues ferroviaires.

1.6.2. Effet de la composition chimique et la taille de grain sur la ténacité des aciers de roues ferroviaires

Sakamoto et al. [1] ont étudié l'effet du carbone, manganèse et aluminium sur la ténacité des aciers de roues ferroviaires. La fraction volumique de la ferrite et l'affinement de grains ont été analysés pour obtenir une relation entre la ténacité et les caractéristiques du matériau dans des aciers à % moyen ou élevé en carbone.

- ***Effet du carbone et du manganèse***

Le % relativement élevé du carbone est essentiellement choisi pour augmenter la résistance à l'usure des roues ferroviaires. De plus, il est bien connu que l'augmentation du rapport des % de Mn et de C contribue à augmenter la ténacité du matériau et à diminuer la température de transition ductile – fragile [1]. Cet effet est obtenu grâce à l'affinage de grain et au durcissement induit par les atomes d'alliages en solution.

- ***Effet de l'affinage de grain***

L'influence de la taille de grain sur la ténacité est différente selon le % en carbone. Plus le %C diminue, plus l'augmentation de la ténacité est meilleure quand on diminue la taille de grain. Quand le volume de ferrite augmente, l'effet du travail plastique par déchirement sur la résistance à la rupture par clivage est prédominant. Sakamoto et al. [1] ont donc trouvé que la ténacité dépend à la fois de la fraction volumique de ferrite et de la taille initiale de grain austénitique.

1.6.3. Résistance à la FCR d'aciers perlitiques pour rails

Beynon et al. [2] ont réalisé des essais de FCR sur trois aciers perlitiques pour rails dans des conditions de lubrification par l'eau. Ils ont détecté l'initiation de fissures et ont trouvé que les inclusions dures d'oxydes contribuent à cette initiation ; par contre, les inclusions de sulfure de manganèse n'ont pratiquement aucune contribution. Ces auteurs ont mis également en évidence l'existence d'une contrainte normale critique de contact, entre 1500 *MPa et* 1800 *MPa* , au-dessous de laquelle les fissures de FCR se constituent sous forme de réseaux, alors qu'au-dessus de cette contrainte critique, la fissuration tend à se produire par la propagation de fissures isolées. Enfin, l'étude de Beynon et al. [2] a montré que l'acier eutectoïde durci en surface par trempe offre la meilleure résistance à la FCR.

1.6.4. Développement d'aciers bainitiques pour rails à résistance améliorée à la FCR

Malgré que les fabricants produisent des aciers de plus en plus « propres » (% d'impuretés très faibles), la réalisation de la plupart des rails utilise encore des aciers perlitiques traditionnels à base de carbone – manganèse. Sawley et al. [112] ont proposé l'utilisation pour les rails d'un acier bainitique ayant une résistance potentielle améliorée à la FCR. Ils ont également montré que les rails peuvent être produits en acier bainitique sans besoin de traitements thermiques complexes après laminage, et que les rails en acier bainitique peuvent avoir une dureté, une ténacité et une résistance à la FCR plus élevées que les rails perlitiques. Cependant, Sawley et al. [112] n'ont pas fourni une explication satisfaisante à cette performance des aciers bainitiques.

1.7. MODELES DE PREVISION DE LA DUREE DE VIE D'AMORÇAGE DE LA FCR

1.7.1. Introduction

La capacité et la fiabilité d'un modèle à simuler les comportements du matériau sont essentielles pour la validation des résultats d'analyse de la FCR. Il existe deux difficultés majeures dans les modèles de prévision de la FCR. L'une est liée au fait que le composant mécanique est habituellement soumis à un état de contrainte multiaxial et non proportionnel. La théorie de la fatigue multiaxiale est donc nécessaire pour aborder ce type de problème de fatigue pour prévoir la durée de vie d'amorçage. Cependant, il n'existe pas de modèle de fatigue multiaxiale universellement accepté [113]. L'autre difficulté consiste à la façon de décrire avec précision l'état de contrainte dans les conditions de contact. Des solutions analytiques, comme la théorie de contact de Hertz [114], sont faciles à utiliser si les problèmes satisfont les hypothèses de la théorie de contact de Hertz. Cependant, les problèmes pratiques ne respectent pas les hypothèses de cette théorie. Par exemple, cette théorie suppose que l'aire de contact est faible en comparaison aux dimensions des corps en contact et à la courbure de la surface. Pour le problème du contact roue/rail, quand l'aire de contact est près de l'aile de la roue, la courbure de la surface est comparable à l'aire de contact et ainsi la théorie de contact de Hertz n'est pas applicable. Afin de surmonter ces limitations inhérentes à la solution analytique, des méthodes numériques pour l'analyse des contacts, telles que la méthode EF et la méthode des éléments frontières, sont largement utilisées.

Guo et Barkey [115] ont réalisé des simulations numériques EF en 2D en utilisant un modèle de fatigue multiaxiale développé par Fatemi et Socie [116] pour l'analyse de la FCR dans les roulements. Quant à Sraml et al. [117], ils ont utilisé la théorie de contact de Hertz pour calculer la réponse en contrainte et ont traité le problème de fatigue multiaxiale comme un problème de fatigue uniaxiale. Ringsberg [12] a développé une approche semi-analytique de calcul des contraintes, qui a utilisé une analyse EF en 3D mais a appliqué la pression de contact basée sur la théorie de Hertz. Enfin, Ekberg et al. [118] ont développé une méthodologie de prévision des durées de vie en fatigue pour le problème de fatigue de contact roue/rail, qui utilise la théorie de contact de Hertz pour calculer les contraintes et le modèle de fatigue multiaxiale proposé par Dang Van et al. [119].

La plupart des modèles existants de FCR emploient une technique simplifiée de calcul de contrainte, telle que la solution analytique de Hertz ou une analyse EF simplifiée. En raison de la géométrie complexe de l'aire de contact roue/rail, il est mieux approprié d'employer une méthode EF en 3D pour calculer la réponse en contrainte dans les composants mécaniques. Il est également souhaitable d'inclure certains facteurs, qui n'ont pas pu être pris en compte dans la méthode simplifiée, telle la non linéarité du matériau, la condition d'irrégularité de la surface et le mouvement forcé de la roue.

La plupart des modèles de fatigue multiaxiale disponibles sont limitées dans leur application à une gamme réduite de propriétés de matériau. De plus, certains de ces modèles ne peuvent pas prévoir l'orientation du plan initial de fissure, qui constitue une caractéristique particulière du problème de fatigue multiaxiale, et qui est très importante pour l'analyse de la propagation ultérieure de fissure. Liu et Mahadevan [120] ont proposé une nouvelle théorie de fatigue multiaxiale, qui est applicable à une grande variété de métaux ductiles et fragiles et corrèle aussi directement l'orientation du plan critique et l'orientation du plan initial de fissure.

1.7.2. Modélisation de la charge de contact

Les charges de contact en mouvement sont représentées dans les modèles par des pressions superficielles et des contraintes de cisaillement [12]. L'avantage de l'utilisation de cette approximation consiste à ce que les distributions aléatoires des charges de contact peuvent être calculées et appliquées facilement dans le modèle par éléments finis, ce qui permet une étude paramétrique des conditions de contact qui font varier les charges, telles que l'effet de rochet, l'usure et le frottement de roulement, en utilisant un seul modèle représentatif dans les analyses [12]. Un autre avantage est relatif à la réduction du temps de calcul par rapport à une simulation du problème complet de contact dans les mêmes conditions. Cependant, l'inconvénient d'une telle approximation vient du fait que les conditions de contact ne sont pas mises à jour quand la déformation plastique se produit dans le contact. Ce phénomène peut conduire à une réduction des charges de contact effectives.

1.7.3. Modèles de prévision de la durée de vie d'initiation de la FCR

Dans les contacts de roulement, une bande du matériau se trouvant sous la surface de contact est soumise à des cycles de chargement multiaxial et non proportionnel. Le matériau près de la surface subit un cycle non proportionnel de traction, suivi par un cisaillement puis par une compression. Ce chargement provoque une rotation, dans le temps, de la direction de contrainte et de la déformation principale, ce qui rend difficile la prévision de la position et l'orientation de l'amorçage de fissure.

La prévision de la durée de vie en fatigue de composants ferroviaires soumis à des chargements cycliques multiaxiaux nécessite la détermination des déformations élastoplastiques et de l'endommagement cumulé au point où la concentration de contrainte maximale se produit. Pour satisfaire cette exigence, tout modèle doit simuler convenablement l'histoire des contraintes et des déformations causées par le chargement cyclique superficiel, ainsi qu'il doit définir des paramètres de fatigue permettant d'évaluer l'endommagement dans un état de contraintes multiaxiales. L'évolution des contraintes et des déformations locales qui en résulte peut être utilisée pour déterminer l'endommagement par fatigue et donc pour estimer la durée de vie en fatigue du composant [121].

Tout modèle de prévision de la durée de vie en FCR nécessite les données suivantes dans les calculs :

- les propriétés du matériau,
- l'histoire du chargement et des contraintes,
- l'analyse des déformations et des contraintes cycliques et l'évolution de l'endommagement.

Les données relatives à l'histoire du chargement et au matériau sont similaires dans la plupart des modèles ; cependant, l'analyse des contraintes et des déformations élastoplastiques et les méthodes de calcul de l'endommagement par fatigue peuvent différer selon l'approche adoptée par le modèle.

Bower [122], Lemaître et Chaboche [123], et Jiang et Sehitoglu [124,125,126] ont proposé des modèles élastoplastiques prenant en compte l'écrouissage non linéaire et considérant la contrainte seuil définie par le critère de von Mises. Les modèles de Bower, et de Jiang et Sehitoglu utilisent des lois d'écrouissage cinématique modifiées pour simuler l'effet de rochet avec un taux décroissant. Quant au modèle de Lemaître et Chaboche, il combine un

écrouissage isotrope et cinématique non linéaire. Ringsberg [127] a trouvé que le modèle de Jiang et Sehitoglu simule le mieux l'évolution de l'effet de rochet en comparaison avec les résultats expérimentaux. Le succès dans la modélisation du chargement multiaxial cyclique utilisant ce modèle est attribué à la formulation de la loi d'écrouissage cinématique non linéaire.

Ringsberg [12] a présenté les modèles utilisés pour traiter le problème de FCR. Ces modèles se subdivisent en deux grandes catégories : ceux qui quantifient l'endommagement en faisant appel à une contrainte, une déformation ou une énergie équivalente, et ceux qui associent la fatigue à un plan particulier de rupture ou plan critique.

1.7.3.1. Approches utilisant la déformation équivalente

Les méthodes basées sur la déformation équivalente ont été les premières utilisées pour tenter de traiter les problèmes de fatigue de contact. Elles réduisent essentiellement l'état tridimensionnel des déformations à un paramètre scalaire de déformation équivalente, déduite par exemple du critère de plasticité de Tresca ou de von Misès.

Un exemple de ces approches est donné par la loi de Manson-Coffin qui est exprimée ici par la variation de la déformation équivalente totale de cisaillement $\Delta\gamma$. La durée de vie en fatigue devrait donc être calculée dans le plan de matériau ayant $\Delta\gamma$ maximale.

Les méthodes de la déformation équivalente présentent l'avantage d'être simples quand elles sont appliquées au cas de chargement proportionnel. Par contre, elles se sont révélées non conservatives dans le cas de chargement non proportionnel. Ce résultat est principalement dû au fait que ces méthodes ignorent l'histoire de chargement. De plus, les effets de la contrainte moyenne ne sont par pris en compte dans ces approches.

Les résultats des approches de la déformation équivalente ne concordent pas avec ceux des essais de traction/torsion [12]. En effet, le comportement observé d'amorçage et de propagation des fissures de fatigue dans des plans spécifiques ne peut pas être expliqué par ces approches.

1.7.3.2. Modèles basés sur l'énergie

Les modèles basés sur l'énergie ont été introduits par Morrow [128] en utilisant le fait que la déformation plastique cyclique à l'échelle microscopique est liée au mouvement des dislocations, et que la contrainte cyclique est liée à la résistance à leur mouvement. Garud [129] a appliqué les hypothèses liées aux concepts d'énergie pour des conditions de contrainte multiaxiale en analysant le travail plastique et la densité totale d'énergie de déformation par cycle.

Le travail plastique et l'énergie de déformation calculés dans ces modèles sont des quantités scalaires et ne prennent donc pas en compte l'histoire du chargement. Cependant, l'avantage d'un critère énergétique est d'incorporer simultanément les composantes de contrainte et de déformation dans le paramètre d'endommagement. Comme pour les méthodes basées sur la déformation équivalente, ce type de modèle présente l'inconvénient de ne pas donner de plans spécifiques dans lesquels il y aura l'amorçage de fissures ou de directions le long desquelles la propagation va se produire.

1.7.3.3. Modèles basés sur la densité d'énergie

Les modèles basés sur la densité d'énergie adoptent les mêmes idées que ceux basés sur l'énergie. Dans ces modèles, les produits de contraintes et de déformations sont utilisés pour représenter la densité d'énergie dans un matériau pendant un cycle de chargement. L'amorçage et la propagation de fissure se produit dans la direction de la plus grande valeur de la densité d'énergie. Smith et al. [130] ont proposé un tel modèle qui prend en compte les effets de la contrainte moyenne dans un chargement multiaxial. Il est largement utilisé dans le cas où c'est le mode I de chargement qui gouverne l'amorçage et la propagation de fissure de fatigue. Cependant, l'application de ce modèle est limitée aux contraintes moyennes positives (traction), ce qui n'est pas le cas dans les applications de contact de roulement. Néanmoins, une modification de la composante de la contrainte moyenne a permis d'utiliser ces modèles pour des contraintes moyennes de compression [12].

1.7.3.4. Modèles du plan critique

Les modèles du plan critique résultent des observations expérimentales concernant les mécanismes d'amorçage et de propagation de fissures au cours d'un chargement. Ces modèles conduisent en général à d'assez bonnes corrélations des résultats relatifs à la prévision du plan de rupture et de la durée de vie en fatigue.

La première utilisation du concept de plan critique a défini le plan de matériau ayant la déformation de cisaillement maximale comme le plus endommageant. Dans ce plan, les paramètres de plan critique (ou de fatigue) sont définis comme des combinaisons de la déformation (ou contrainte) de cisaillement maximale et de la déformation (ou contrainte) normale maximale pour décrire l'impact de la fatigue multiaxiale. Ces paramètres ont été critiqués pour le non-respect des fondements de la mécanique des milieux continus. Cette lacune peut être comblée par l'utilisation d'un critère d'énergie en association avec l'approche de plan critique.

Les modèles de plan critique prennent généralement en compte la correction de contrainte moyenne ; par contre, l'écrouissage du matériau, qui est important dans les contacts de roulement, n'est pas pris en compte de manière satisfaisante.

1.7.3.5. Modèles basés sur la densité d'énergie et le plan critique

Les modèles combinés de densité d'énergie et du plan critique sont basés sur le fait que la densité d'énergie pourrait être calculée comme un paramètre d'endommagement sur chaque plan du matériau et pour chaque incrément de chargement [12]. Le paramètre d'endommagement est exprimé par les produits des variations de contrainte et de déformation $\alpha\,\Delta\sigma\,\Delta\varepsilon + \beta\,\Delta\tau\,\Delta\gamma$, où l'influence de chaque produit est pondérée par des constantes α et β dépendant du chargement. Le plan du matériau soumis à la plus grande valeur du paramètre d'endommagement pendant le cycle de chargement est défini comme le plan de rupture, et il est déterminé en utilisant l'approche du plan critique. D'ailleurs, ce type de modèles est physiquement associé à deux modes de chargement pour l'amorçage de la fatigue et la rupture : la traction est représentée par $\alpha\,\Delta\sigma\,\Delta\varepsilon$ et le cisaillement par $\beta\,\Delta\tau\,\Delta\gamma$.

La nouveauté du paramètre d'endommagement proposé repose sur le fait qu'il représente la fraction de l'énergie de déformation due seulement à la variation des contraintes et des déformations dans le plan critique et non pas l'énergie totale de déformation. Ainsi, ce

paramètre dépend du chemin de chargement et s'accorde avec le formalisme de la mécanique des milieux continus. Cependant, l'effet de la contrainte moyenne n'est pas pris en compte. Par conséquent, plusieurs modèles tenant compte de cet effet ont été proposés et sont basés sur différentes approches de calcul des paramètres d'endommagement. Ces modèles diffèrent dans leurs hypothèses selon le mode de rupture dominant (mode I ou II). Par exemple, Jiang et Sehitoglu [94] ont proposé un paramètre d'endommagement, appelé paramètre de fatigue FP , défini comme suit :

$$FP = < \sigma_{\max} > \frac{\Delta\varepsilon}{2} + J\Delta\tau\Delta\gamma \tag{1.3}$$

avec $\langle x \rangle = 0.5\left(|x| + x\right)$; $\sigma_{\max}$ est la contrainte normale maximale dans le plan de fissure ; $\Delta\varepsilon$ est la variation de la déformation normale au plan de fissure ; $\Delta\tau$ est la variation de la contrainte de cisaillement dans le plan de fissure ; $\Delta\gamma$ est la variation de la déformation par cisaillement dans le plan de fissure. La constante J , qui dépend du matériau et de la charge, pourrait être obtenue à partir d'essais de traction/torsion. Si la constante J est nulle, on obtient le modèle basé sur la densité d'énergie. Le plan du matériau ayant la valeur la plus élevée du paramètre de fatigue, $FP_{\max}$, est pris comme plan de rupture. La durée de vie en fatigue N_f est calculée dans le plan de fissure par la relation suivante :

$$FP_{\max} = \frac{\left(\sigma_f^{'}\right)^2}{E}\left(2N_f\right)^{2b_1} + \sigma_f^{'}\varepsilon_f^{'}\left(2N_f\right)^{b_1+c_1} \tag{1.4}$$

avec E le module élastique ; $\sigma_f^{'}$ et $\varepsilon_f^{'}$ sont respectivement les coefficients de résistance et de ductilité axiales en fatigue ; b_1 et c_1 sont respectivement des exposants de résistance et de ductilité en fatigue.

Les modèles combinés concordent bien avec les résultats expérimentaux relatifs à la fois à la durée de vie en fatigue et à l'orientation du plan de rupture. Ces modèles peuvent alors s'appliquer à la fatigue de contact de roulement, où le chargement non proportionnel produit un écrouissage supplémentaire contrairement à un chargement proportionnel.

1.7.3.6. Modèles empiriques

Un modèle empirique, proposé par Kapoor [21], a eu du succès dans la prévision du temps d'amorçage de fissures de fatigue causées par l'effet de rochet. Le nombre de cycles d'amorçage de fissure est calculé dans ce modèle par :

$$N_f = \frac{\varepsilon_c}{\Delta\varepsilon_r} \tag{1.5}$$

Avec

$$\Delta\varepsilon_r = \sqrt{\left(\Delta\tilde{\varepsilon}_r\right)^2 + \left(\Delta\tilde{\gamma}_r/\sqrt{3}\right)^2} \tag{1.6}$$

ε_c est une constante du matériau déterminée par des essais de fatigue de contact utilisant deux disques, $\Delta\varepsilon_r$ est la déformation équivalente due à l'effet de rochet par cycle, estimée à partir des moyennes normale et de cisaillement $\Delta\tilde{\varepsilon}_r$ et $\Delta\tilde{\gamma}_r$ des déformations dues à l'effet de rochet par cycle. La déformation due à l'effet de rochet est dominée par le cisaillement dans la plupart des cas. Les prévisions des durées de vie en fatigue utilisant ce modèle sont très sensibles à la constante de matériau ε_c dont la détermination expérimentale reste difficile. En plus, puisque le modèle est développé seulement pour l'effet de rochet, la durée de vie en fatigue prévue pour un comportement d'accommodation plastique du matériau est infinie.

1.7.4. Exemple de modèle élastoplastique EF en 3D utilisant la technique de « sous-modélisation »

Liu et al. [131] ont développé un modèle EF 3D de l'endommagement par fatigue multiaxiale à grand nombre de cycles, dans le but de prévoir à la fois l'amorçage de fissure et la durée de vie d'initiation de la FCR. Une technique de « sous-modélisation » a été utilisée pour optimiser le temps de calculs et la précision. La réponse en contrainte issue de la simulation numérique du mouvement de roulement de la roue est utilisée pour la prévision des durées de vie en fatigue. Enfin, l'influence de différents facteurs sur l'endommagement par fatigue des roues a été étudiée par ces auteurs.

Le modèle de Liu et al. [131] est basé sur le plan critique. Le plan de rupture par fatigue est supposé être celui qui subit l'amplitude maximum de contrainte principale. L'angle entre le plan critique et le plan de rupture par fatigue varie selon les matériaux.

Dans le modèle de Liu et al. [131], la géométrie de la zone de contact est « coupée » pour donner un sous-modèle (figure 1-13). Les mêmes types d'éléments que ceux dans l'analyse du modèle global sont employés pour mailler le sous-modèle. Un maillage très fin est appliqué dans la zone de contact et à une certaine profondeur sous la surface de contact. Les résultats du modèle global sont interpolés sur le coin coupé du sous-modèle correspondant à différentes étapes de calcul, et les résultats d'interpolation sont appliqués comme conditions aux limites au sous-modèle. Dans la sous-modélisation, les résultats issus du sous-modèle nécessitent d'être vérifiés pour s'assurer que les limites de coupe sont assez loin de la concentration de contrainte (zone de contact dans ce problème). Les résultats dans le sous-modèle sont obtenus en utilisant un maillage fin. Ils n'ont pas besoin d'être en accord avec les résultats du modèle global à maillage grossier. Le désaccord peut être provoqué non seulement par des différences de raffinement de maillage, mais également en raison des non-linéarités géométriques et matérielles autour de la zone de contact. Les résultats du coin coupé à partir de l'analyse de sous-modèle sont comparés à ces résultats dans le modèle global. Si la différence est assez faible, les résultats sont reproduits dans le sous-modèle pour la future analyse de fatigue. Autrement, le sous-modèle est à changer et les étapes précédentes doivent être répétées.

Dans la figure 1-14, les simulations de Liu et al. [131] montrent une distribution en forme de papillon de la contrainte de cisaillement τ_{yz} . La valeur maximum se produit à une profondeur d'environ 5 mm au-dessous de la surface de la bande de roulement. À la différence de la contrainte maximum de von Mises qui se produit juste au-dessus de la zone de contact (figure 1-15), τ_{xy} et τ_{yz} maximum se produisent dans une zone située à une certaine distance loin de la zone de contact. Dans les figures 1-14(a) et 1-15(a), le modèle de contrainte indique des

points de contact multiples entre les interfaces roue/rail. La pression de contact et la zone de contact sur la surface de la bande de roulement de la roue sont illustrées dans la figure 1-16. On observe deux points de contact : l'un près du centre de la surface plane de la bande de roulement, et l'autre proche du coin de la bride. En conséquence, la zone de contact près du coin de la bride est différente de celle prévue par la théorie traditionnelle de Hertz, qui la suppose habituellement comme une ellipse. En raison des conditions de contact non Hertzien, l'amplitude très élevée de contrainte de contact est obtenue à cet endroit.

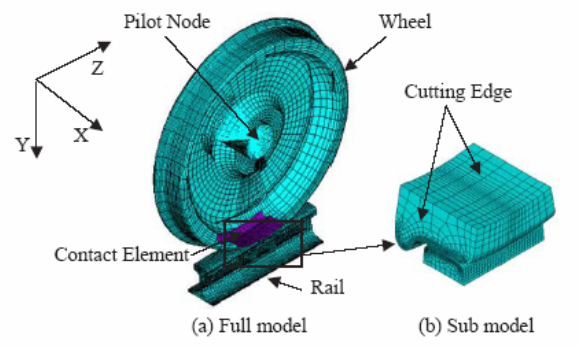


Figure 1-13. Modélisation EF du contact roue/rail ; (a) modèle global ; (b) sous-modèle [131].

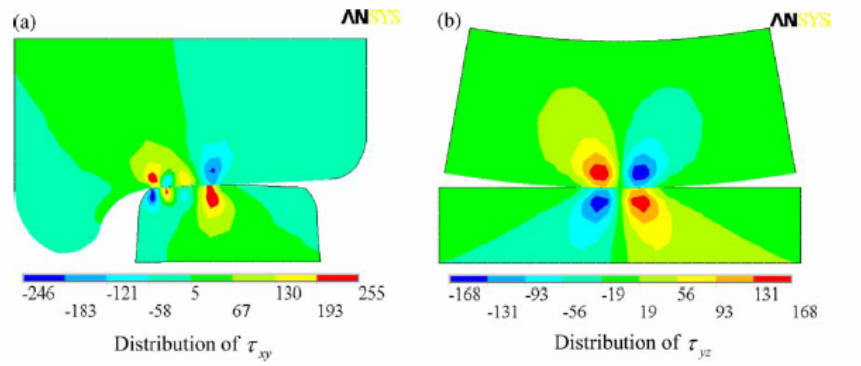


Figure 1-14. Distribution des contraintes de cisaillement dans le plan d'un contact roue/rail [131].

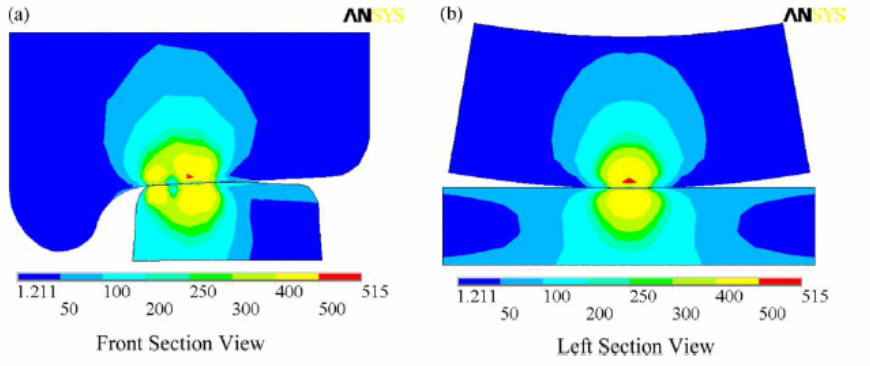


Figure 1-15. Distribution de contrainte de Von Mises d'un contact roue/rail [131].

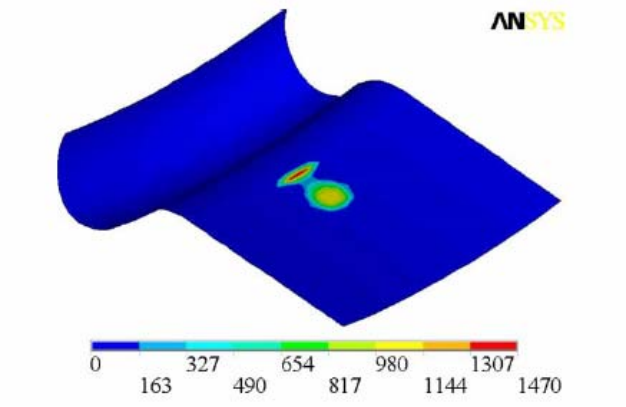


Figure 1-16. Distribution de la pression de contact sur la surface de la bande de roulement [131].

La figure 1-17 [131] montre la distribution des endommagements de fatigue, l'orientation initiale du plan de fissure et l'observation de faciès de rupture d'une roue. La comparaison dans cette figure reste qualitative ; une comparaison quantitative nécessite une large expérimentation et une observation sur site.

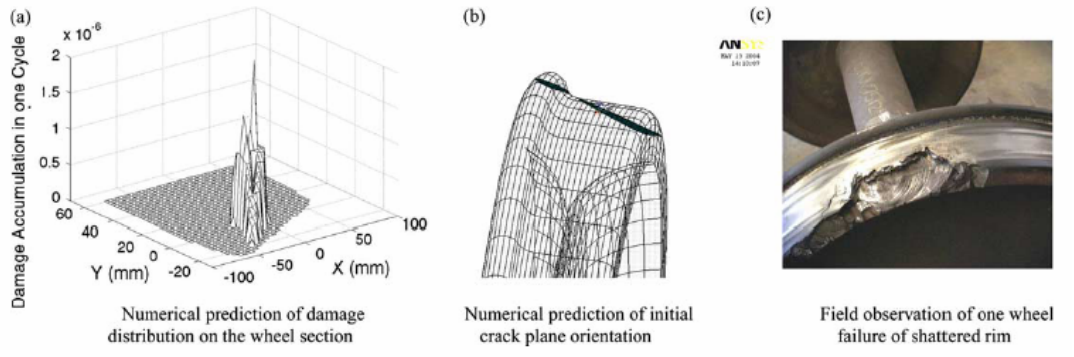


Figure 1-17. Simulation numérique et observation du faciès d'une rupture par arrachement dans une jante de roue ferroviaire [131].

Dans leur modèle, Liu et al. [131] ont étudié l'influence des facteurs suivants sur l'endommagement par FCR des roues :

- *Diamètre de la roue* : le taux d'accumulation des endommagements diminue quand le diamètre de la roue augmente. L'effet est plus significatif pour les roues de petite taille (diamètre inférieur à 0,838 m).

- *Charges verticales* : le taux d'accumulation des endommagements augmente à mesure que la charge verticale augmente.

- *Dureté du matériau* : le taux d'accumulation des endommagements augmente à mesure que la dureté est élevée. En effet, pour un matériau avec une dureté plus élevée, l'écoulement plastique local sur la surface de contact n'est pas susceptible de se produire et une plus petite zone de contact entre la roue et le rail est obtenue. En conséquence, une pression de contact plus élevée est obtenue dans ce cas-là.

- *Résistance à la fatigue* : le taux d'accumulation des endommagements de fatigue diminue à mesure que la résistance à la fatigue du matériau augmente comme prévu.

- *Ductilité du matériau* : pour un matériau ductile, le plan critique est près du plan de contrainte de cisaillement maximum et il est plus probablement amorcé dans une zone ayant une plus grande contrainte de cisaillement (à une certaine profondeur au-dessous de la surface de la bande de roulement). Pour un matériau fragile, le plan critique est près du plan de contrainte principale maximum et il est plus probablement amorcé dans une zone ayant une plus grande contrainte normale (sur la surface de la bande de roulement).

1.7.5. Utilisation de loi de cumul de l'endommagement par FCR

La prévision numérique des durées de vie dans les analyses de fatigue de contact de roulement est sensible au comportement du matériau pendant le chargement cyclique. En effet, les variations dans le comportement du matériau provoquent des changements dans le taux de cumul de l'endommagement. L'endommagement par fatigue d'un matériau pourrait donc être évalué cycle par cycle, en prenant en compte les différents comportements du matériau. Ringsberg [12] a illustré cette méthodologie en prenant les deux exemples suivants :

– Exemple 1 : une partie de la tête du rail, soumise à un chargement cyclique à amplitude constante lors du passage des roues, présente l'effet de rochet. L'écrouissage, les contraintes résiduelles et les changements dans la géométrie de contact influent sur le taux de l'effet de rochet de telle sorte que celui-ci diminue à chaque passage des roues. Il en résulte qu'il se produit moins d'endommagement du rail durant le passage j des roues par rapport à leur passage précédent j-1.

– Exemple 2 : la même partie du rail que dans l'exemple 1 est soumise à un chargement cyclique à amplitude variable, causé par les variations des valeurs des charges de roues ou des forces de traction ferroviaire. Dans cet exemple, les effets d'écrouissage, des contraintes résiduelles et des changements dans la géométrie de contact sur le taux de l'effet de rochet sont encore plus prononcés. L'endommagement cumulé pour un passage de roues dépend à la fois des valeurs des charges de roues et de leur séquence dans le temps.

Une loi de cumul similaire à celle de Palmgren-Miner a été utilisée par Ringsberg [12]. Cette loi sépare l'endommagement causé par l'accommodation plastique (fatigue oligocyclique (D_{FO})) et par l'effet de rochet (D_{ER}) ; l'endommagement causé par la fatigue à nombre de cycles élevé a été négligé. Le nombre de cycles d'amorçage de la fissuration par la fatigue oligocyclique N_f est calculé pour chaque cycle de chargement. Ringsberg [12] a supposé que l'endommagement se cumule linéairement pour chaque cycle de chargement, comme pour la loi de Palmgren-Miner :

$$D = \sum_{n=1}^{N_f} \max\left(\left(\frac{dD_{FO}}{dN} \right)_n , \left(\frac{dD_{ER}}{dN} \right)_n \right) \qquad (1.7)$$

La rupture du matériau se produit quand l'endommagement D atteint l'unité. Le calcul de l'endommagement cycle par cycle donne au modèle l'avantage de prendre en compte les effets des séquences de chargement et la dépendance vis-à-vis du niveau de chargement, ce

qui est souvent le cas dans les rails. Dans l'approche adoptée, l'endommagement causé par les deux mécanismes ne pourrait pas être additionné dans le même cycle de chargement.

1.7.6. Exemples de prévision des durées de vie d'initiation de la FCR

Ringsberg [12] a effectué des simulations par éléments finis en prenant deux exemples de contact de roulement et en utilisant le modèle basé sur la densité d'énergie et le plan critique, ainsi que la loi de cumul de l'endommagement proposée ci-dessus. Le matériau utilisé dans les calculs par éléments finis est un acier perlitique pour rail.

- ***Exemple 1 : essai de contact de roulement entre deux disques***

Cet essai permet l'étude d'une fissuration accélérée en fatigue de contact de roulement dans des conditions contrôlées de laboratoire. Il est réalisé sans lubrifiant. Un modèle par éléments finis en 2D est utilisé pour simuler cet essai. La distribution de la pression de contact est calculée en utilisant la théorie de Hertz pour un contact de roulement entre deux corps cylindriques élastiques. Les tractions tangentielles dans la région de contact sont prises proportionnelles à la pression de contact. Le couplage entre les champs mécaniques et thermiques n'est pas inclus dans le modèle par éléments finis, et on néglige les changements dans la distribution de Hertz causés par les effets d'échauffement localisés par frottement.

Les résultats relatifs aux durées de vie en fatigue des simulations par éléments finis concordent avec ceux des essais. Les angles prévus du plan de rupture sont proches de l'angle mesuré. En plus, l'amorçage de fissure sous la surface (FP maximum) a été retrouvé par les calculs.

- ***Exemple 2 : contact de roulement roue/rail***

Ringsberg [12] a utilisé deux modèles éléments finis couplés : un modèle pour simuler le comportement dynamique de la traction du train, et un modèle tridimensionnel du rail pour modéliser le comportement élastoplastique du matériau dans la zone de contact roue/rail et au-dessous de celle-ci. Ces modèles permettent de déterminer l'amorçage des fissures superficielles dans les rails et d'évaluer l'endommagement par fatigue sous la surface. La densité de maillage est prise élevée dans les régions de contact roue/rail. Les prévisions des zones d'amorçage de fissures et de l'angle du plan de rupture concordent avec les observations effectuées sur site.

Dans une autre étude, Ringsberg et al. [99] ont utilisé le modèle basé sur la densité d'énergie et le plan critique en association avec une modélisation de l'effet de rochet pour simuler l'influence du coefficient de frottement sur la durée de vie N_f en fatigue due à l'effet de rochet. Les simulations ont été effectuées avec une pression de contact constante et où le coefficient de frottement décroît systématiquement à partir d'une valeur initiale élevée. Les courbes représentant le coefficient de frottement en fonction de N_f à pression de contact constante atteignent une valeur asymptotique du coefficient de frottement quand N_f croît. Ringsberg et al. [99] ont donc conclut que, pour chaque pression de contact, il existe une valeur asymptotique du coefficient de frottement pour laquelle la durée de vie en fatigue due à l'effet de rochet est infinie, c'est-à-dire que les fissures ne s'amorceront pas par effet de rochet.

1.8. MODELISATION DES FISSURES DE FCR

1.8.1. Introduction

Les roues et les rails sont périodiquement soumis à des contrôles non destructifs dans le but de détecter les défauts, mais il est nécessaire d'avoir un outil pour évaluer la criticabilité des défauts détectés. Puisque les défauts peuvent être modélisés par des fissures, le problème peut être résolu en déterminant la variation du FIC dans un cycle de chargement de contact et en la comparant à la valeur du seuil de propagation du matériau. Ainsi, la première étape devrait consister à définir une approche pour calculer avec précision les FIC d'une fissure interne tridimensionnelle sous des charges de contact. Malheureusement, la plupart des études de la littérature sont relatives à des situations particulières, et sont difficiles à appliquer dans des cas plus généraux.

1.8.2. Modélisations des fissures de FCR

Plusieurs auteurs ont considéré des fissures bidimensionnelles dans un demi-plan soumis à une distribution de pression hertzienne due au contact entre deux cylindres à axes parallèles, en considérant également l'effet du frottement entre ces cylindres, se déplaçant par rapport à la fissure. Par exemple, Kerr et al. [132] ont trouvé la solution dans ce cas et ont étudié la direction possible de propagation de fissure.

D'autres auteurs ont utilisé la méthode EF pour résoudre le même problème [133]. Lunden [4] a développé des modèles tridimensionnels pour prévoir la propagation de fissure dans un système roue/rail en considérant également le contact entre les faces de fissure. Komvopoulos et Cho [134] ont développé un modèle EF bidimensionnel pour calculer les FIC de fissures à fleur de surface et déterminer approximativement la direction de propagation de telles fissures sous chargement de contact.

Toutes ces analyses ont montré que le mode de rupture principalement impliqué dans l'endommagement par FCR est le mode II, et ont considéré la variation de K_{II} comme paramètre pour décrire quantitativement le processus de propagation de fissure.

Guagliano et al. [135] ont défini différentes approches pour calculer le FIC de fissures internes sous chargement de contact. Les résultats obtenus par leurs analyses EF 2D et 3D ont permis de cartographier les conditions critiques en termes de dimensions de fissure et de pression de contact. Cependant, ces approches EF ont été très consommatrices de temps de calcul. De plus, les différentes exigences des modélisations EF de la zone de contact et de la fissure peuvent être à l'origine d'erreurs de calcul. Pour surmonter ces points critiques, Guagliano et Vergani [136] ont développé une autre procédure plus précise, définie comme hybride, parce qu'elle utilise la solution analytique du champ de déplacement de deux corps en contact et l'appliquent comme condition aux limites dans un modèle EF incluant la zone entourant le front de fissure, et qui considère le contact et le coefficient de frottement entre les faces de fissure. Cette approche n'entraîne pas les erreurs citées précédemment et peut être facilement adaptée pour analyser différents corps et géométries de front de fissure sans nécessiter un supplément excessif de temps de calcul. Le modèle proposé par Guagliano et Vergani [136] est assez général même si les résultats publiés se réfèrent au système roue/rail.

Guagliano et Vergani [136] ont proposé de valider les résultats de leurs simulations numériques en utilisant des modèles photoélastiques contenant une fissure interne, circulaire ou elliptique, obtenue naturellement. L'observation de ces modèles au polariscope, et l'utilisation de la technique de « figeage » de contrainte ont permis d'obtenir des résultats intéressants. Cependant, la comparaison des résultats expérimentaux et numériques est difficile, principalement parce que le coefficient de frottement entre les faces de fissure est inconnu. D'ailleurs, la figure 1-18 montre clairement que les faces de fissure ne sont pas lisses et qu'en certains points de la surface, des irrégularités empêchent les surfaces de glisser l'une sur l'autre. Ce phénomène n'est pas pris en compte dans le modèle numérique.

Pour surmonter la difficulté liée à la non connaissance du coefficient de frottement entre les faces de fissure, l'approche utilisée par Guagliano et Vergani [136] a consisté à déterminer la valeur du coefficient de frottement qui, quand elle est utilisée dans le modèle EF, a donné la valeur mesurée de K_{II} au point A.

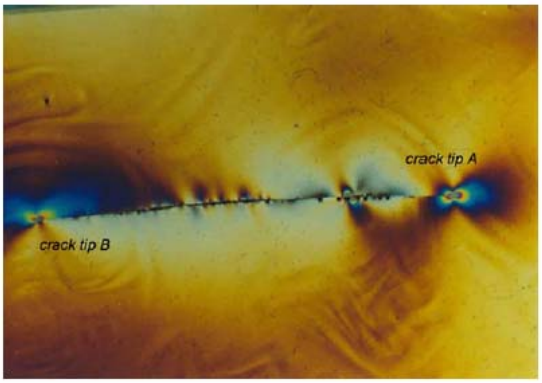


Figure 1-18. Franges photoélastiques autour d'une fissure interne observée à l'aide d'une lumière blanche [136].

1.8.2.1. Influence de la profondeur et de l'inclinaison de la fissure

Pour une fissure circulaire, Guagliano et Vergani [136] ont observé que l'amplitude du FIC ΔK_{II} diminue quand la profondeur de la fissure à partir de la surface extérieure et le coefficient de frottement entre les faces de fissure augmentent. Ces auteurs ont montré également que l'inclinaison de la fissure par rapport à la surface libre influe sur la valeur moyenne de K_{II} dans un cycle de contact ; par contre, ΔK_{II} ne varie pas de manière appréciable durant le cycle de chargement.

Noda et al. [137] ont étudié l'influence de l'inclinaison de fissure semi-elliptique sur les FIC pour des charges de contact Hertzien et des contraintes résiduelles de compression. Ces auteurs ont montré que la valeur maximum de K_{II} pour une inclinaison de 15° est plus faible de 23-34% que celle pour une inclinaison de 45°. En ce qui concerne les valeurs de ΔK_{II}, les résultats relatifs à 15° sont plus faibles de 4-24% que ceux à 45°.

1.8.2.2. Influence de la géométrie du front de fissure

L'approche proposée par Guagliano et Vergani [136] permet de changer la géométrie du front de fissure afin d'obtenir, par exemple, une fissure elliptique, caractérisée par le rapport r_e entre les deux axes de l'ellipse *a* et *b* ($r_e = b/a$, *a* est le demi-grand axe (parallèle à la direction du mouvement), *b* est le demi-petit axe).

L'analyse du front de fissure elliptique est importante quand on considère l'évolution de la géométrie de fissure pendant le premier stade de propagation. La figure 1-19 montre une photographie d'une fissure interne détectée dans une roue : il est évident que le défaut initial est non circulaire, mais allongé, plus ou moins elliptiquement, dans la direction du mouvement. Guagliano et Vergani [136] ont observé que dans le premier stade de propagation, la fissure se propage principalement le long du demi-petit axe de l'ellipse, jusqu'à ce que le front de fissure devienne presque circulaire.

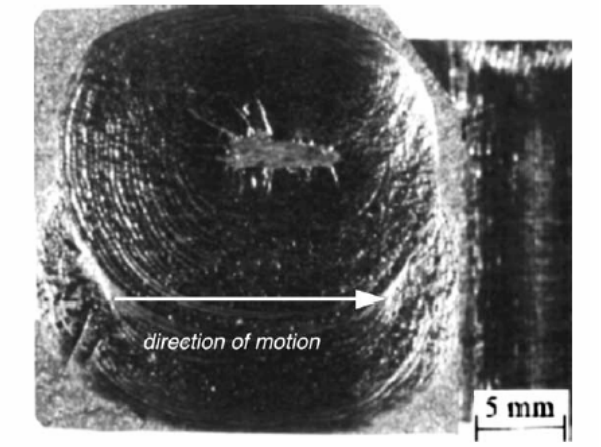


Figure 1-19. Fissure interne elliptique dans une roue ferroviaire s'amorçant à partir d'un défaut préexistant [136].

Différentes valeurs du rapport r_e ont été considérées : r_e = 0,2, 0,4, 0,6, 0,8. Plusieurs analyses ont été effectuées pour évaluer les valeurs des amplitudes du FIC, ΔK_{II} et ΔK_{III}. La figure 1-20 montre les valeurs de ΔK_{II} et ΔK_{III} sur le front de fissure en fonction du rapport r_e. Il est intéressant de noter que pour r_e supérieur à 0,5, la valeur de ΔK_{III} devient plus élevée que celle de ΔK_{II}, en supposant des valeurs similaires du seuil pour les modes II et III. Cette tendance est en accord avec les résultats expérimentaux [136].

Dans leur étude de fissures semi-elliptiques inclinées, Noda et al. [137] ont trouvé que les valeurs de K_{II} au point le plus profond quand $r_e \rightarrow 0$ sont plus élevées d'environ 0-24% que les valeurs de K_{II} quand $r_e \rightarrow 1$ (fissure circulaire), à la fois sous contrainte résiduelle de compression et charge de contact Hertzien. Ces auteurs ont montré également qu'une augmentation du coefficient de frottement entre les faces de fissure provoque une diminution significative de la valeur de K_{II}.

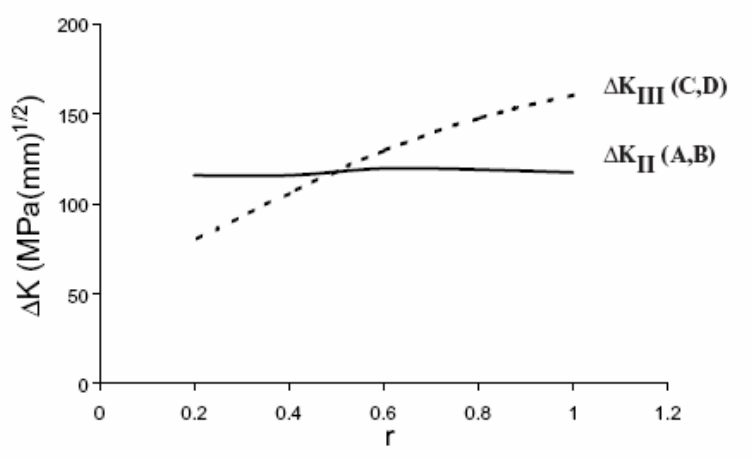


Figure 1-20. Tendance de ΔK_{II} et ΔK_{III} aux points de front de fissure A, B et C, D (A et B sont alignés suivant le demi-grand axe ; C et D sont alignés suivant le demi-petit axe) [136].

1.8.2.3. Déplacements des faces de fissures à fleur de surface

Kaneta et al. [138] ont évalué les variations des FIC tridimensionnels en mode mixte I-II pour une fissure circulaire sous une pression hertzienne de contact en tenant compte à la fois des forces de frottement entre les faces de fissure et entre les surfaces de contact. Les résultats de cette étude montrent qu'une fissure allongée en parallèle à la surface se propage principalement en mode II, bien qu'une traction superficielle élevée ou une charge lourde de contact puisse induire une propagation de la fissure en mode I.

Beretta et al. [139] ont défini des indices de propagation de fissure. Pour une fissure à fleur de surface, l'indice est le rapport entre l'amplitude du FIC en mode II, ΔK_{II}, obtenu à partir des simulations EF bidimensionnelles, et d'une valeur seuil $\Delta K_{II,th}$ estimée expérimentalement. La propagation de fissure est prévue à l'aide d'un critère de propagation basé sur l'intensité de contrainte.

Lansler et Kabo [140] ont étudié l'occurrence des déplacements de faces de fissure et des contacts de faces de fissure pour des fissures à fleur de surface dans des conditions élastoplastiques. Contrairement aux fissures de FCR amorcées en surface, les fluides n'introduisent aucune déformation en mode I ou lubrification des faces de fissure à fleur de surface. En conséquence, la fissure se propagera principalement en mode II et mode III et il peut y avoir un frottement significatif entre les faces de fissure. En effet, Lundén [4] a montré qu'un frottement élevé des faces de fissure diminuera les intensités de contrainte en mode II. Il est également connu que la rupture finale d'une roue due à une fissure amorcée à fleur de surface se produit à des longueurs de fissure très diverses [6]. Ainsi, on pourrait s'attendre qu'une fermeture des faces de fissure se produise à partir d'une certaine taille de fissure. La fermeture des faces de fissure signifie que seulement une partie de la fissure est active à chaque instant. Pour la partie(s) inactive(s) de la fissure, il n'y a aucun déplacement relatif entre faces fermées de fissure.

Le travail de Lansler et Kabo [140] sur les déplacements des faces de fissure s'est fixé comme objectif d'étudier l'influence des paramètres tels que le frottement des faces de fissure, ce qui

permettra d'établir un critère de propagation de fissure physiquement valable. Finalement, une compréhension de la propagation de fissure à fleur de surface et l'élaboration de modèles de prévision des vitesses de propagation de fissure sont essentielles aussi bien dans la conception des composants ferroviaires que dans la planification des intervalles d'entretien et d'inspection.

Lansler et Kabo [140] ont utilisé un modèle EF bidimensionnel d'une partie de roue ferroviaire contenant une fissure à fleur de surface sous un chargement de contact de roulement. La fissure a une longueur *2a* et est située à une certaine profondeur *h* au-dessous de la surface. L'écartement initial entre les faces de fissure est fixé à 2 μm dans le modèle. Un frottement entre le rail et la roue est appliqué numériquement comme une traction superficielle proportionnelle à la pression de contact à travers un coefficient de traction f . Un frottement entre les faces de fissure est modélisé avec un coefficient opérationnel de frottement f . Enfin, puisque l'ouverture verticale de fissure ne se produit pas et les déplacements globaux ne sont pas disponibles pour les études de propagation de fissure, Lansler et Kabo [140] ont évalué les déplacements des faces de fissure en termes de déplacements tangentiels relatifs.

- Influence de la longueur et de la profondeur de fissure

Une augmentation de la longueur de fissure *2a* conduit à une croissance des déplacements tangentiels relatifs [140]. Il est intéressant de préciser qu'il existe un fort gradient de ces déplacements en bout de fissure dû aux déformations plastiques locales.

Plus la fissure est située près de la surface, plus les déplacements tangentiels relatifs augmentent. L'influence de la profondeur de fissure est plus significative pour des positions de la charge de contact en avant et au-dessus de la fissure. De même, la répartition des déplacements est presque symétrique par rapport au centre de la fissure pour ces positions. Par contre, pour une position de la charge de contact à l'arrière de la fissure, la répartition des déplacements est antisymétrique.

- Influence du frottement des faces de fissure

Lansler et Kabo [140] ont fait varier le coefficient de frottement μ entre les faces de fissure. Ils ont observé que, pour les positions de la charge en avant ou à l'arrière de la fissure, les déplacements tangentiels relatifs les plus élevés sont obtenus pour $f = 0,0$. Pour une position de la charge au-dessus du centre de la fissure, les déplacements tangentiels relatifs ne dépendent pas de manière significative du coefficient de frottement f . Enfin, ces auteurs ont noté qu'un frottement élevé des faces de fissure, $f = 0,7$, introduit des déformations tangentielles irréversibles.

- Influence de la valeur de la charge de contact et de la géométrie de contact

Une augmentation de la valeur de la charge cause une croissance des déplacements tangentiels relatifs [140]. Pour la charge très élevée, $F_y = 18\,MN/m$, ces déplacements atteignent des niveaux élevés et induisent une déformation irréversible.

Une diminution de l'aire de contact donne une réponse similaire qu'une augmentation de la valeur de la charge. De ce fait, un chargement de contact localisé cause une augmentation du seuil de plasticité en bout de fissure, résultant en des déformations résiduelles élevées.

- Influence du coefficient de traction roue/rail

Dans les simulations de Lansler et Kabo [140], le frottement superficiel roue/rail est quantifié par le coefficient de traction, f . La contrainte de frottement à l'interface est définie par $q = f.p$, avec p la pression de contact entre la roue et le rail. Ceci correspond à un état de glissement complet entre la roue et le rail. Un frottement superficiel roue/rail positif est défini comme agissant dans la direction de la charge en mouvement, et correspond donc à une force de freinage appliquée sur la roue.

Les résultats montrent qu'en freinage ($f > 0$), le frottement roue/rail influe de manière significative sur les déplacements tangentiels relatifs des faces de fissure [140], alors qu'un frottement de traction ($f < 0$) présente une influence moindre. L'influence de la direction de frottement superficiel appliqué est liée à l'interaction entre le chargement de frottement et la charge verticale de contact. Pour un frottement de freinage, la charge de frottement et la charge verticale de contact interagiront et causeront des déformations tangentielles relatives élevées de la surface de fissure, tandis que pour un frottement appliqué de traction, ces charges s'opposent.

1.8.2.4. Modélisation de la propagation de fissures courtes de FCR

Ringsberg [141] a exploité les résultats des calculs EF élastoplastiques, obtenus dans l'étude de la FCR de deux disques jumeaux fissurés en surface, dans les analyses de propagation de fissures courtes. Cet auteur a utilisé un modèle de la mécanique de la rupture élastoplastique simplifiée et basé sur l'approche de Hobson pour calculer la vitesse de propagation de fissure. Le critère de Pineau a été employé pour déterminer le mécanisme de propagation de fissure (propagation de fissure soit de cisaillement soit de traction) et le chemin de propagation de fissure. Les résultats et les observations de Ringsberg [141] peuvent être résumés comme suit :

- Quatre fissures courtes faiblement inclinées de longueurs $0,05, 0,1, 0,2, et\ 0,4\ mm$, ont été soumises à des charges de contact de roulement et analysées relativement aux caractéristiques de propagation de fissure. Les résultats montrent que toutes les fissures se propagent par le mécanisme de propagation de cisaillement.

- La vitesse de propagation effective de fissure est positive. Par conséquent, les fissures continuent à se propager pour les conditions de charges et de géométrie de contact étudiées.

- Les chemins prévus de propagation de fissure montrent que les trois fissures les plus courtes continuent à se propager parallèlement à la surface de contact, alors que la fissure de longueur $0,4\,mm$ change sa direction et suit un chemin jusqu'à la surface de contact; ceci peut conduire à une rupture par écaillage.

1.9. CONCLUSION

Cette étude bibliographique a permis de synthétiser les travaux et les problèmes liés à la FCR des rails et des roues. Par souci de clarté et de simplicité de cette synthèse, nous avons séparé la présentation des divers phénomènes qui sont responsables de la FCR et les paramètres qui l'influencent. En réalité, les divers phénomènes et paramètres interagissent de manière complexe. En conséquence, la prévision et l'analyse pratique de la FCR des composants ferroviaires pose encore des problèmes. De plus, les modèles de prévision physiquement valables, proposés dans la littérature, sont typiquement trop complexes pour qu'ils soient adoptés de manière générale. En revanche, des principes de base et une connaissance empirique peuvent être employés pour caractériser, mais rarement pour prévoir ou analyser des problèmes liés à la FCR. Les modèles d'ingénierie présentés dans la littérature, sont en général simplistes dans les critères d'évaluation de la fatigue, ou dans la description des charges. Cette description peut être mieux réalisée en utilisant des simulations numériques efficaces pour l'évaluation de la FCR.

Afin de surmonter ces difficultés, les modèles de prévision de la FCR des composants ferroviaires doivent être basés sur une compréhension scientifique des mécanismes d'occurrence de la FCR, et doivent être facilement implémentés dans les codes de calcul sans générer des temps de calcul faramineux. A cet effet, la technique de sous-modélisation peut être utilisée pour améliorer l'efficacité et la précision des calculs et diminuer de manière importante les temps de calcul. Enfin, ces modèles doivent être facilement compréhensible et maniable d'un point de vue technologique.

Ekberg et al. [31] ont proposé un modèle technologique de prévision de la FCR des roues ferroviaires. Ce modèle définit l'impact de la FCR en termes de trois indices correspondant respectivement à la fatigue amorcée en surface, la fatigue amorcée à fleur de surface et la fatigue amorcée à des défauts profonds du matériau. Les résultats de ce modèle sont relativement intéressants, mais ne permettent pas d'élucider toutes les questions posées. En conclusion, malgré tous les efforts de recherche menés pour comprendre et maîtriser la FCR, il reste encore plusieurs points non entièrement compris ou difficiles à modéliser.

Dans la plupart des études, l'effet des différents paramètres sur l'endommagement par FCR est étudié individuellement. Cette approche reste insuffisante et nécessite de considérer les effets d'interaction entre ces paramètres parce que le problème de contact roue/rail est fortement non linéaire. Les modèles prenant en compte ces interactions permettront de prévoir l'endommagement par FCR des roues et des rails même si plusieurs paramètres changent à la fois. De même, des données expérimentales, reflétant mieux les conditions de service, sont nécessaires pour valider de tels modèles d'interaction. Enfin, d'autres facteurs, tels que la contrainte résiduelle provenant de la fabrication, le chargement en freinage, le chargement thermique, les chargements dynamiques et d'impact, les défauts du matériau, etc. doivent être inclus dans les modèles de prévision de la FCR.

Chapitre 2

MODELISATION ET SIMULATION NUMERIQUE DE L'ENDOMMAGEMENT PAR FATIGUE DE CONTACT DE ROULEMENT DANS UNE ROUE DE LOCOMOTIVE

SOMMAIRE

2.1. Introduction……...60

2.2. Comportement du matériau…….61

2.3. Formulation du problème de contact……...64

2.4. Modèle d'endommagement par Fatigue de Jiang et Sehitoglu…….70

2.5. Modèle de calcul de la durée de vie en fatigue N_f (loi de Smith, Watson et Topper)……...70

2.6. Modélisation du problème……72

2.7. Résultats et discussions…….75

2.8. Conclusions…….84

2.1. Introduction

L'un des objectifs de la présente étude consiste à étudier l'influence des défauts sous forme d'inclusions (sulfure de manganèse, oxyde de silicium ou d'aluminium), sur la résistance à la fatigue de contact de roulement d'une roue de locomotive. A cet effet, nous avons réalisé une modélisation numérique bidimensionnelle de l'endommagement d'une roue de locomotive par fatigue de contact de roulement en considérant l'existence de défauts circulaires. L'approche de fatigue multiaxiale utilisée est similaire à celle adoptée dans les travaux de Kabo et al. [8,90,95] avec un maillage très fin nécessaire pour obtenir la convergence des résultats.

Les simulations par éléments finis sont effectuées à l'aide du logiciel ABAQUS standard version 6.4 et 6.5 ; ce code de calcul dispose d'un pré-processeur (ABAQUS – CAE) et d'un post-processeur (ABAQUS viewer) facilitant le maillage des structures et la visualisation des résultats. Nous avons choisi les éléments CPE8R (élément quadratique à huit nœuds avec intégration réduite) en supposant un état de déformations planes et un contact roue/rail sans frottement. Le maillage pour chaque configuration a nécessité plus de 28000 éléments dont plus de 5700 autour du défaut (figure 2-1).

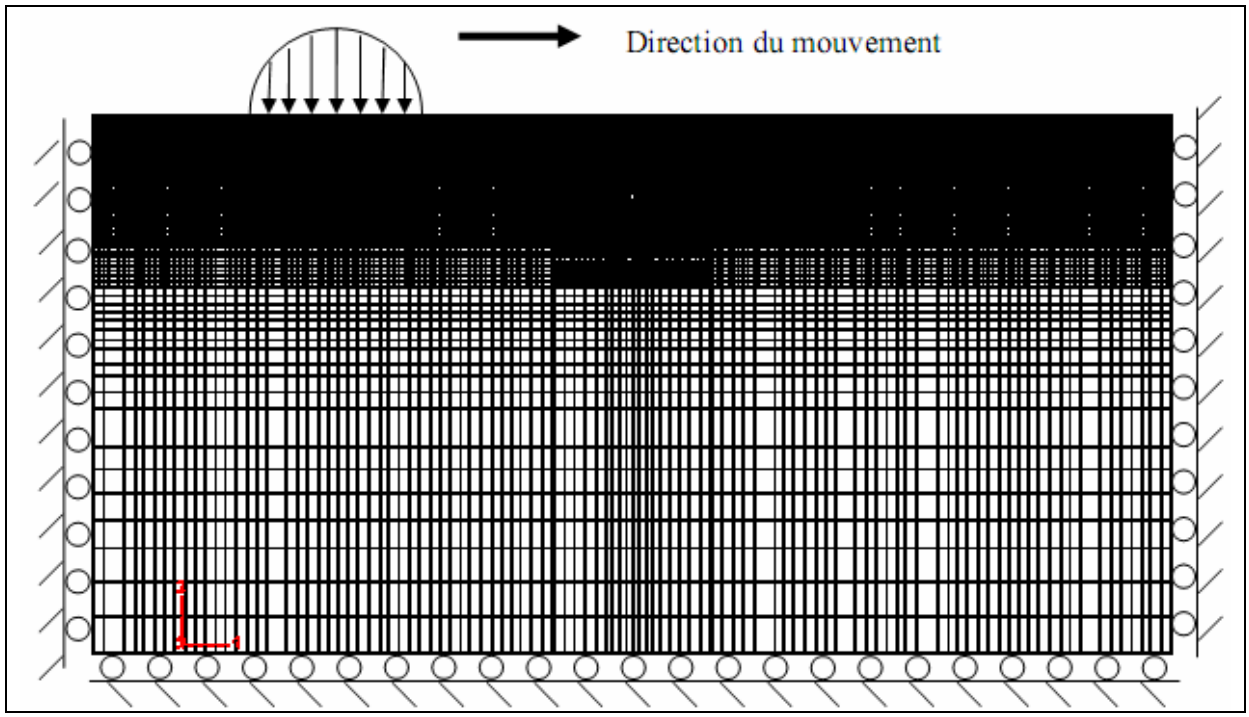


Figure 2-1. Maillage utilisé pour la simulation numérique d'une roue de locomotive comportant un défaut et soumise à une pression de contact hertzien en mouvement.

Dans ce chapitre nous allons exposer les résultats de simulations numériques réalisées sur une roue ferroviaire ayant un défaut de section circulaire de diamètre égal à $1\,mm$ (figure 2-1). La profondeur du défaut est de $15\,mm$ en dessous de la surface de roulement de la roue soumise à une charge linéique $F = 12\,MN/m$. Celle-ci est appliquée à l'aide d'une pression de contact hertzien en mouvement sans prendre en compte l'effet du frottement. Ce cas est équivalent à

celui d'un cylindre de rayon $r = 0,30m$ roulant sur une surface plane et soumis à une charge verticale F .

Le matériau utilisé est considéré comme élastoplastique avec une loi de comportement combinant l'écrouissage isotrope et l'écrouissage cinématique non linéaire.

2.2. Comportement du matériau

Le matériau est considéré comme élastoplastique avec lois à écrouissage isotrope et cinématique non linéaire. Ce modèle d'écrouissage développé par Lemaître et Chaboche existe dans la librairie de lois de comportement du code de calcul par éléments finis ABAQUS ; il combine le modèle d'écrouissage isotrope de Prandtl et Reuss et un écrouissage cinématique non linéaire dérivé du modèle d'écrouissage cinématique linéaire de Prager.

L'introduction d'un tel modèle est justifiée par l'insuffisance du modèle isotrope en chargement cyclique à contrainte imposée ; en effet il y a adaptation dès le premier cycle sans déformation plastique cyclique. Dans le modèle cinématique linéaire, on introduit une variable tensorielle d'écrouissage (tenseur d'ordre 2 noté $\tilde{X}$), proportionnelle au tenseur des déformations plastiques, qui traduit la translation de la surface de charge : la variable $\tilde{X}$ indique à tout moment la position de la surface de charge. Cependant, l'écrouissage cinématique linéaire ne permet pas de décrire l'effet de rochet. Une manière de procéder pour permettre à un modèle cinématique de rendre compte de l'effet de rochet consiste à introduire un écrouissage non linéaire en modifiant la relation entre la variable d'écrouissage $\tilde{X}$ et le tenseur de déformation plastique. On introduit alors une dépendance supplémentaire de $\tilde{X}$ par rapport à la déformation plastique cumulée.

Il convient maintenant de développer les équations de la plasticité qui permettent d'introduire ces différents types d'écrouissage. Dans la suite et par souci de clarté, toutes les grandeurs tensorielles T seront désignées par $\tilde{T}$.

La surface de plasticité dans son expression la plus simple est décrite par la fonction de charge suivante :

$$f(\tilde{\sigma}) = \sigma_{eq} - \sigma_E \tag{2.1}$$

où σ_E est la limite d'élasticité initiale en traction simple. La contrainte équivalente σ_{eq} s'écrit dans le cas du critère de von Misès par exemple :

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\frac{3}{2}\tilde{\sigma}_{dev} : \tilde{\sigma}_{dev}} \tag{2.2}$$

Où $\tilde{\sigma}_{dev} = \tilde{\sigma} - \frac{1}{3} trace(\tilde{\sigma}) \cdot \tilde{I}$ est le tenseur déviateur des contraintes avec $\tilde{I} = (\delta_{ij})$ le tenseur unité.

L'hypothèse de normalité permet d'écrire :

$$\dot{\tilde{\varepsilon}}_p = \dot{\lambda}\frac{\partial f}{\partial \tilde{\sigma}} = \dot{\lambda}\frac{3\tilde{\sigma}_{dev}}{2\sigma_{eq}} \tag{2.3}$$

où $\dot{\lambda}$ est le multiplicateur de plasticité indépendante du temps ; il est nul lorsqu'il n'y a pas d'écoulement plastique c'est à dire lorsque $f(\tilde{\sigma}) < 0$ ou $f(\tilde{\sigma}) = 0$ et $\frac{\partial f}{\partial \tilde{\sigma}} : \dot{\tilde{\sigma}} \leq 0$.

A partir de la fonction de charge $f(\tilde{\sigma})$ sous sa forme initiale simple, on peut introduire les cas de l'écrouissage isotrope (de Prandtl et Reuss), cinématique linéaire de Prager et cinématique non linéaire.

2.2.1. Ecrouissage isotrope de Prandtl et Reuss

Dans le modèle isotrope de Prandtl et Reuss, l'écrouissage est introduit sous la forme d'un paramètre scalaire *R* et la fonction de charge s'écrit :

$$f(\tilde{\sigma}) = \sigma_{eq} - (\sigma_E + R) \tag{2.4}$$

R représente, dans un essai de traction simple, l'augmentation de la contrainte au delà de la limite d'élasticité liée à l'écrouissage. L'hypothèse de normalité généralisée permet d'écrire à partir des relations (11) et (12) :

$$\dot{p} = -\dot{\lambda}\frac{\partial f}{\partial R} = \dot{\lambda} \tag{2.5}$$

où *p* est la déformation plastique cumulée.

On peut aussi écrire :

$$\dot{\tilde{\varepsilon}}_p : \dot{\tilde{\varepsilon}}_p = \frac{9\tilde{\sigma}_{dev} : \tilde{\sigma}_{dev}}{4\sigma_{eq}^2}\dot{\lambda}^2 = \frac{3}{2}\dot{\lambda}^2 \tag{2.6}$$

Soit

$$\dot{\lambda} = \dot{p} = \sqrt{\frac{2}{3}\dot{\tilde{\varepsilon}}_p : \dot{\tilde{\varepsilon}}_p} \tag{2.7}$$

On retrouve l'expression de la déformation équivalente au sens du critère de von Misès.

2.2.2. Ecrouissage cinématique linéaire de Prager

Dans ce modèle, l'écrouissage est introduit sous la forme d'une grandeur non pas scalaire mais tensorielle ($\tilde{X}$ tenseur d'ordre 2) et la fonction de charge s'écrit :

$$f(\tilde{\sigma}) = (\sigma - X)_{eq} - \sigma_E \tag{2.8}$$

où l'on pose, en adoptant la définition de la contrainte équivalente au sens de von Misès :

$$(\sigma - X)_{eq} = \sqrt{\frac{3}{2}(\tilde{\sigma}_{dev} - \tilde{X}_{dev}) : (\tilde{\sigma}_{dev} - \tilde{X}_{dev})} \tag{2.9}$$

$\tilde{X}_{dev} = \tilde{X} - \frac{1}{3} trace(\tilde{X}) \cdot \tilde{I}$ est le déviateur du tenseur $\tilde{X}$

L'hypothèse de normalité généralisée permet d'écrire, dans ce cas aussi, les deux relations suivantes :

$$\dot{\tilde{\varepsilon}}_p = \dot{\lambda} \frac{\partial f}{\partial \tilde{\sigma}} = \dot{\lambda} \frac{3(\tilde{\sigma}_{dev} - \tilde{X}_{dev})}{2(\sigma - X)_{eq}} \tag{2.10}$$

et

$$\dot{\tilde{\alpha}} = -\dot{\lambda} \frac{\partial f}{\partial \tilde{X}} = \dot{\lambda} \frac{\partial f}{\partial \tilde{\sigma}} = \dot{\tilde{\varepsilon}}_p \tag{2.11}$$

la variable d'écrouissage $\tilde{\alpha}$ est identique à la déformation plastique $\tilde{\varepsilon}_p$.

L'hypothèse d'écrouissage cinématique linéaire suppose une proportionnalité entre $\dot{\tilde{X}}$ et $\dot{\tilde{\varepsilon}}_p$. Dans le cas particulier où la surface de charge est décrite par le critère de von Misès, la loi d'écrouissage cinématique linéaire s'exprime sous la forme :

$$\dot{\tilde{X}} = \frac{2}{3} C \dot{\tilde{\varepsilon}}_p \tag{2.12}$$

2.2.3. Ecrouissage cinématique non linéaire

Le modèle de Prager fixe l'incrément $d\tilde{X}$ colinéaire à $d\tilde{\varepsilon}_p$ et donc colinéaire à $\partial f / \partial \tilde{\sigma}$; la figure 2-2 représente géométriquement ce modèle.

Pour dépasser le modèle cinématique linéaire de Prager, on adopte l'hypothèse que la direction de l'incrément de $d\tilde{X}$ n'est plus colinéaire à $\partial f / \partial \tilde{\sigma}$ dans l'espace de charge, ce qui revient à modifier la relation entre $d\tilde{X}$ et $d\tilde{\varepsilon}_p$.

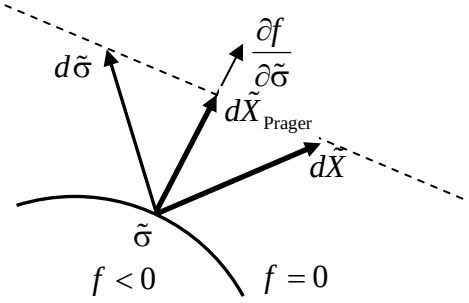


Figure 2-2. Représentation géométrique de l'écrouissage cinématique

Lemaitre et Chaboche proposent d'introduire une dépendance supplémentaire de la variable tensorielle d'écrouissage $\tilde{X}$ par rapport à la déformation plastique cumulée p, qui croît au cours du cyclage, de la forme :

$$\dot{\tilde{X}} = \frac{2}{3} C \dot{\tilde{\varepsilon}}_p - \gamma_c \tilde{X} \dot{p} \tag{2.13}$$

Le terme de rappel $-\gamma_c \tilde{X} \dot{p} \leq$ traduit un effet de mémoire évanescente du trajet de déformation, C et γ_c sont des coefficients caractéristiques du matériau. C'est ce modèle associé au critère de von Misès qui est implémenté dans ABAQUS, c'est à dire avec :

$$\dot{p} = \dot{\lambda} \tag{2.14}$$

et

$$\dot{\tilde{\varepsilon}}_p = \dot{\lambda} \frac{3(\tilde{\sigma}_{dev} - \tilde{X}_{dev})}{2(\sigma - X)_{eq}} = \dot{\lambda} \frac{3}{2} \frac{\tilde{\sigma}_{dev} - \tilde{X}_{dev}}{\sqrt{\frac{3}{2}(\tilde{\sigma}_{dev} - \tilde{X}_{dev}) : (\tilde{\sigma}_{dev} - \tilde{X}_{dev})}} \tag{2.15}$$

L'écrouissage isotrope est quant à lui introduit simplement dans ABAQUS en considérant que la taille de la surface de charge, définie par une contrainte σ_0, évolue avec la déformation plastique équivalente $\bar{\varepsilon}_p$ selon une loi exponentielle de la forme :

$$\frac{\sigma_0 - \sigma_E}{\sigma_0^{\max} - \sigma_E} = 1 - \exp(-b_i \bar{\varepsilon}_p) \tag{2.16}$$

Nous avons adopté dans nos calculs les valeurs des paramètres caractéristiques du matériau suivantes :

$$C = 6,49\,GPa \quad \gamma_c = 0,81 \quad b_i = 0,47 \quad (\sigma_0^{\max} - \sigma_E) = 22,8\,MPa$$

2.3. Formulation du problème de contact

2.3.1. Chargement linéique d'un solide semi-infini

Pour modéliser une section dans une roue de locomotive on considère un solide chargé selon une dimension le long de Oy. La bande suivant laquelle est répartie la charge a une largeur $(a+b)$ dans la direction Ox (figure 2-3). On suppose un état de déformation plane $\varepsilon_{yy} = 0$: ce problème d'élasticité plane se traite à l'aide de la méthode d'Airy qui utilise une fonction de contrainte Φ.

La vérification des équations de l'élasticité (équilibre, comportement et compatibilité des déformations) exige que la fonction Φ soit biharmonique. Elle doit de plus satisfaire les conditions limites, soit sur la surface $z = 0$:

$$\sigma_{zz} = \tau_{xz} = 0 \quad \text{pour} \quad x < -b \quad \text{et} \quad x > a$$

et

$$\begin{aligned} \bar{\sigma}_{zz} &= -p(x) \\ \bar{\tau}_{xz} &= -q(x) \end{aligned} \quad \text{pour} \quad -b \le x \le a$$

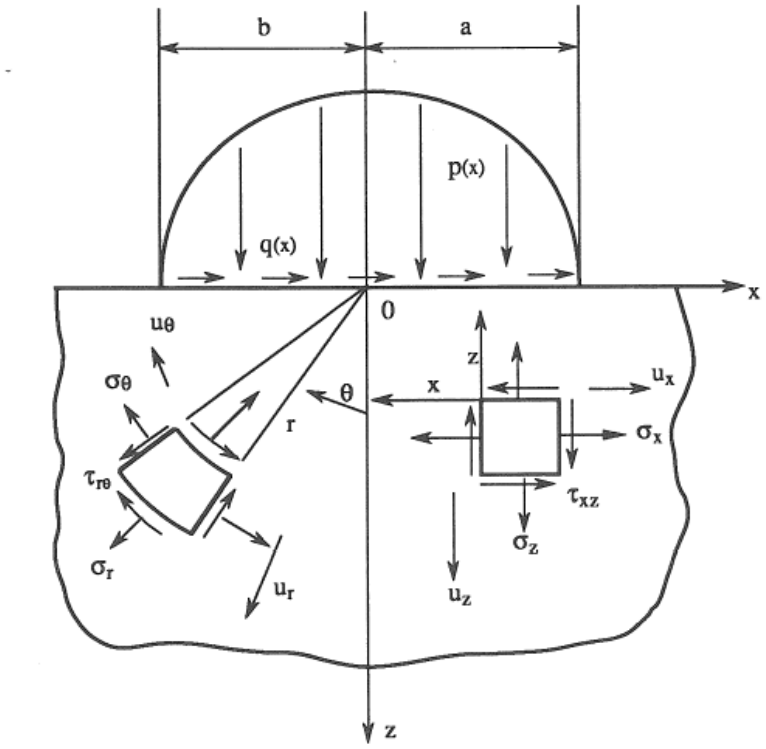


Figure 2-3. Chargement normal $p(x)$ et tangentiel $q(x)$ linéique

Les contraintes se déduisent de la fonction Φ de la façon suivante

$$\sigma_{xx} = \frac{\partial^2 \Phi}{\partial z^2}; \quad \sigma_{zz} = \frac{\partial^2 \Phi}{\partial x^2}; \quad \sigma_{xz} = -\frac{\partial^2 \Phi}{\partial x \partial z} \quad \text{et} \quad \sigma_{yy} = \upsilon(\sigma_{xx} + \sigma_{zz}) \tag{2.17}$$

En coordonnées cylindriques, les contraintes s'expriment à partir de la fonction de contraintes Φ par :

$$\sigma_{rr} = \frac{1}{r}\frac{\partial \Phi}{\partial r} + \frac{1}{r^2}\frac{\partial^2 \Phi}{\partial \theta^2} \tag{2.18}$$

$$\sigma_{\theta\theta} = \frac{\partial^2 \Phi}{\partial r^2} \tag{2.19}$$

$$\tau_{r\theta} = -\frac{\partial}{\partial r}\left(\frac{1}{r}\frac{\partial \Phi}{\partial \theta}\right) \tag{2.20}$$

2.3.2. Force linéique répartie, normale et tangentielle

On admet une distribution des efforts $p(s)$ et $q(s)$ telle que celle indiquée pour $p(s)$ dans la figure 2-4. Les contraintes en un point A provoquées par ces forces sont données par les équations précédentes en intégrant l'action de chaque petit élément ds qui produit un effort $p(s)ds$. Ainsi, si les distribution p(x) et q(x) sont connues on peut par intégration en déduire la solution.

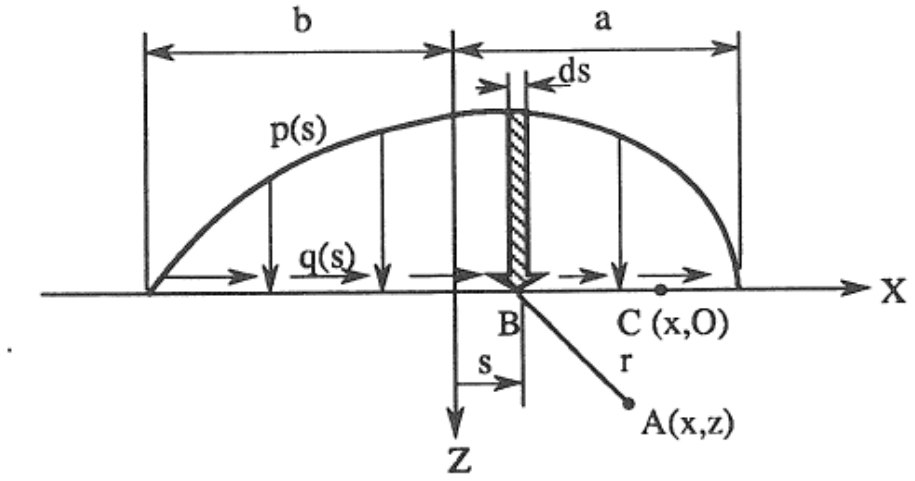


Figure 2-4. Chargement linéique réparti, normal p(s) et tangentiel q(s)

La transmission des efforts statiques ou dynamiques entre deux composants mécaniques se réalise par les zones de contact ce qui induit des sollicitations parfois très importantes dans les couches superficielles.

Les mouvements relatifs entre les surfaces en contact se traduisent du fait des frottements par des déperditions d'énergie dont la majeure partie se transforme en chaleur. Celle-ci entraîne dans les surfaces des sollicitations thermiques qui s'associent aux contraintes mécaniques de contact.

2.3.3. Paramètres de contact roue/rail

2.3.3.1. Théorie de Hertz et géométrie de contact

Soit deux corps possédant des surfaces de second degré, leur mise en contact statique sous l'action d'une force appliquée N selon la normale OZ crée une surface de contact définie dans le plan tangent X, Y établie à partir de la normale commune OZ aux deux corps en contact figure 2-5.

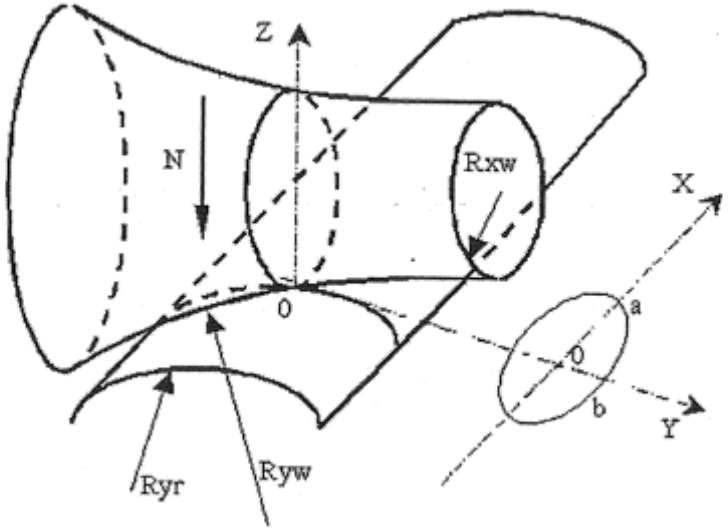


Figure 2-5. Schéma du contact Hertzien [114]

En 1882, Hertz a déterminé analytiquement la forme de ce contact et le champ de pression. De forme elliptique, celui-ci est caractérisé par un demi grand axe (a) et un demi petit axe (b) :

$$a = m\left(\frac{3}{2}N\frac{1-\upsilon^2}{E}\frac{1}{A+B}\right)^{1/3} \quad \text{et} \quad b = n\left(\frac{3}{2}N\frac{1-\upsilon^2}{E}\frac{1}{A+B}\right)^{1/3} \tag{2.21}$$

avec

m, n : Coefficients de Hertz ;
A, B : Coefficients relatifs à la géométrie de la roue et du rail ;
υ : Coefficient de Poisson ;
E : Module d'Young.

La répartition du champ de pression dans le contact est alors déterminée par l'expression suivante où P_0 représente la pression maximale de Hertz :

$$p(x,y) = p_0\sqrt{1-\left(\frac{x}{a}\right)^2-\left(\frac{y}{b}\right)^2} \quad \text{avec} \quad p_0 = \frac{3N}{2\pi ab} \tag{2.22}$$

La théorie de Hertz n'est valide que si les trois conditions suivantes sont réunies [114] :

- Les surfaces sont du second degré, continues, et non conformes
- Chaque solide peut être considéré comme un demi-espace élastique
- Les dimensions du contact sont petites devant les dimensions et les rayons de courbure des corps en contact

Dans le cas d'un contact roue–rail, les hypothèses de la théorie de Hertz sont assez souvent vérifiées. Les dimensions du contact (a et b sont souvent inférieures à $10\,mm$) restent négligeables devant les rayons de courbure de la roue et du rail ($\sim 300\,mm$). La pression maximale de Hertz ainsi calculée est souvent proche de $1GPa$.

Cependant l'inscription d'un train dans une courbe tend souvent à localiser le contact roue-rail au niveau du congé de raccordement entre la table de roulement et la joue active du rail dont le rayon de courbure est inférieur à $20\,mm$. Les hypothèses précédentes ne sont alors plus vérifiées et la théorie de Hertz n'est plus valide.

2.3.3.2. Efforts transmis et mouvement relatifs

Au travers de l'ellipse de contact, deux catégories d'interaction physique peuvent être définies : la transmission d'efforts et les mouvements relatifs.

Dans le repère du plan tangent, il est possible de définir un torseur des forces transmises en un point quelconque de la surface de contact (figure 2-6) pour l'ensemble des problèmes pratiques de contact, les moments tangentiels M_x ou M_y sont assez faibles devant les forces normale N et tangentielle T_x ou T_y transmises, et peuvent être négligés. Seul le moment normal M_z à l'origine du mouvement de pivotement, est considéré dans l'expression des forces.

Les mouvements relatifs entre une roue et un rail sont définis par les glissements longitudinal, latéral, et le pivotement, notés respectivement ν_x, ν_y et ν_z. Ces derniers sont déterminés par les expressions suivantes :

$$\nu_x = \frac{V_r - V_a}{V_a}; \quad \nu_y = \tan\phi; \quad \nu_z = \frac{\omega\sqrt{ab}}{V_a} \tag{2.23}$$

avec

V_r : Vitesse linéaire de la roue ;
V_a : Vitesse d'avance de la roue ;
ϕ : Angle défini entre V_a et V_r ;
a, b : Demi-longueur et demi-largeur de la zone de contact ;
ω : Vitesse angulaire de la roue.

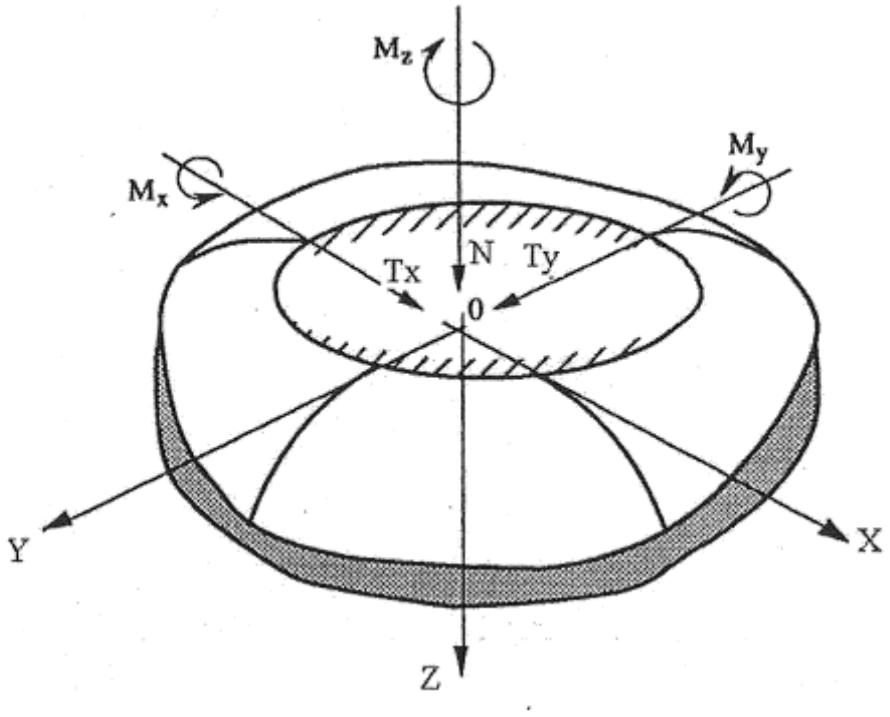


Figure 2-6. Torseur des forces transmises dans un contact [114]

2.3.3.3. Contact linéaire roue/rail

Le contact étant linéaire (cylindre-plan), la pression de contact s'exprime par :

$$p(x) = p_0\sqrt{1-\frac{x^2}{b^2}} \tag{2.24}$$

où la pression p_0 et la demi largeur de contact b s'expriment en fonction de la force verticale F :

$$p_0 = \sqrt{\frac{FE*}{\pi R}} \tag{2.25}$$

$$b = \sqrt{\frac{4FR}{\pi E*}} \tag{2.26}$$

$E*$ est le module d'Young effectif donné par :

$$\frac{1}{E*} = \frac{1-\upsilon_1^2}{E_1} + \frac{1-\upsilon_2^2}{E_2} \tag{2.27}$$

Le tableau 2-1 donne les valeurs de ces paramètres avec :

$$E_1 = E_2 = 209GPa$$
$$\upsilon_1 = \upsilon_2 = 0,29$$

$F(MN/m)$	$p_0(MPa)$	$b(mm)$
4	697.6	3.652
7	925	4.83
12	1211	6.32
18	1484	7.74
22	1632	8.8

Tableau 2-1. Pression de contact p_0 et demi largeur de contact b.

2.4. Modèle d'endommagement par Fatigue de Jiang et Sehitoglu

Afin d'évaluer le nombre de cycles N_f nécessaire à l'amorçage d'une fissure de fatigue conduisant à la rupture, nous avons utilisé le critère de Jiang et Sehitoglu [94], basé sur la densité d'énergie et utilisant un paramètre de fatigue FP. Ce paramètre d'endommagement est une somme pondérée des énergies associées aux sollicitations de traction/compression et de cisaillement. Il s'exprime par :

$$FP = \langle \sigma_{\max} \rangle \frac{\Delta\varepsilon}{2} + J\Delta\gamma\Delta\tau \tag{2.28}$$

Avec $\sigma_{\max}$ la contrainte normale maximale au plan de fissure, $\Delta\varepsilon$ la variation de la déformation normale au plan de fissure, $\Delta\tau$ la variation de la contrainte de cisaillement, $\Delta\gamma$ la variation de la déformation par cisaillement.

J est un paramètre de pondération prenant en compte le fait que le mode de rupture II (mode de cisaillement plan) est moins endommageant que le mode I (mode d'ouverture) ; nous avons pris la même valeur de J que dans les travaux de Kabo et al. [8, 90, 95] ($J = 0,2$).

Le plan de rupture correspond à la valeur maximale, $FP_{\max}$, du paramètre d'endommagement en fatigue.

2.5. Modèle de calcul de la durée de vie en fatigue N_f (loi de Smith, Watson et Topper)

Le nombre de cycles à rupture N_f relatif à cette valeur est alors déterminé en utilisant les résultats de la fatigue oligocyclique généralisés aux sollicitations de traction/compression et de cisaillement, avec l'hypothèse que les éléments près du défaut, et qui sont soumis à des sollicitations cycliques, ont la même réponse qu'une éprouvette soumise à un chargement de fatigue oligocyclique. Le nombre de cycles N_f est finalement donné par la relation suivante :

$$FP_{\max} = \frac{\sigma_f^{'2}}{E}(2N_f)^{2b_1} + \sigma_f^{'}\varepsilon_f^{'}(2N_f)^{b_1+c_1} \qquad (2.29)$$

Le tableau 2-2 donne les valeurs des paramètres du matériau utilisés dans les simulations numériques. Le calcul de N_f à partir de la relation précédente est effectué à l'aide du logiciel de calcul formel MAPLE.

$E(GPa)$	υ	$\sigma_y(MPa)$	b_1	c_1	$\varepsilon_f^{'}(\%)$	$\sigma_f^{'}(MPa)$	J
210	**0.29**	**543**	**-0.089**	**-0.559**	**10.3**	**936**	**0.2**

Tableau 2-2. Paramètres du matériau utilisés pour la détermination de N_f

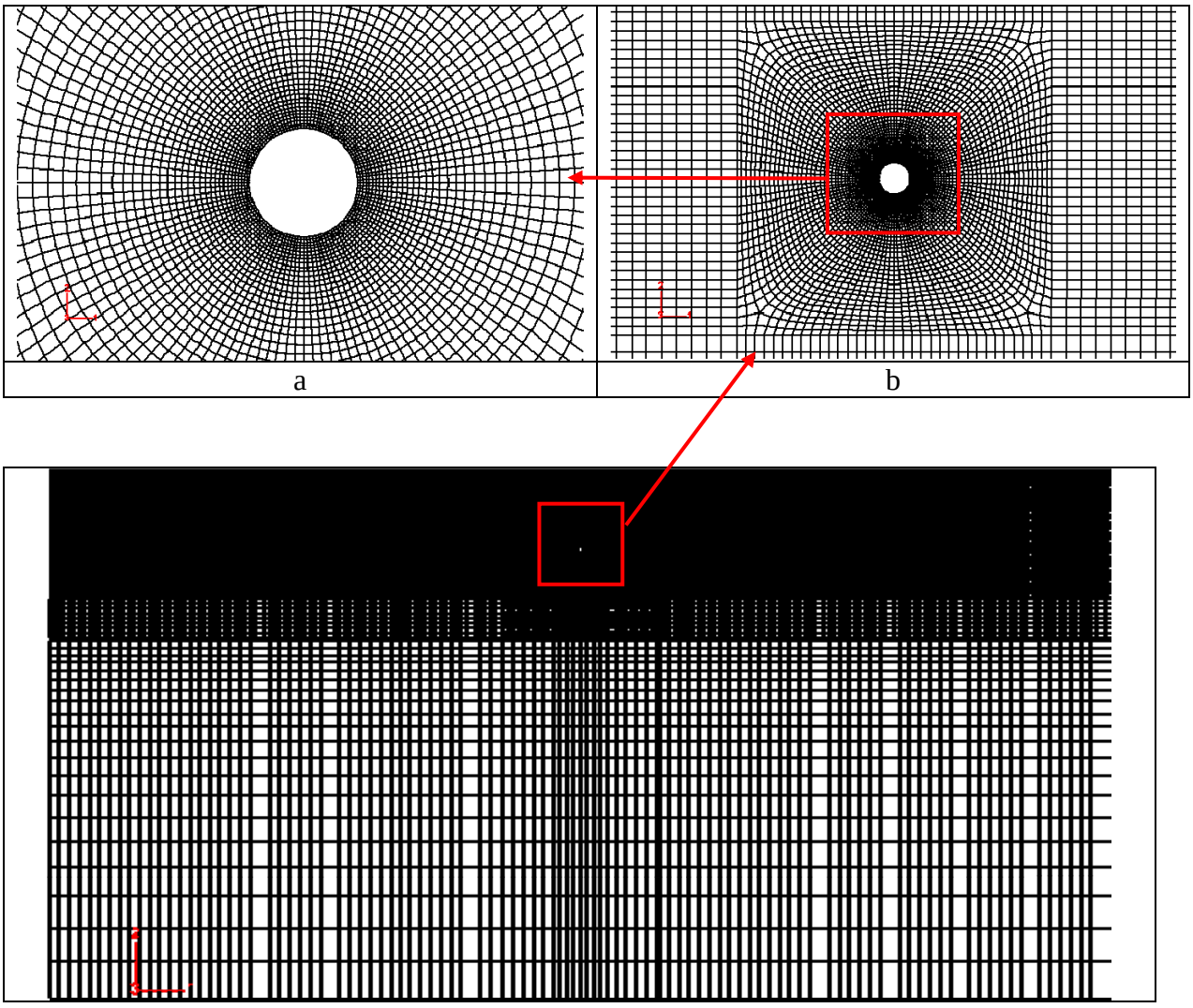


Figure 2-7. Maillage utilisé pour la simulation numérique d'une roue de locomotive comportant un défaut et soumise à une pression de contact hertzien en mouvement [142-143] : (a) et (b) représentent le maillage autour d'un défaut de forme circulaire

2.6. Modélisation du problème

2.6.1. Modélisation et maillage de la roue de locomotive

Nous avons modélisé une section d'une roue de locomotive comme une structure bidimensionnelle $100*200mm^2$ comportant un trou de section circulaire comme un défaut simplifié d'une inclusion fragile du matériau (figures 2-7 et 2-8). Nous avons étudié l'influence d'un défaut de $1\,mm$ de diamètre sur la FCR.

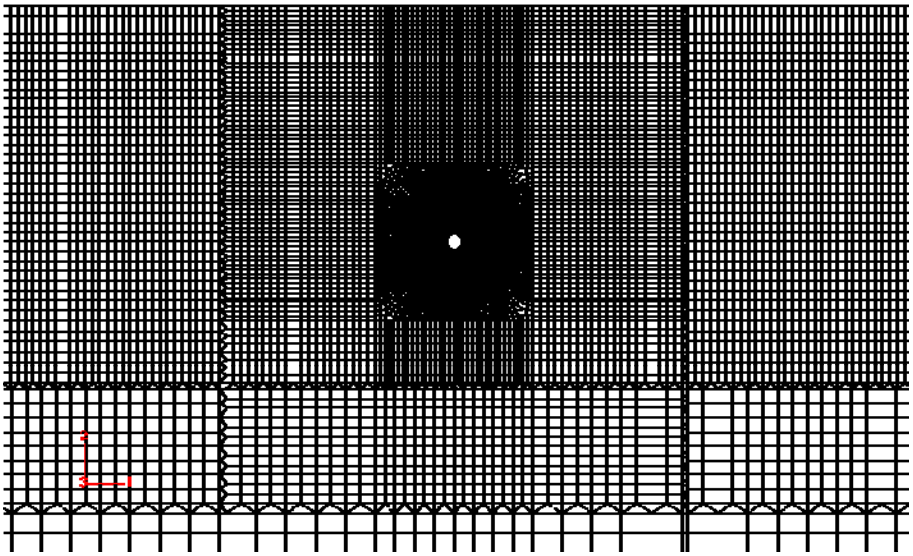


Figure 2-8. Maillage raffiné autour du défaut et proche de la surface de roulement

On considère une roue ayant un défaut situé à $15mm$ de profondeur sous la surface de contact roue-rail et soumise à une charge de $F=12\,MN/m$. Nous avons effectué six cycles de chargement pour avoir la stabilisation des résultats. Les amplitudes de la contrainte et de la déformation utilisées pour calculer le paramètre d'endommagement par fatigue $FP_{\max}$ sont celles du cycle stabilisé.

Pour estimer les différents types de comportement du matériau, on a réalisé les calculs avec cinq valeurs de chargement $F=4,7,12,18,22\,MN/m$, pour un défaut de section circulaire situé à $15mm$ de profondeur. Le maillage de la structure a nécessité environ 28000 éléments dont plus de 5700 éléments dans le zone autour de défaut pour obtenir la convergence des résultats. La stabilisation des résultats de calcul pour $F=18\,MN/m$ nécessite 8 cycles de chargement alors que pour $F=22\,MN/m$ la réponse se stabilise à 10 cycles de chargement.

2.6.2. Maillage et étude de la convergence

L'étude de la convergence des calculs montre que le maillage du modèle nécessite des éléments de taille $25\mu m$ au voisinage immédiat du défaut, ce qui correspond à 480 éléments autour du défaut (figure 2-9). Par contre, si on se base sur les résultats de la contrainte de von

Mises, 32 éléments dans le voisinage immédiat du défaut sont largement suffisants pour obtenir la convergence des résultats. C'est le cas de l'étude de Kabo [8] où la taille des éléments au voisinage immédiat du défaut est de $130\mu m$ (figure 2-10) alors que la valeur de $FP_{\max}$ ne converge pas. La figure 2-11 montre l'influence du maillage sur la convergence des résultats. On constate que le paramètre de fatigue, $FP_{\max}$, ne converge qu'avec des éléments de taille égale à $25\mu m$ au voisinage immédiat du défaut [142, 143].

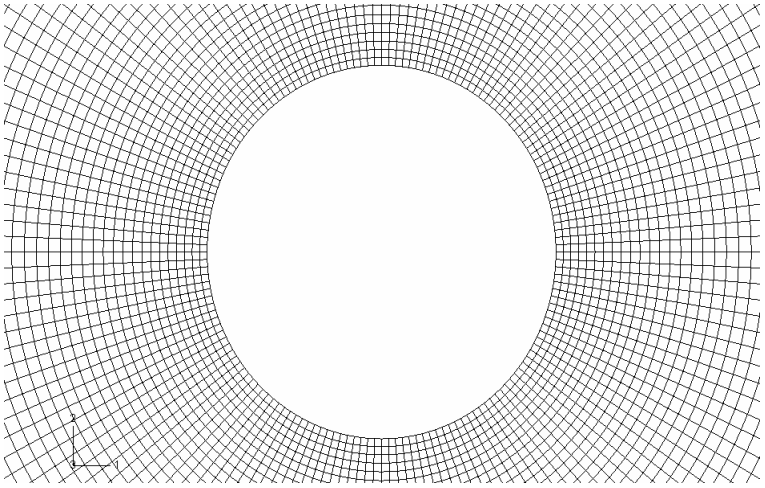


Figure 2-9. Maillage par éléments finis autour du défaut de section circulaire réalisé avec la taille d'élément de $25\mu m$

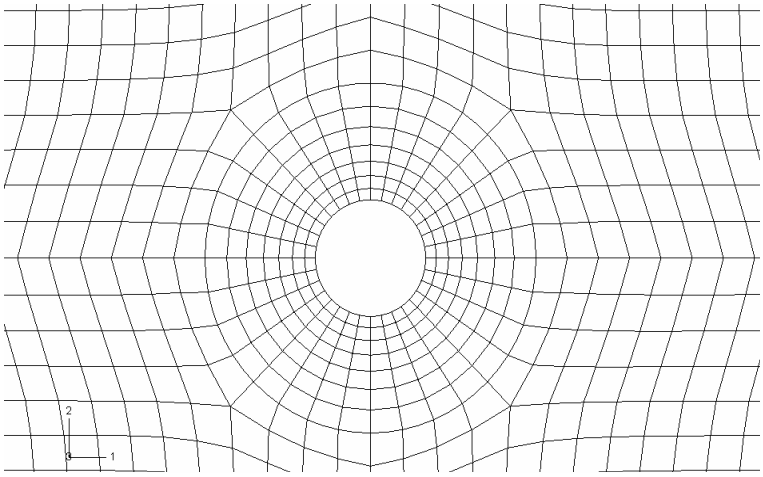


Figure 2-10. Maillage par éléments finis autour du défaut de section circulaire avec la taille des éléments de $130\mu m$ conformément au modèle de Kabo

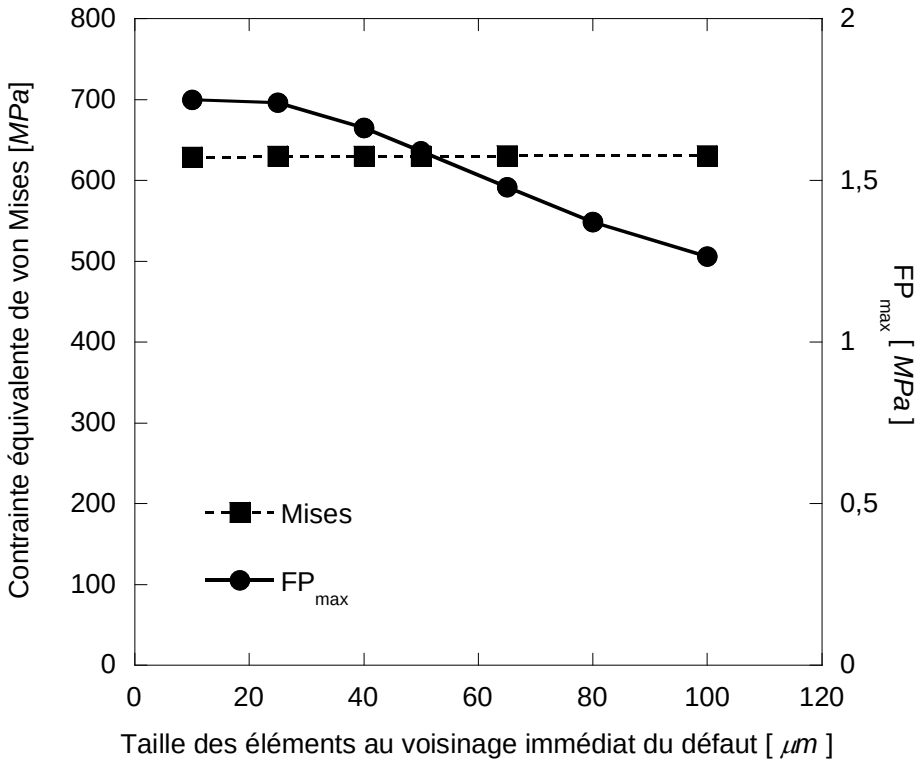


Figure 2-11. Evolution de FP_{max} et de la contrainte équivalente de von Misès en fonction de la taille des éléments autour du défaut

La figure 2-12 montre la distribution des contraintes de von Misès autour d'un défaut de section circulaire située à $15mm$ de profondeur et soumise à une charge linéique de $12\,MN/m$ au sixième cycle du chargement quand la charge passe exactement au dessus du défaut. Les contraintes maximales sont situées au droit du défaut le long de l'axe horizontal.

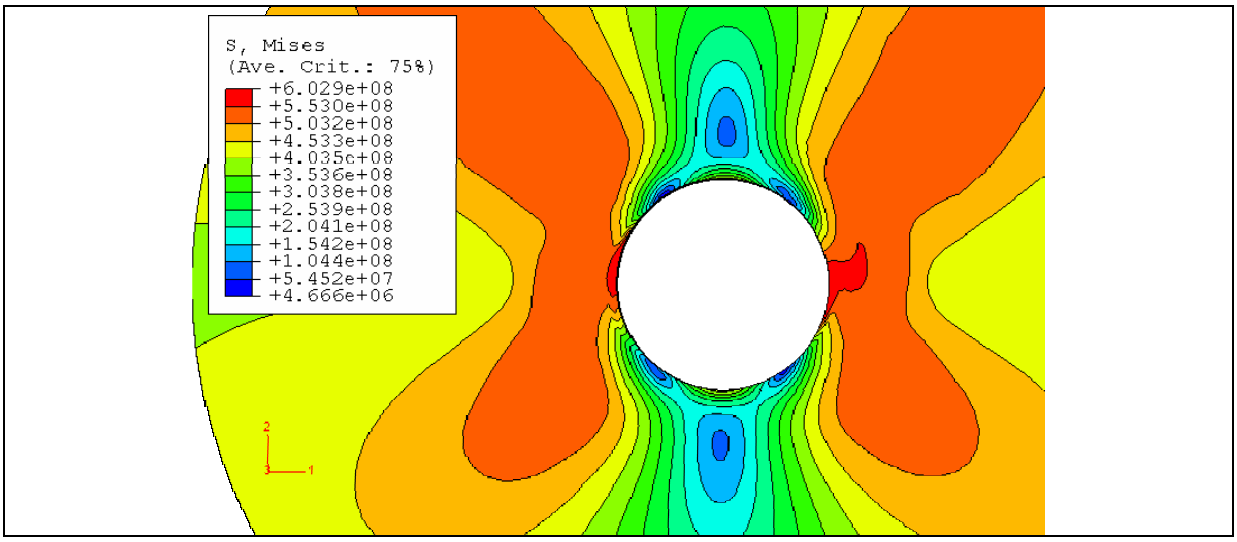


Figure 2-12. Distribution au sixième cycle du chargement, des contraintes de von Misès autour d'un défaut circulaire situé à $h=15mm$ et pour $F=12\,MN/m$

2.7. Résultats et discussions

2.7.1 Stabilisation des contraintes et des déformations au cours du cycle de chargement

Dans le cas d'une force de chargement égale à $12\,MN/m$ et pour un défaut situé à $15mm$ de profondeur, six cycles de chargement sont nécessaires pour obtenir la stabilisation des contraintes et des déformations utilisées pour calculer la durée de vie de la roue.

Les figures 2-13 et 2-15 montrent respectivement l'évolution des contraintes normales maximales σ_{22}, des contraintes de cisaillement σ_{12}, de la déformation normale ε_{22} et de la déformation par cisaillement ε_{12} en fonction du nombre de cycles. On observe d'abord que les contraintes et les déformations évoluent légèrement durant les trois premiers passages, puis la réponse du matériau se stabilise rapidement à partir du quatrième cycle de chargement [144, 145] . Par conséquent, les valeurs des contraintes et des déformations, choisies par la suite pour étudier l'influence de certains paramètres, sont celles relatives à la réponse durant le dernier cycle du chargement. (Par la suite, la valeur maximale de σ_{22} sera nommée $\sigma_{\max}$).

La figure 2-13 montre que les contraintes normales maximales sont de l'ordre de $555MPa$ et jouent un rôle plus important que l'amplitude de contraintes de cisaillement de l'ordre de $224MPa$. De même, la contribution de l'amplitude de la déformation normale au plan critique à l'amorçage de la fissure, est plus importante que celle de l'amplitude de la déformation de cisaillement (figure 2-15). Ces résultats montrent que la contribution à l'endommagement des contraintes et des déformations normales est plus importante.

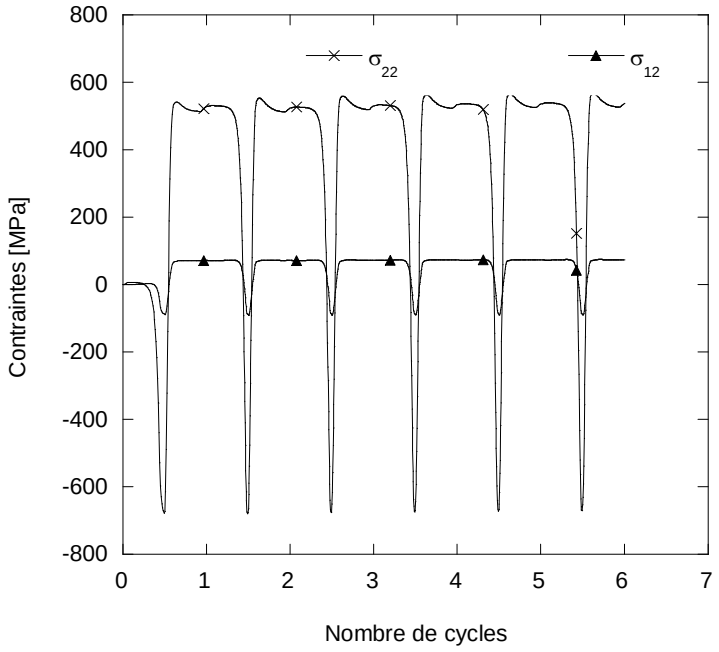
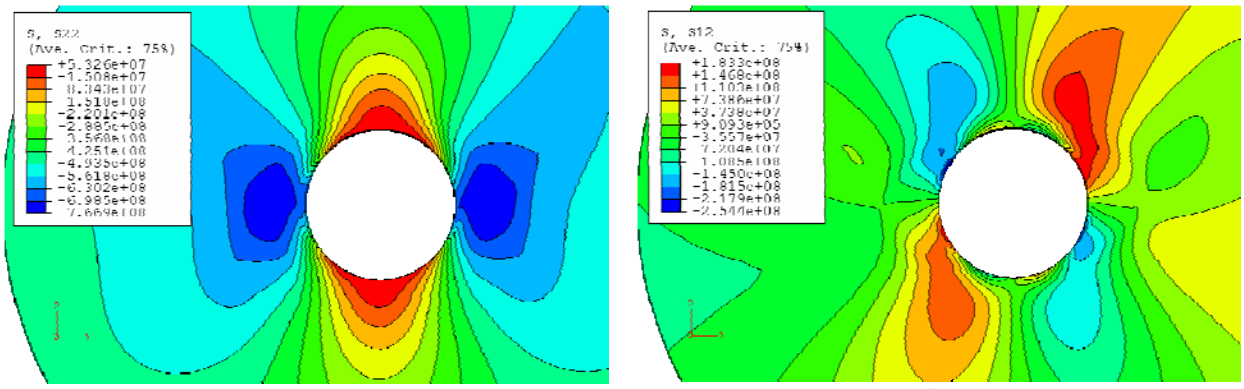


Figure 2-13. Contraintes au cours des cycles de chargement pour un défaut de section circulaire situé à $h=15mm$ et chargé à $F=12\,MN/m$

Les figures 2-14 et 2-16 illustrent les distributions des contraintes et des déformations autour du défaut. On peut remarquer que les contraintes et déformations normales sont maximales en compression au droit du défaut dans le plan horizontal, alors qu'elles sont maximales en traction au droit du défaut dans le plan vertical. En revanche, les contraintes et les déformations de cisaillement sont maximales au droit du défaut dans un plan de 30° et 45° par rapport à l'horizontale.



a b

Figure 2-14. Distributions au sixième cycle de chargement, des contraintes normales (a) et des contraintes de cisaillement (b) autour du défaut circulaire situé à $h = 15mm$ et chargé à $F = 12\,MN/m$

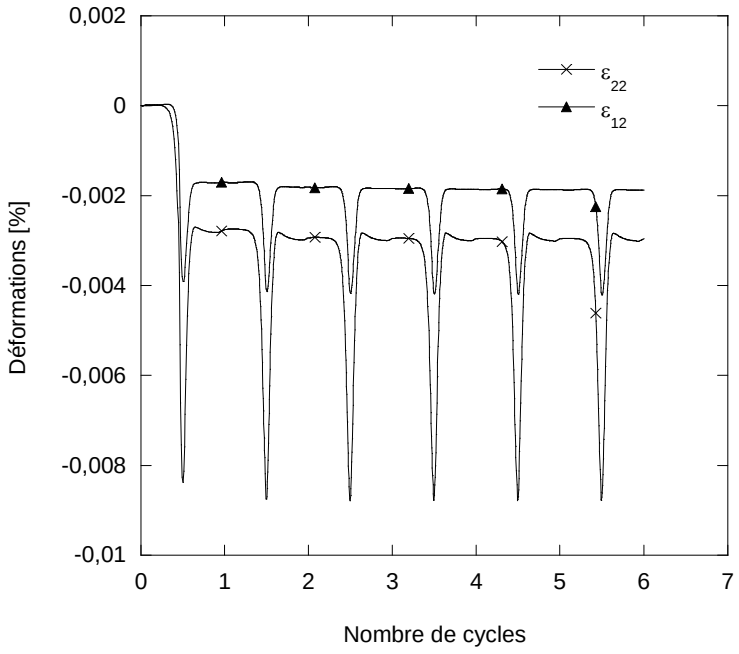
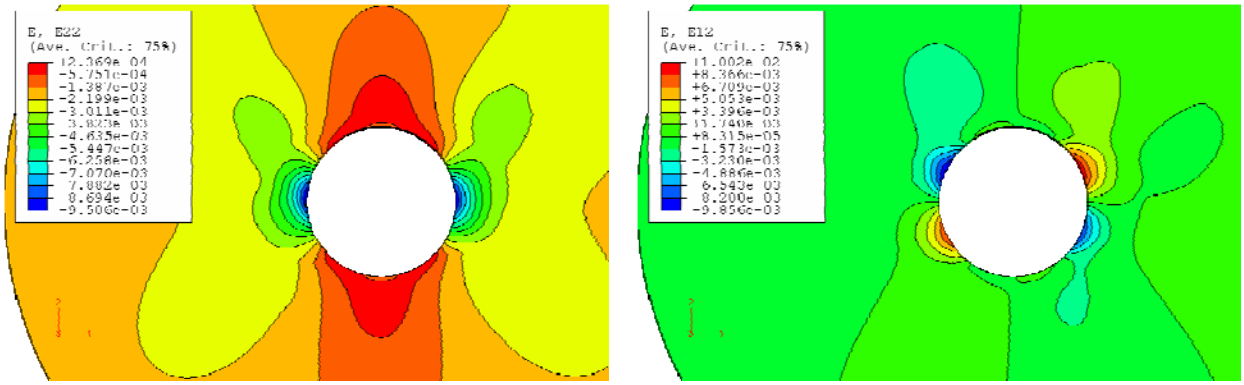


Figure 2-15. Déformations au cours des cycles de chargement pour un défaut de section circulaire situé à $h = 15mm$ et chargé à $F = 12\,MN/m$



a b

Figure 2-16. Distributions au sixième cycle de chargement, des déformations normales et des déformations de cisaillement autour du défaut circulaire situé à $h = 15mm$ et chargé à $F = 12\,MN/m$

Les figures 2-17 et 2-18 présentent les variations des contraintes normale et de cisaillement en fonction respectivement des déformations normale et de cisaillement. Elles montrent que le matériau s'adapte élastiquement lorsqu'il est sollicité à une charge linéique $F = 7\,MN/m$ et s'accommode plastiquement lorsque $F = 12\,MN/m$ (figure 2-17). Pour les chargements plus élevés ($F = 22\,MN/m$), l'effet de rochet apparaît (figure 2-18) [142, 143].

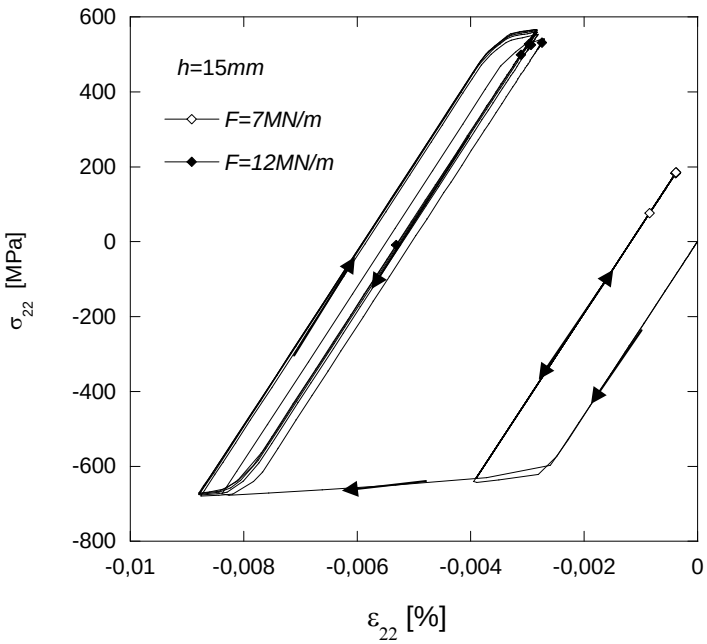


Figure 2-17. Contrainte σ_{22} en fonction de la déformation ε_{22} autour du défaut circulaire situé à $h = 15mm$ et chargé à $F = 7$ et $12\,MN/m$

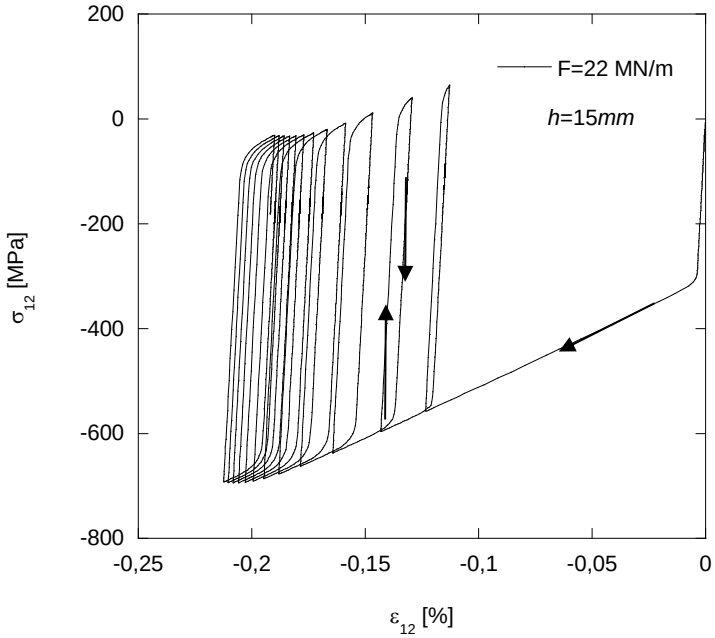


Figure 2-18. Contrainte σ_{12} en fonction de la déformation ε_{12} autour du défaut circulaire situé à $h = 15mm$ et chargé à $F = 22\,MN/m$

Pour calculer le paramètre d'endommagement par fatigue, $FP_{\max}$, il faut d'abord déterminer l'élément le plus endommagé dans la roue et les grandeurs de l'équation (2.28) correspondantes.

Les figures 2-19 et 2-20 illustrent la procédure utilisée pour extraire $\sigma_{\max}, \Delta\varepsilon, \Delta\tau$ et $\Delta\gamma$ du cycle stabilisé.

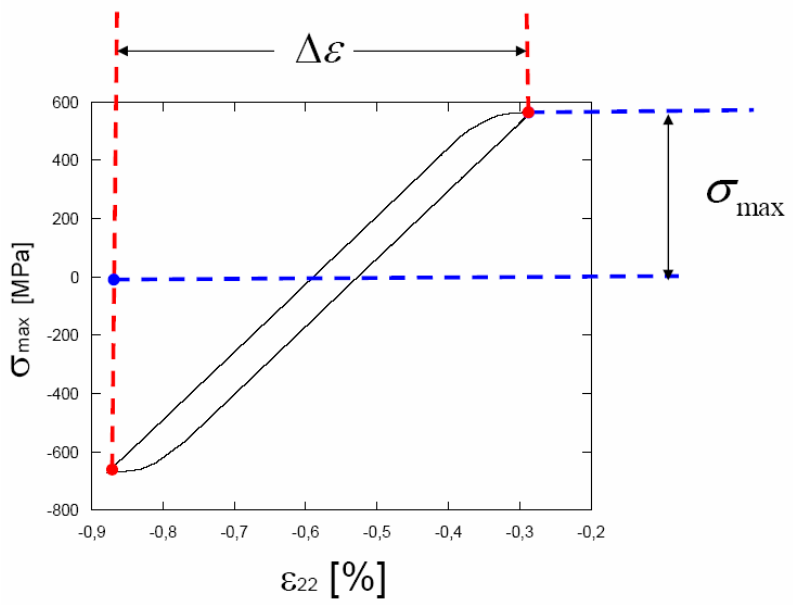


Figure 2-19. Cycle stabilisé de la contrainte normale en fonction de la déformation normale

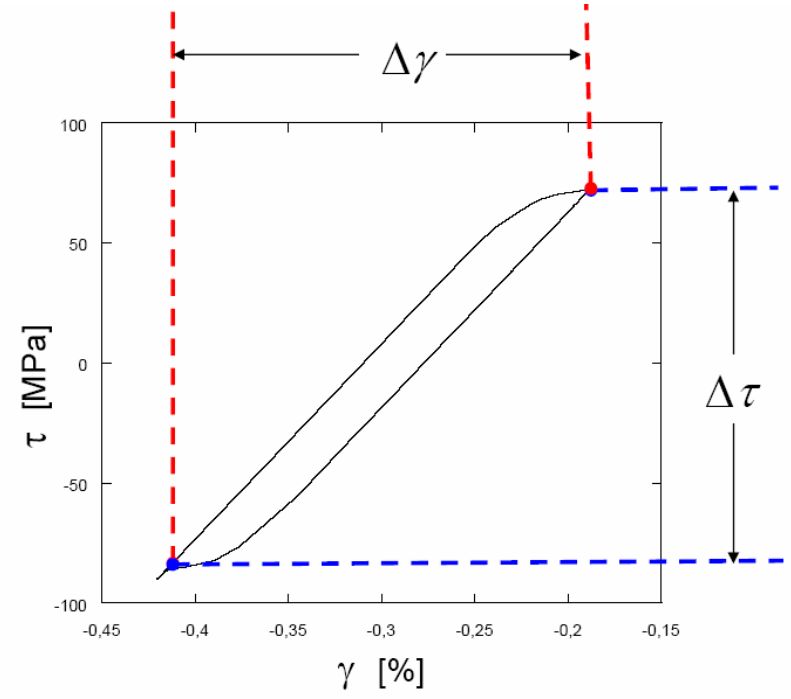


Figure 2-20. Cycle stabilisé de la contrainte de cisaillement en fonction de la déformation de cisaillement

La valeur maximale de FP est obtenue en calculant sa valeur dans différents plans. Pour cela, FP est calculé en coordonnées locales en effectuant une rotation des axes du repère local d'un angle α compris entre 0 et 2π (figure 2-21) [142, 143].

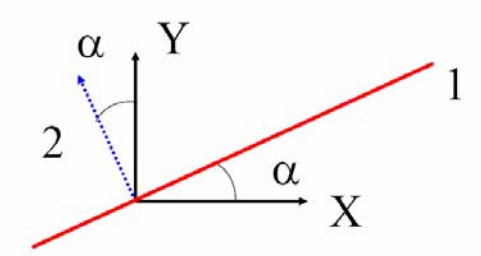


Figure 2-21. Représentation de la direction du plan critique (1), et la normale au plan critique (2) dans un repère global (X, Y)

Le plan dans lequel la valeur de FP est maximale correspond au plan critique où s'amorcera la fissure. La figure 2-22 montre un exemple de recherche du plan critique pour un défaut circulaire situé à $h = 15mm$ et chargé à $F = 12\,MN/m$. Dans ce cas le plan critique fait un angle égal à 0 avec le plan normal à la direction du chargement.

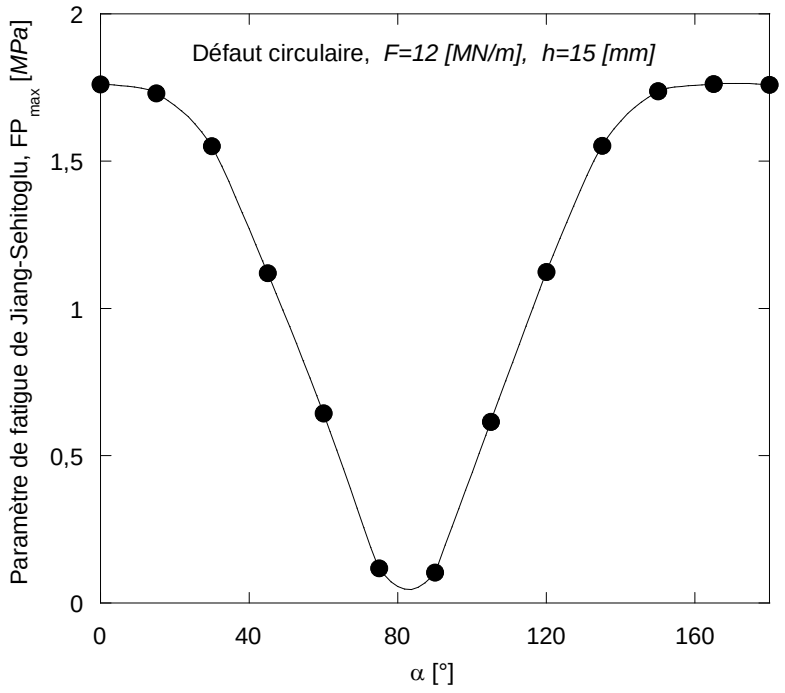


Figure 2-22. Illustration d'une recherche du plan critique pour $h = 15mm$ et $F = 12\,MN/m$.

Le tableau 2-3 donne les différentes valeurs des composantes utilisées pour calculer le paramètre de fatigue, $FP_{\max}$, et la duré de vie à l'amorçage de fissure par FCR.

$\sigma_{\max}(MPa)$	$\Delta\varepsilon(\%)$	$\Delta\tau(MPa)$	$\Delta\gamma(\%)$	$FP_{\max}(MPa)$	$N_f(cycles)$
566	0,590	165	0,235	1,746	1050

Tableau 2-3. $FP_{\max}$ et durée de vie à l'amorçage N_f pour un défaut de section circulaire

2.7.2. Modélisation du chargement de la roue ferroviaire par la technique du Submodeling

La technique de submodeling utilisée dans cette étude permet d'obtenir des résultats précis tout en diminuant de façon très significative les temps de calcul. Cette technique consiste dans un premier temps à extraire des conditions aux limites (des déplacements par exemple) à partir d'un modèle global ne comportant pas de défauts et ayant un maillage grossier. Ces conditions aux limites sont ensuite appliquées au submodel qui représente juste la région entourant le défaut et qui peut alors être maillée finement.

Pour valider cette technique, deux modèles globaux avec et sans défaut, et un submodel sont construits comme suit :

i. un premier modèle global comportant un défaut circulaire de rayon donné et situé à une profondeur donnée en dessous de la surface de roulement (figure 2-7). Ce

modèle utilise 28000 éléments dont 5700 sont situés dans le voisinage immédiat du défaut. Il sert de référence pour la comparaison des résultats avec ceux obtenus par la technique de submodeling pour un cas de chargement particulier ;

ii. un deuxième modèle global de maillage grossier et ne comportant pas de défaut (figure 2-23). Ce modèle utilise 8000 éléments et sert à déterminer les conditions limites injectées dans le submodel donnant la solution pour tous les cas de chargement étudiés. Le temps de calcul est ainsi considérablement réduit [142, 143].

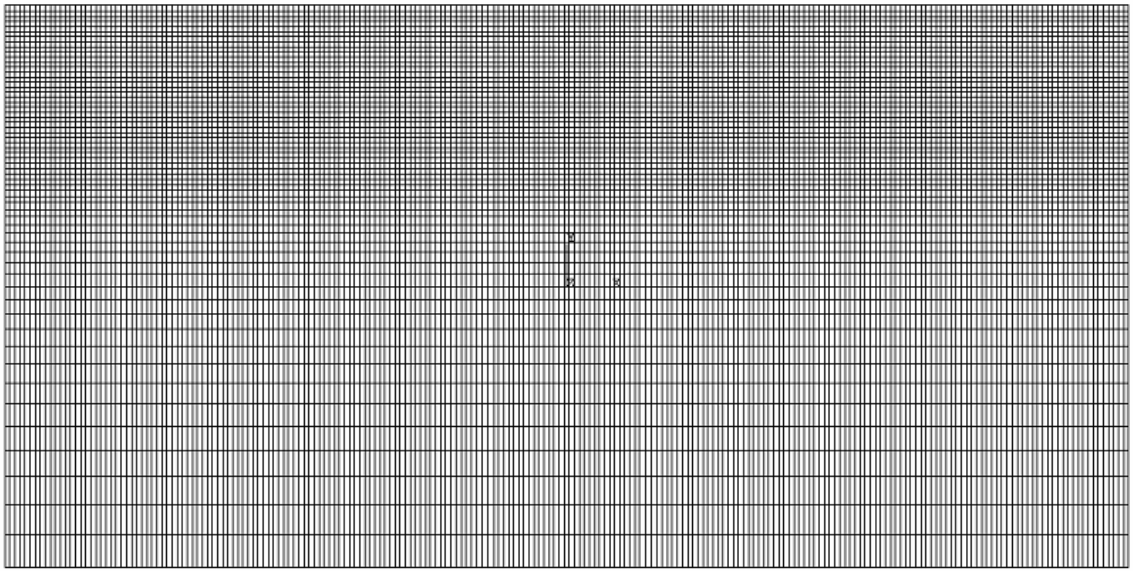


Figure 2-23. Modèle global de maillage grossier et ne comportant pas de défaut, représente une section dans une roue de locomotive [142].

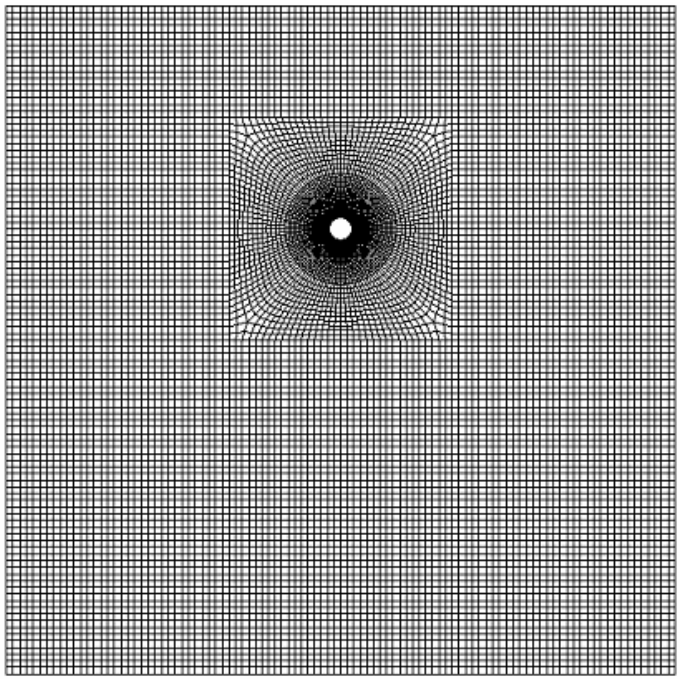


Figure 2-24. Raffinage di maillage avec un submodel représente juste la région entourant le défaut, [142,143].

iii. La figure 2-24 montre le submodel utilisant 1744 éléments. Il est à noter que la finesse du maillage est identique à celle du premier modèle global qui utilise quant à lui 28000 éléments au total.

La figure 2-25 compare les valeurs du paramètre de fatigue FP servant à déterminer le plan critique d'amorçage, obtenues avec le submodel et le premier modèle global. Cette comparaison montre que la technique de submodeling donne de bons résultats avec le temps de calculs réduit dans un rapport de 15.

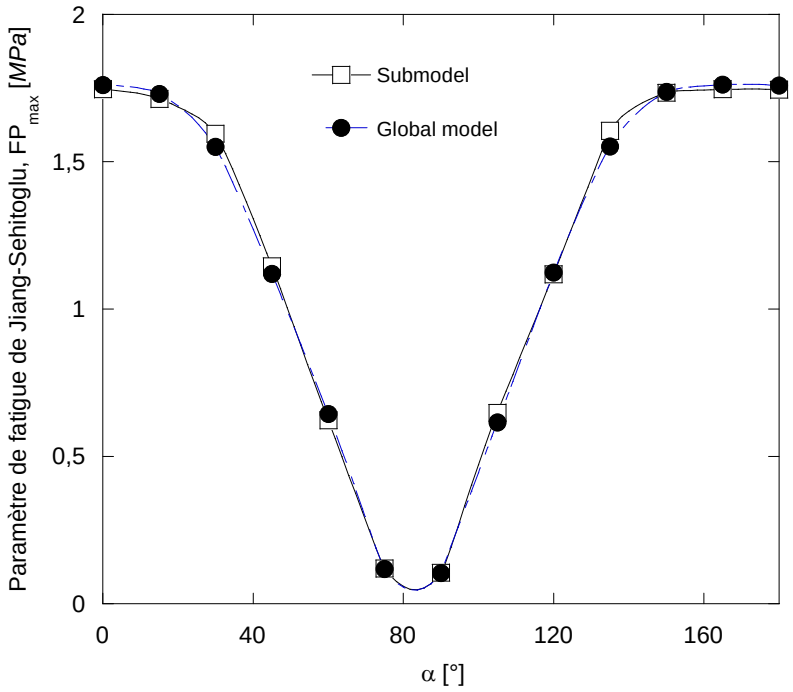


Figure 2-25. Une illustration de la recherche du plan critique à l'aide du modèle global et du submodel.

La figure 2-26 donne la valeur du paramètre de fatigue pour différentes forces linéiques appliquées. On constate que la technique du submodeling reste valide pour tous les chargements étudiés allant jusqu'à $22\,MN/m$. De même, la figure 2-27 donne la valeur de $FP_{\max}$ pour différentes valeurs de la profondeur h allant de 5 à $25\,mm$. On peut aussi affirmer que la technique du submodeling reste valide pour $F=12\,MN/m$ mais uniquement pour des profondeurs h supérieures ou égale à$10\,mm$; à la profondeur $h=5mm$, le défaut est trop près de la surface de contact et il n'est donc plus possible de négliger les interactions entre le défaut et le chargement appliqué [142] .

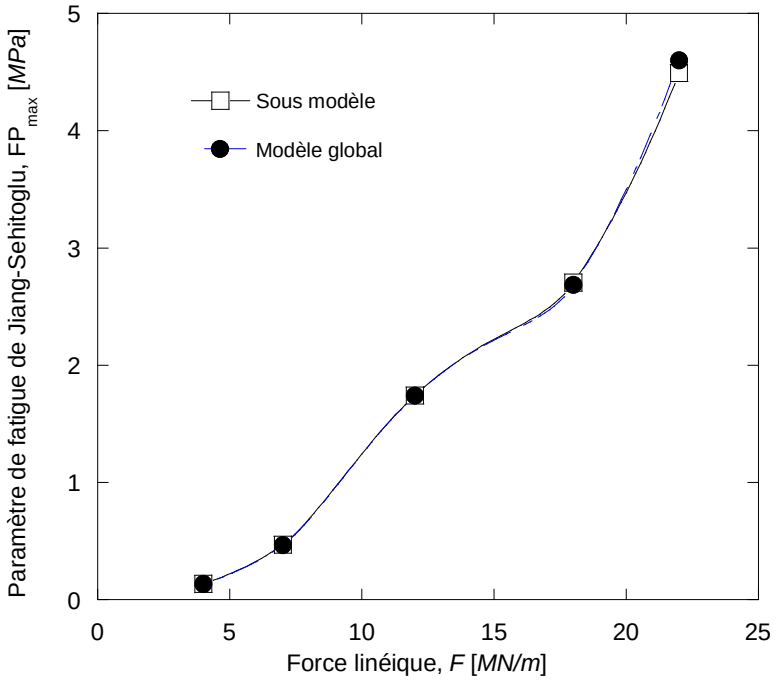


Figure 2-26. Paramètre d'endommagement $FP_{\max}$ en fonction de la charge linéique F

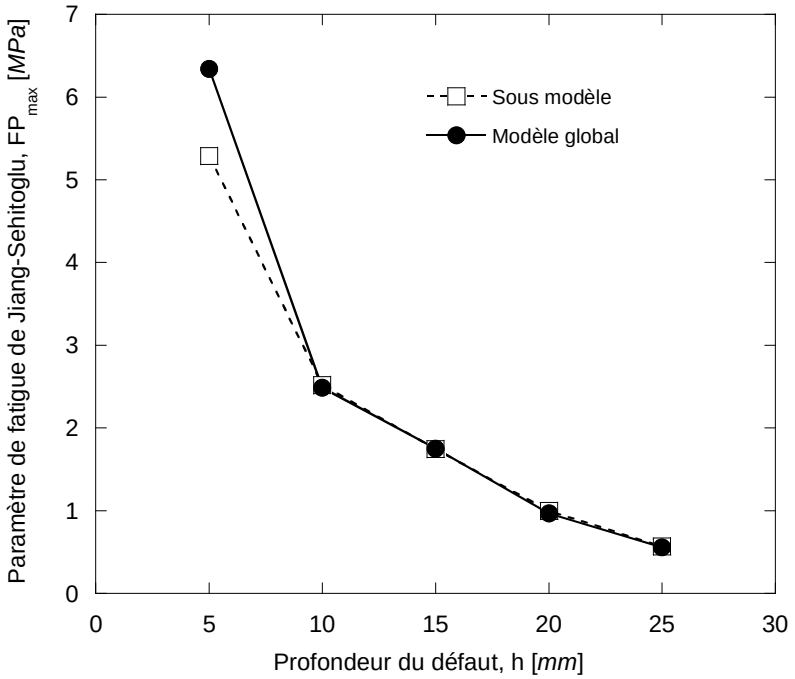


Figure 2-27. Paramètre d'endommagement $FP_{\max}$ en fonction de la profondeur h

2-8. Conclusions

Afin de surmonter ces difficultés, les modèles de prévision de la FCR des composants ferroviaires doivent être basés sur une compréhension scientifique des mécanismes d'occurrence de la FCR, et doivent être facilement implémentés dans les codes de calcul sans générer des temps de calcul faramineux. A cet effet, la technique de submodeling peut être utilisée pour améliorer l'efficacité et la précision des calculs et diminuer de manière importante les temps de calcul. Enfin, ces modèles doivent être facilement compréhensible et maniable d'un point de vue technologique.

Les simulations numériques effectuées dans cette étude permettent de dégager les conclusions suivantes :

- Pour une valeur de charge linéique égale à $7\,MN/m$ le matériau s'adapte élastiquement.
- Pour une valeur de charge linéique égale à $12\,MN/m$ le matériau s'accommode plastiquement.
- Pour des valeurs de charge linéique supérieures à $18\,MN/m$ l'effet de rochet apparaît.
- La technique de submodeling donne des résultats précis pour un défaut circulaire situé à 15 mm de profondeur en dessous de la surface de roulement pour des charges linéiques allant jusqu'à $22\,MN/m$. Elle permet de réduire les temps de calculs dans un rapport supérieur à 15.
- Cette technique reste également valide pour un défaut circulaire situé à une profondeur supérieure à $10mm$ en dessous de la surface de roulement et chargé avec une force linéique égale à $12\,MN/m$.

Dans ces domaines où la technique de submodeling est valide, on peut affirmer que les interactions entre la pression de chargement et le défaut peuvent être négligées.

Chapitre 3

INFLUENCE DE LA GÉOMETRIE DES DÉFAUTS SUR LA DUREE DE VIE A L'AMORÇAGE

SOMMAIRE

3.1. Introduction……...91

3.2. Amorçage au voisinage d'un défaut circulaire……...……91

3.2.1 Influence du chargement

3.2.2 Influence de la profondeur

3.2.3 Influence de la taille du défaut

3.3. Cas du défaut elliptique……..105

3.3.1 Influence du chargement

3.3.2 Influence de la profondeur

3.3.3 Influence de la taille du défaut

3.4. Cas de deux défauts circulaires……..115

3.4.1 Deux défauts circulaires alignés verticalement

3.4.2 Deux défauts circulaires alignés horizontalement

3.4.3 Deux défauts circulaires alignés diagonalement

3.5. Cas de deux défauts elliptiques……...133

3.5.1 Deux défauts elliptiques alignés verticalement

3.5.2 Deux défauts elliptiques alignés horizontalement

3.5.3 Deux défauts elliptiques alignés diagonalement

3.6. Récapitulatif des résultats……...152

3.7. Conclusions……...…156

3.1. Introduction

La FCR se manifeste par des fissures amorcées en surface ou sous la surface. Ce dernier type de fissures est notamment favorisé par la présence de défauts dans le matériau. Un premier modèle de prévision de l'amorçage en FCR a été proposé par Ekberg et al. [5, 6] en supposant un matériau sans défauts. Cependant, Kabo et al. [8, 11, 90] ont montré dans d'autres travaux que les niveaux estimés de l'impact de la fatigue pour un contact géométrique "parfait" entre la roue et le rail, et pour un matériau sans défaut, ne sont pas suffisants à eux seuls pour expliquer les ruptures par FCR. Ce sont en fait l'augmentation des contraintes générées par un mauvais contact géométrique, ou la diminution de la résistance du matériau, liée à des défauts dans le matériau (sulfure de manganèse, oxyde de silicium ou d'aluminium), qui sont à l'origine de l'amorçage des fissures de fatigue.

Pour déterminer l'influence des différents paramètres tels que le niveau de chargement, la taille et la forme du défaut, nous avons adopté la technique du submodeling validée dans le chapitre précédent. Celle-ci permet de réduire de façon significative le temps de calcul CPU.

L'objectif de ce chapitre consiste à cerner l'influence de la taille et de la forme du défaut dans le matériau sur la résistance à la fatigue de contact de roulement d'une roue de locomotive. A cet effet, nous avons réalisé une modélisation numérique bidimensionnelle de l'endommagement d'une roue de locomotive par fatigue de contact de roulement en considérant l'existence de défauts de forme circulaire ou elliptique de différentes tailles. L'approche utilisée est similaire à celle adoptée dans les travaux de Kabo et al. [8, 11, 90].

En pratique, la présence d'amas de défauts est assez fréquente dans les aciers utilisés dans les rails. L'incidence de deux défauts sur la résistance à la fatigue de contact de roulement est étudiée en considérant le cas de deux défauts (de forme circulaire ou elliptique) alignés horizontalement, verticalement ou diagonalement. L'interaction entre deux défauts a été analysée en faisant varier la profondeur et la distance entre eux.

3.2 Amorçage au voisinage d'un défaut circulaire

Les résultats exposés dans ce paragraphe sont limités au cas d'une roue ferroviaire ayant un défaut circulaire de rayon r situé à une profondeur h et soumise à une charge linéique F [MN/m] (Figure 3-1). Les forces de frottement entre le rail et la roue sont ignorées dans cette partie.

3.2.1 Influence du chargement

Pour étudier l'influence du chargement appliqué sur la durée de vie en fatigue, nous considérons le cas où le défaut circulaire est situé à une profondeur h égale à $15mm$, par rapport à la surface de contact [142-147].
La durée de vie en fatigue, N_f, à l'amorçage d'une fissure par FCR est calculée à l'aide de la loi de Smith, Watson et Topper (Eq. 2.29). La figure 3-2 illustre l'évolution du nombre de cycles à l'amorçage d'une fissure en fonction du chargement appliqué. La durée de vie en fatigue, N_f, diminue rapidement lorsque la force appliquée passe de $F = 4$ à $F = 12\,MN/m$ et au-delà elle décroît légèrement montrant une tendance à la saturation.

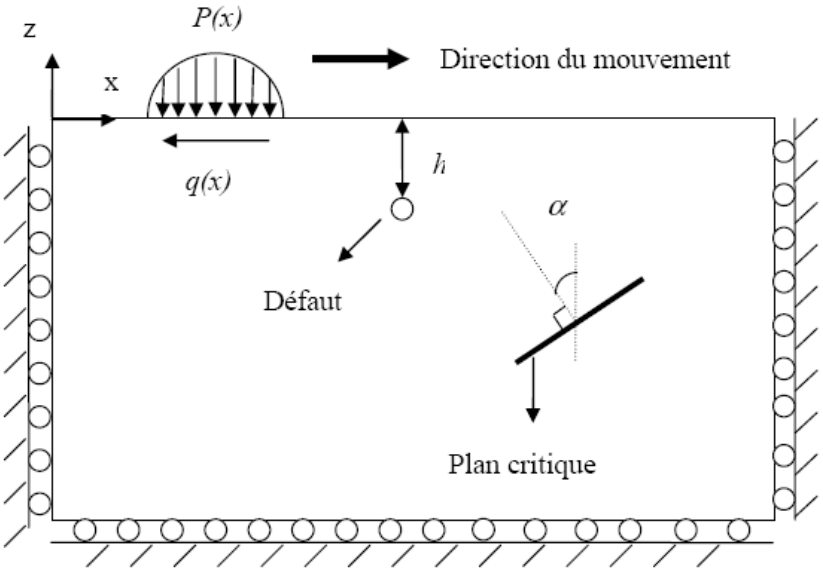


Figure 3-1. Modélisation 2D d'une roue ferroviaire contenant un défaut matériel [142].

Comme nous l'avons signalé dans le chapitre précédent, le plan critique où la fissure va s'amorcer dépend de la valeur de la force linéique appliquée. La figure 3-3 illustre la recherche de la valeur maximale du paramètre de fatigue, FP, qui détermine l'orientation du plan critique d'amorçage de fissure. FP est calculé dans un repère local en effectuant une rotation autour du repère global allant de 0 à 180°.

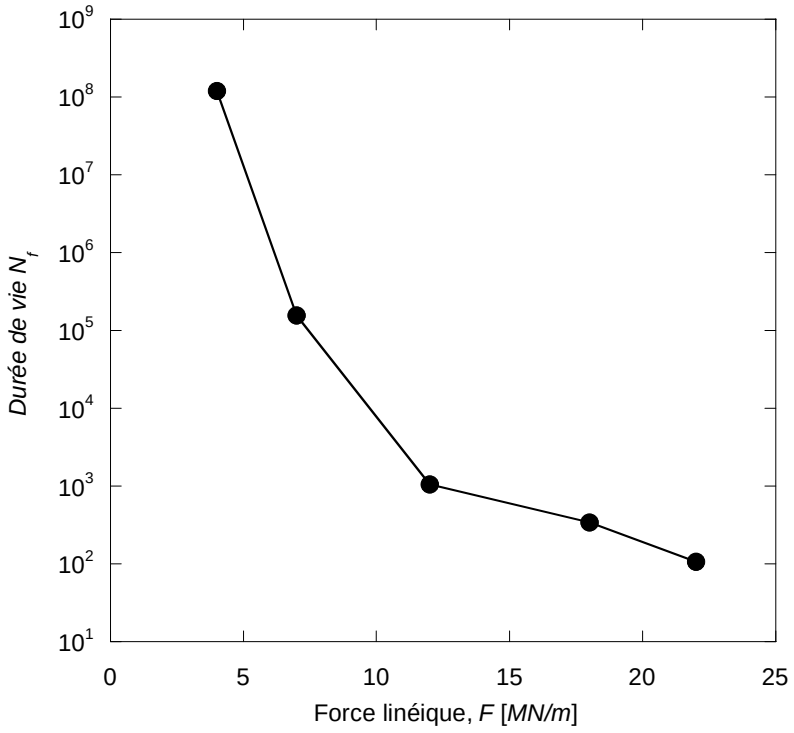


Figure 3-2. Durée de vie en fonction de la charge linéique, $h = 15\,mm$.

F [MN/m]	Angle définissant le plan critique α [°]
4	45
7	30 à 45
12	0
18	45
22	45

Tableau 3-1. Evolution de l'angle entre la normale du plan critique et le plan de contact avec la force linéique.

La figure 3-3 montre que l'augmentation de la force a une influence importante sur la direction du plan critique (figure 3-1). Les résultats indiquent que pour le chargement $F = 12MN/m$, la fissure s'amorce dans un plan critique perpendiculaire à l'axe du chargement ($\alpha = 0$). Par contre pour les autres chargements, l'amorçage de fissure se produit dans un plan critique faisant un angle $\alpha \approx 45°$ pour $F = 18\ et\ 22MN/m$, et α compris entre 30 et 45° pour les faibles chargements (tableau 3-1).

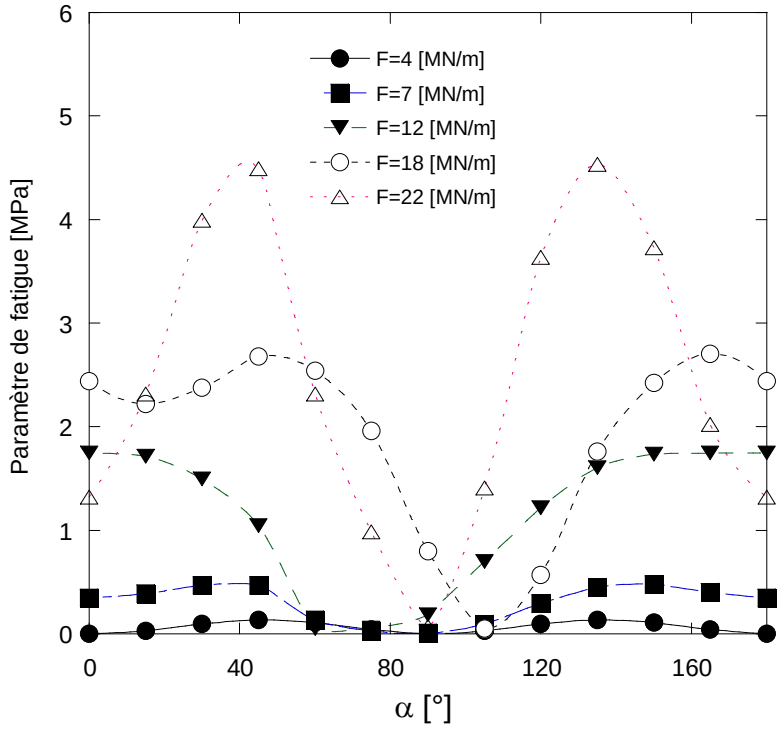


Figure 3-3. Paramètre de fatigue en fonction de l'angle α pour différentes charges linéique à $h = 15mm$.

L'endommagement est toujours localisé au droit du défaut. Par exemple dans le cas de la force linéique appliquée égale à $12\,MN/m$ (figure 3-4), la déformation plastique équivalente maximale est de l'ordre de $2{,}12\%$.

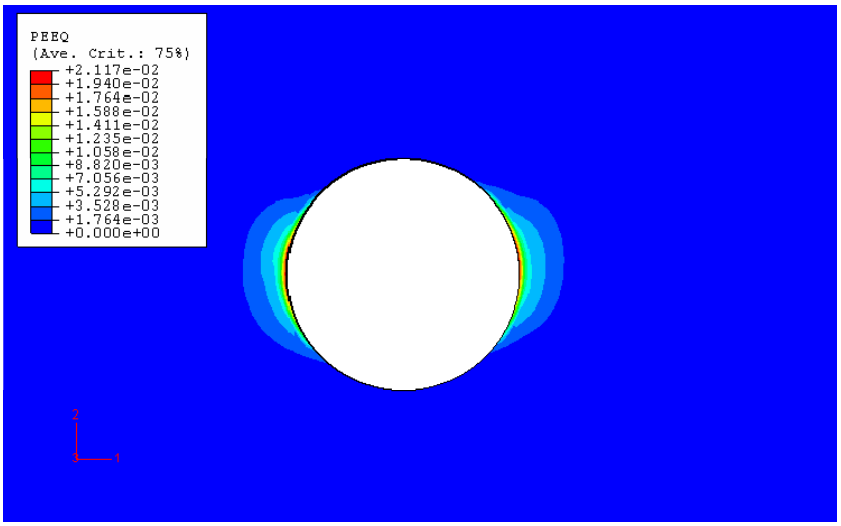


Figure 3-4. Répartition de la déformation plastique équivalente au voisinage immédiat du défaut circulaire, $h = 15\,mm$ *et* $F = 12\,MN/m$.

La réponse d'une structure élastoplastique sollicitée cycliquement, diffère selon le niveau du chargement appliqué. Pour $F = 7\,MN/m$, la figure 3-5 donne l'évolution de la contrainte normale, σ_{22}, en fonction de la déformation, ε_{22}, dans l'élément le plus endommagé de la roue. La plastification apparaît dès le premier cycle mais on observe par la suite, une adaptation élastique du matériau. Pour ce chargement, l'énergie emmagasinée est restituée sous forme élastique.

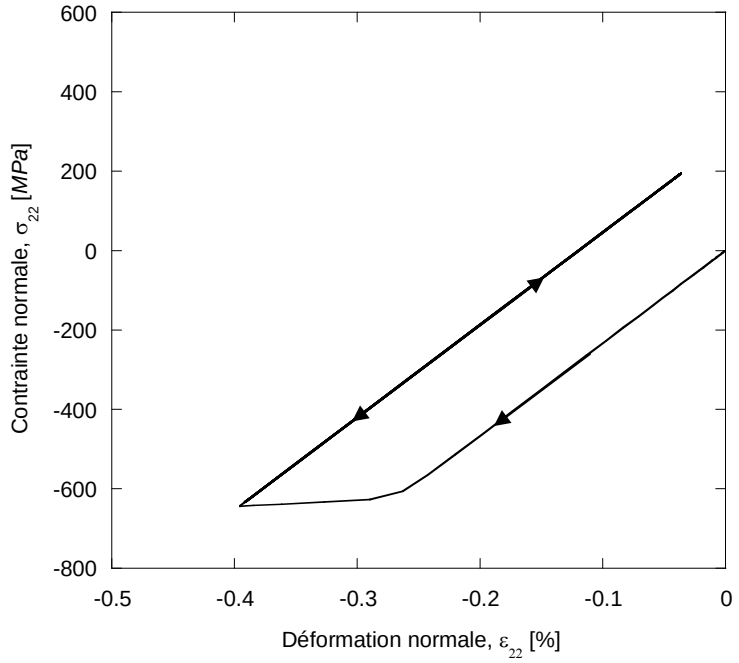


Figure 3-5. Adaptation élastique du matériau au chargement cyclique à $h = 15\,mm$ *et* $F = 7\,MN/m$.

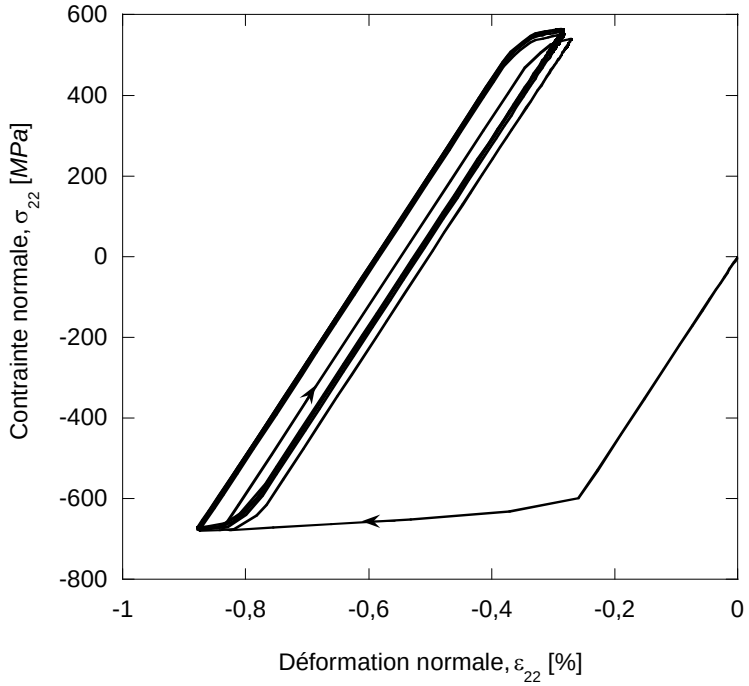


Figure 3-6. Accommodation plastique du matériau au chargement cyclique à $h = 15\,mm\ et\ F = 12\,MN/m$.

Il existe une charge limite au-delà de laquelle l'adaptation élastique disparaît. La figure 3-6 donne l'évolution de la contrainte normale en fonction de la déformation normale pour $F = 12MN/m$. On observe pour ce chargement cyclique, l'accommodation plastique du matériau. Le même comportement est observé pour $F = 18MN/m$ [142, 143].

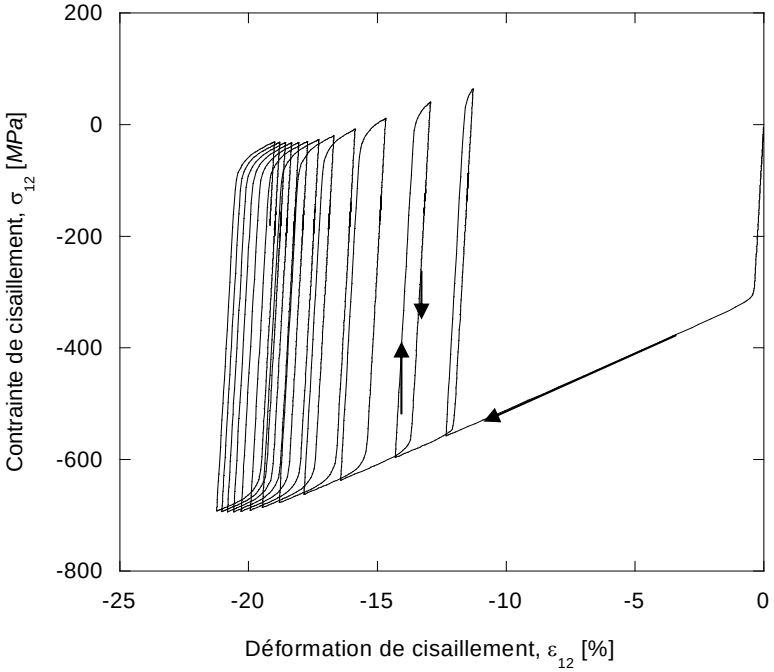


Figure 3-7. Effet de rochet lors du chargement cyclique à $h = 15\,mm\ et\ F = 22\,MN/m$.

Pour $F = 22MN/m$ (figure 3-7), la déformation plastique dans la roue augmente cycle après cycle, ce phénomène connu sous le nom d'effet de rochet est plus dangereux pour la sécurité ferroviaire car il conduit rapidement à la ruine de la roue. Pour obtenir le cycle stabilisé pour ce dernier cas, douze cycles de préchargement ont été nécessaires. On présente dans ce cas l'évolution de la contrainte de cisaillement, σ_{12}, en fonction de la déformation de cisaillement, ε_{12}, car la valeur maximale de la contrainte normale, σ_{22}, reste négative et n'intervient pas dans le calcul du paramètre de fatigue.

Pour mieux illustrer le rôle de chaque composante (normale et de cisaillement) dans l'endommagement de l'élément de référence, on présente dans la figure 3-8 l'évolution des deux termes du paramètre de fatigue caractérisant l'endommagement dû aux composantes normales (mode I) et de cisaillement (mode II) de la contrainte et de la déformation. On peut conclure que pour une force linéique égale à $12MN/m$, c'est l'endommagement par le mode I qui domine puisque la contribution de la composante tangentielle est presque nulle. Par contre pour $F = 22MN/m$, le mode II l'emporte puisque la composante normale est nulle. Ces résultats sont cohérents avec ceux relatifs aux orientations du plan critique (tableau 3-1) qui montrent bien qu'aux chargements élevés, le plan critique n'est plus horizontal ce qui a tendance à favoriser l'endommagement par mode de cisaillement ou mode II. Le mode II apparaît également aux faibles chargements, ce qui corrobore les orientations du plan critique du tableau 3.1.

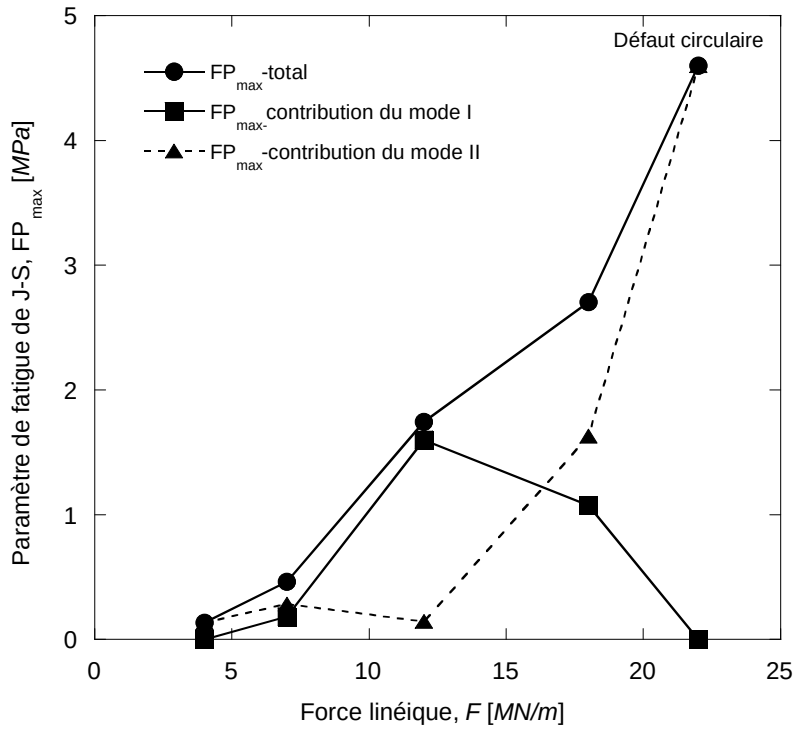


Figure 3-8. Evolution du paramètre de fatigue de Jiang-Sehitoglu en fonction de la force linéique à $h = 15mm$.

3.2.2 Influence de la profondeur du défaut

On considère le cas d'un défaut circulaire de rayon $r = 0,5\,mm$ situé à une profondeur h, de la surface de la roue. Celle-ci est soumise à une pression de Hertz mobile le long de la surface de contact. La pression maximale sur l'axe de symétrie du contact est égale à $1211\,MPa$, cela correspond à une force linéique $F = 12\,MN/m$ [142-147].

Les observations expérimentales [150] à l'aide du microscope électronique à balayage montrent la présence de deux populations d'inclusions : sulfure de manganèse (MnS) de taille comprise entre 50 et $100\,\mu m$ et alumine (Al_2O_3) inférieure à $10\,\mu m$. Les inclusions sont systématiquement localisées dans la ferrite. Selon l'analyse élastique, la contrainte cyclique de cisaillement la plus élevée dans une roue, due au contact de roulement, est située typiquement à 4-5mm au-dessous de la surface [11]. Cependant, le point d'amorçage de fissure au-dessous de la surface dans les roues est situé à des profondeurs variant de 4 à environ $20mm$ [61-150]. Dans cette partie, les calculs de la durée de vie en fatigue sont effectués pour des profondeurs du défaut allant de 5 à $25\,mm$. Les différents maillages utilisés pour $h = 5,10,15,20\,et\,25\,mm$ sont donnés dans les figures 3-9 à 3-13.

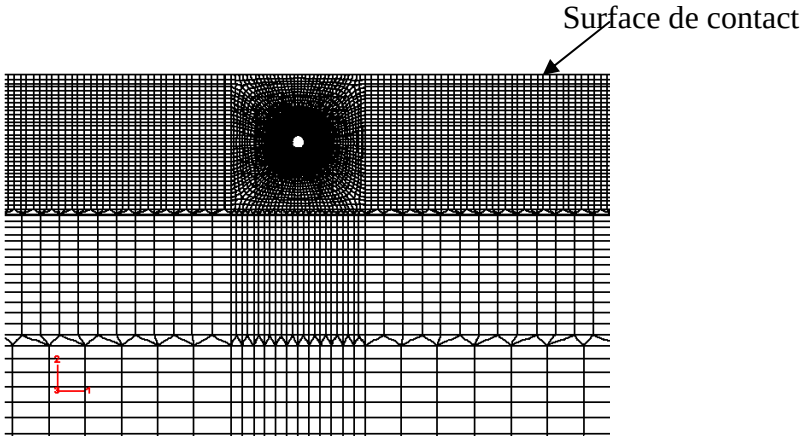


Figure 3-9. Maillage de la zone autour du défaut circulaire, $r = 0,5\,mm$ et $h = 5\,mm$.

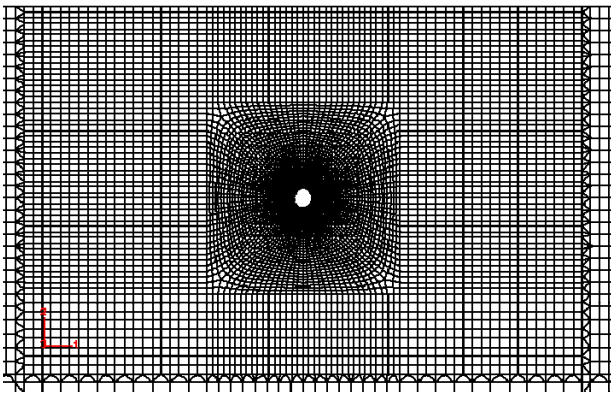


Figure 3-10. Maillage de la zone autour du défaut circulaire, $r = 0,5\,mm$ et $h = 10\,mm$.

Pour un défaut situé à une profondeur égale à $5mm$, proche de la surface de contact la technique de submodeling donne des résultats trop divergents et nous avons été amenés à utiliser le modèle global (30000 éléments CPE8R) qui nécessite des temps de calcul CPU de 5

jours (120 h) soit 24 fois plus élevés que le submodeling. Pour les autres profondeurs, i.e. lorsque le défaut est plus éloigné de la surface de contact, la technique du submodeling validée dans le chapitre précédent, donne des résultats satisfaisants et rapidement convergents.

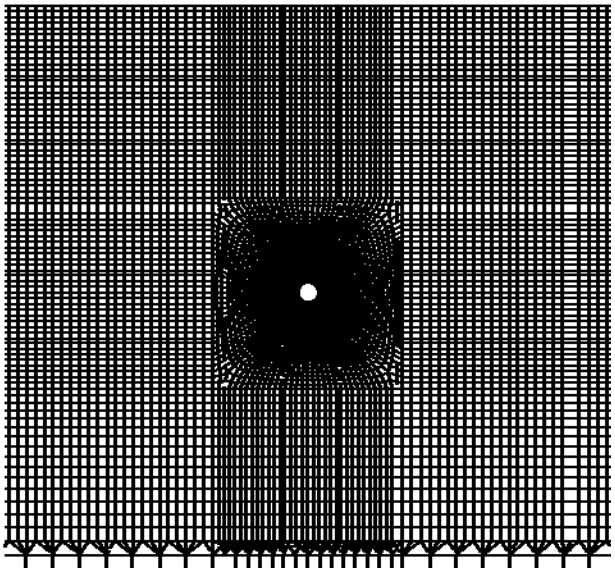


Figure 3-11. Maillage de la zone autour du défaut circulaire, $r = 0,5\,mm$ et $h = 15\,mm$.

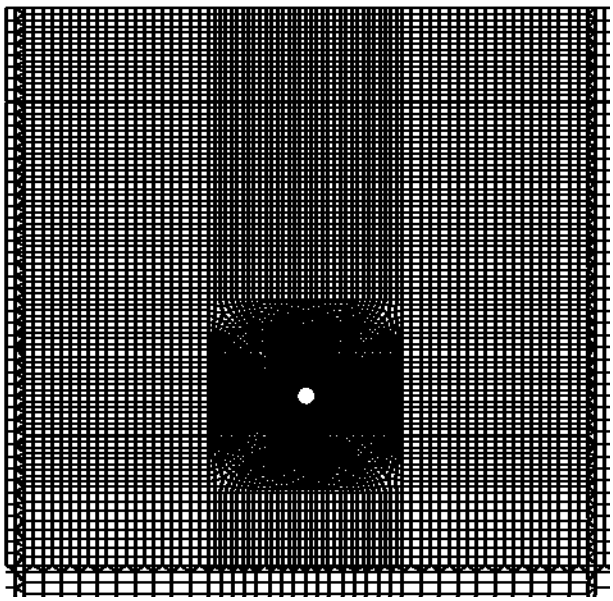


Figure 3-12. Maillage de la zone autour du défaut circulaire, $r = 0,5\,mm$ et $h = 20\,mm$.

Le nombre de cycles à l'amorçage d'une fissure en fonction de la profondeur du défaut circulaire est représenté sur la figure 3-14, la présence de défauts proches de la surface de contact (h faible), diminue considérablement la durée de vie en fatigue [142-147]. Lorsque h varie de 25 à $5\,mm$, le nombre de cycles à l'amorçage chute dans un rapport proche de 10^3.

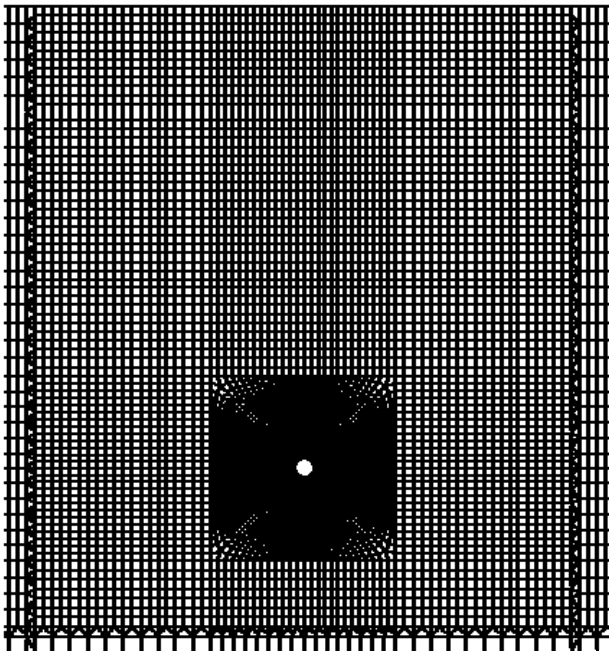


Figure 3-13. Maillage de la zone autour du défaut circulaire, $r = 0,5\,mm$ et $h = 25\,mm$.

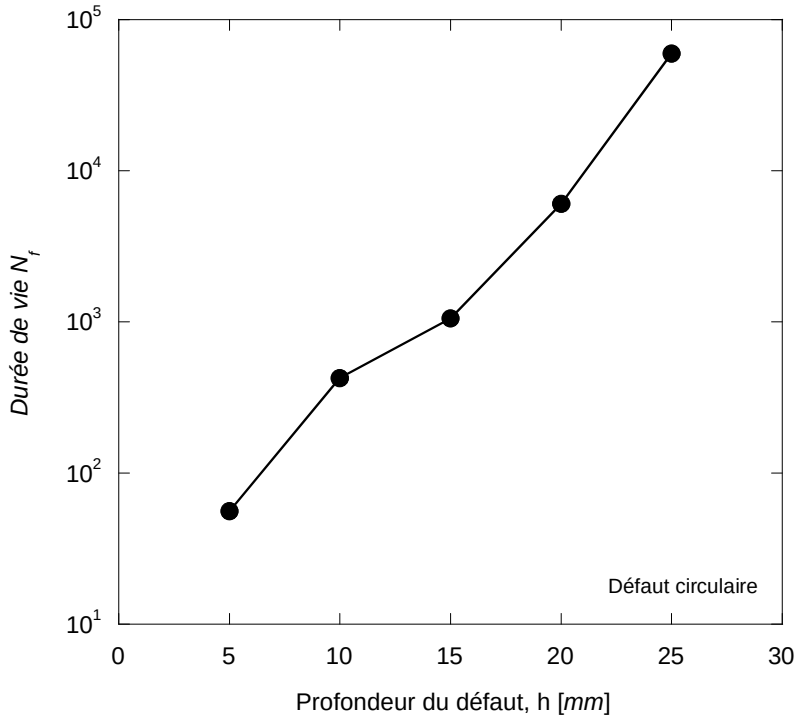


Figure 3-14. Evolution de la durée de vie en fonction de la profondeur du défaut à $F = 12\,MN/m$.

La figure 3-15 donne la direction du plan critique d'amorçage pour les défauts situés à différentes profondeurs h du défaut. Pour $h = 5\,mm$, la normale au plan critique fait un angle égal à 60° avec la direction du chargement. Cet angle diminue pour s'annuler à une

profondeur égale à $15mm$, puis devient constant et égal à $30°$ pour des valeurs supérieures à $20mm$ (tableau 3-2).

$h\,[mm]$	Angle définissant le plan critique $\alpha\,[°]$
5	60
10	30
15	0
20	30
25	30

Tableau 3-2. Angle d'orientation du plan critique en fonction de la profondeur du défaut.

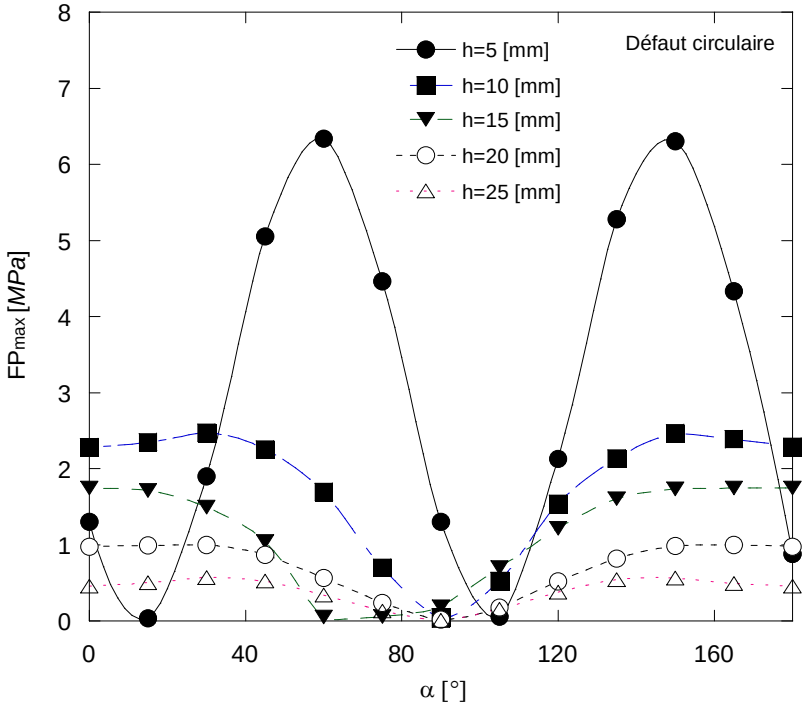


Figure 3-15. Paramètre de fatigue en fonction de l'angle α pour différentes profondeurs à $F = 12\,MN/m$ [142,143].

La figure 3-16 illustre la contribution des composantes normales et de cisaillement dans le paramètre de fatigue de Jiang et Sehitoglu. On note que pour un défaut proche de la surface de contact $(h = 5mm)$, la valeur maximale de la contrainte normale est négative et par suite sa contribution dans le paramètre de fatigue est nulle. Dans ce cas l'endommagement est dominé par la composante tangentielle [144,145] . Par contre pour un défaut situé à une profondeur égale à $15mm$ la contribution de la composante tangentielle devient négligeable. Pour des valeurs de $h \geq 20mm$ les contributions des deux composantes sont quasiment égales avec un paramètre de fatigue de faible valeur. On constate que lorsque la composante tangentielle est négligeable le plan critique est parallèle à la surface de chargement.

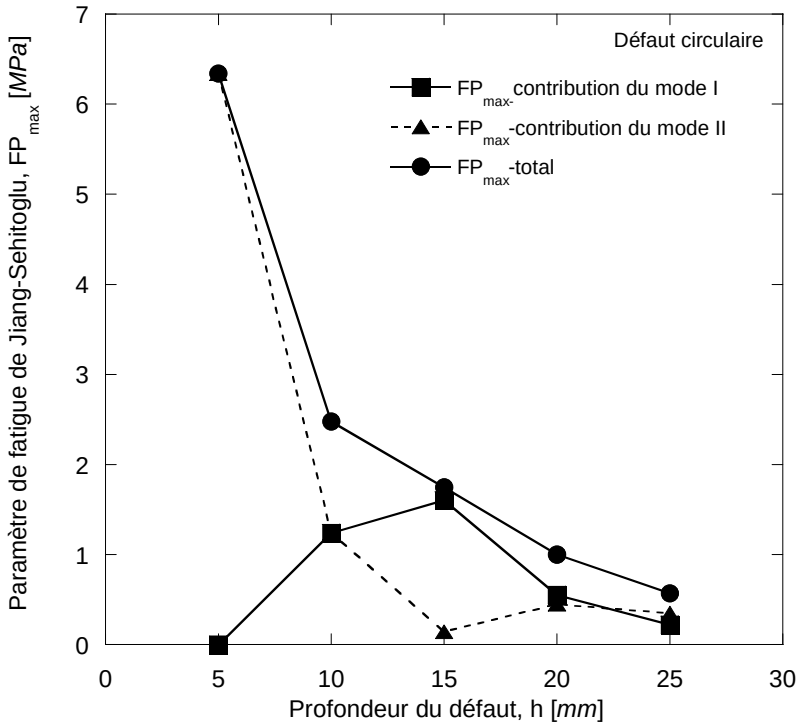


Figure 3-16. Evolution du paramètre de fatigue de Jiang-Sehitoglu en fonction de la profondeur du défaut à $F = 12\,MN/m$.

3.2.3 Influence de la taille du défaut

Comme nous l'avons signalé dans le chapitre bibliographique, les types de défauts du matériau rapportés dans la littérature englobent les inclusions non métalliques telles que le sulfure de manganèse (taille ≈ 10 μm), et aussi les impuretés provenant des briques de fours (taille ≈ 1 mm) et des oxydes, tel que l'oxyde de silicium (taille ≈ 50 μm) [59-150]. En outre, des inclusions métalliques, tels que les oxydes d'aluminium, et des porosités peuvent exister dans le matériau de la roue. Pour simuler l'effet des différents types de défauts nous avons considéré différentes tailles de défauts circulaires de rayon allant de 0,1 à $0,5\,mm$ [142, 144,145].

Le défaut circulaire est situé à une profondeur égale à $15\,mm$ et la roue est soumise à une force linéique égale à $12\,MN/m$.

Avec la technique de submodeling nous avons considérablement réduit le temps de calcul et nous pouvons affiner le maillage au voisinage immédiat du défaut pour obtenir des résultats plus précis (Figure 3-17).

La figure 3-18 montre l'évolution du paramètre de fatigue, $FP_{\max}$, dans l'élément le plus déformé situé au voisinage immédiat du défaut. Dans le domaine des faibles tailles du défaut ($r \le 0,3mm$), le paramètre de fatigue croît fortement avec le rayon. Ce paramètre prend les valeurs $FP_{\max} = 1,03\ et\ 1,46\,MPa$, pour respectivement $r = 0,1\ et\ r = 0,2\,mm$. Au-delà de $r = 0,3\,mm$, l'endommagement augmente moins vite avec le rayon du défaut.

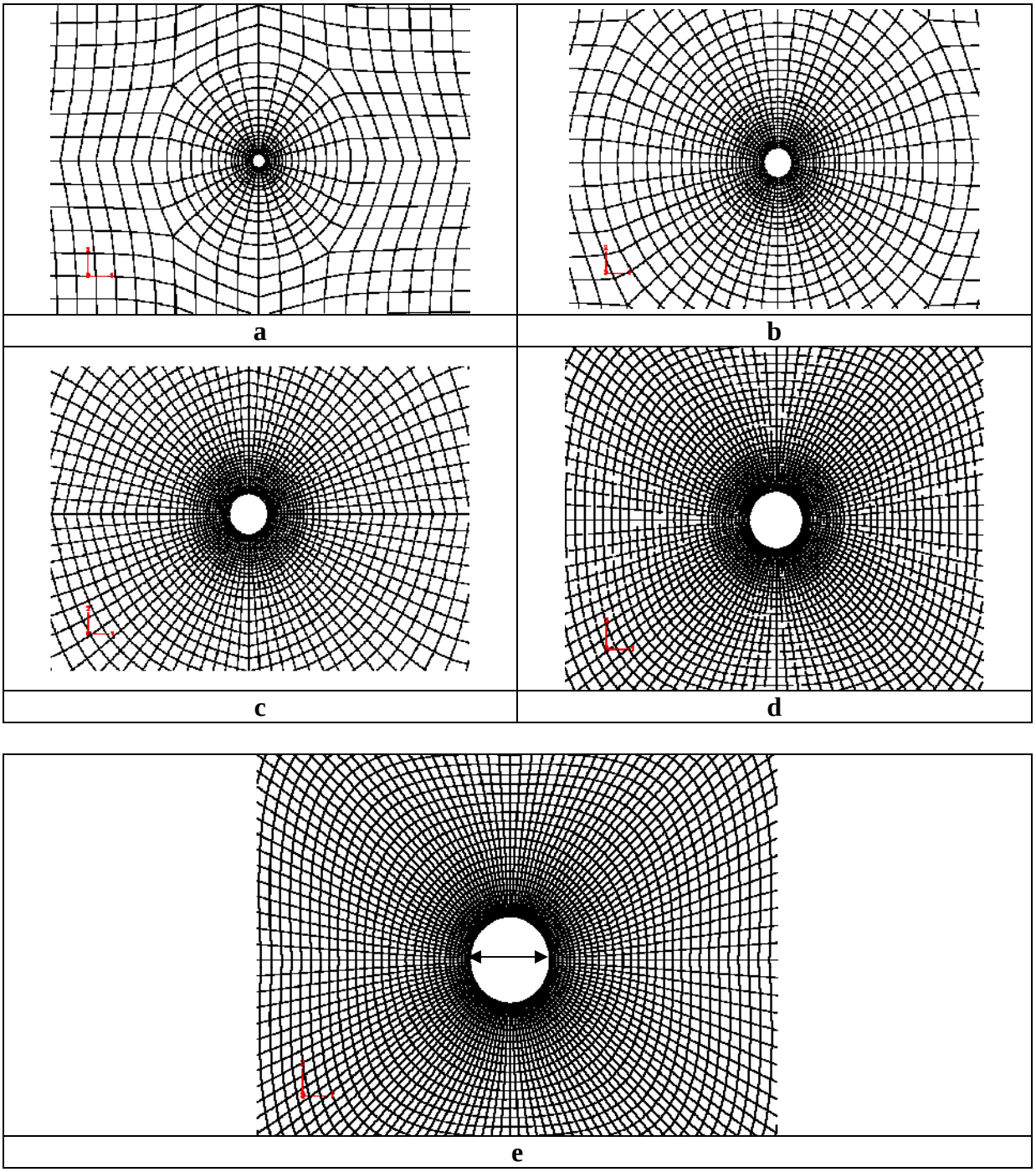


Figure 3-17. Illustration du maillage du submodel utilisé (a) $r = 0{,}1\,mm$, (b) $r = 0{,}2\,mm$, (c) $r = 0{,}3\,mm$, (d) $r = 0{,}4\,mm$, (e) $r = 0{,}5\,mm$.

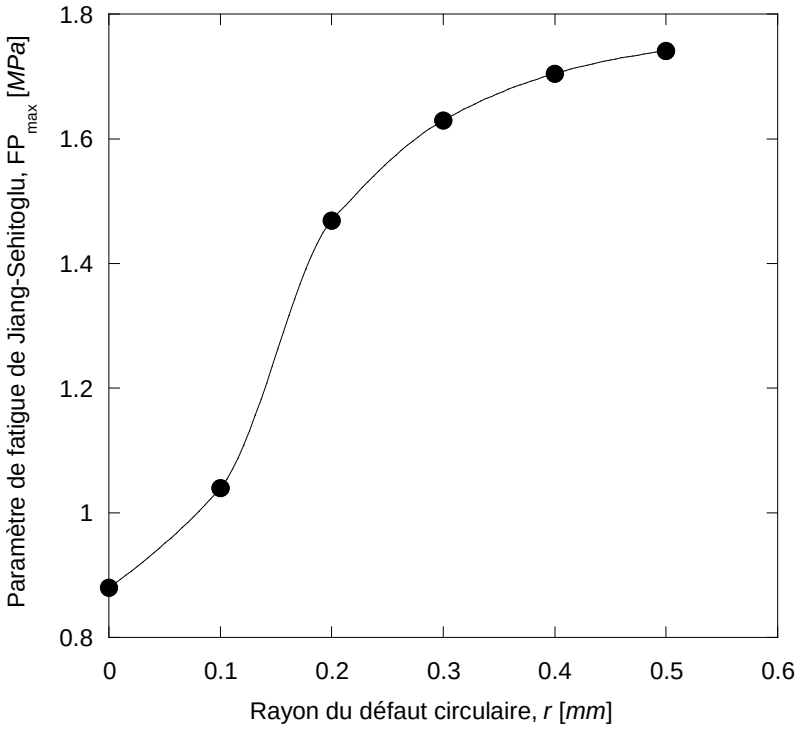


Figure 3-18. Variations du paramètre de fatigue avec le rayon du défaut à $h = 15\,mm\ et\ F = 12\,MN/m$.

La figure 3-19 représente la durée de vie en fatigue, N_f, à l'amorçage d'une fissure par FCR calculée à l'aide de la loi de Smith, Watson et Topper. A l'inverse du paramètre de fatigue, la durée de vie diminue significativement lorsque le rayon du défaut augmente de $0{,}1mm$ à $0,2\,mm$ puis décroît plus lentement pour de grandes valeurs du rayon.

Pour la charge linéique $F = 12\,MN/m$ et à $h = 15\,mm$, le plan critique où l'endommagement est maximal, est toujours perpendiculaire à l'axe de chargement quelque soit la taille du défaut.

La taille du défaut modifie la répartition des contraintes et des déformations autour de celui-ci, lors du passage de la charge linéique de pression sur la surface de contact. On peut donc raisonnablement admettre que la réponse du matériau évolue en fonction du rayon du défaut. On observe ainsi que pour un défaut de rayon égal à $0{,}1mm$, la réponse de l'élément le plus déformé situé au voisinage immédiat du défaut est une adaptation élastique (figure 3-20a), par contre pour $r = 0,2\,mm$ le phénomène d'accommodation plastique apparaît (figure 3-20b) et devient plus prononcé pour des tailles de défaut plus grandes (figures 3-20c et d). A plus fort grossissement, on s'aperçoit que même pour le plus petit défaut de $r = 0{,}1mm$, l'accommodation plastique est présente.

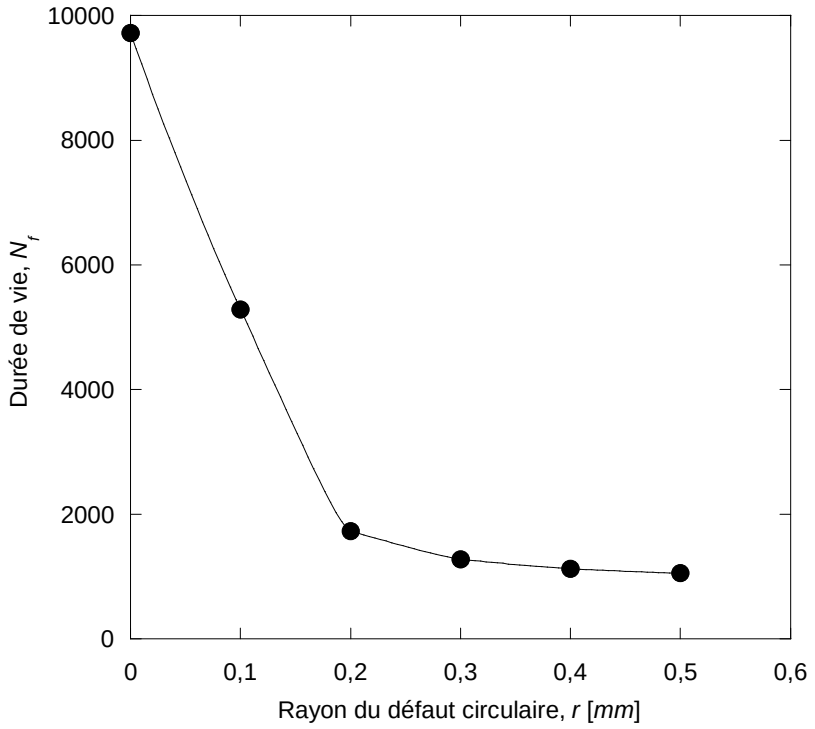


Figure 3-19. Durées de vie à l'amorçage en fonction du rayon du défaut à $h = 15\,mm$ *et* $F = 12\,MN/m$.

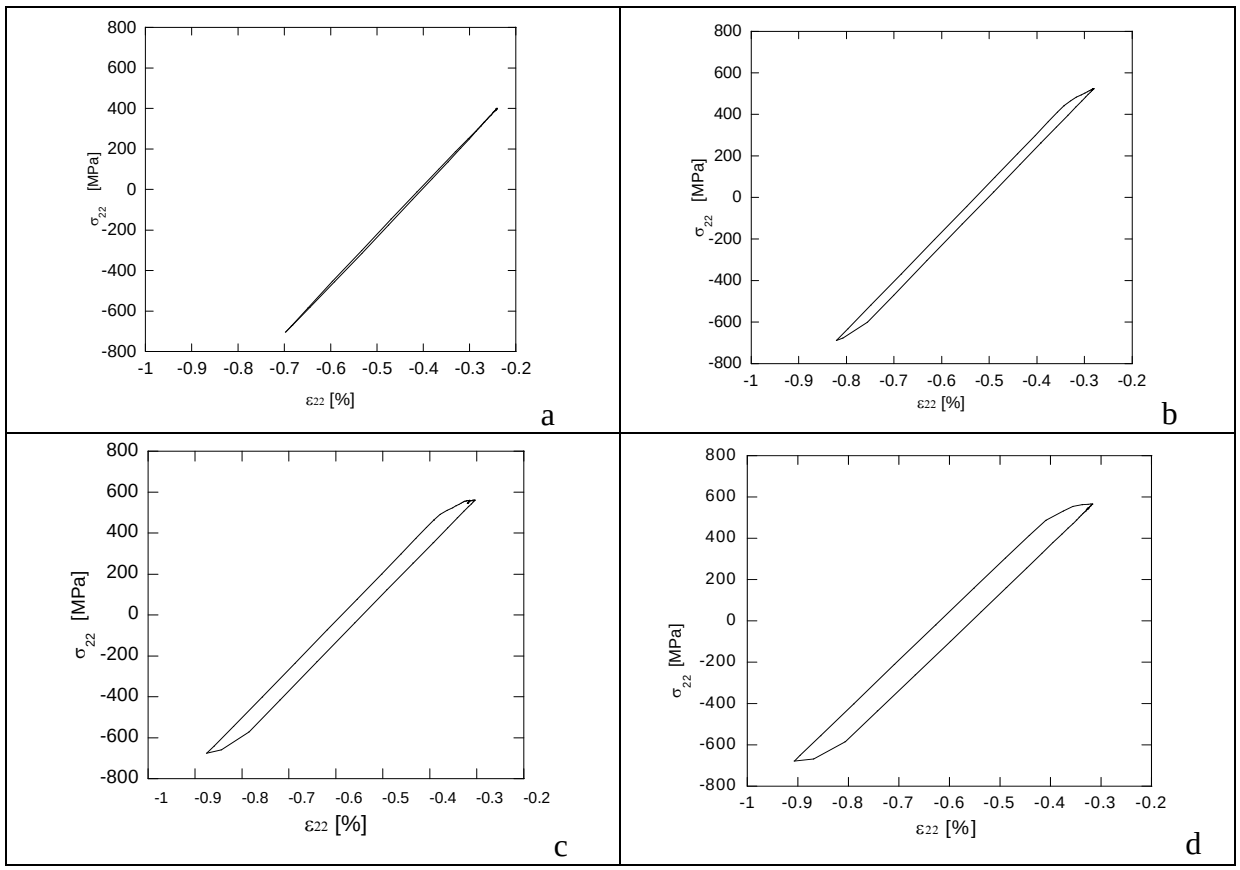


Figure 3-20. Influence de la taille du défaut sur la réponse du matériau - cycle stabilisé à $h = 15\,mm$ *et* $F = 12\,MN/m$

a) $r = 0{,}1mm$, b) $r = 0{,}2mm$, c) $r = 0{,}4mm$, d) $r = 0{,}5mm$.

Lorsqu'on dissocie les contributions des modes I et II dans le calcul de $FP_{\max}$, on observe que la contribution de la composante de cisaillement est négligeable quelque soit la taille du défaut (figure 3-21). L'endommagement par FCR est dans ce cas entièrement dû à la composante normale calculée à partir de la contrainte maximale, σ_{22}, et de l'amplitude de déformation normale $\Delta\varepsilon_{22}$.

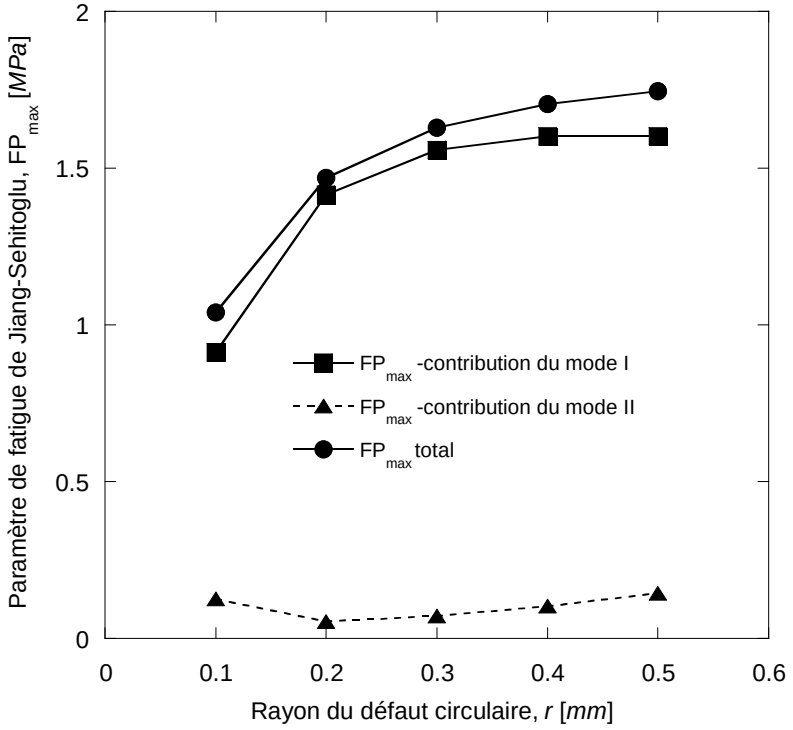


Figure 3-21. $FP_{\max}$ en fonction du rayon du défaut à $h = 15\,mm$ *et* $F = 12\,MN/m$.

3.3. Cas d'un défaut elliptique

Cette partie de l'étude compare les résultats dans le cas d'un défaut elliptique $(a/b = 2)$ à ceux obtenus pour un défaut circulaire.

3.3.1 Influence du chargement

Le maillage du submodel ayant un défaut elliptique est illustré dans la figure 3-22. Le défaut elliptique a pour demi grand axe $a = 0,5\,mm$ et pour demi petit axe $b = 0,25\,mm$. La taille des éléments au voisinage immédiat du défaut est égale à $25\mu m$ [142,143].

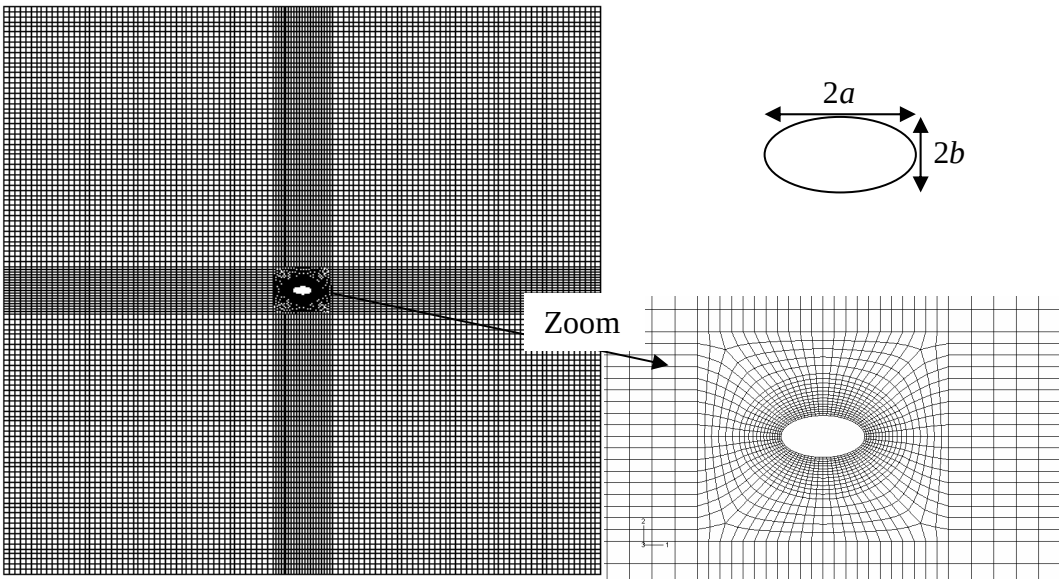


Figure 3-22. Maillage autour du défaut elliptique.

Les figures 3-23 et 3-24 donnent la distribution des contraintes et des déformations équivalentes selon von Mises. Celles-ci sont toujours élevées à l'extrémité du défaut où le rayon de courbure est le plus faible. Les valeurs maximales de la contrainte de von Misès et de la déformation équivalente obtenues au cycle stabilisé dans le cas du défaut elliptique sont respectivement 703 MPa et 11,5 %. Ces valeurs sont plus grandes que celles obtenues pour le défaut circulaire (603 MPa et 2,1 %).

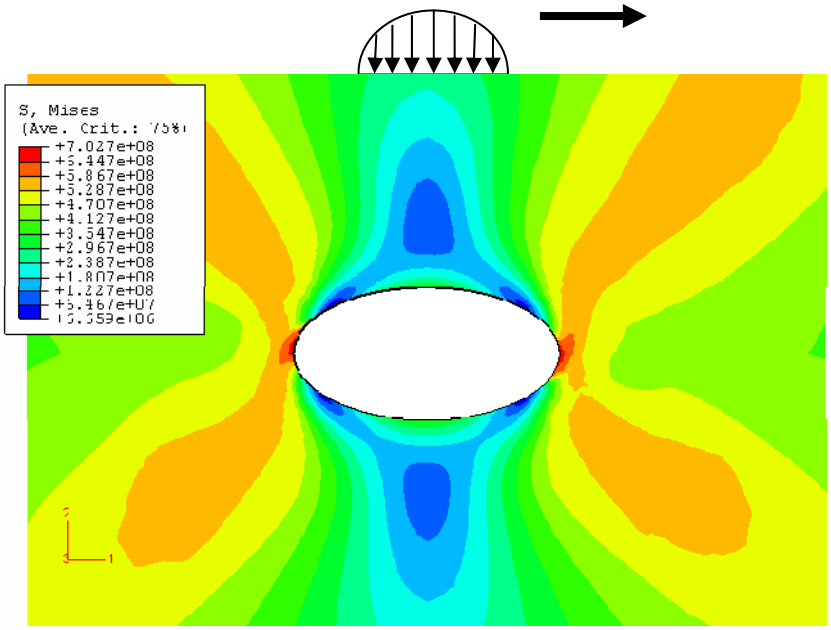


Figure 3-23. Distribution de la contrainte équivalente de von Mises autour du défaut elliptique : $F = 12MN/m$ et $h = 15mm$.

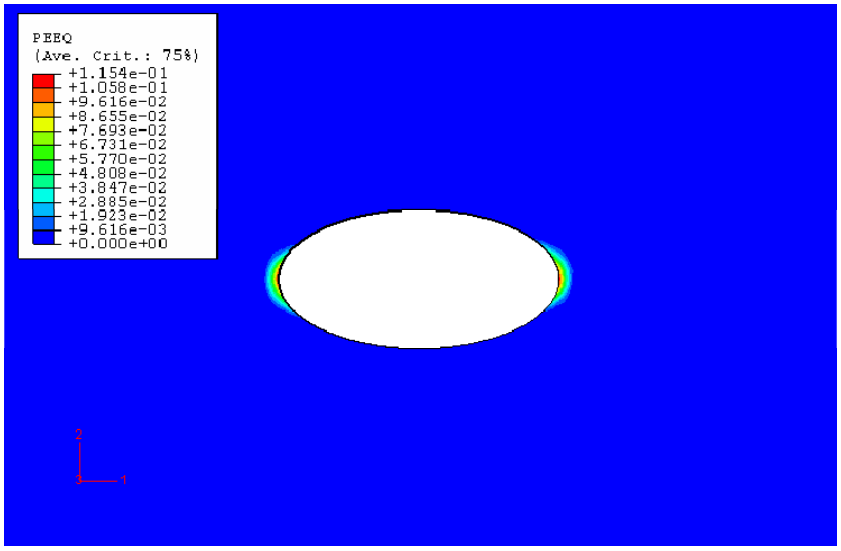


Figure 3-24. Distribution de la déformation équivalente autour du défaut elliptique : $F = 12MN/m$ et $h = 15mm$.

Le tableau 3-3 donne l'angle α, entre la normale du plan critique et l'axe vertical pour les cinq niveaux de chargement étudiés. L'orientation du plan critique où s'amorce la fissure est sensible au niveau du chargement (figure 3-25) : pour $F = 7\ et\ 12MN/m$, le plan critique est proche de l'horizontale. Il s'en éloigne pour les autres chargements.

$F\ [MN/m]$	Angle définissant le plan critique α [°]
4	45
7	0
12	0
18	30 à 45
22	15 à 30

Tableau 3-3. Angle d'orientation du plan critique en fonction de la charge linéique.

La figure 3-26 compare les valeurs du paramètre de Jiang-Sehitoglu dans le cas de défauts circulaire et elliptique pour différentes valeurs de la charge linéique ; les défauts étant toujours situés à une profondeur égale à $15mm$. Cette comparaison montre clairement que le défaut elliptique est beaucoup plus dangereux que le défaut circulaire.

Les contributions des modes I et II dans l'endommagement autour du défaut elliptique sont indiquées sur la figure 3-27. L'endommagement en mode I est prédominant pour la force $F = 7MN/m$ et sa contribution est équivalente à celle du mode II à $F = 12MN/m$. Pour les autres charges linéiques, l'endommagement en mode II est prédominant [144-146]. Ces résultats sont cohérents avec les orientations du plan critique (figure 3-25 et tableau 3-3).

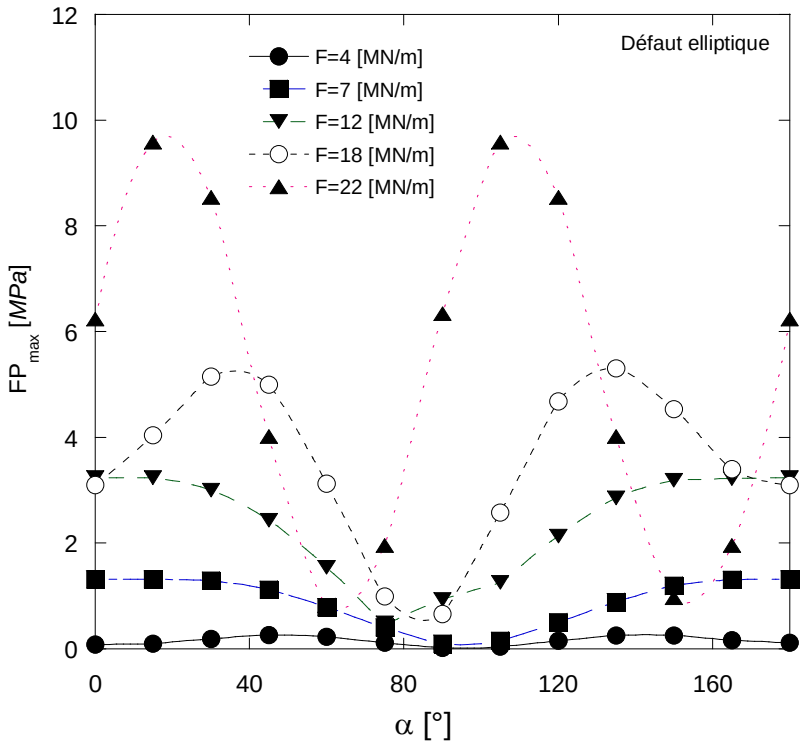


Figure 3-25. Paramètre de fatigue en fonction de l'angle α pour différentes charges à $h = 15mm$.

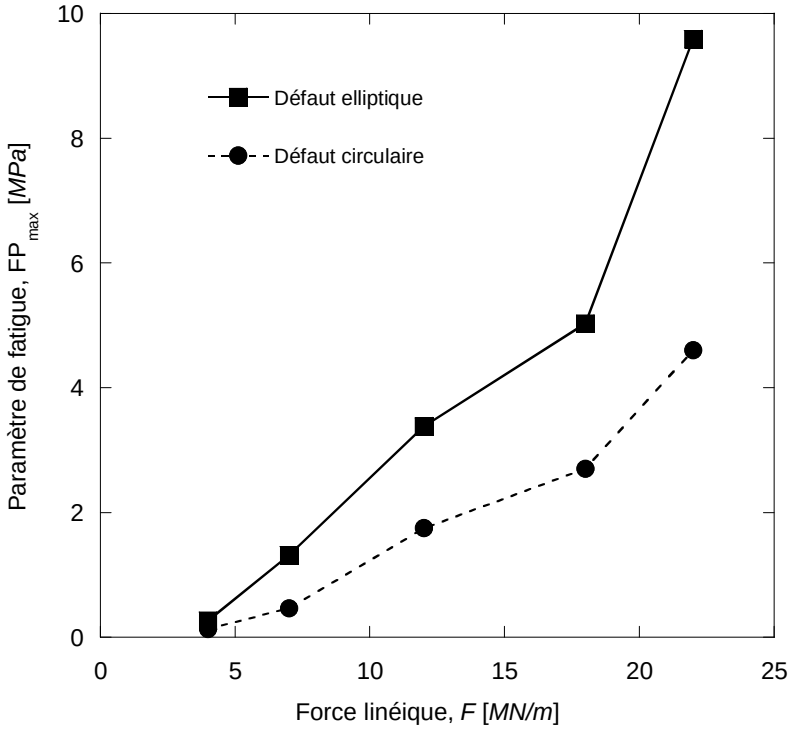


Figure 3-26. FP_{max} en fonction de la force linéique pour un défaut elliptique ou circulaire.

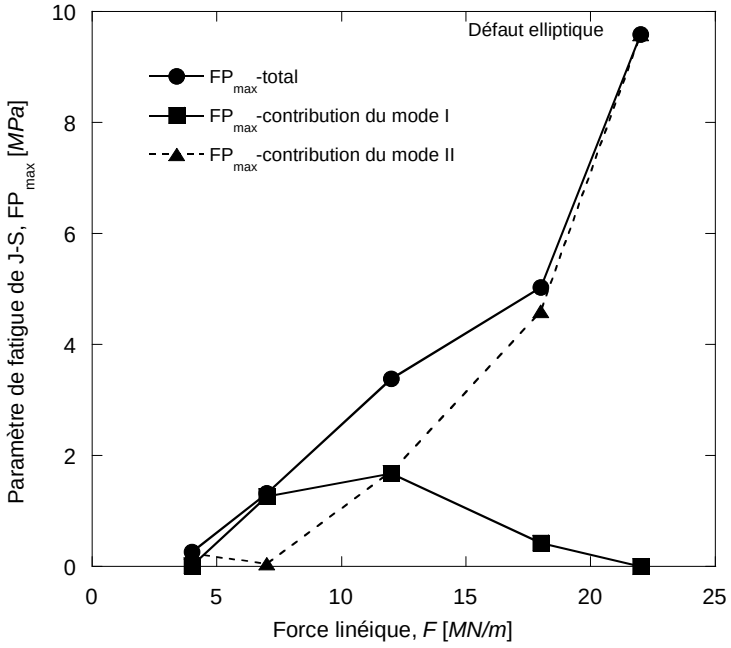


Figure 3-27. $FP_{\max}$ en fonction de la force linéique - contributions des modes I et II.

La figure 3-28 compare la durée de vie à l'amorçage d'une fissure par FCR autour d'un défaut elliptique avec celle obtenue pour le défaut circulaire : le défaut circulaire est moins endommagent que le défaut elliptique qui concentre plus les contraintes et les déformations à son extrémité. La durée de vie décroît considérablement lorsque la charge linéique augmente de 4MN/m à 7MN/m. Pour les valeurs de charge linéique supérieures ou égales à $12MN/m$, les durées de vie sont déjà faibles et diminuent beaucoup moins vite avec la charge [142-147].

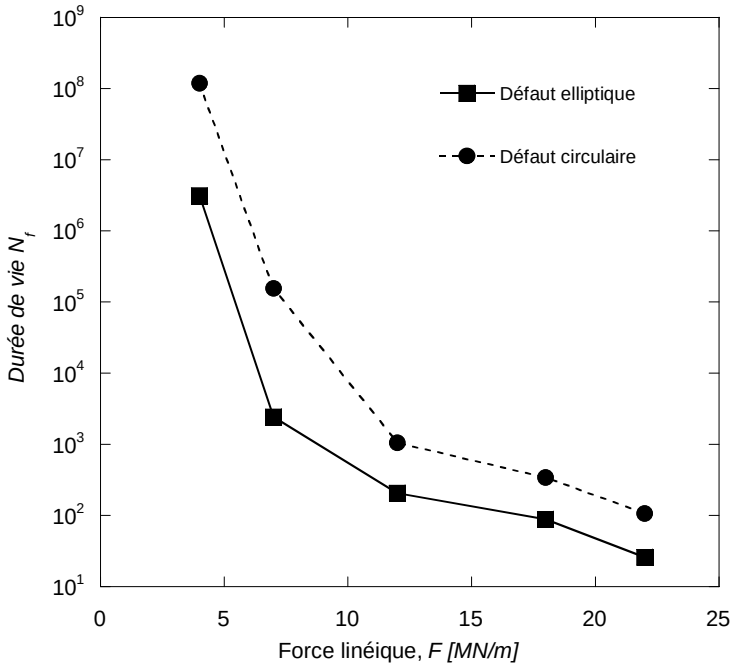


Figure 3-28. Durées de vie en fonction de la charge linéique – comparaison entre le défaut elliptique et le défaut circulaire à $h = 15mm$.

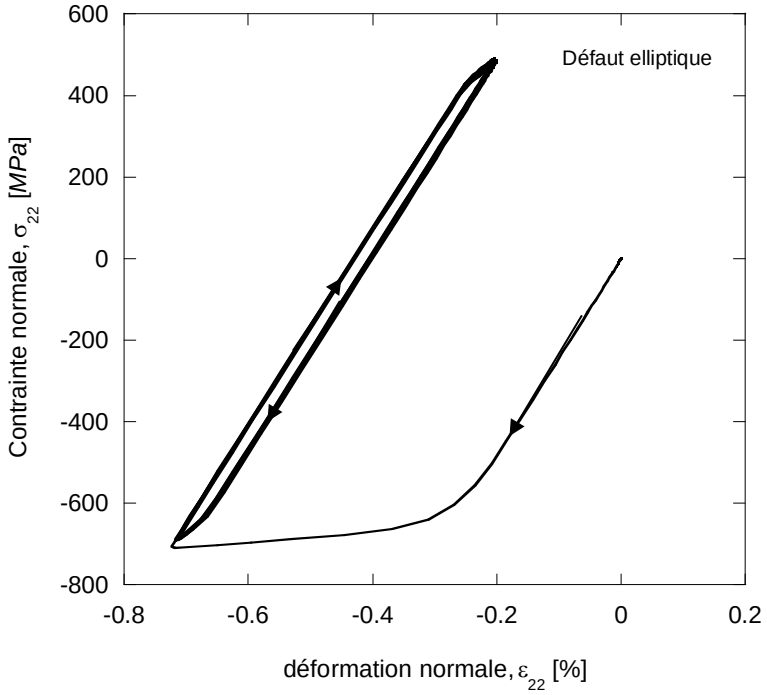


Figure 3-29. Accommodation plastique du matériau au chargement cyclique à $F = 7\,MN/m$ $(h = 15\,mm)$.

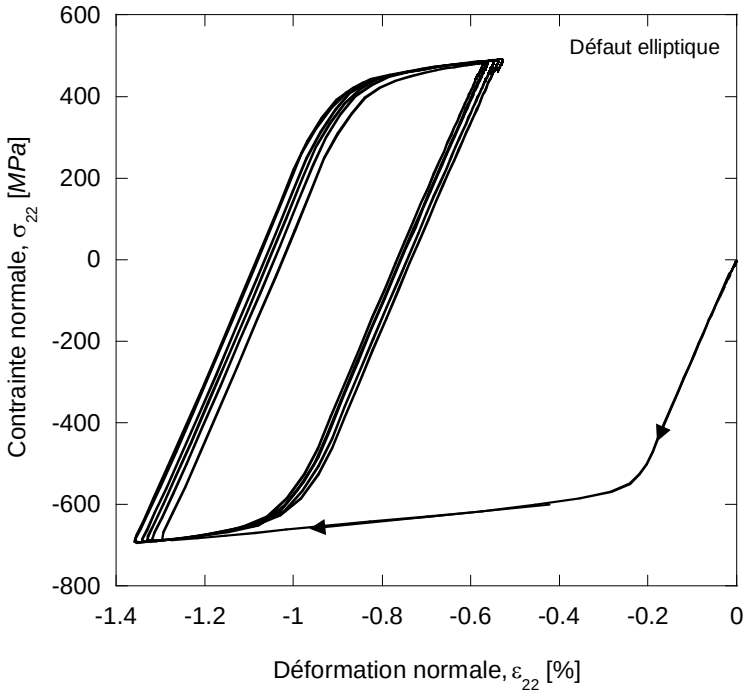


Figure 3-30. Faible effet de rochet à $F = 12MN/m$ $(h = 15\,mm)$.

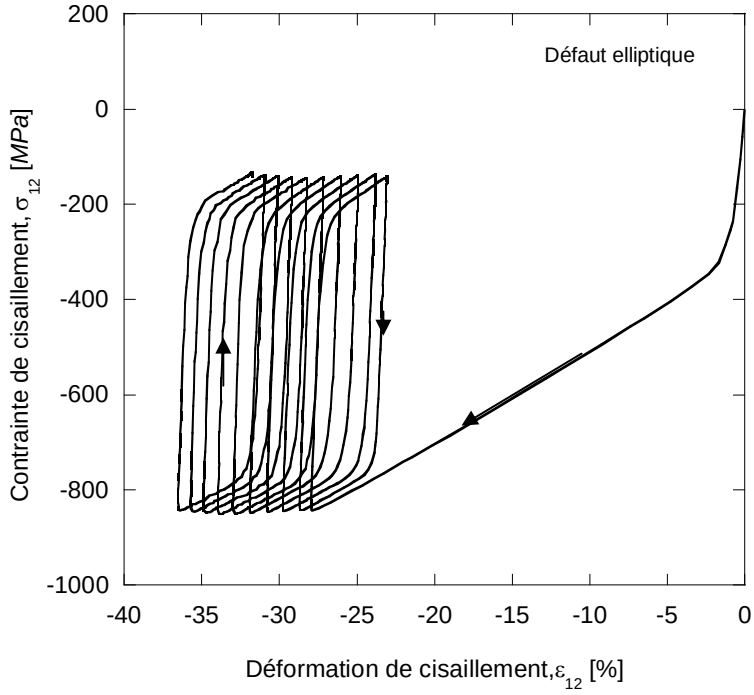


Figure 3-31. Fort effet de rochet à $F = 22MN/m$ $(h = 15mm)$.

Les figures 3-29 à 3-31 donnent les variations de la contrainte normale, σ_{22}, en fonction de la déformation normale, ε_{22}, dans l'élément le plus sollicité près de l'extrémité du défaut elliptique pour des charges linéiques respectivement égales à $7, 12\ et\ 22\,MN/m$. On observe que pour $F = 7MN/m$, le matériau s'accommode plastiquement alors que dans le cas d'un défaut circulaire la réponse du matériau est l'adaptation élastique (figure 3-5). Pour les deux autres charges, la réponse du matériau est similaire, avec néanmoins des amplitudes de déformation plus élevées. Par contre, pour $F = 22MN/m$ l'effet de rochet apparaît clairement (figure 3-31) comme c'était le cas pour le défaut circulaire (figure 3-7). Pour ce dernier chargement, la valeur maximale de la contrainte normale est négative et n'intervient pas dans le calcul du paramètre de fatigue, c'est pourquoi nous présentons la variation de la contrainte de cisaillement, σ_{12}, en fonction de la déformation de cisaillement, ε_{12} [144-146].

3.3.2 Influence de la profondeur du défaut

En dissociant les composantes normales (mode I) et de cisaillement (mode II), le paramètre de fatigue de Jiang-Sehitoglu calculé à partir des contraintes et déformations est représenté sur la figure 3-32 pour différentes valeurs de la profondeur du défaut elliptique. La roue étant soumise à une charge linéique $F = 12\,MN/m$. L'endommagement par fatigue en mode de cisaillement est prépondérant lorsque les défauts sont proches de la surface de roulement $(h = 5 \text{ et } 10mm)$. Pour des défauts elliptiques situés à une profondeur supérieure à $10\,mm$, la composante en mode I de l'endommagement devient de plus en plus importante à mesure que la profondeur augmente [142-147].

L'orientation du plan d'amorçage de fissure pour différentes profondeurs du défaut elliptique est donnée dans le tableau 3-4. Lorsque le défaut est proche de la surface de roulement, la direction du plan critique est sensible à sa profondeur. Par contre, pour $h \geq 15mm$ la direction du plan critique est proche de l'horizontale, i.e. parallèle à la surface de contact. Ce résultat est cohérent avec une prédominance du mode I lorsque la profondeur du défaut est supérieure à $15\,mm$ (figure 3-32).

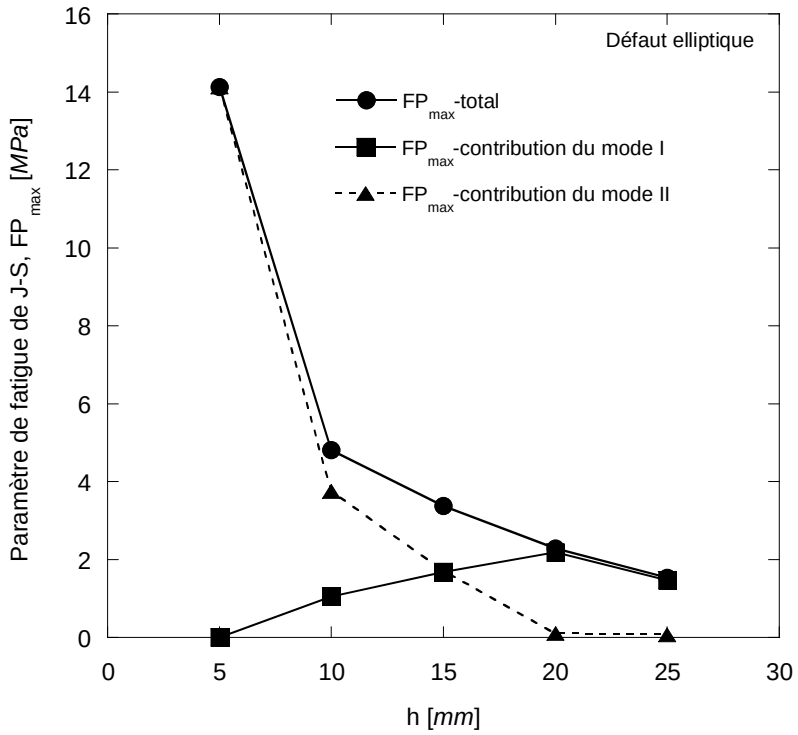


Figure 3-32. $FP_{\max}$ en fonction de la profondeur - contributions des modes I et II.

$h\,[mm]$	Angle définissant le plan critique $\alpha\,[°]$
5	15 à 30
10	15 à 30
15	0
20	0
25	0

Tableau 3-4. Orientation du plan critique en fonction de la profondeur du défaut.

La figure 3-33 compare les durées de vie calculées à partir des résultats précédents (défaut elliptique) à celles obtenues pour le défaut circulaire (paragraphe 3.2.2). Cette comparaison est effectuée pour la charge linéique $F = 12\,MN/m$ et pour différentes profondeurs du défaut. Le défaut circulaire est toujours moins endommageant que le défaut elliptique qui concentre plus les contraintes et les déformations à son extrémité. Pour la profondeur $h = 25mm$, le comportement du matériau correspond à l'adaptation élastique pour le défaut circulaire, et à un début d'accommodation plastique pour le défaut elliptique : les durées de vie correspondantes varient dans un rapport 60. Les différences entre les défauts circulaire et

elliptique deviennent cependant plus petites lorsque le défaut est proche de la surface de roulement (effet de rochet dans les deux cas à $h = 5mm$).

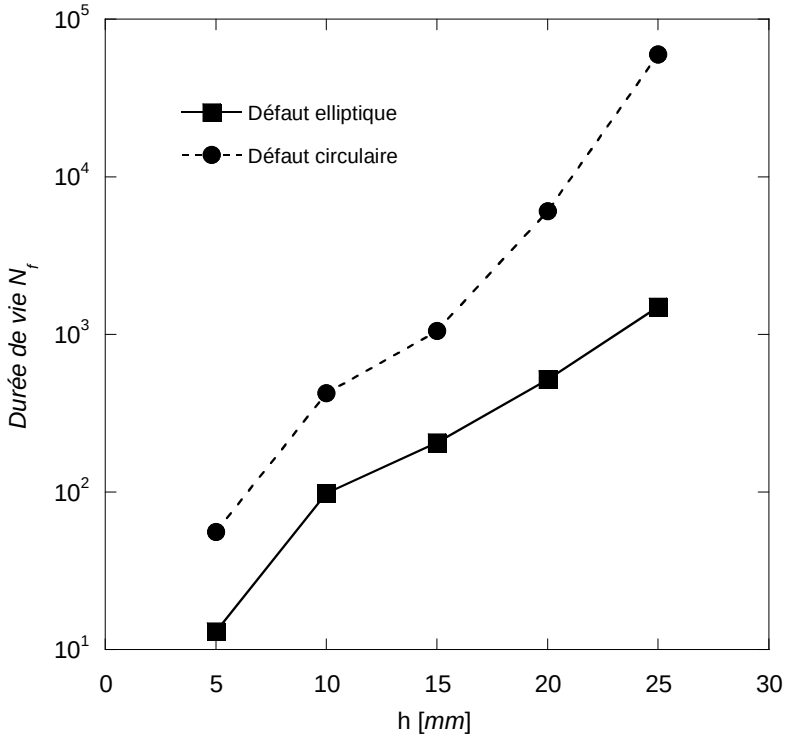


Figure 3-33. Durées de vie en fonction de la profondeur – comparaison du défaut elliptique et du défaut circulaire.

3.3.3 Influence de la taille du défaut elliptique

Pour modéliser l'influence des inclusions de forme allongée de dimensions variées sur les caractéristiques de fatigue de contact, nous avons étudié l'effet de la taille du défaut elliptique. Pour cela, nous avons gardé le rapport a/b constant et égal à 2, et nous avons fait varier le demi grand axe, a, et le demi petit axe, b. La figure 3-34 représente l'évolution du paramètre de fatigue de Jiang-Sehitoglu pour cinq valeurs du demi grand axe, a, de l'ellipse. La charge linéique appliquée est égale à $12\,MN/m$ et le défaut est toujours situé à une profondeur égale à $15\,mm$. Le paramètre de fatigue augmente sensiblement lorsqu'on fait croître le demi grand axe, a, de $0{,}1$ à $0{,}2\,mm$. Cette augmentation est liée à une plus forte contribution du mode I dans l'endommagement, alors que le mode de cisaillement reste négligeable. Pour des valeurs de $a \geq 0{,}2\,mm$, l'endommagement par fatigue devient moins sensible à la taille du défaut elliptique [142]. Cette dernière évolution est liée, notamment pour $a = 0{,}2\ à\ 0{,}4\,mm$, à la fois à une diminution du mode I et une augmentation du mode II, si bien que le résultat est une relative stabilité du paramètre $FP_{\max}$.

L'orientation du plan critique d'endommagement dépend de la taille du défaut elliptique (tableau 3-5). Le plan critique est parallèle à l'horizontale sauf pour les défauts plus grands $(a \geq 0{,}4\,mm)$ où il s'en éloigne légèrement. Ces observations sont cohérentes avec les résultats de la figure 3-34.

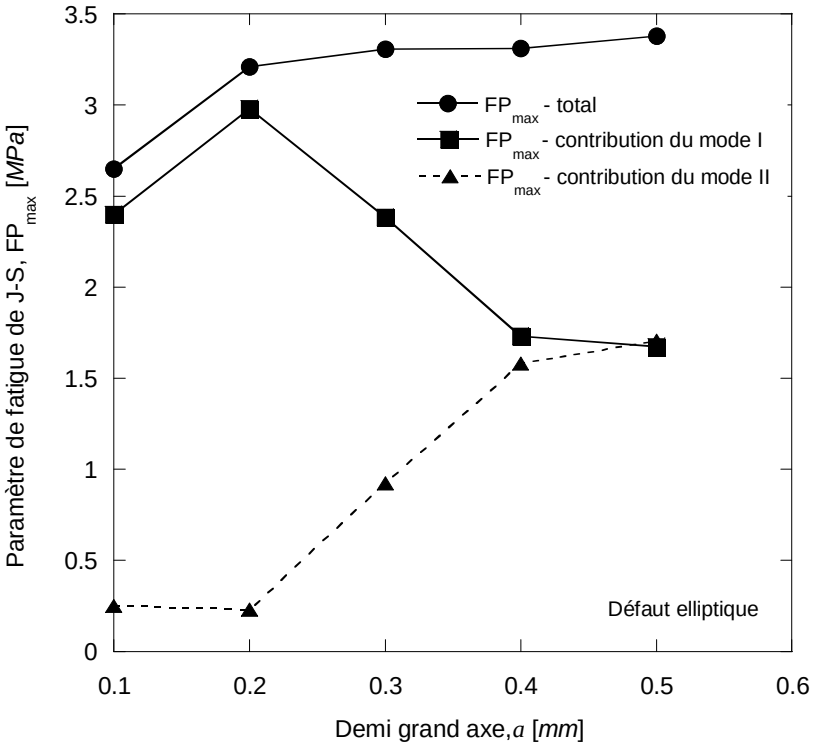


Figure 3-34. $FP_{\max}$ en fonction de la taille du défaut elliptique - contributions des modes I et II.

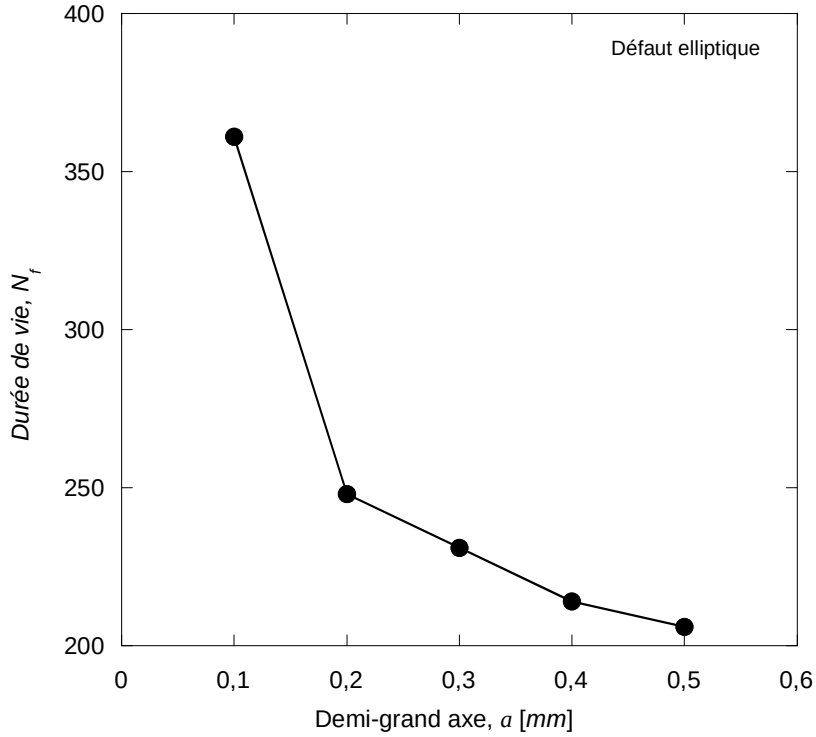


Figure 3-35. Durées de vie en fonction de la taille du défaut elliptique à $h = 15mm$ et $F = 12MN/m$.

Demi grand axe a [mm]	Angle définissant le plan critique α [°]
0,1	0
0,2	0
0,3	0 à 15
0,4	0 à 15
0,5	0

Tableau 3-5. Orientations du plan critique pour différentes tailles du défaut elliptique.

La durée de vie à l'amorçage de fissure obtenue pour différentes tailles du défaut elliptique est donnée dans la figue 3-35. Comme observé précédemment sur les variations du paramètre de fatigue (figure 3-34), la durée de vie chute sensiblement entre $a = 0{,}1 mm$ et $0{,}2 mm$, puis N_f diminue légèrement avec la taille du défaut.

3.4. Cas de deux défauts circulaires

Nous avons considéré dans cette étude deux défauts de forme circulaire ($r = 0{,}5 mm$) alignés horizontalement, verticalement ou diagonalement. Ces défauts sont situés en dessous de la surface de roulement à des profondeurs variant entre 5 et $25 mm$. Le chargement est appliqué comme une pression de contact hertzien en mouvement. Quatre niveaux de la charge linéique F ont été étudiés : $F = 4, 7, 12, 18 \; et \; 22 MN/m$. La réponse du matériau est évaluée après stabilisation des déformations et des contraintes. Dans une première étape, la distance séparant les défauts est constante et égale à $1mm$ (voir figure 3-36). L'effet de la variation de cette distance sur la durée de vie sera étudié dans la suite.

3.4.1 Cas de deux défauts circulaires alignés verticalement

Nous avons modélisé deux défauts circulaires alignés verticalement à l'aide de la technique de submodeling. Un maillage très raffiné d'environ 18000 éléments a été nécessaire pour obtenir la convergence des résultats (figure 3-36). Au voisinage immédiat des défauts, les éléments ont une taille de l'ordre de $25 \mu m$. Des éléments triangulaires ont été utilisés assez loin du défaut pour réduire le nombre d'éléments dans les zones qui ne subissent pas de grandes déformations.

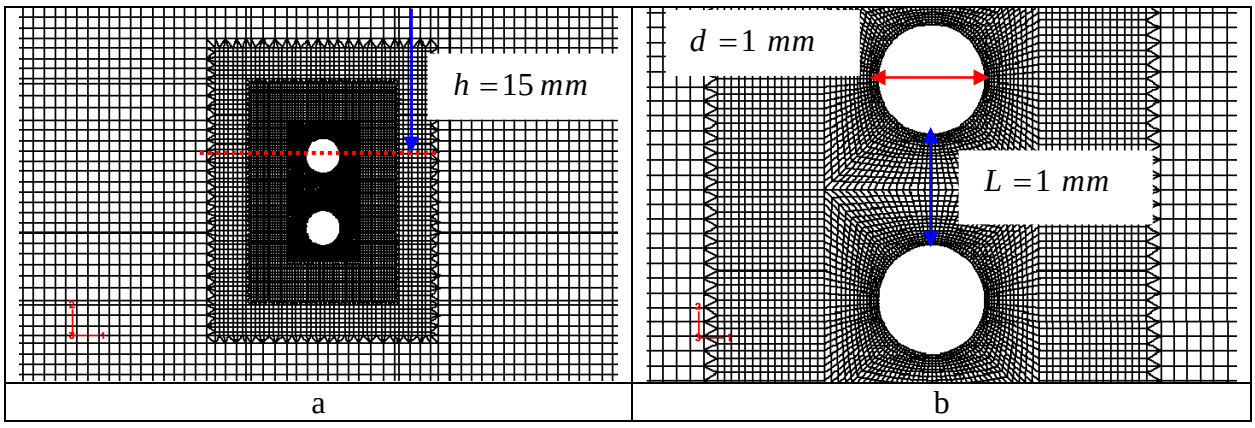
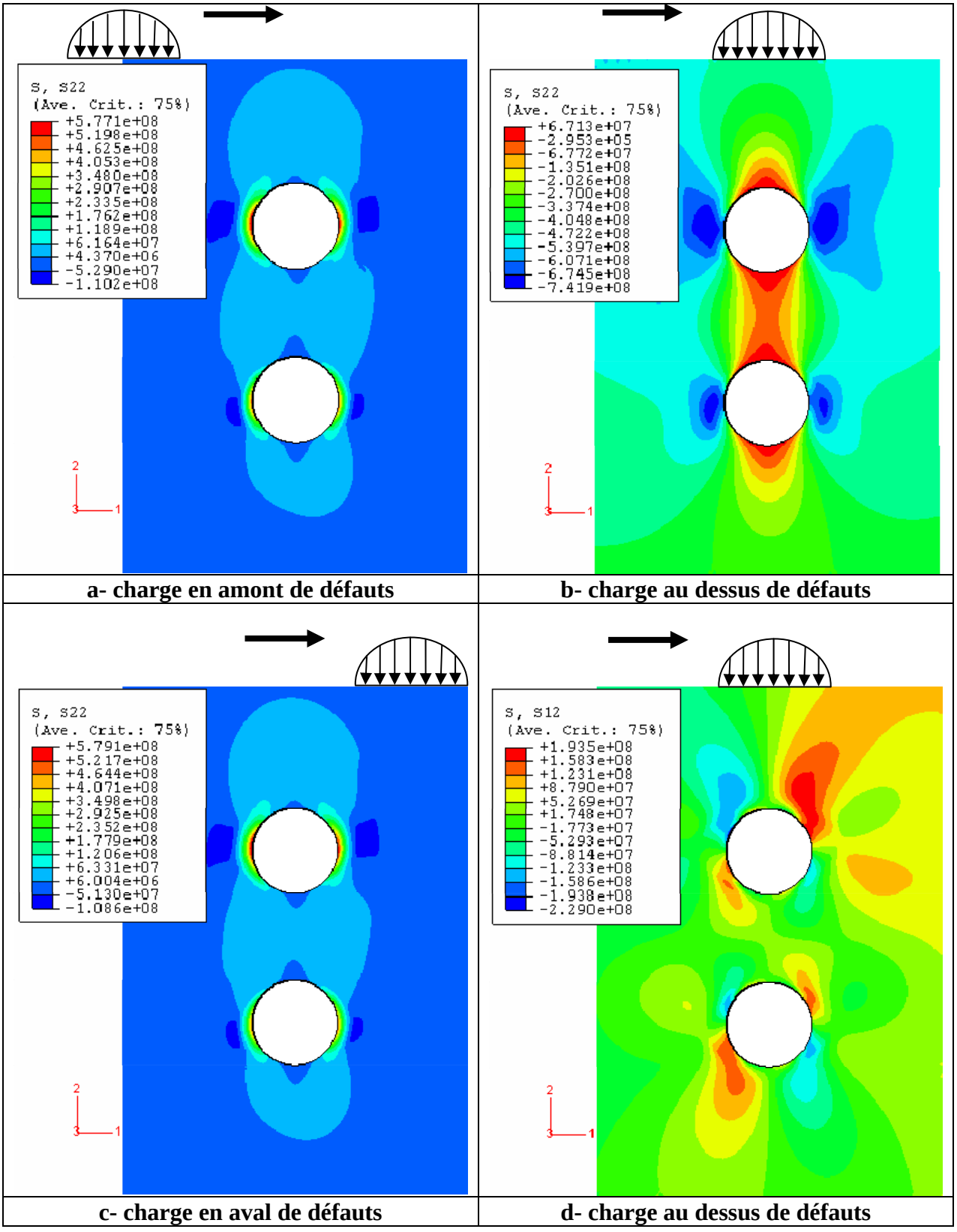


Figure 3-36. Maillage de la zone autour des deux défauts circulaires alignés verticalement.



a- charge en amont de défauts | **b- charge au dessus de défauts**

c- charge en aval de défauts | **d- charge au dessus de défauts**

Figure 3-37. Répartition des contraintes normale et de cisaillement autour des deux défauts circulaires alignés verticalement, $F = 12MN/m$ et $h = 15mm$.

La figure 3-37 donne la répartition des contraintes normale, σ_{22}, et de cisaillement, σ_{12}, autour des deux défauts circulaires. Cette répartition est visualisée au sixième passage de la charge lorsque celle-ci est à gauche, à la verticale et à droite des deux défauts comme indiqués sur la figure 3-37.

Le défaut proche de la surface de roulement est situé à une profondeur $h = 15mm$ et soumis à une force linéique égale à $12MN/m$. On observe notamment des contraintes normales de compression, maximales aux extrémités des défauts situées sur l'axe horizontal ; ces contraintes sont de traction lorsque la charge en mouvement est située en aval ou en amont des défauts ce qui conduit à des sollicitations cycliques de traction compression de type fatigue oligocyclique. Les contraintes de cisaillement, maximales au voisinage des extrémités de l'axe horizontal, changent également de sens lors du passage de la charge en mouvement et contribuent aussi à l'endommagement par fatigue.

La répartition de la déformation plastique équivalente selon von Mises au voisinage des deux défauts circulaires alignés verticalement est illustrée dans la figure 3-38. L'élément le plus endommagé est situé au voisinage immédiat du défaut circulaire proche de la surface de roulement.

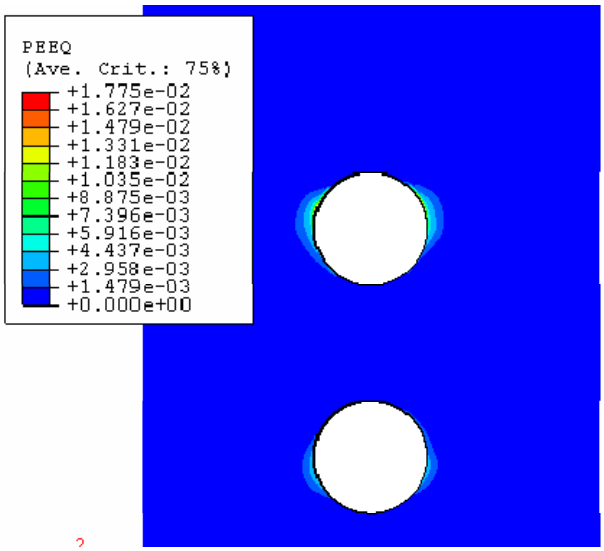


Figure 3-38. Répartition de la déformation plastique équivalente de von Mises au 6ème cycle de chargement, $F = 12MN/m$ et $h = 15mm$.

Le paramètre de fatigue de Jiang-Sehitoglu calculé dans l'élément le plus endommagé pour différentes valeurs de la charge linéique : $F = 4, 7, 12, 18\ et\ 22\,MN/m$ est donné dans la figure 3-39. Pour des valeurs de charge $\leq 18\,MN/m$, le paramètre d'endommagement augmente légèrement avec la force de chargement. Par contre pour $F = 22\,MN/m$, $FP_{\max}$ croit plus vite ce qui s'explique par l'apparition de l'effet de rochet. De plus, l'impact de deux défauts circulaires alignés verticalement sur l'endommagement par FCR est exactement équivalent à celui d'un seul défaut circulaire pour $F \leq 18\,MN/m$. A $F = 22\,MN/m$ par contre, la valeur de $FP_{\max}$ est 3 fois plus grande pour deux défauts, que celle obtenue pour un seul défaut circulaire. Cette intensification de l'endommagement est liée à un effet de rochet

plus prononcé dans le cas de deux défauts circulaires (figure 3-40) ; la figure 3-39 montre que cette intensification est essentiellement due à la contribution du mode de cisaillement à l'endommagement.
En se basant sur les résultats précédents, la durée de vie calculée à l'aide de la loi de STW est présentée dans la figure 3-41. A l'inverse du paramètre de fatigue, la durée de vie à l'amorçage décroît avec la force linéique. Celle-ci diminue plus vite lorsque F passe de 4 à $12\,MN/m$, et elle est égale respectivement à $\sim 10^9$ cycles et 1137 cycles.

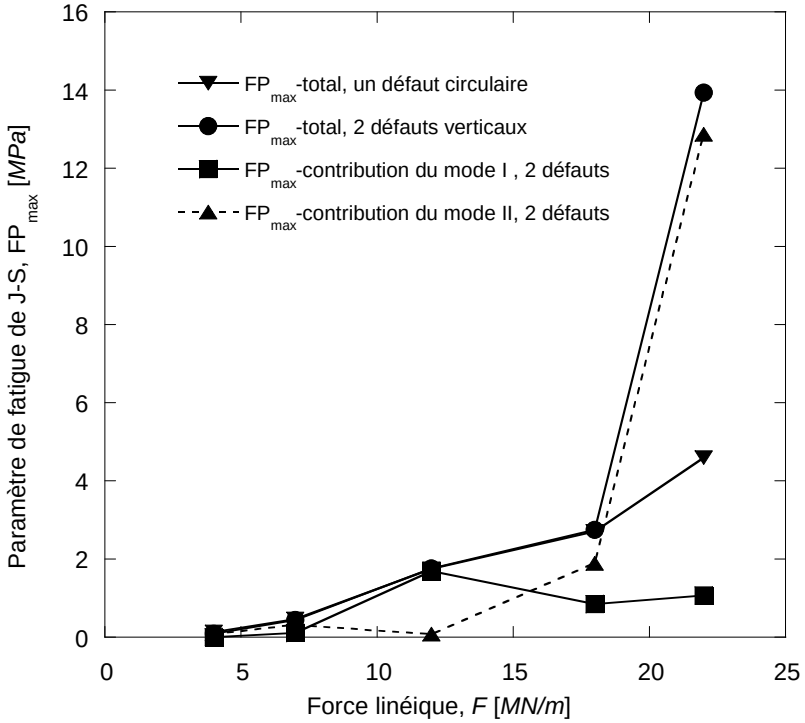


Figure 3-39. $FP_{\max}$ en fonction de la charge linéique pour un défaut circulaire et deux défauts circulaires alignés verticalement, $h = 15mm$.

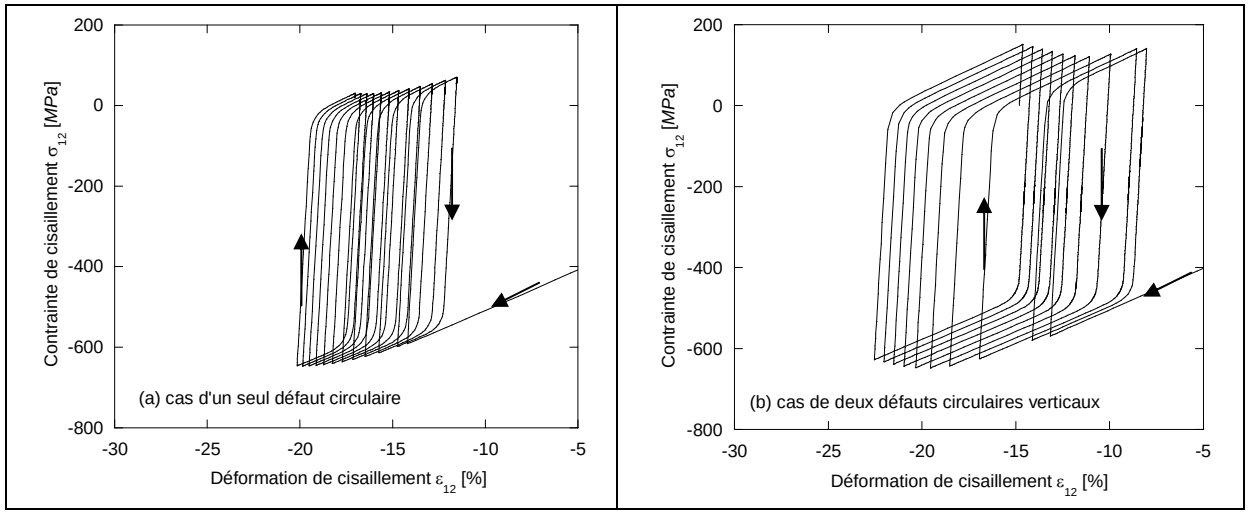


Figure 3-40. Effet de rochet en présence
a) d'un défaut circulaire b) de deux défauts circulaires alignés verticalement.

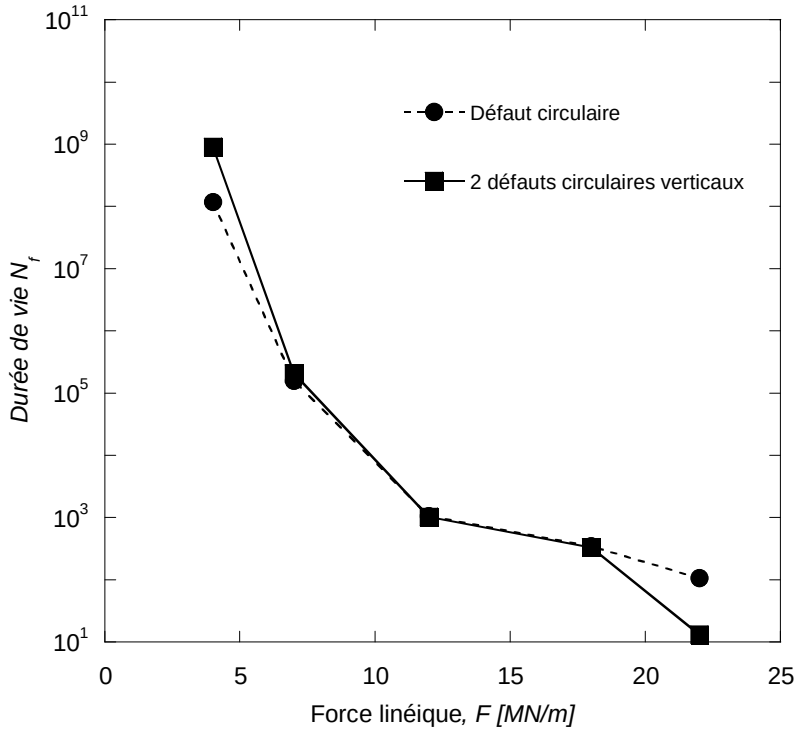


Figure 3-41. N_f en fonction de la charge linéique pour un défaut circulaire et deux défauts circulaires alignés verticalement, $h = 15mm$.

Le tableau 3-6 résume les différentes directions du plan critique en fonction de la charge linéique appliquée dans le cas de deux cercles alignés verticalement. Les fortes valeurs de l'angle entre la normale du plan critique et l'axe du chargement sont observées pour les chargements élevés pour lesquels le mode II est prédominant dans l'endommagement (figure 3-39).

$F\ [MN/m]$	Angle définissant le plan critique α [°]
4	15 à 30
7	15 à 30
12	0
18	60
22	60

Tableau 3-6. Orientation du plan critique en fonction du chargement.

L'étude de l'influence de la profondeur (en faisant varier h de 5 à $25mm$) pour deux défauts circulaires alignés verticalement est également effectuée pour une charge linéique $F = 12\,MN/m$. La figure 3-42 montre une diminution importante de $FP_{\max}$ lorsque la profondeur varie de 5 à $25mm$. Le paramètre de fatigue, $FP_{\max}$, dans le cas de deux défauts circulaires alignés verticalement est proche de celui déterminé pour un seul défaut circulaire, ce qui suggère que les interactions restent négligeables entre défauts alignés verticalement et sollicités à ce niveau de chargement. Le mode II est prédominant aux faibles profondeurs ($h = 5$ et $h = 10mm$) et est équivalent au mode I à $h = 25mm$.

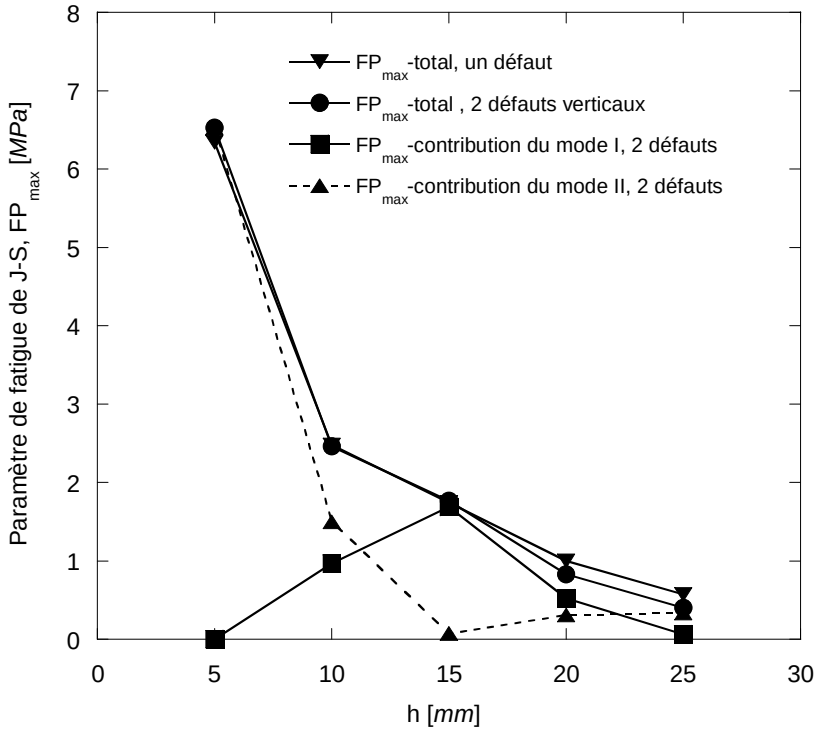


Figure 3-42. $FP_{\max}$ en fonction de la profondeur – cas d'un défaut circulaire et contributions pour deux défauts circulaires alignés verticalement, $F = 12MN/m$.

Le tableau 3-7 donne l'effet de la profondeur des deux défauts circulaires alignés verticalement sur l'orientation du plan critique d'amorçage de fissure par FCR. La force appliquée est égale à $12MN/m$ et les orientations du plan critique sont cohérentes avec les résultats de la figure 3-42 : prédominance du mode I pour des orientations proches de l'horizontale.

$h\,[mm]$	Angle définissant le plan critique $\alpha\,[°]$
5	15 à 30
10	30 à 45
15	0
20	0 à 15
25	15

Tableau 3-7. Orientation du plan critique en fonction de la profondeur.

Pour étudier l'influence des interactions entre les deux défauts circulaires alignés verticalement sur la durée de vie pour l'amorçage d'une fissure par FCR, nous avons fait varier la distance entre les deux défauts, L, entre 1 et $4\,mm$. La figure 3-43 donne l'évolution de N_f en fonction de L. On observe que lorsque L augmente de 1 à $3\,mm$, la durée de vie N_f varie peu et demeure légèrement supérieure à celle d'un seul défaut circulaire. Il semblerait qu'il y ait décharge entre défauts pour ces distances L même si les différences ne

sont pas très significatives. Par contre, pour $L = 4\,mm$ la durée de vie N_f obtenue avec deux défauts circulaires est très légèrement inférieure à celle d'un seul défaut circulaire, mais la différence est vraiment trop faible pour en tirer la moindre conclusion. Ce que l'on peut raisonnablement retenir c'est que les interactions entre les défauts deviennent négligeables à $L = 4\,mm$ et ceux-ci se comportent comme deux défauts distincts [142, 146, 147,148].

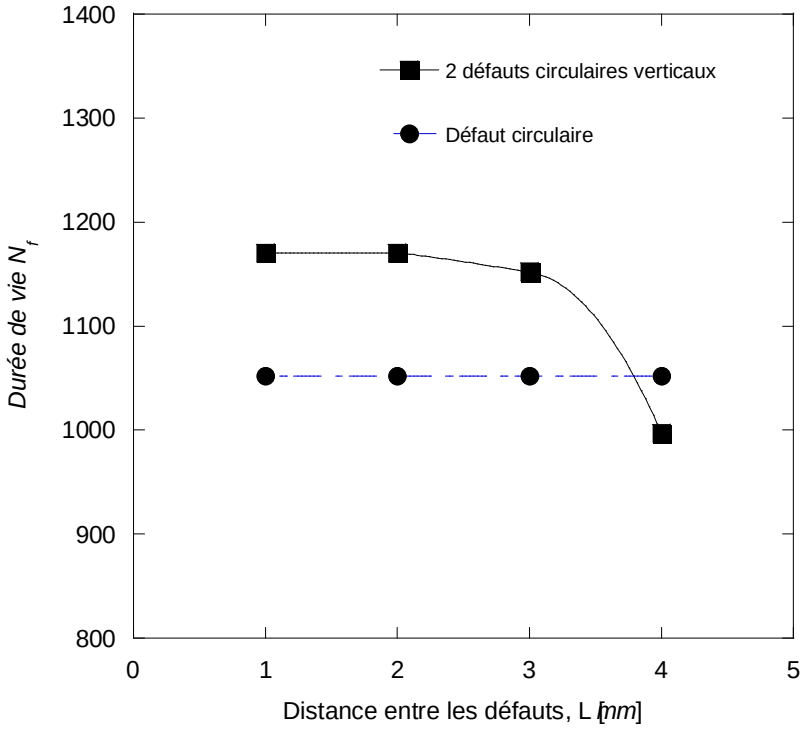


Figure 3-43. Durées de vie en fonction de la distance entre défauts à $F = 12MN/m$ et $h = 15mm$.

3.4.2 Cas de deux défauts circulaires alignés horizontalement

Le maillage utilisé dans le cas de deux défauts circulaires alignés horizontalement est donné dans la figure 3-44. La taille des éléments au voisinage immédiat des défauts est de l'ordre de $25\,\mu m$. De même que ci-dessus, des éléments triangulaires ont été utilisés assez loin du défaut pour réduire le nombre d'éléments dans les zones ayant de faibles gradients de déformations.

La figure 3-45 donne la répartition des contraintes normale σ_{22}, et de cisaillement σ_{12}, autour des défauts circulaires alignés horizontalement. Les deux défauts sont situés à une profondeur $h = 15mm$ et la force linéique appliquée est égale à $12MN/m$. Cette répartition est visualisée au sixième passage où la réponse du matériau est stabilisée

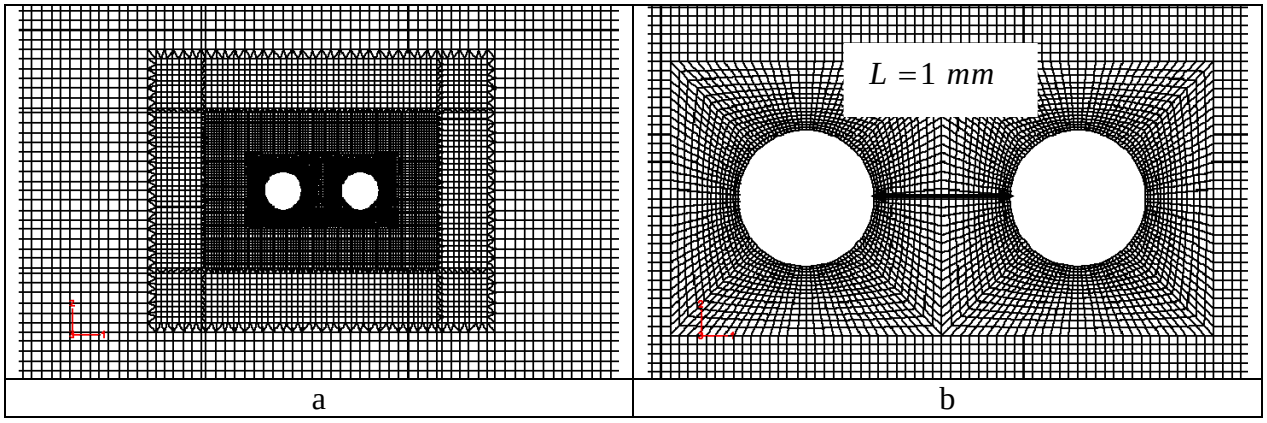
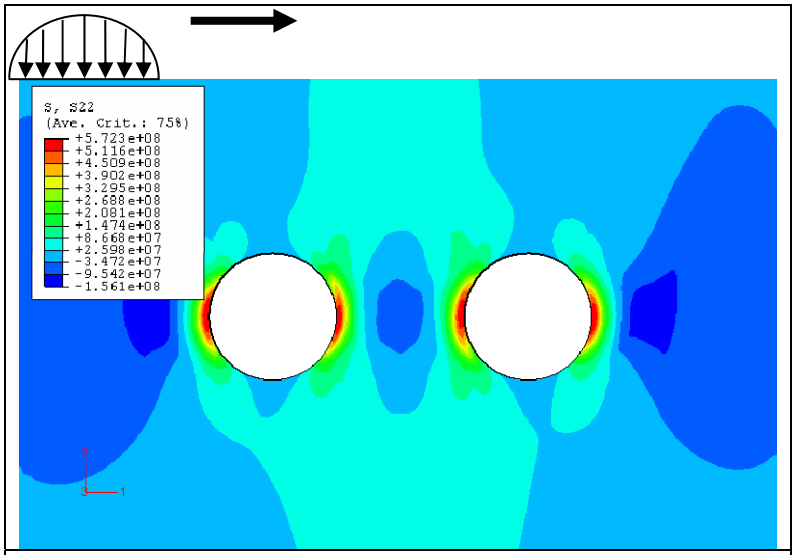
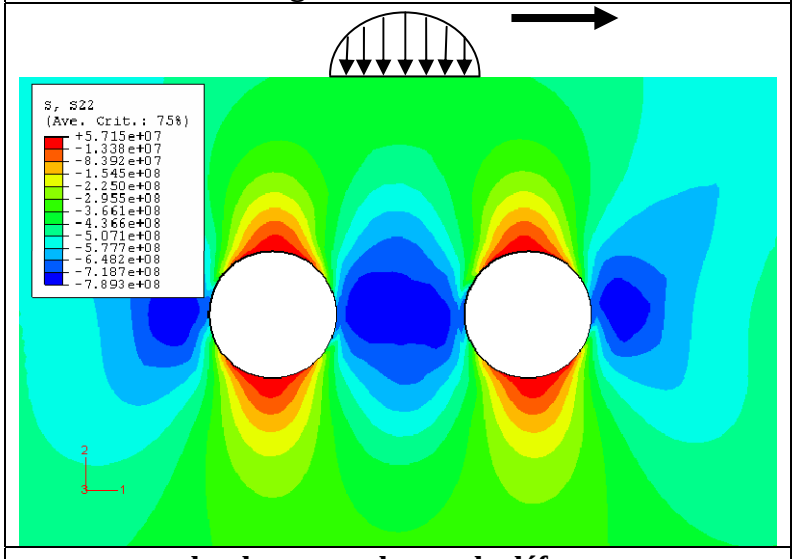


Figure 3-44. Maillage du submodel avec deux défauts circulaires alignés horizontalement.



a- charge en amont de défauts



b- charge au dessus de défauts

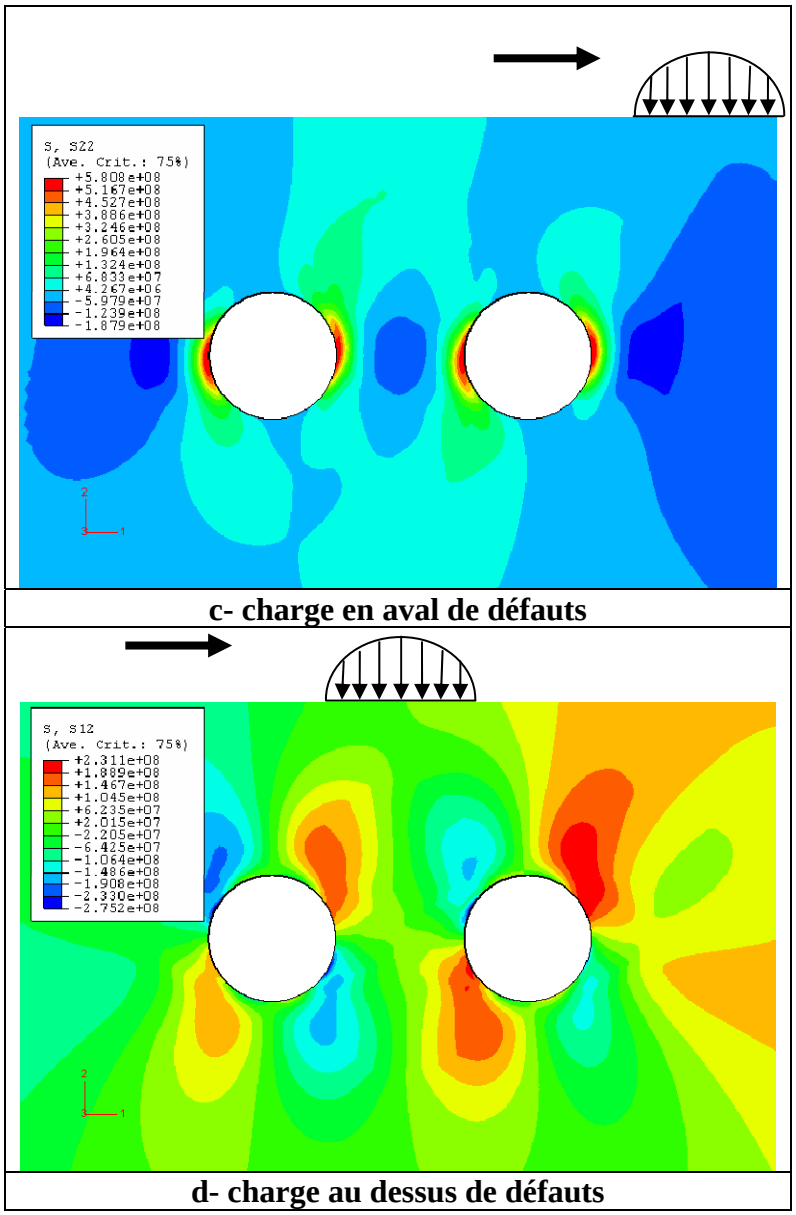


Figure 3-45. Répartition des contraintes normale et de cisaillement autour des deux défauts circulaires alignés horizontalement, $F = 12MN/m$ et $h = 15mm$.

Lorsque la charge est à la verticale au milieu des deux défauts circulaires, on observe que les contraintes normales de compression, sont maximales aux extrémités des défauts situées sur l'axe horizontal ; celles-ci sont de traction lorsque la charge en mouvement est située en aval ou en amont des défauts ce qui conduit à des sollicitations cycliques de traction compression de type fatigue oligocyclique. Les contraintes de cisaillement, maximales au voisinage des extrémités de l'axe horizontal, changent également de sens lors du passage de la charge en mouvement et contribuent aussi à l'endommagement par fatigue.

La figure 3-46 illustre la répartition de la déformation plastique équivalente autour des deux défauts circulaires alignés horizontalement. On observe que les déformations sont localisées autour et entre les défauts. L'élément le plus endommagé est situé au voisinage immédiat des défauts et dans la zone proche de la surface de roulement. Le plan critique est parallèle au

plan du chargement. Les interactions entre les deux défauts alignés horizontalement sont plus fortes et conduisent à des déformations plus élevées que celles observées pour les défauts alignés verticalement.

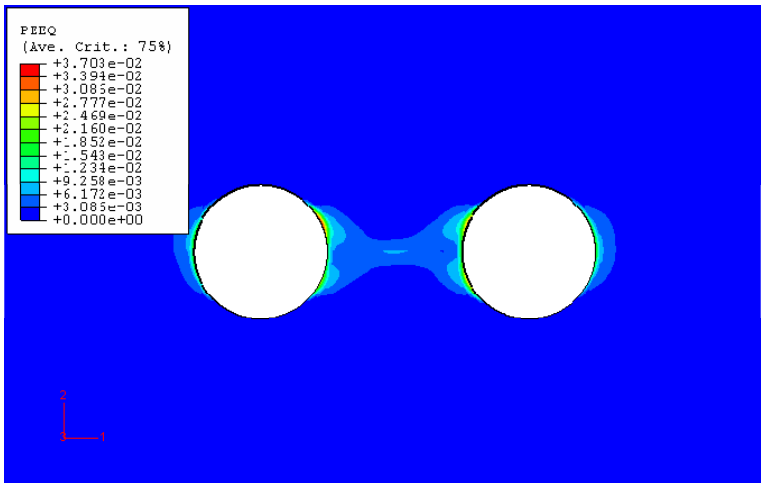


Figure 3-46. Répartition de la déformation plastique équivalente de von Mises au 6ème cycle de chargement, $F = 12MN/m$, $h = 15mm$.

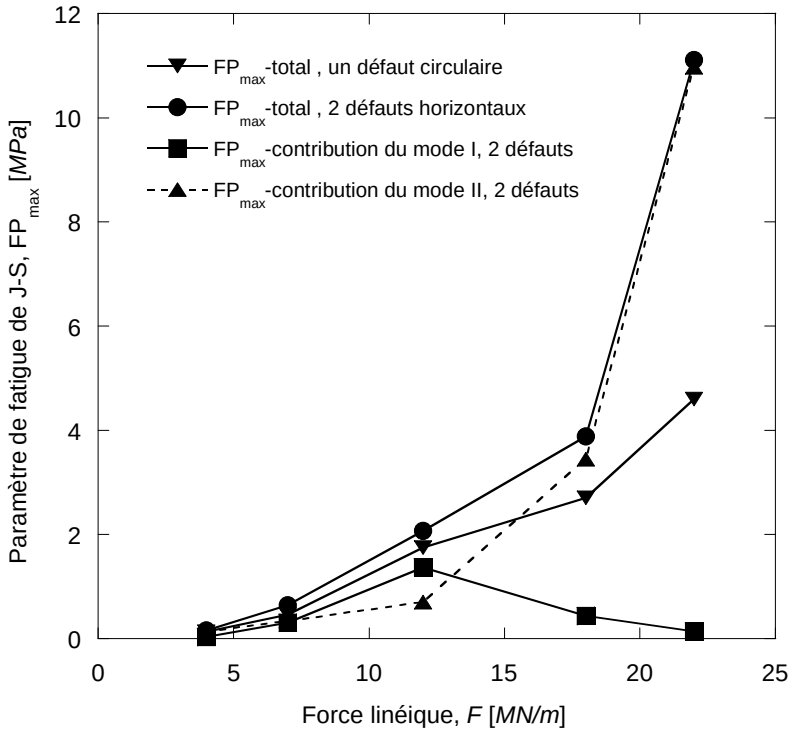


Figure 3-47. $FP_{\max}$ en fonction de la charge linéique pour un défaut circulaire et deux défauts circulaires alignés horizontalement, $h = 15mm$.

A l'inverse des deux défauts circulaires alignés verticalement, la présence de deux défauts alignés horizontalement conduit, pour tous les chargements, à un endommagement par FCR plus important en comparaison avec un seul défaut circulaire (figure 3-47). Lorsque la force

linéique appliquée est très élevée ($F = 22MN/m$), le paramètre de fatigue augmente de façon importante, comme pour les deux défauts alignés verticalement ; la durée de vie est alors très faible comparée à celle calculée pour un défaut unique. Les endommagements en mode II sont prédominants pour les charges élevées ($F = 18\ et\ 22MN/m$) et pour la plus faible charge $F = 4MN/m$.

Le tableau 3-8 donne la valeur de l'angle entre la normale au plan critique et l'axe du chargement, pour les cinq niveaux de chargement étudiés. L'orientation du plan critique est toujours sensible à la valeur de la charge linéique pour cette configuration de défauts.

$F\left[MN/m\right]$	Angle définissant le plan critique α [°]
4	45
7	30
12	0 à 15
18	15
22	15

Tableau 3-8. Orientation du plan critique en fonction de la charge linéique.

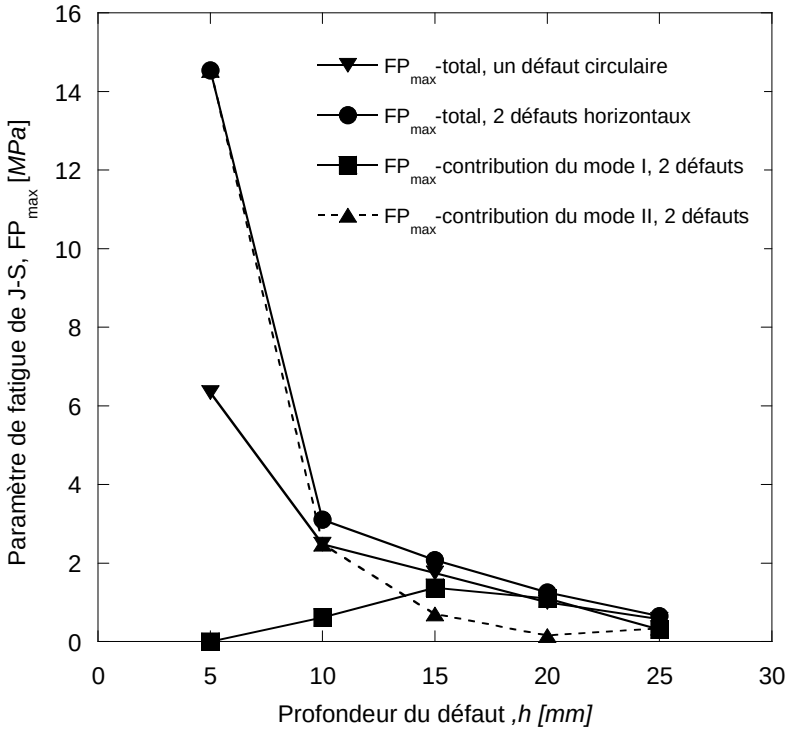


Figure 3-48. $FP_{\max}$ en fonction de la charge linéique pour un défaut circulaire comparé à deux défauts circulaires alignés horizontalement, $F = 12MN/m$.

L'influence de la profondeur des deux défauts circulaires alignés horizontalement est présentée dans la figure 3-48. Quand la profondeur passe de 5 à $10mm$, le paramètre de fatigue diminue dans un rapport avoisinant 5 ; par contre pour $h \geq 10mm$, $FP_{\max}$ décroît plus

lentement avec la profondeur du défaut. L'endommagement en mode II est prédominant aux faibles profondeurs. Dans tous les cas étudiés, la configuration avec deux défauts circulaires alignés horizontalement est plus endommageante que celle d'un seul défaut circulaire, notamment aux faibles profondeurs.

Le tableau 3-9 donne la valeur de l'angle entre la normale au plan critique et l'axe du chargement pour différentes profondeurs des deux défauts alignés horizontalement. L'orientation du plan critique varie dans ce cas aussi avec la profondeur des défauts et reste cohérente avec les résultats de la figure 3-48 qui montrent que le mode I est prédominant à $h = 20mm$.

$h\,[mm]$	Angle définissant le plan critique α [°]
5	15 à 30
10	45 à 60
15	0 à 15
20	0
25	0 à 15

Tableau 3-9. Orientation du plan critique en fonction de la profondeur des défauts.

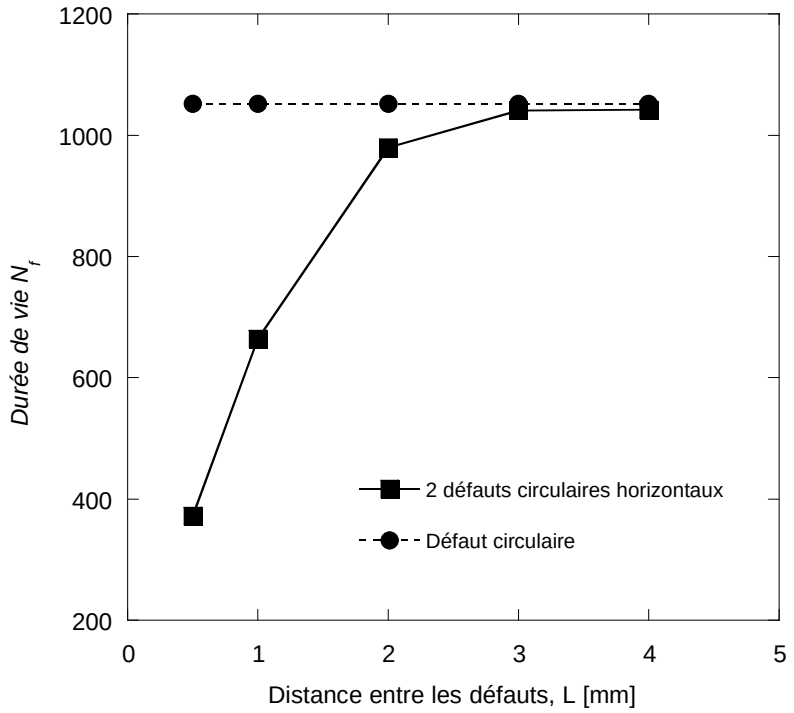


Figure 3-49. Durées de vie en fonction de la distance entre défauts.

La durée de vie N_f en fonction de la distance, L, entre les deux défauts circulaires alignés verticalement est illustrée dans la figure 3-49. Lorsque L croît de $1mm$ à $3mm$ la durée de vie N_f augmente sensiblement pour tendre vers celle obtenue avec un seul défaut circulaire.

Au-delà de $L = 3mm$, la durée de vie déterminée pour deux défauts circulaires alignés horizontalement, est la même que celle obtenue pour un défaut circulaire unique ce qui suggère une absence d'interaction entre défauts à ces distances d'éloignement [142, 146, 147,148].

3.4.3 Cas de deux défauts circulaires alignés diagonalement

Pour mailler le submodel avec deux défauts circulaires diagonaux, environ 20000 éléments ont été nécessaires pour obtenir la convergence du maillage (figure 3-50). La taille des éléments au voisinage immédiat du défaut est égale à $25\mu m$. Des éléments triangulaires ont été également utilisés pour augmenter la taille des éléments dans les zones qui sont loin des défauts et qui ne subissent pas de déformations significatives.

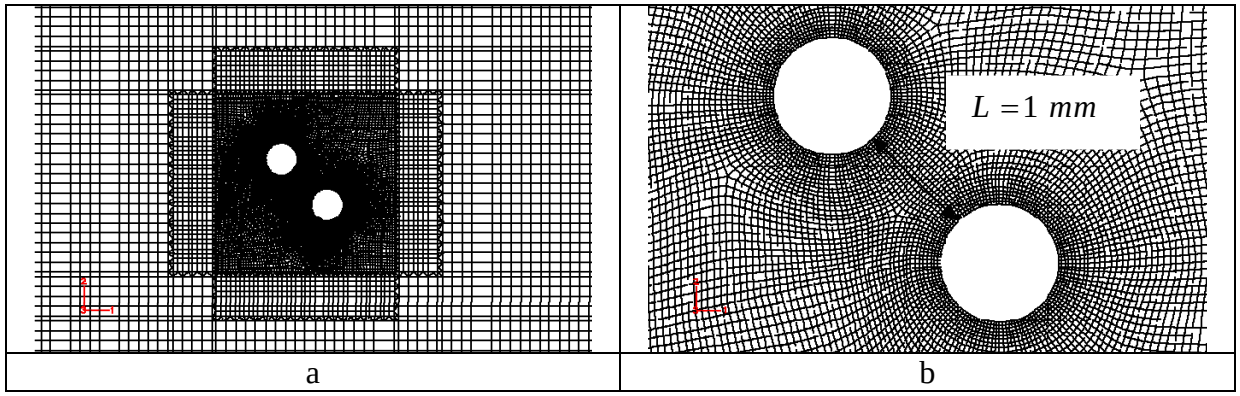
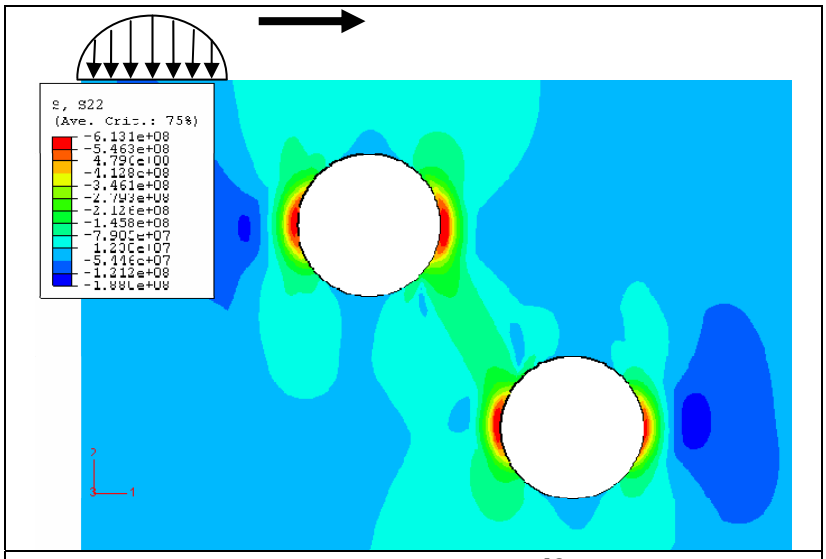


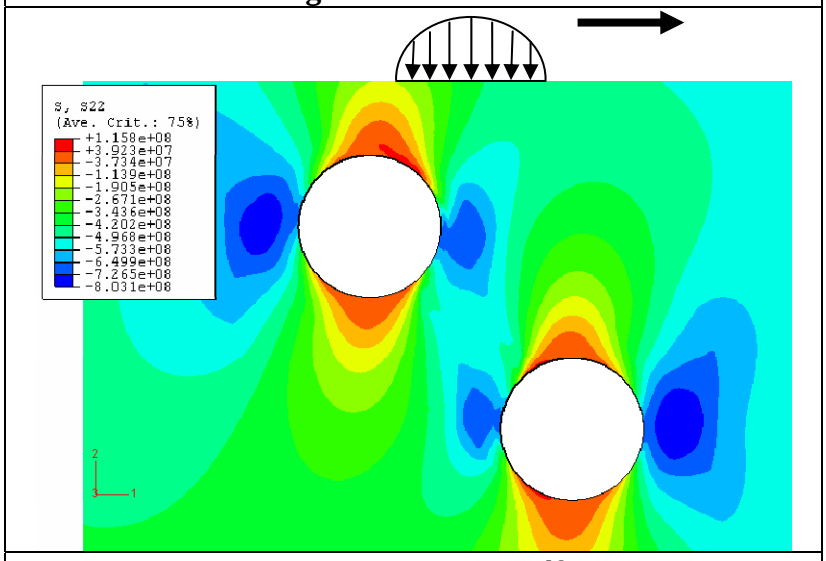
Figure 3-50. Maillage du submodel avec deux défauts circulaires alignés diagonalement.

La figure 3-51 donne la répartition des contraintes normale, σ_{22}, et de cisaillement, σ_{12}, autour des défauts circulaires diagonaux. Le défaut proche de la surface de contact est situé à une profondeur $h = 15mm$ et la force linéique appliquée est égale à $12MN/m$. Cette répartition est visualisée au sixième passage après stabilisation de la réponse du matériau.

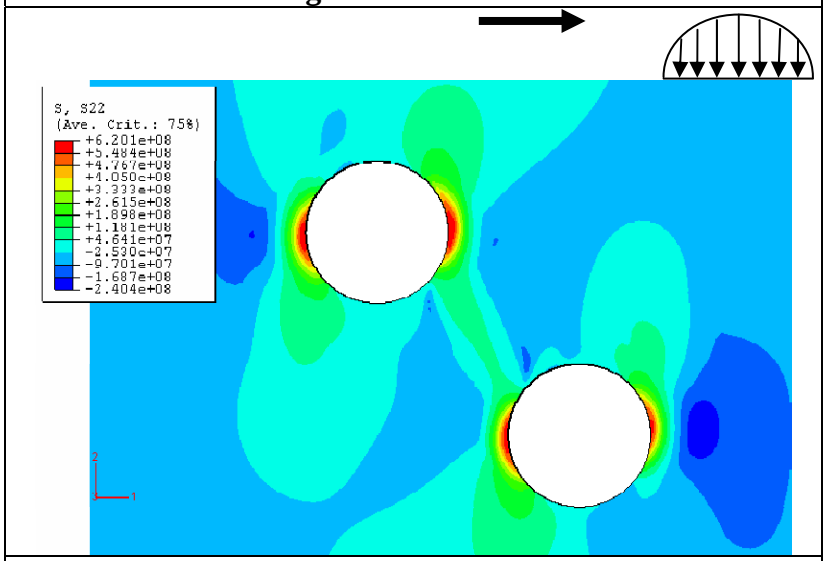
De même que précédemment, lorsque la charge est à la verticale au milieu des deux défauts circulaires, on observe que les contraintes normales de compression, sont maximales aux extrémités sur l'axe horizontal du défaut ; celles-ci sont de traction lorsque la charge en mouvement est située en aval ou en amont des défauts ce qui conduit à des sollicitations cycliques de traction compression de type fatigue oligocyclique. Les contraintes de cisaillement, maximales au voisinage des extrémités de l'axe horizontal, changent également de sens lors du passage de la charge en mouvement et contribuent aussi à l'endommagement par fatigue.



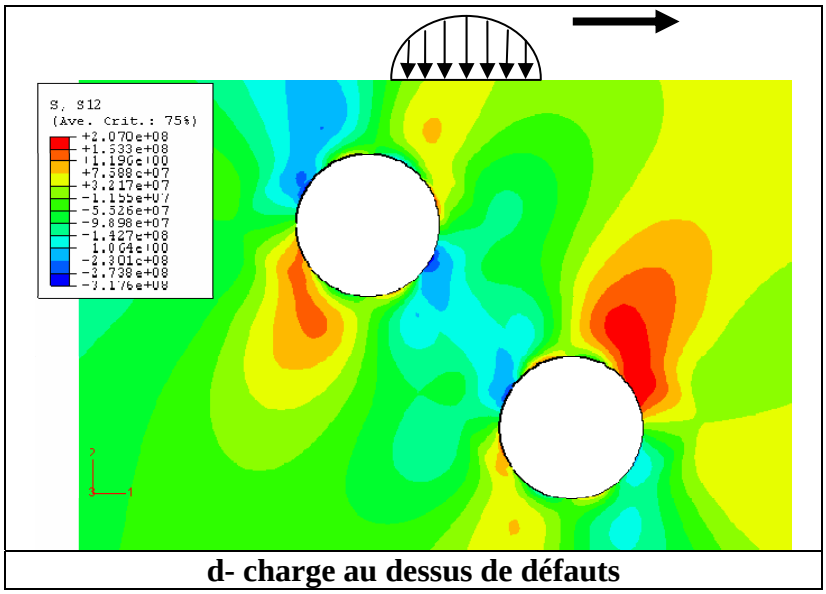
a- charge en amont de défauts



b- charge au dessus de défauts



c- charge en aval de défauts



d- charge au dessus de défauts

Figure 3-51. Distribution des contraintes normale, σ_{22}, et de cisaillement, σ_{12} autour des deux défauts circulaires alignés diagonalement.

La figure 3-52 présente la distribution de la déformation plastique équivalente dans la zone autour des défauts. Les déformations plastiques sont localisées essentiellement autour du défaut proche de la surface de chargement et dans une moindre mesure dans le voisinage immédiat de l'autre défaut. On observe également une zone déformée plastiquement entre les deux défauts.

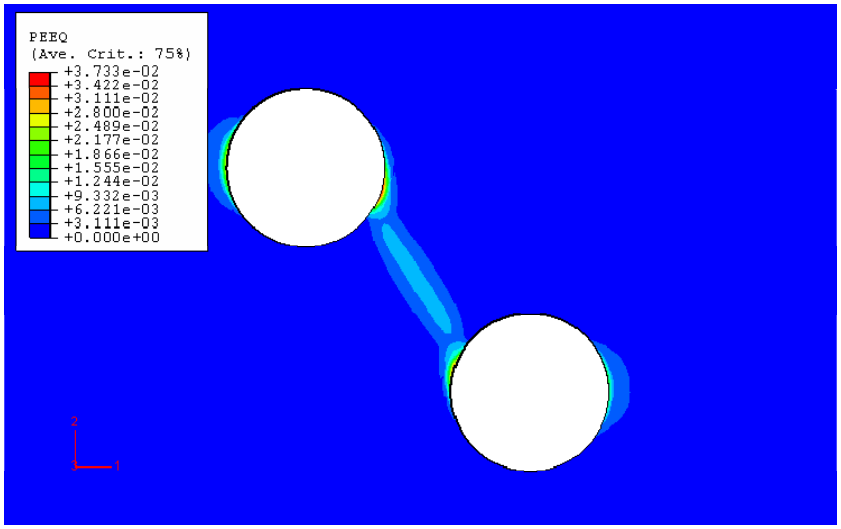


Figure 3-52. Répartition de la déformation plastique équivalente de von-Mises au 6ème cycle de chargement, $F = 12MN/m$, $h = 15mm$.

Le paramètre de fatigue de Jiang-sehitoglu, $FP_{\max}$, pour cinq forces linéiques appliquées $(4,7,12,18\ et\ 22\,MN/m)$ est donné dans la figure 3-53. L'endommagement par FCR devient très important pour $F = 22MN/m$ et cela s'explique par l'apparition de l'effet de rochet. A

noter aussi que $FP_{\max}$ obtenu dans le cas de deux défauts alignés diagonalement est toujours plus élevé que celui obtenu dans le cas d'un seul défaut circulaire. Cette différence augmente avec la force linéique. L'endommagement en mode II est là encore prédominant pour les charges élevées $(F = 18 \text{ et } 22 MN/m)$ et à faible charge $(F = 4 MN/m)$.

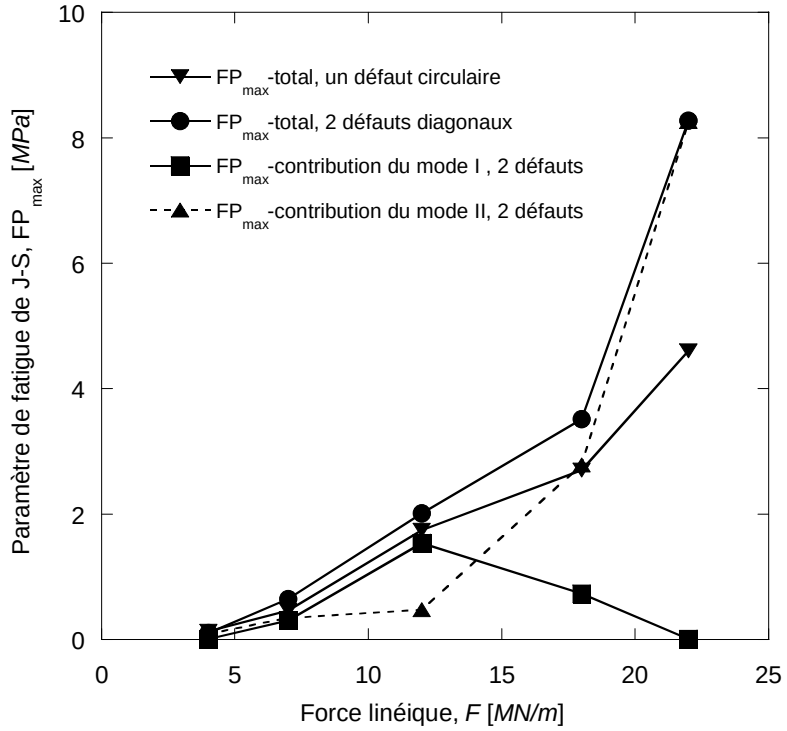


Figure 3-53. $FP_{\max}$ en fonction de la charge linéique pour un défaut circulaire unique et pour deux défauts circulaires alignés diagonalement, $h = 15mm$.

Le tableau 3-10 donne la direction du plan critique en fonction de la charge appliquée dans le cas de deux cercles alignés diagonalement. Ces résultats corroborent ceux de la figure 3-53 où il apparaît que le mode I n'est dominant que pour la charge $F = 12 MN/m$.

$F\left[MN/m\right]$	Angle définissant le plan critique α [°]
4	15
7	0 à 15
12	0
18	15
22	15

Tableau 3-10. Orientation du plan critique en fonction du chargement.

La figure 3-54 illustre l'influence de la profondeur des deux défauts alignés diagonalement sur le paramètre de fatigue. On note une diminution brutale de $FP_{\max}$ dès que les défauts s'éloignent de la surface de chargement puis continue à diminuer lentement pour des valeurs de $h \geq 10mm$; la contribution du mode II à l'endommagement total est toujours prédominante

aux faibles profondeurs. Les deux défauts circulaires alignés diagonalement sont toujours plus endommageants qu'un seul défaut circulaire.

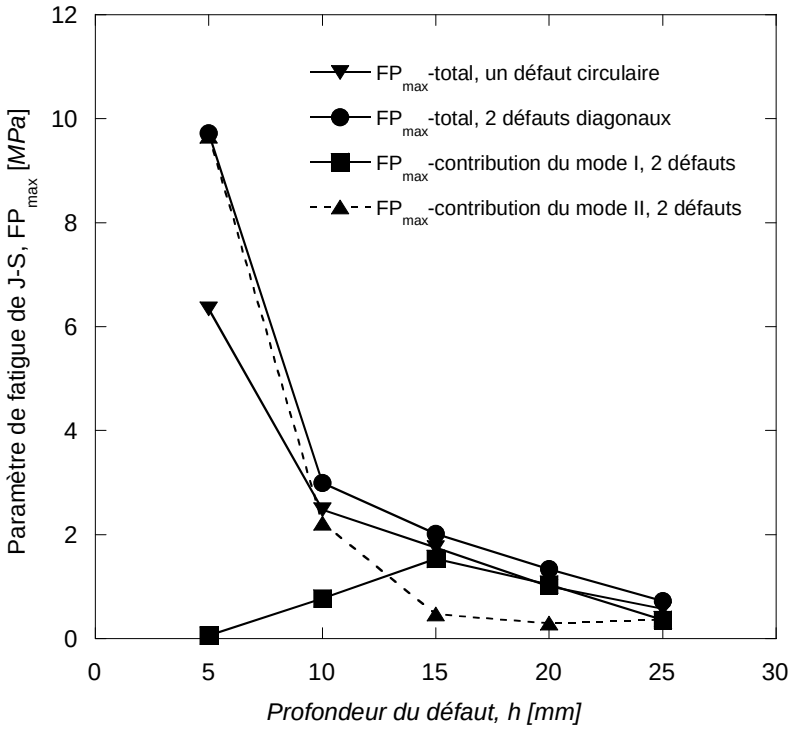


Figure 3-54. $FP_{\max}$ en fonction du profondeur du défaut circulaire et deux défauts circulaires alignés diagonalement, $F = 12MN/m$.

Le tableau 3-11 donne la valeur de l'angle entre la normale au plan critique et l'axe du chargement pour différentes profondeurs des deux défauts alignés diagonalement.
Ces orientations du plan critique sont cohérentes avec les résultats de la figure 3-54 qui montrent que la contribution du mode I est maximale lorsque le plan critique est horizontal.
L'évolution de la durée de vie en fonction de la distance séparant les défauts est représentée sur la figure 3-55. On observe qu'au-delà d'une distance de $3mm$, le comportement est proche de celui d'un défaut unique ; l'interaction entre défauts disparaît alors. Il faut également souligner que la variation de la distance entre défauts n'affecte pas l'orientation de la direction du plan critique d'amorçage d'une fissure de fatigue.

$h\,[mm]$	Angle définissant le plan critique $\alpha\,[°]$
5	15
10	15
15	0
20	0
25	0 à 15

Tableau 3-11. Orientation du plan critique en fonction de la profondeur.

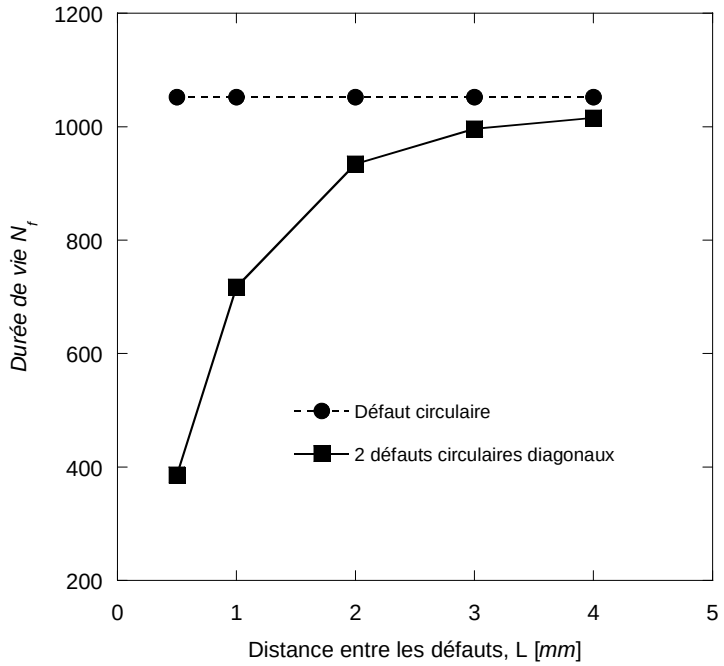


Figure 3-55. Influence de la distance entre deux défauts circulaires alignés diagonalement sur la durée de vie à l'amorçage.

Afin de comparer l'impact des différentes configurations des deux défauts étudiés sur l'endommagement par fatigue dans la roue ferroviaire, nous présentons dans la figure 3-56 la durée de vie à l'amorçage de fissure par FCR, pour les différents niveaux de chargement. La profondeur des défauts est toujours égale à15 *mm* [145, 146,148].

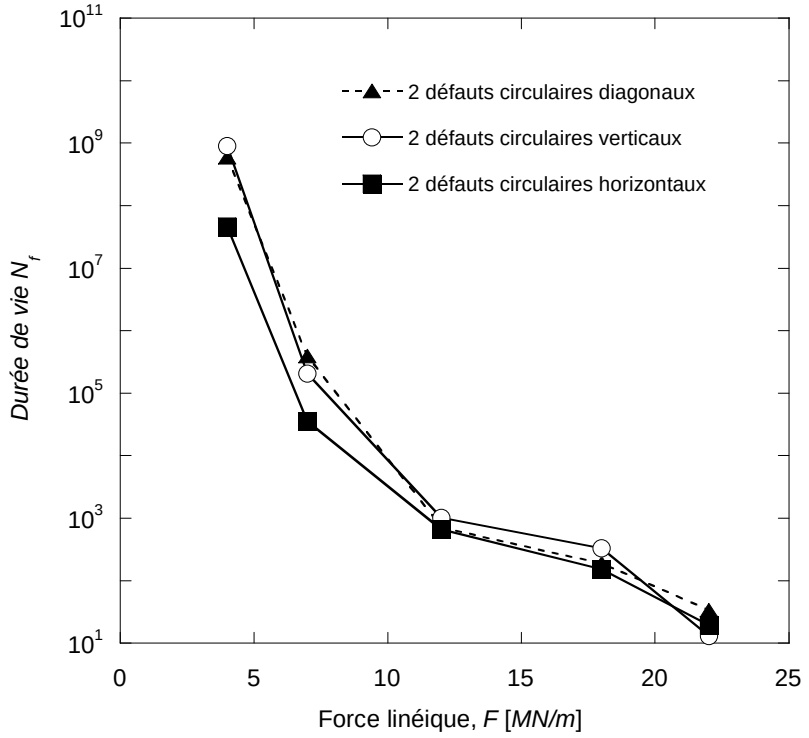


Figure 3-56. N_f en fonction de la charge linéique F pour les différentes configurations des deux défauts circulaires.

Si l'on excepte le niveau de charge le plus élevé, la configuration la plus endommageante est celle de deux défauts alignés horizontalement ; les deux défauts alignés diagonalement conduisent à un endommagement très proche de celui calculé pour des défauts verticaux, notamment aux faibles charges ($F = 4$ et $7 MN/m$). Pour le niveau de charge $F = 22\,MN/m$, la durée de vie est très faible et il est difficile dans ces conditions d'en tirer des conclusions. Il serait intéressant d'analyser les différentes configurations étudiées avec des défauts de taille plus petite.

La figure 3-57 compare à $F = 12 MN/m$ l'influence de la profondeur des défauts pour les trois configurations de défauts circulaires étudiées. Les résultats montrent que les deux défauts alignés verticalement sont toujours moins endommageants. Si l'on excepte la profondeur $h = 5\,mm$, les deux défauts diagonaux et horizontaux ont presque la même incidence sur la durée de vie à l'amorçage d'une fissure par FCR [146-148]. Les faibles différences observées sont liées aux contributions différentes des modes I et II.

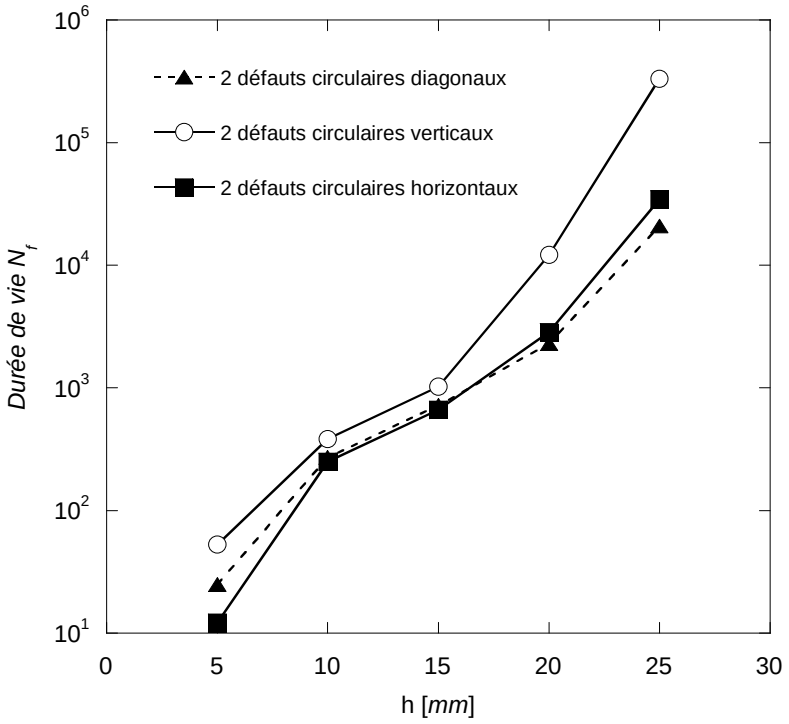


Figure 3-57. N_f en fonction de la profondeur des défauts h pour les différentes configurations des deux défauts circulaires.

3.5. Cas de deux défauts elliptiques

3.5.1 Cas de deux défauts elliptiques alignés verticalement

Cette partie est consacrée au cas de deux défauts elliptiques alignés verticalement (figure 3-58). Le défaut proche de la surface de roulement est situé à une profondeur, h, de celle-ci et à une distance, L, du second défaut. La roue est soumise à une force linéique F [MN/m]. On a fait varier la force appliquée, la profondeur du défaut et la distance entre les deux défauts

elliptiques pour l'étude des différents cas traités dans ce paragraphe. Les deux défauts elliptiques considérés dans ce travail ont les dimensions suivantes : le demi grand axe $a = 0,5\ mm$ et le demi petit axe $b = 0,25\ mm$. La technique du submodeling est utilisée pour réduire le temps de calcul CPU.

La figure 3-58 illustre le maillage utilisé dans le cas des deux défauts elliptiques alignés verticalement. Un maillage très raffiné est adopté aux extrémités des ellipses caractérisées par de forts gradients de la déformation. Pour diminuer le nombre des éléments loin des zones déformées nous avons introduits des éléments triangulaires. Pour obtenir la convergence des résultats, près de 26800 éléments ont été nécessaires pour mailler le submodel.

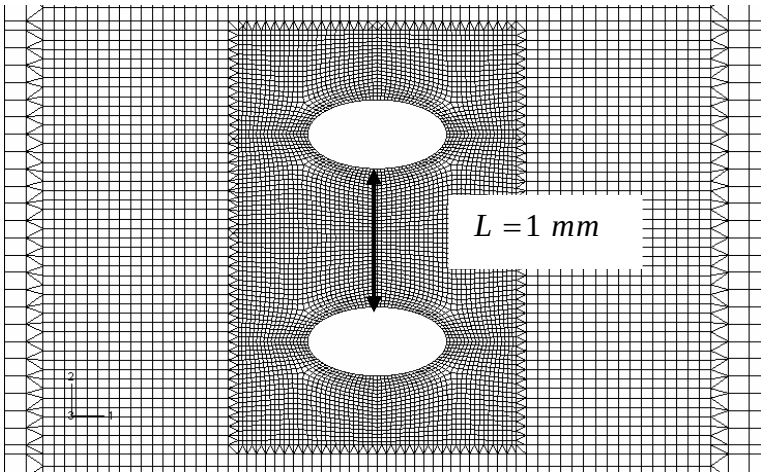


Figure 3-58. Maillage de la zone autour des deux défauts elliptiques alignés verticalement.

La répartition des contraintes normale, σ_{22}, et de cisaillement, σ_{12}, autour de deux défauts de forme elliptique est présentée sur la figure 3-59. L'élément proche de la surface de contact est situé à $15\ mm$ de profondeur sous la surface de contact et la force appliquée est égale à $F = 12\ MN/m$. Cette répartition est visualisée au sixième passage où la réponse du matériau s'est stabilisée.

On observe que les contraintes normales de compression sont maximales aux extrémités des deux défauts elliptiques lorsque la charge est à la verticale des deux défauts. Ces contraintes sont de traction lorsque la charge en mouvement est située en aval ou en amont des défauts ce qui conduit à des sollicitations cycliques de traction compression de type fatigue oligocyclique. Les contraintes de cisaillement, maximales au voisinage des extrémités des grands axes, changent également de sens lors du passage de la charge en mouvement et contribuent aussi à l'endommagement par fatigue.

La figure 3-60 montre la répartition de la déformation plastique dans la zone autour des deux défauts elliptiques. Les déformations sont localisées aux extrémités des deux ellipses et sont plus intenses que celles obtenues dans le cas de deux défauts circulaires. L'élément le plus endommagé est toujours situé au voisinage immédiat du défaut proche de la surface de chargement.

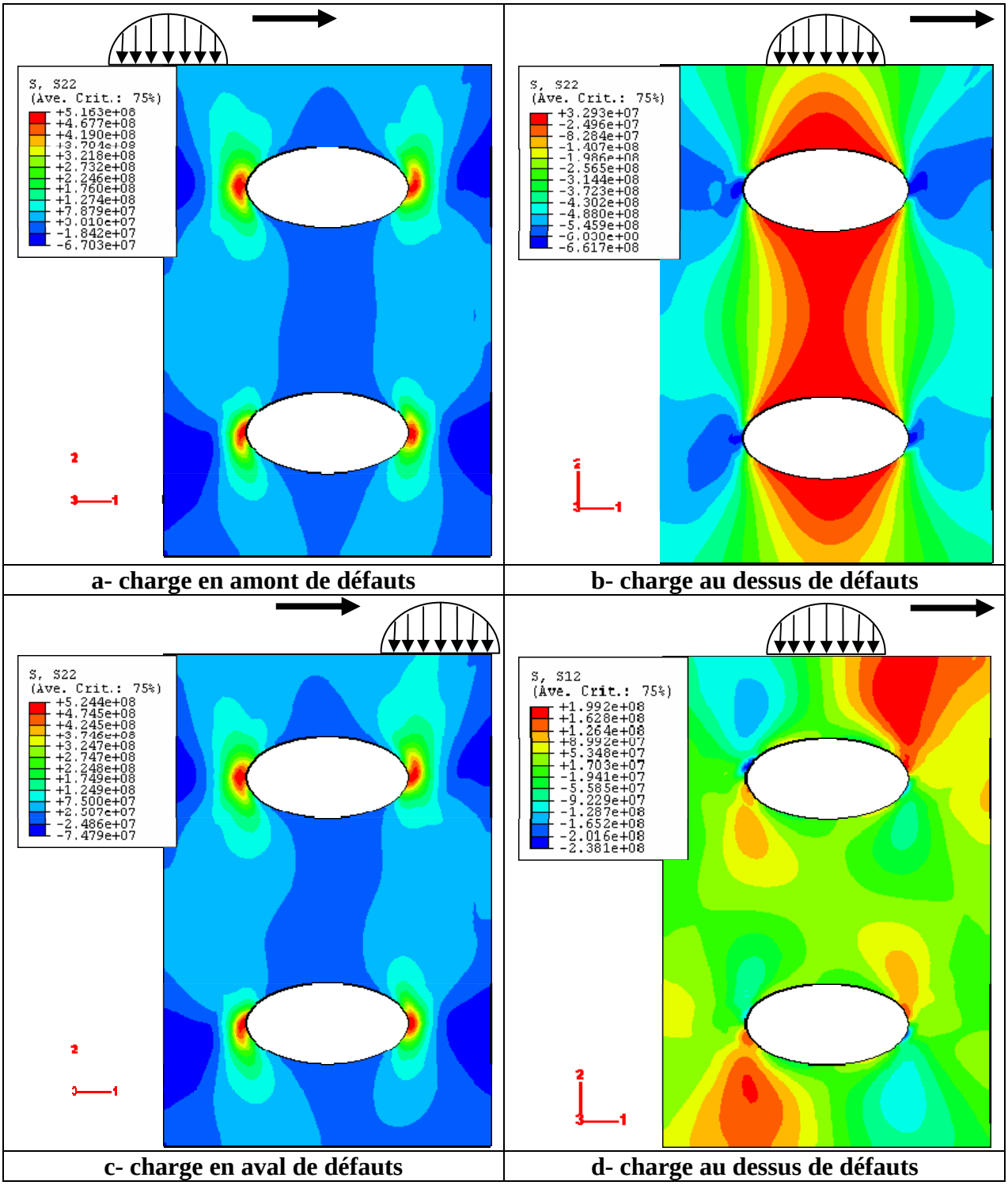


Figure 3-59. Distribution des contraintes normale, σ_{22}, et de cisaillement, σ_{12} autour des deux défauts elliptiques alignés verticalement.

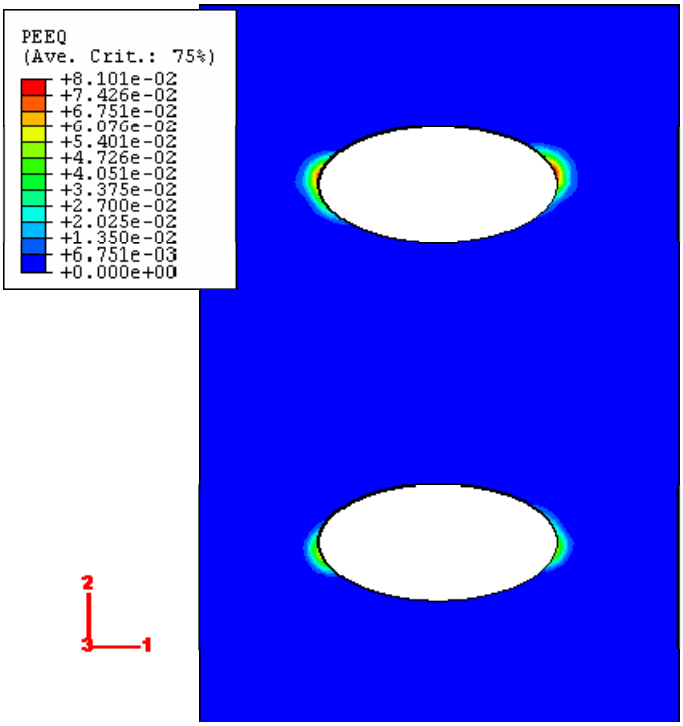


Figure 3-60. Répartition de la déformation plastique équivalente pour $F = 12\ [MN/m]$ et $h = 15\ mm$.

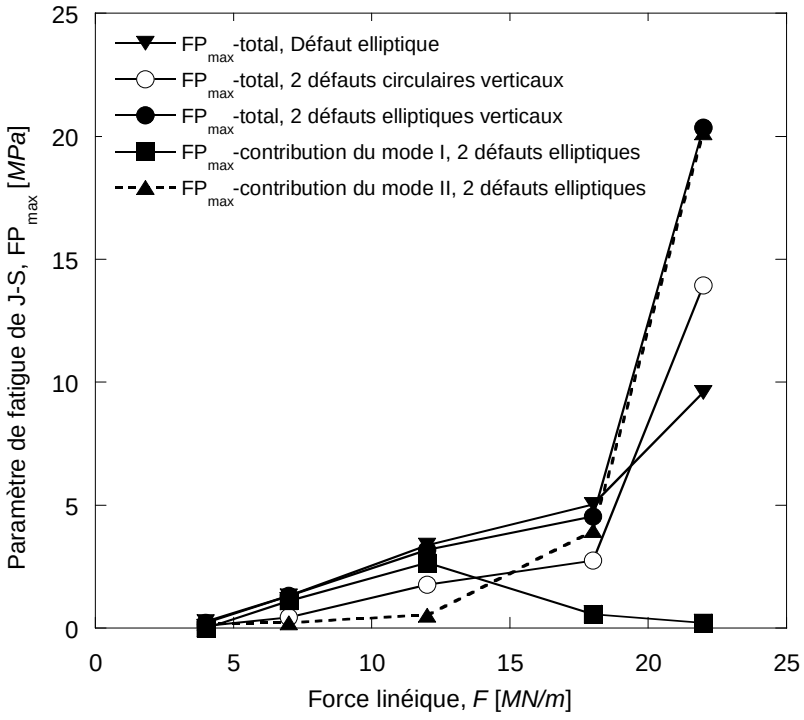


Figure 3-61. $FP_{\max}$ en fonction de la force linéique à $h = 15mm$.

La figure 3-61 compare les variations, en fonction de la charge linéique, du paramètre de fatigue pour deux défauts elliptiques verticaux à celles d'un défaut elliptique ou de deux défauts circulaires verticaux. Ces résultats montrent que pour toutes les charges considérées,

les défauts elliptiques sont plus endommageants que les défauts circulaires. Un défaut elliptique reste aussi endommageant que deux défauts elliptiques sauf à $F = 22MN/m$. La contribution du mode II à l'endommagement est dans cette configuration de défauts aussi prédominante aux fortes charges.

La durée de vie en présence de deux défauts elliptiques est également étudiée pour cinq charges F comprises entre 4 et $22MN/m$ (figure 3-62). Cette durée de vie présente la même évolution que celle obtenue pour un défaut unique : une diminution de la durée de vie N_f très marquée lorsqu'on augmente la charge de 4 à $12MN/m$ (figure 3-62). Lorsque la charge appliquée est inférieure ou égale à 18 MN/m, la durée de vie varie peu par rapport au cas d'un défaut unique. Par contre pour $F = 22\ MN/m$, les deux défauts elliptiques alignés verticalement sont très endommageants par rapport au cas d'un défaut unique.
Quelque soit la charge F, les deux défauts elliptiques sont plus endommageants que les deux défauts circulaires (figure 3-62) [146,148].

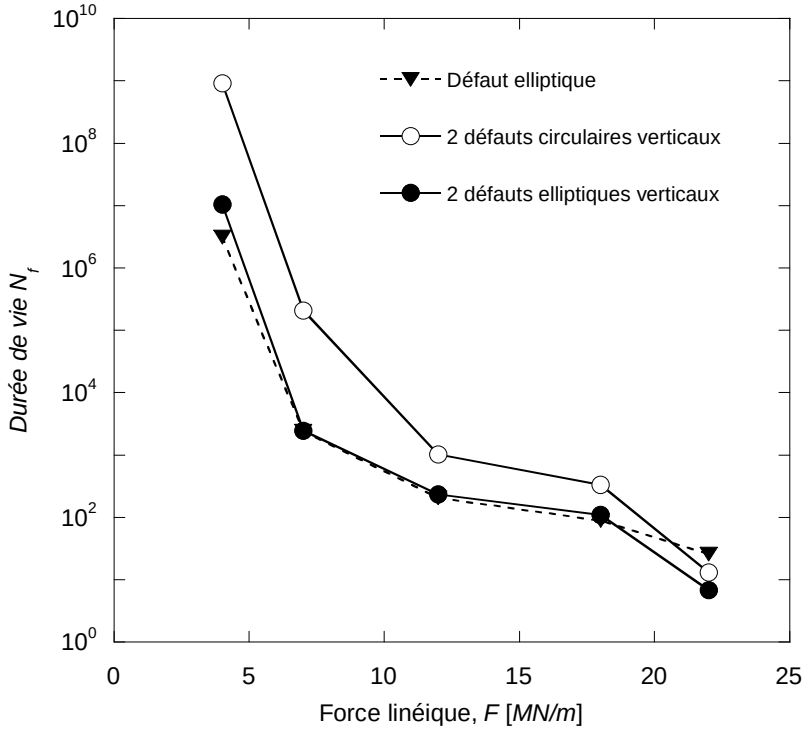


Figure 3-62. N_f en fonction de la charge linéique F.

$F\ [MN/m]$	Angle définissant le plan critique α [°]
4	45
7	0
12	0
18	30 à 45
22	15 à 30

Tableau 3-12. Orientation du plan critique en fonction du chargement.

Le tableau 3-12 montre que l'orientation du plan critique dépend fortement de la force appliquée. Lorsque l'angle d'inclinaison du plan critique est faible ($F = 7$ et $12 MN/m$), le mode I est prédominant (figure 3-61).

L'influence de la profondeur sur le paramètre de fatigue pour deux défauts elliptiques alignés verticalement est illustrée sur la figure 3-63. Elle présente les mêmes caractéristiques que les configurations précédentes : une contribution plus forte du mode II lorsque les défauts sont proches de la surface de contact. Ces caractéristiques sont corroborées par les inclinaisons du plan critique (tableau 3-13) qui montrent que le mode I est prédominant pour $h \geq 15\,mm$.

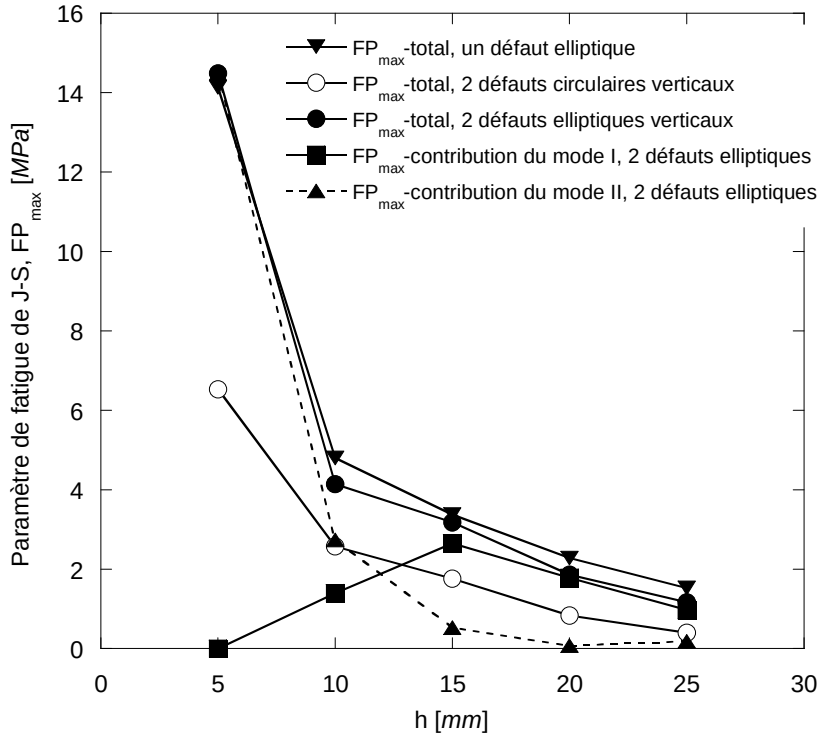


Figure 3-63. $FP_{\max}$ en fonction de la profondeur à $F = 12 MN/m$.

$h\,[mm]$	Angle définissant le plan critique α [°]
5	15 à 30
10	30 à 45
15	0
20	0
25	0

Tableau 3-13. Orientation du plan critique en fonction de la profondeur.

Les variations de la durée de vie en fonction de la profondeur à $F = 12\,MN/m$ et pour des défauts elliptiques alignés verticalement, sont représentées sur la figure 3-64. Pour $h = 5\,mm$, la durée de vie est la même que celle obtenue dans le cas d'un seul défaut. Par contre, pour des profondeurs $h \geq 10\,mm$, la durée de vie est plus élevée, quoique légèrement, que pour un

défaut unique. Ces différences s'expliquent, comme dans le cas de deux défauts circulaires, par le phénomène de décharge entre défauts alignés verticalement [146].

On note aussi que quelque soit la profondeur h, les deux défauts elliptiques sont plus endommageants que deux défauts circulaires alignés verticalement.

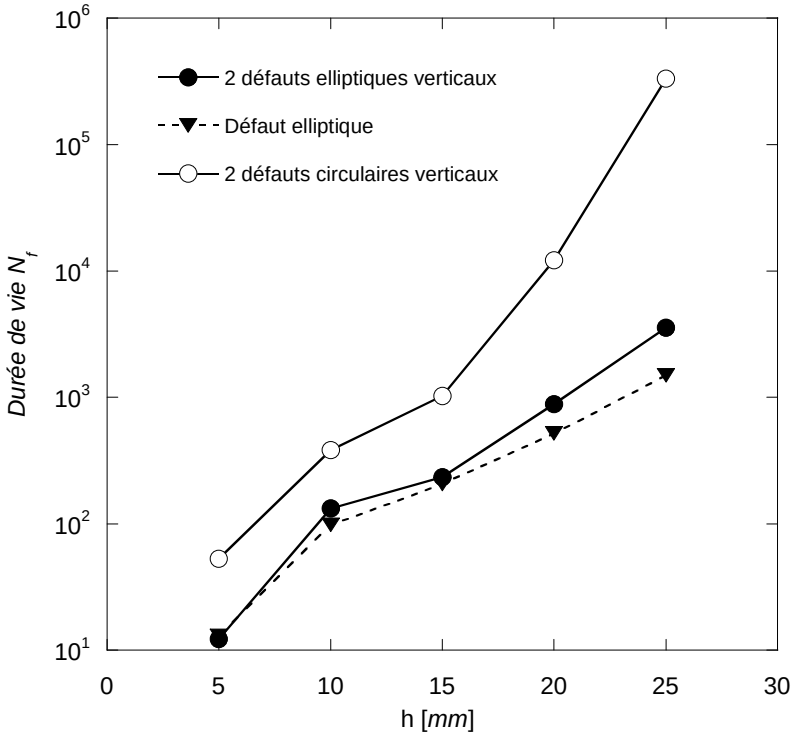


Figure 3-64. N_f en fonction de la profondeur h pour un seul défaut elliptique et deux défauts circulaires ou elliptique alignés verticalement.

3.5.2 Cas de deux défauts elliptiques alignés horizontalement

Le maillage du submodel avec deux défauts elliptiques alignés horizontalement est présenté dans la figure 3-65. Bien que des éléments triangulaires ont été introduits pour réduire le nombre des éléments dans les zones de faibles concentrations de contraintes, 25800 éléments ont été nécessaires pour obtenir la convergence du maillage.

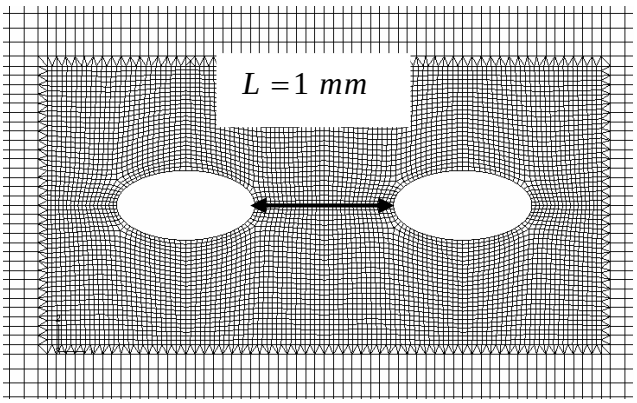
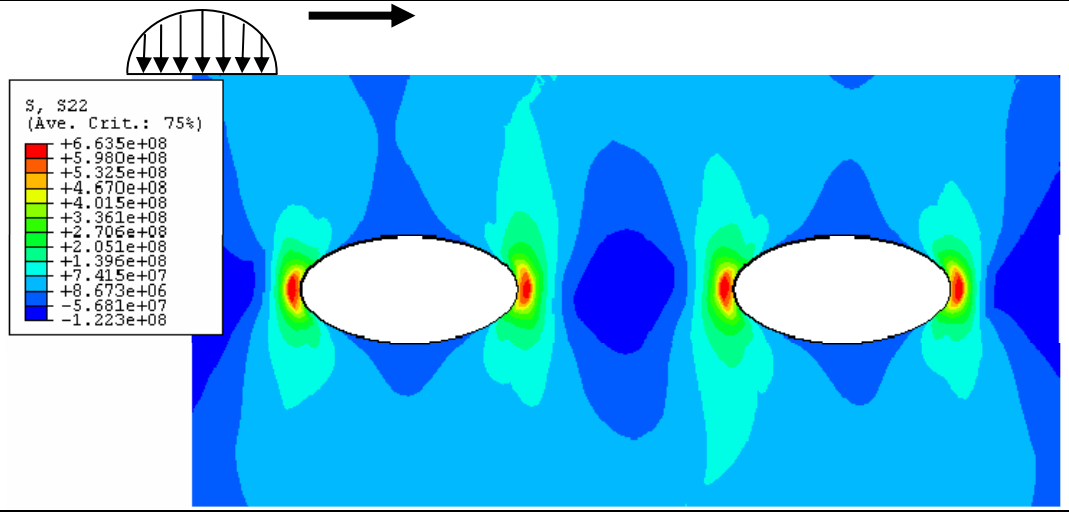
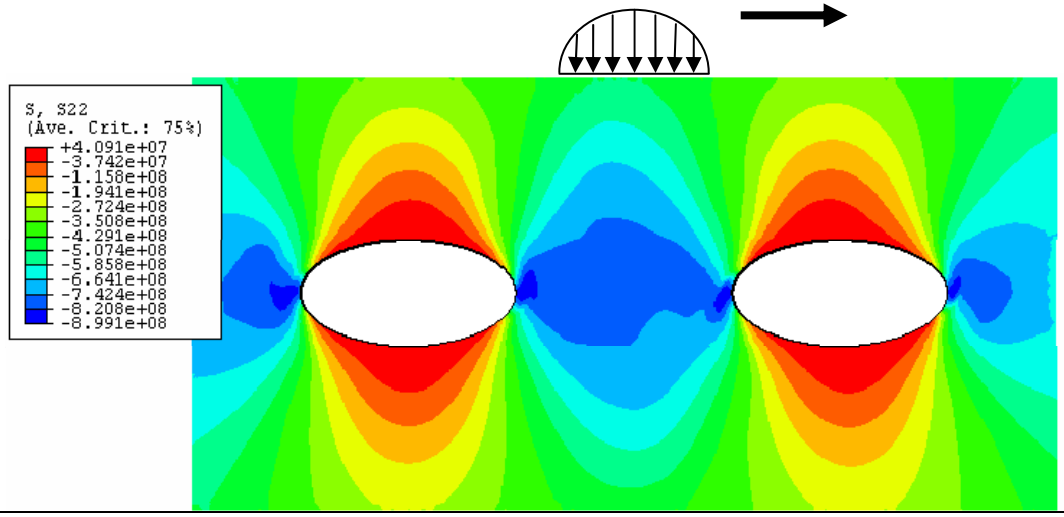


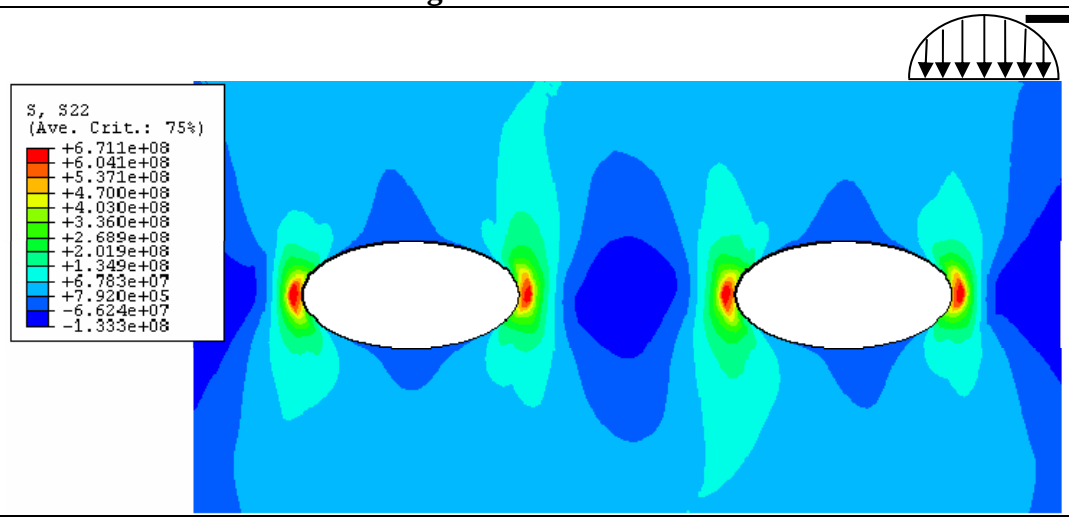
Figure 3-65. Maillage de la zone autour des deux défauts elliptiques alignés horizontalement.



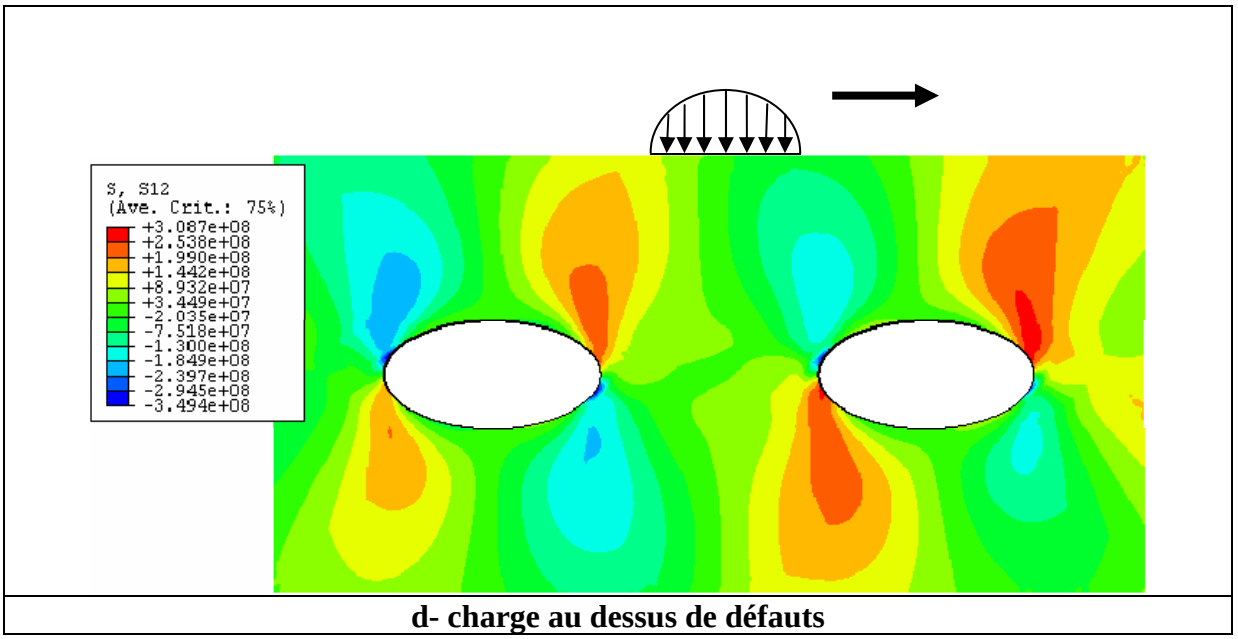
a- charge en amont de défauts



b- charge au dessus de défauts



c- charge en aval de défauts



d- charge au dessus de défauts

Figure 3-66. Répartition des contraintes normale σ_{22} et de cisaillement σ_{12} $F = 12\ MN/m$ et $h = 15\ mm$.

La répartition des contraintes normale, σ_{22}, et de cisaillement, σ_{12}, autour des deux défauts de forme elliptique situés à 15 *mm* de profondeur sous la surface de contact de roulement soumise à la charge $F = 12\ MN/m$, est présentée sur la figure 3-66. Lorsque la charge est à la verticale au milieu des deux défauts comme indiqués sur la figure 3-66, les contraintes normales de compression sont maximales aux extrémités des grands axes des ellipses ; ces contraintes sont de traction lorsque la charge en mouvement est située en aval ou en amont des défauts ce qui conduit à des sollicitations cycliques de traction compression de type fatigue oligocyclique. Les contraintes de cisaillement, maximales au voisinage des extrémités des grands axes, changent également de sens lors du passage de la charge en mouvement et contribuent aussi à l'endommagement par fatigue.

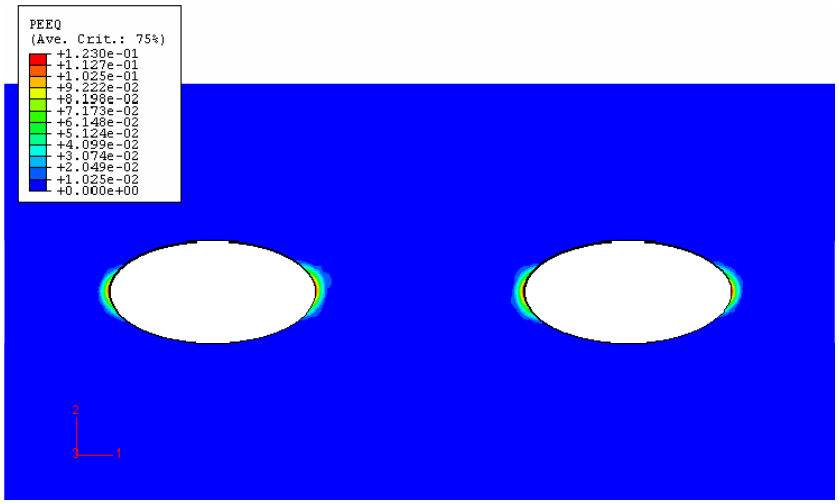


Figure 3-67. Répartition de la déformation plastique équivalente $F = 12\ MN/m$ et $h = 15\ mm$

La déformation plastique équivalente est maximale aux extrémités des deux défauts elliptiques alignés horizontalement (figure 3-67). Contrairement aux défauts circulaires, les déformations plastiques nettement plus élevées pour les défauts elliptiques, se concentrent aux extrémités de ceux-ci sans apparition d'une localisation de la déformation entre défauts.

La figure 3-68 présente les variations du paramètre de fatigue en fonction de la charge. Ces résultats montrent pour cet arrangement de défauts également les mêmes caractéristiques que dans les configurations précédentes : prédominance du mode II aux fortes valeurs de la charge F. Ils sont corroborés par les orientations du plan critique (tableau 3-14) proche de l'horizontale $(\alpha \approx 0)$ lorsque le mode I est prédominant $(F = 7 \text{ et } 12 MN/m)$.

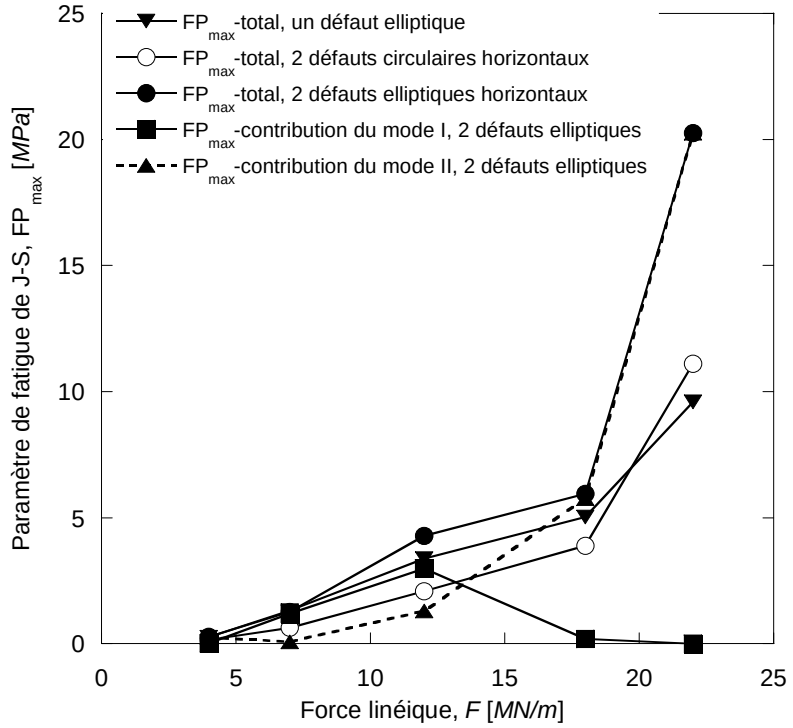


Figure 3-68. $FP_{\max}$ en fonction de la charge linéique à $h = 15mm$.

$F\left[MN/m\right]$	Angle définissant le plan critique α [°]
4	30 à 45
7	0
12	0 à 15
18	45 à 60
22	15 à 30

Tableau 3-14. Orientation du plan critique en fonction de la charge linéique.

Les résultats relatifs aux durées de vie sont présentés sur la figure 3-69. Ils montrent que les deux défauts elliptiques sont toujours plus endommageants que les défauts [146].

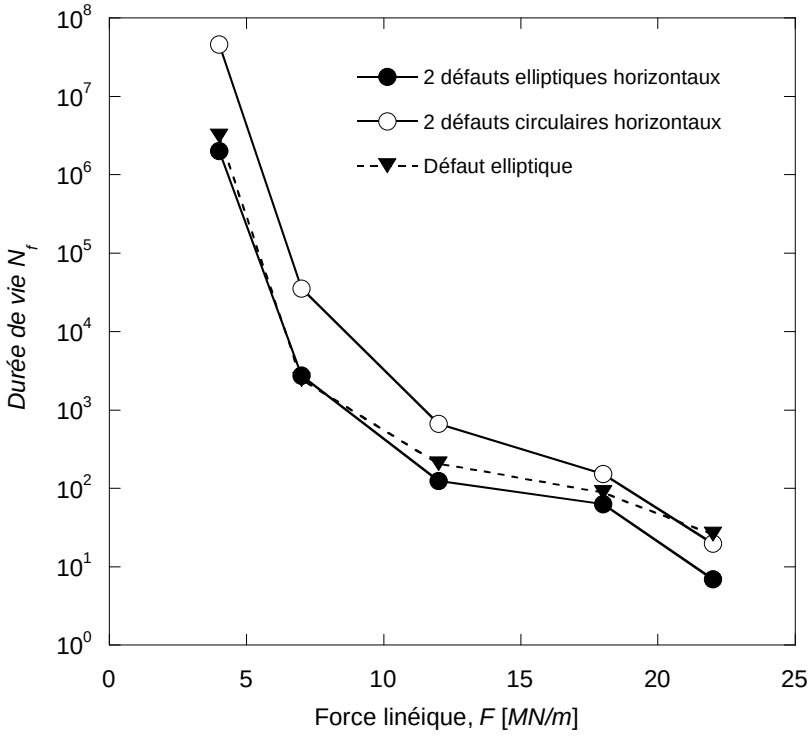


Figure 3-69. N_f en fonction de la charge linéique F pour un défaut elliptique, deux défauts elliptiques ou circulaires alignés horizontalement.

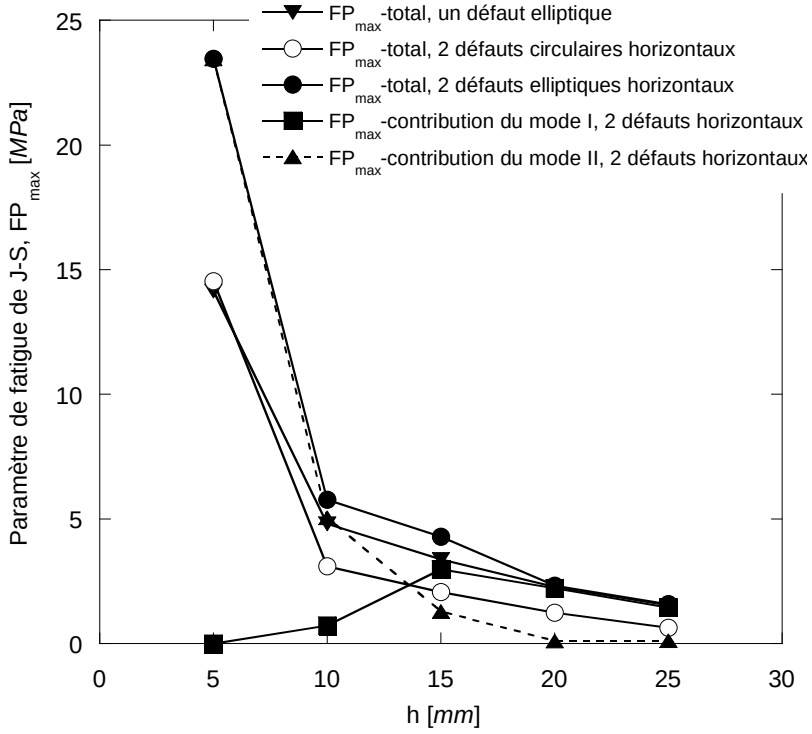


Figure 3-70. $FP_{\max}$ en fonction de la profondeur à $F = 12MN/m$.

L'influence de la profondeur sur le paramètre de fatigue $FP_{\max}$, indiquée sur la figure 3-70, présente les mêmes caractéristiques que les configurations précédentes. La prédominance du mode II aux faibles profondeurs est là aussi confirmée par les orientations du plan critique (tableau 3-15).

$h\,[mm]$	Angle définissant le plan critique α [°]
5	15 à 30
10	30 à 45
15	0 à 15
20	0
25	0

Tableau 3-15. Orientation du plan critique en fonction de la profondeur.

L'évolution de la durée de vie N_f en fonction de la profondeur des deux défauts elliptiques alignés horizontalement est représentée sur la figure 3-71. Ces valeurs sont également comparées à celles d'un seul défaut elliptique et de deux défauts circulaires.
Les deux défauts elliptiques sont plus endommageants qu'un seul défaut notamment pour $h \leq 20\,mm$. Ils sont aussi toujours plus endommageants que les deux défauts circulaires [146].

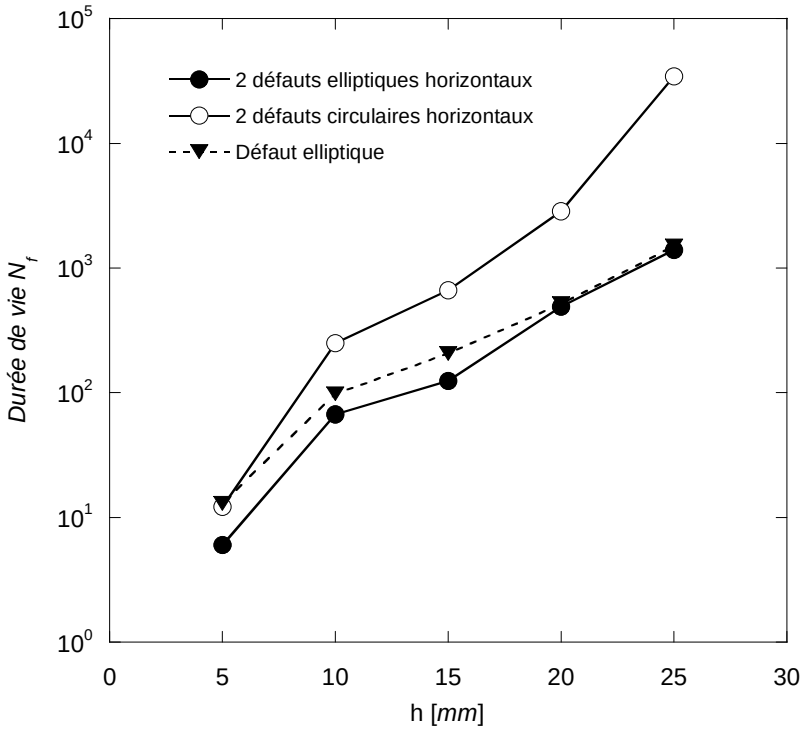


Figure 3-71. N_f en fonction de la profondeur h pour un défaut elliptique, deux défauts circulaires et elliptiques alignés horizontalement.

3.5.3 Cas de deux défauts elliptiques alignés diagonalement

La figure 3-72 illustre le maillage de la zone autour de deux défauts elliptiques diagonaux. La taille des éléments aux extrémités des ellipses est de l'ordre de $25\mu m$. Le nombre total des éléments utilisés pour mailler le submodel est égal à 25000 éléments. Des éléments triangulaires ont été introduits pour diminuer le nombre des éléments dans les zones qui ne subissent pas de forts gradients de déformation. La distance, L, entre les deux défauts est égale à $1mm$ et le défaut proche de la surface de roulement est situé à une profondeur $h = 15\,mm$.

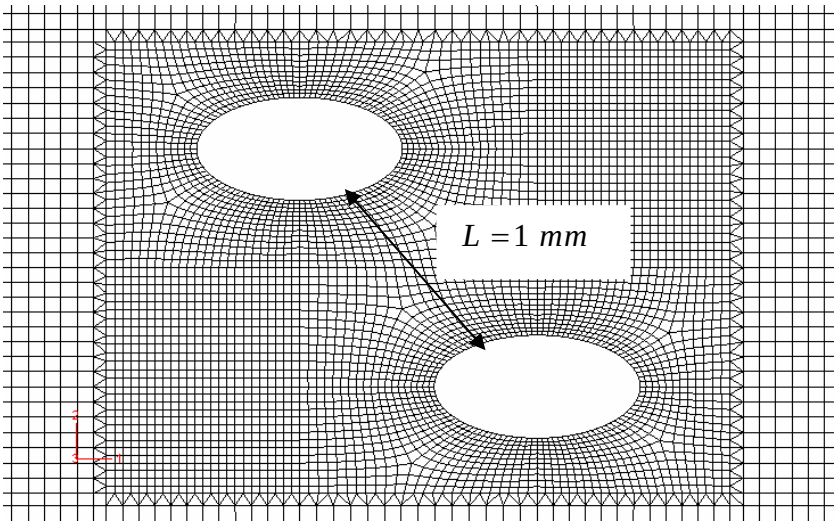
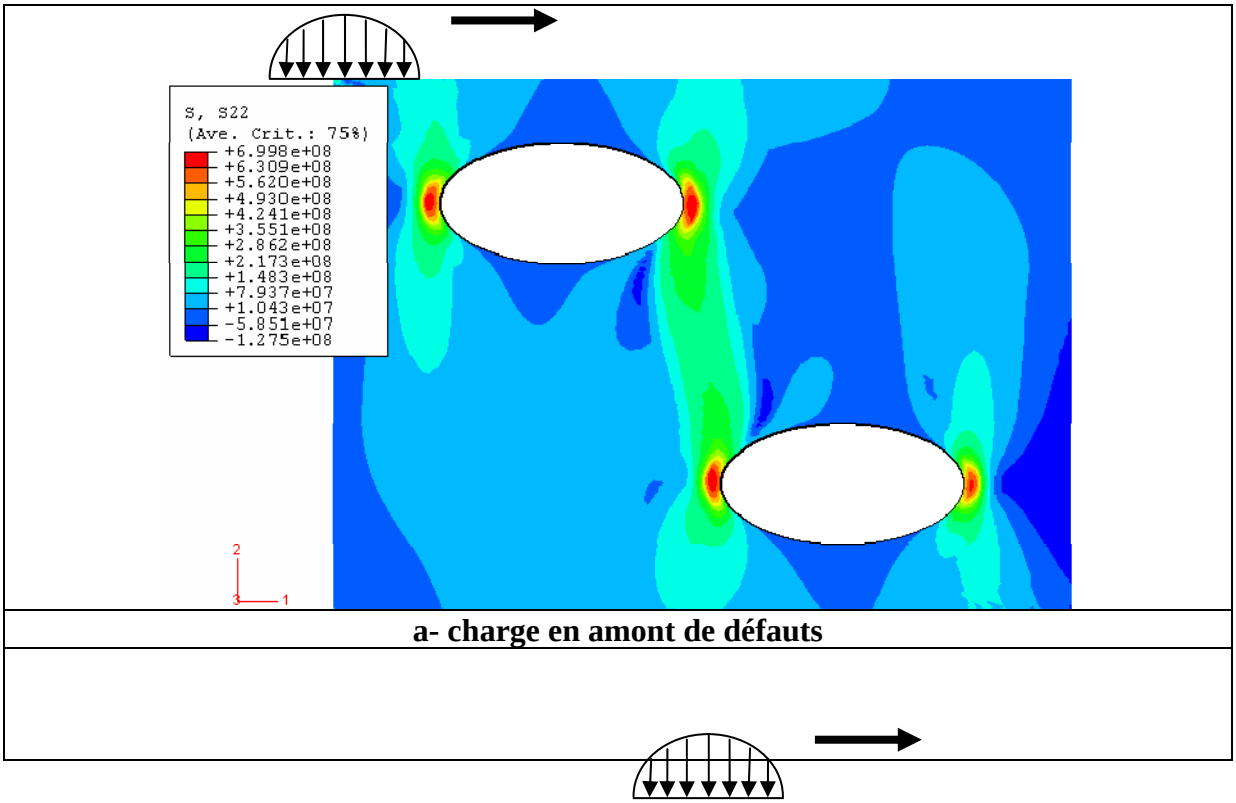
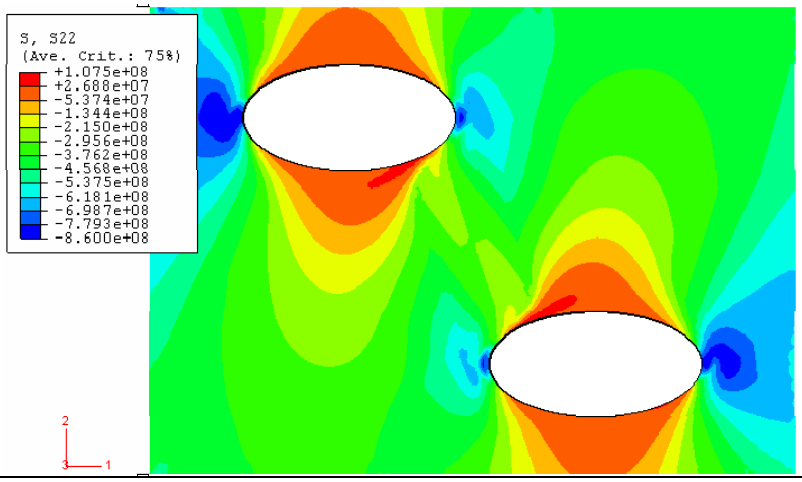


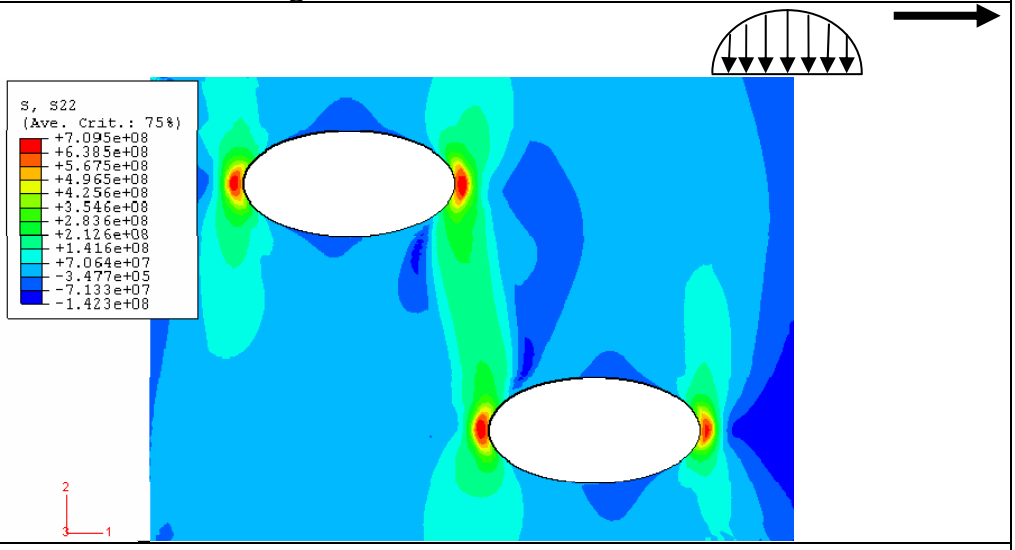
Figure 3-72. Maillage de la zone autour des deux défauts elliptiques diagonaux.



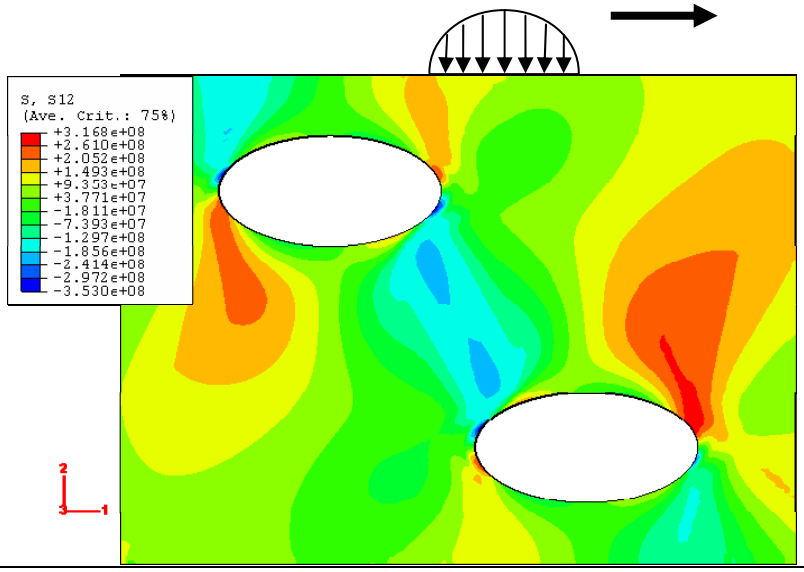
a- charge en amont de défauts



b- charge au dessus de défauts



c-



d

Figure 3-73. Répartition des contraintes normale σ_{22} et de cisaillement σ_{12} $F = 12\ MN/m$ et $h = 15\ mm$.

De même que précédemment, la charge appliquée induit des sollicitations cycliques de traction compression de type fatigue oligocyclique. La figure 3-73 présente les répartitions des contraintes près des défauts elliptiques lorsque la pression de contact hertzien se déplace le long de la surface de contact.

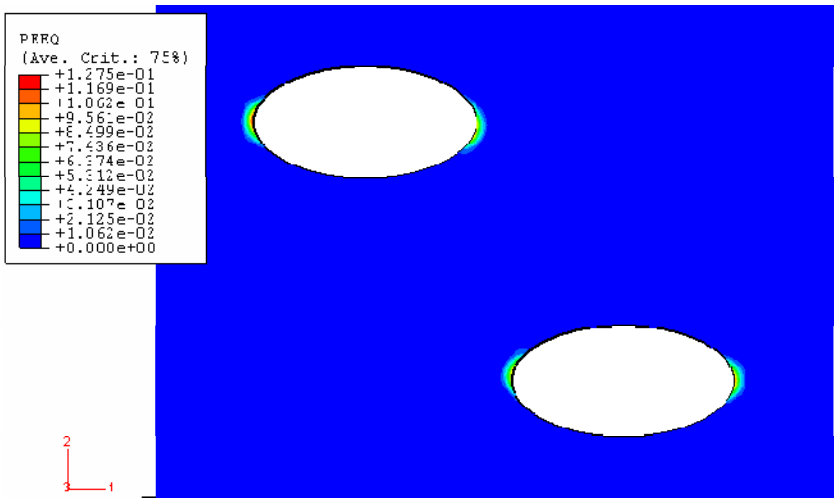


Figure 3-74. Répartition de la déformation plastique équivalente $F = 12\ MN/m$ et $h = 15\ mm$.

La déformation plastique équivalente est maximale aux extrémités de l'ellipse proche de la surface de chargement (figure 3-74). On observe également des niveaux de déformation assez élevés aux extrémités de l'autre défaut elliptique.

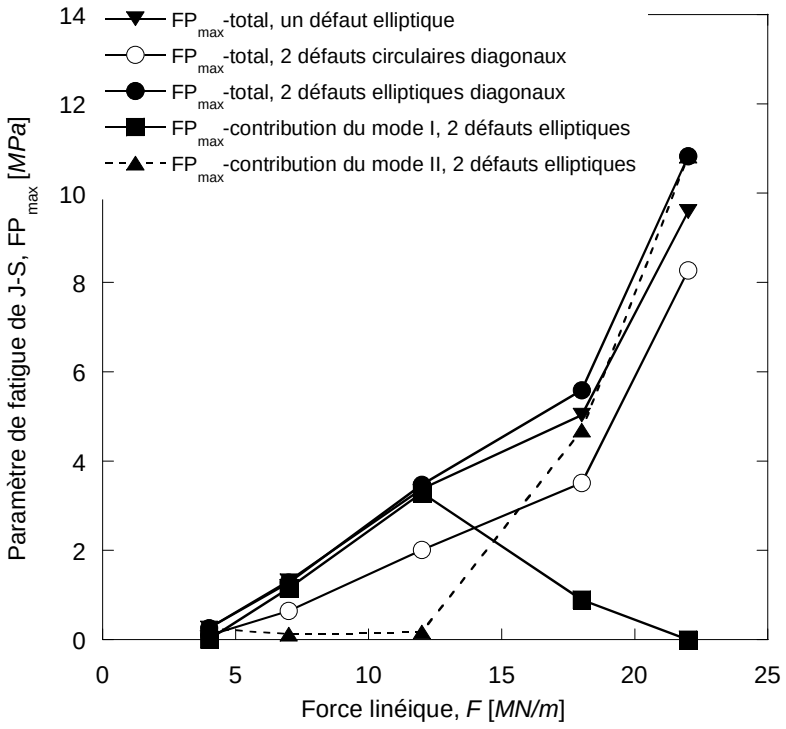


Figure 3-75. $FP_{\max}$ en fonction de la charge à $h = 15mm$.

La figure 3-75 montre que l'influence de la force linéique sur le paramètre de fatigue présente les mêmes caractéristiques que dans les configurations précédentes : la contribution du mode de cisaillement à l'endommagement est prédominante à $F = 18$ et $22 MN/m$. Les orientations du plan critique (tableau 3-16) sont cohérentes avec les résultats relatifs à l'influence de la charge F sur $FP_{\max}$ (figure 3-75).

$F\,[MN/m]$	Angle définissant le plan critique α [°]
4	15 à 30
7	0
12	0
18	15 à 30
22	15 à 30

Tableau 3-16. Orientation du plan critique en fonction de la charge à $h = 15mm$.

La figure 3-76 donne la durée de vie en fonction de la charge linéique F pour deux défauts à une profondeur $h = 15\,mm$. Ils sont légèrement plus endommageants qu'un défaut elliptique pour $F \geq 12\,MN/m$ et nettement plus endommageants que deux défauts circulaires.

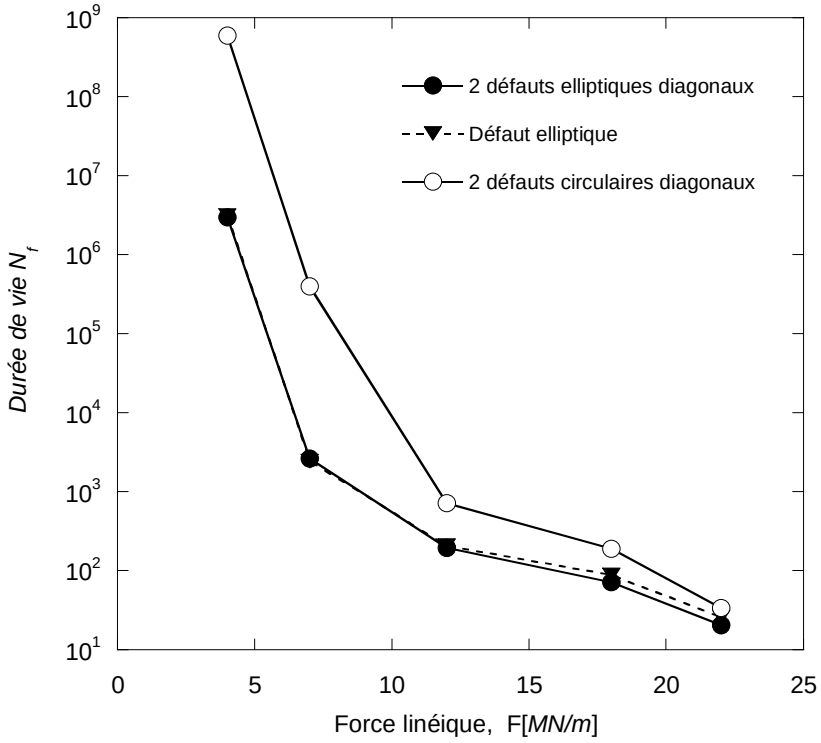


Figure 3-76. N_f en fonction de la charge linéique F pour un défaut elliptique, deux défauts elliptiques et circulaires alignés horizontalement.

La figure 3-77 montre que l'influence de la profondeur sur le paramètre $FP_{\max}$ est similaire à celle observée dans les autres cas étudiés. La prédominance du mode II aux faibles profondeurs est confirmée par les orientations du plan critique (tableau 3.17).

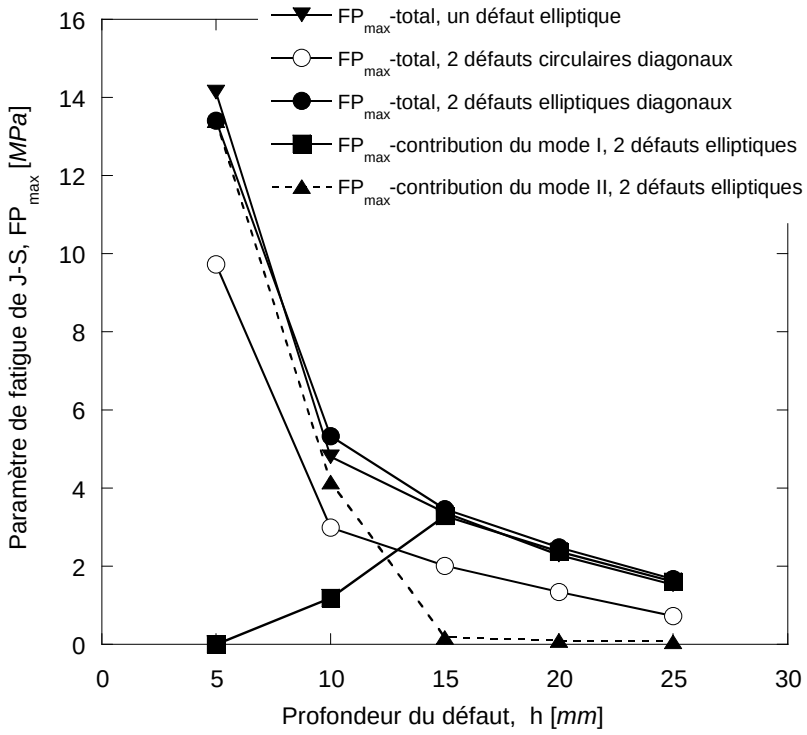


Figure 3-77. $FP_{\max}$ en fonction de la profondeur à $F = 12 MN/m$.

$h\,[mm]$	Angle définissant le plan critique α [°]
5	15 à 30
10	15 à 30
15	0
20	0
25	0

Tableau 3-17. Orientation du plan critique en fonction de la profondeur du défaut.

La figure 3-78 illustre l'influence de la profondeur h sur la durée de vie pour une charge linéique $F = 12\,MN/m$. Les deux défauts sont, là aussi, légèrement plus endommageants qu'un seul défaut elliptique et nettement plus endommageants que deux défauts circulaires.

En résumé nous comparons dans la figure 3-79 la durée de vie par FCR pour les différentes configurations des deux défauts elliptiques étudiés en fonction de la force linéique appliquée. Pour le plus faible chargement $(F = 4MN/m)$, l'endommagement est moins important pour deux défauts elliptiques verticaux. A $F = 7\,MN/m$, l'endommagement par fatigue est relativement le même quelque soit les configurations de défauts. Pour $F = 12\ et\ 18\,MN/m$, les deux défauts alignés verticalement sont moins endommageants. Pour la plus forte valeur du chargement $(F = 22\,MN/m)$, les défauts verticaux et horizontaux demeurent plus dangereux que les défauts diagonaux, mais les durées de vie sont très faibles à cette charge.

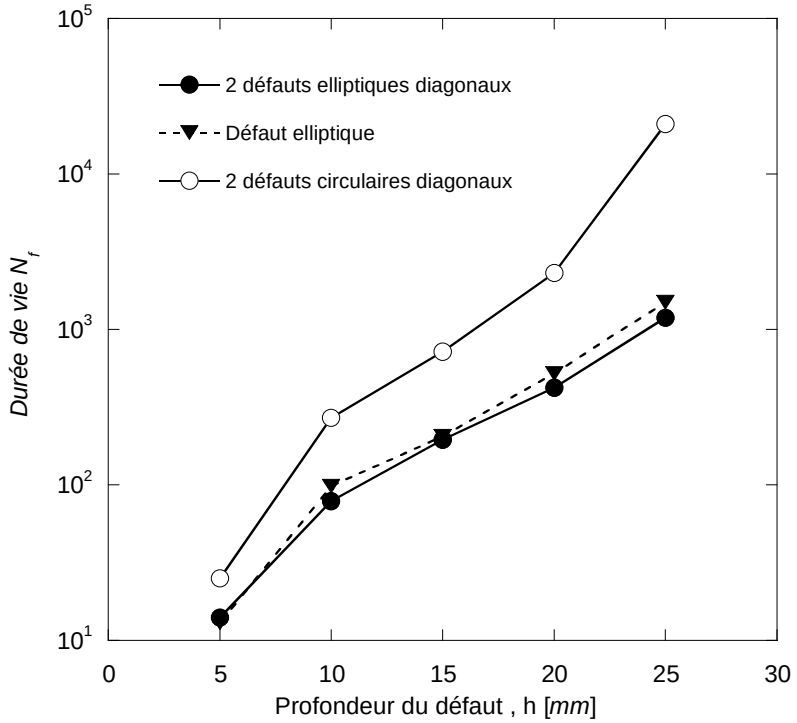


Figure 3-78. N_f en fonction de la profondeur h pour un défaut elliptique, deux défauts circulaires et elliptiques diagonaux.

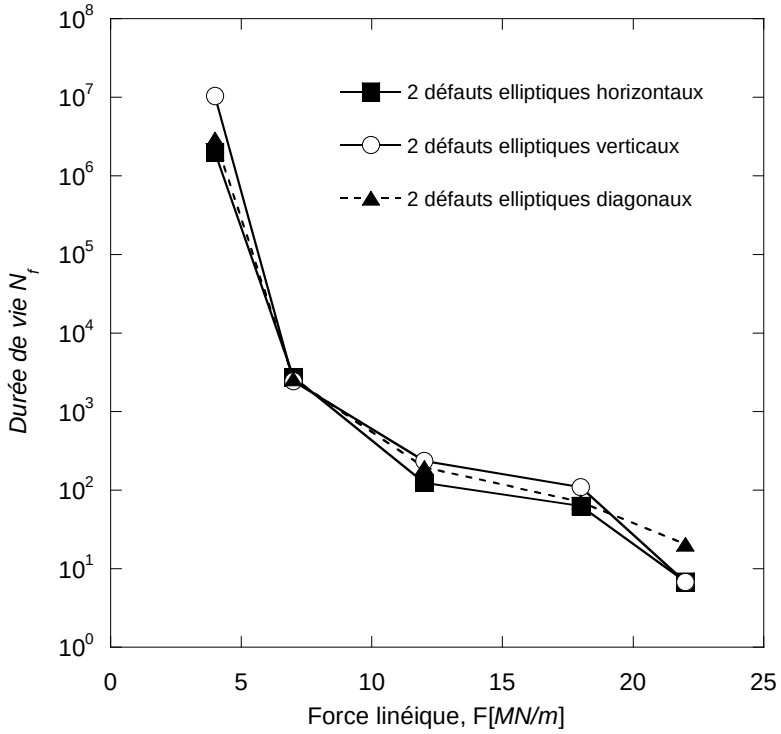


Figure 3-79. Durée de vie en fonction de la charge pour les trois configurations de défauts elliptiques $(h = 15mm)$.

L'influence de la profondeur des deux défauts elliptiques sur la durée de vie d'amorçage de fissure par FCR est illustrée dans la figure 3-80. Quelque soit la profondeur, les deux défauts elliptiques alignés verticalement sont moins dangereux que les autres configurations de

défauts. Pour $h = 5\,mm$, les deux défauts alignés horizontalement sont les plus dangereux [146,148].

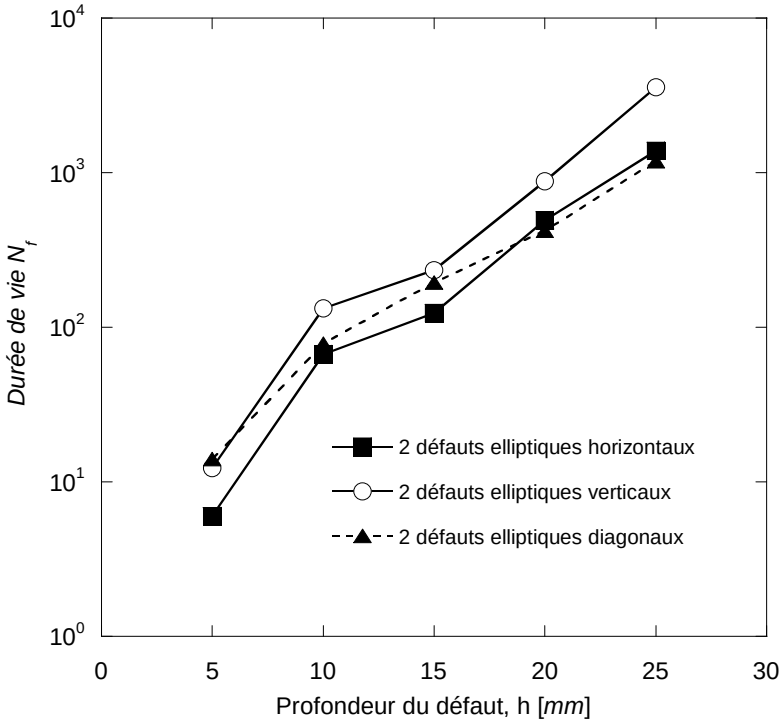


Figure 3-80. Durée de vie en fonction de la profondeur pour les trois configurations de défauts elliptiques $(F = 12MN/m)$.

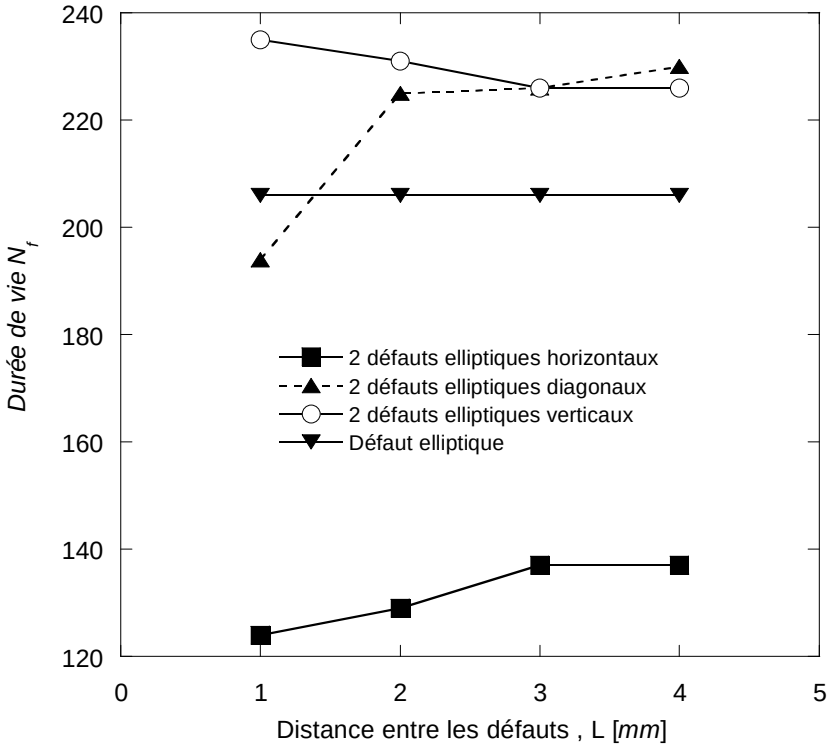


Figure 3-81. Durée de vie en fonction de la distance entre défauts pour les trois configurations de défauts elliptiques $(h = 15mm, F = 12MN/m)$.

Pour $h \geq 10\,mm$, les défauts alignés horizontalement ou diagonalement conduisent quasiment au même endommagement.

Pour $F = 12\,MN/m$ et $h = 15\,mm$, nous avons étudié l'influence de la distance, L, entre les deux défauts sur la durée de vie. La figure 3-81 donne la durée de vie pour différentes valeurs de L allant de 1 à $4\,mm$. On observe que les deux défauts horizontaux restent les plus dangereux pour les différentes valeurs de la distance L étudiées. La durée de vie N_f augmente très légèrement en fonction de L mais demeure inférieure à celle d'un défaut unique. Pour deux défauts alignés verticalement et diagonalement, la durée de vie croît avec L et tend vers celle d'un défaut unique lorsque $L = 4\,mm$. A cette distance, l'interaction entre les deux défauts devient négligeable [142,147].

3.6. Récapitulatif des résultats

Les résultats de ce chapitre montre qu'il existe une corrélation entre l'orientation du plan critique et la contribution des contraintes et déformations de cisaillement dans le calcul du paramètre de fatigue $FP_{\max}$ (contribution du mode II à l'endommagement par fatigue). Lorsque le plan critique est horizontal (angle d'inclinaison $\alpha = 0$), la contribution du mode II est faible, autrement dit, le mode I est dominant.

Les tableaux 3-18 à 3-26 récapitulent pour toutes les configurations de défauts étudiées, les résultats en termes de pourcentage de contribution du mode II dans l'endommagement caractérisé par le paramètre $FP_{\max}$, d'inclinaison du plan critique (angle α), de durée de vie et de comportement du matériau dans l'élément le plus endommagé : Adaptation Elastique (AE), Accommodation Plastique (AP) et Effet de Rochet (ER). Ces comportements figurent entre parenthèses dans les tableaux 3-18 à 3-26. Les indications dans ces tableaux de type $AE \rightarrow AP$ ou $AP \rightarrow ER$ signifient que le comportement est l'adaptation élastique avec apparition d'une faible accommodation plastique ou l'accommodation plastique avec apparition d'un léger effet de rochet.

Quelque soit la configuration de défaut étudiée, les résultats des tableaux 3-18 à 3-26 montrent que le comportement est l'accommodation plastique lorsque le plan critique est horizontal avec un endommagement essentiellement en mode I (la contribution du mode II ne dépasse pas 25% et reste le plus souvent inférieure à 10%). Ce comportement est observé pour un ou deux défauts circulaires situés à des profondeurs de 15 à $20mm$ et sollicités à $F = 12MN/m$, et pour un ou deux défauts elliptiques situés à des profondeurs de 15 à $25mm$ et sollicités à une force $F = 7$ à $12MN/m$. Une fissure de fatigue amorcée auprès de tels défauts aura tendance à se propager en mode d'ouverture qui est le plus endommageant et donc le plus dangereux pour l'intégrité de la roue de la locomotive. Cette propagation peut conduire ultérieurement à une détérioration des pistes de contact de la roue par écaillage.

Dès que le plan critique s'écarte de l'horizontal, les contributions du mode II deviennent importantes. Ces situations sont observées aux chargements élevés $(F \geq 18MN/m)$ lorsque la profondeur est maintenue à $h = 15mm$, ou aux faibles profondeurs $(h \leq 10mm)$ lorsque la charge linéique est maintenue à $F = 12MN/m$. Dans de telles conditions, le comportement caractéristique du matériau est l'effet de rochet qui généralement conduit à un amorçage précoce des fissures ; celles-ci auront tendance à se propager essentiellement en mode de

cisaillement. Les contributions du mode II sont également fortes aux faibles chargements ($F \le 7MN/m$ pour les défauts circulaires et $F = 4MN/m$ pour les défauts elliptiques) à la profondeur $h = 15mm$, ou aux profondeurs élevées lorsque la charge linéique est maintenue à $F = 12MN/m$. Le comportement caractéristique du matériau est l'adaptation élastique avec des durées de vie à l'amorçage élevées ; la propagation ultérieure de fissures amorcées dans ces conditions, doit aussi opérer en mode de cisaillement moins endommageant que le mode d'ouverture.

Les durées de vie varient dans des proportions assez importantes. L'influence de la taille de défaut fait chuter la durée de vie dans un rapport 5 ($5290 \searrow 1050 cycles$) lorsque la taille du défaut circulaire augmente dans le même rapport en passant de $r = 0,1$ à $0,5mm$ (tableau 3-26). Cette chute est moins prononcée lorsqu'il s'agit d'un défaut elliptique : diminution de 360 à 206 cycles, soit un rapport de chute de 1,75 lorsque la taille du défaut augment dans un rapport 5. Il est à noter que dans le cas des défauts circulaires, le comportement d'accommodation plastique reste quasiment le même quelque soit la taille du défaut, alors que pour les défauts elliptiques l'accommodation plastique à faible taille de défaut laisse apparaître un effet de rochet dès que $a \ge 0,3mm$. Les durées de vie sont aussi bien plus faibles en présence des défauts elliptiques étudiés ($0,1mm \le a \le 0,5mm$), comparées à celles calculées auprès de défauts circulaires de rayon égale au grand axe du défaut elliptique correspondant.

L'ensemble des résultats reportés dans les tableaux 3-18 à 3-26 montrent que les intervalles des cycles de durées de vie correspondant aux comportements d'adaptation élastique ($6 \cdot 10^4 \le N_f \le 9.10^8$), d'accommodation plastique ($200 \le N_f \le 2725$) et d'effet de rochet ($7 \le N_f \le 190$) sont cohérents avec les intervalles définissant généralement les courbes de Wöhler ($N_f \ge 10^4 cycles$) ou de Manson-coffin ($N_f \le 10^4 cycles$).

F [MN/m]	% Mode II / $FP_{\max}$ DC	α [°] DC (N_f)	% Mode II / $FP_{\max}$ DE	α [°] DE (N_f)
4	99 (AE)	45 ($1,2 \cdot 10^8$)	93,4 (AE)	45 ($3,3 \cdot 10^6$)
7	61 (AE)	30 à 45 ($1,6 \cdot 10^5$)	3,9 (AP)	0 (2400)
12	8,2 (AP)	0 (1050)	50,4 ($AP \rightarrow ER$)	0 à 15 (206)
18	60,2 ($AP \rightarrow ER$)	45 (340)	91,6 ($AP \rightarrow ER$)	30 à 45 (90)
22	100 (ER)	45 (110)	100 (ER)	15 à 30 (25)

Tableau 3-18. Défaut circulaire (DC) ou elliptique (DE), $h = 15mm$.

h [mm]	% Mode II / $FP_{\max}$ DC	α [°] DC (N_f)	% Mode II / $FP_{\max}$ DE	α [°] DE (N_f)
5	100 (ER)	60 (55)	100 (ER)	15 à 30 (13)
10	49,9 ($AP \rightarrow ER$)	30 (420)	78 ($AP \rightarrow ER$)	15 à 30 (100)
15	8,2 (AP)	0 (1050)	50,4 ($AP \rightarrow ER$)	0 à 15 (206)
20	45 ($AE \rightarrow AP$)	30 ($6 \cdot 10^3$)	4,5 (AP)	0 (515)
25	61,4 (AE)	30 ($6 \cdot 10^4$)	4,25 (AP)	0 (1475)

Tableau 3-19. Défaut circulaire (DC) ou elliptique (DE), $F = 12MN/m$.

$F\ [MN/m]$	% Mode II/ $FP_{\max}$ DCV	α [°] DCV (N_f)	% Mode II/ $FP_{\max}$ DEV	α [°] DEV (N_f)
4	93 (AE)	15 à 30 ($9 \cdot 10^8$)	94,5 (AE)	45 ($1 \cdot 10^7$)
7	74 (AE)	15 à 30 ($2{,}1 \cdot 10^5$)	16 ($AE \rightarrow AP$)	0 ($2{,}4 \cdot 10^3$)
12	4,2 (AP)	0 (1020)	16,7 (AP)	0 (235)
18	69 (ER)	60 à 75 (315)	87,5 (ER)	30 à 45 (110)
22	92 (ER)	60 (13)	99 (ER)	15 à 30 (7)

Tableau 3-20. Défauts circulaires ou elliptiques verticaux (DCV ou DEV), $h = 15mm$.

$h\ [mm]$	% Mode II/ $FP_{\max}$ DCV	α [°]DCV (N_f)	% Mode II/ $FP_{\max}$ DEV	α [°]DEV (N_f)
5	100 (ER)	15 à 30 (53)	100 (ER)	15 à 30 (13)
10	61 ($AP \rightarrow ER$)	30 à 45 (384)	66,2 ($AP \rightarrow ER$)	30 à 45 (135)
15	4,2 (AP)	0 (1020)	16,7 (AP)	0 (235)
20	37 ($AE \rightarrow AP$)	0 à 15 ($1{,}2 \cdot 10^4$)	4 (AP)	0 (880)
25	85 (AE)	15 ($3{,}3 \cdot 10^5$)	16 ($AE \rightarrow AP$)	0 ($3{,}6 \cdot 10^3$)

Tableau 3-21. Défauts circulaires ou elliptiques verticaux (DCV ou DEV), $F = 12MN/m$.

F [MN/m]	% Mode II/ $FP_{\max}$ DCH	α [°] DCH (N_f)	% Mode II/ $FP_{\max}$ DEH	α [°] DEH (N_f)
4	78 (AE)	45 ($4{,}5 \cdot 10^7$)	91 (AE)	30 à 45 ($2 \cdot 10^6$)
7	52,4 ($AE \rightarrow AP$)	30 ($3{,}5 \cdot 10^4$)	5,6 (AP)	0 (2725)
12	34 ($AP \rightarrow ER$)	0 à 15 (660)	30,2 ($AP \rightarrow ER$)	0 à 15 (120)
18	89 (ER)	15 (152)	97 (ER)	45 à 60 (63)
22	98,7 (ER)	15 (20)	100 (ER)	15 à 30 (7)

Tableau 3-22. Défauts circulaires ou elliptiques horizontaux (DCH ou DEH), $h = 15mm$.

h [mm]	% Mode II/ FP_{max} DCH	α [°]DCH (N_f)	% Mode II/ FP_{max} DEH	α [°]DEH (N_f)
5	100 (ER)	15 à 30 (12)	100 (ER)	15 à 30 (6)
10	80 (ER)	45 à 60 (250)	87,5 (ER)	30 à 45 (67)
15	34 ($AP \rightarrow ER$)	0 à 15 (660)	30,2 ($AP \rightarrow ER$)	0 à 15 (120)
20	12 (AP)	0 ($2{,}8 \cdot 10^3$)	4,6 (AP)	0 (500)
25	52 ($AE \rightarrow AP$)	0 à 15 ($3{,}4 \cdot 10^4$)	8,2 (AP)	0 ($1{,}4 \cdot 10^3$)

Tableau 3-23. Défauts circulaires ou elliptiques horizontaux (DCH ou DEH), $F = 12MN/m$.

F [MN/m]	% Mode II/ FP_{max} DCD	α [°]DCD (N_f)	% Mode II/ FP_{max} DED	α [°]DED (N_f)
4	91 (AE)	15 ($5{,}9 \cdot 10^8$)	96 (AE)	15 à 30 ($3 \cdot 10^6$)
7	53 (AE)	0 à 15 ($3{,}6 \cdot 10^5$)	9,8 (AP)	0 ($2{,}6 \cdot 10^3$)
12	24 (AP)	0 (700)	5 (AP)	0 (200)
18	80 (ER)	15 (190)	84 (ER)	15 à 30 (70)
22	99,8 (ER)	15 (34)	100 (ER)	15 à 30 (20)

Tableau 3-24. Défauts circulaires ou elliptiques diagonaux (DCD ou DED), $h = 15mm$.

h [mm]	% Mode II/ FP_{max} DCD	α [°] DCD (N_f)	% Mode II/ FP_{max} DED	α [°] DED (N_f)
5	99 (ER)	15 (25)	100 (ER)	15 à 30 (14)
10	74 ($AP \rightarrow ER$)	15 (270)	78 ($AP \rightarrow ER$)	15 à 30 (80)
15	24 (AP)	0 (700)	5 (AP)	0 (200)
20	22 (AP)	0 ($2{,}3 \cdot 10^3$)	4,2 (AP)	0 (420)
25	50,3 ($AE \rightarrow AP$)	0 à 15 ($2 \cdot 10^4$)	3,8 (AP)	0 ($1{,}2 \cdot 10^3$)

Tableau 3-25. Défauts circulaires ou elliptiques diagonaux (DCD ou DED), $F = 12MN/m$.

r ou a [mm]	% Mode II/ FP_{max} DC	α [°] DC (N_f)	% Mode II / FP_{max} DE	α [°] DE (N_f)
0.1	12 ($AE \rightarrow AP$)	0 (5290)	9,4 (AP)	0 (360)
0.2	3,6 (AP)	0 (1730)	7,1 (AP)	0 (248)
0.3	4,4 (AP)	0 (1280)	27,9 ($AP \rightarrow ER$)	0 à 15 (230)
0.4	6 (AP)	0 (1125)	47,8 ($AP \rightarrow ER$)	0 à 15 (215)
0.5	8,2 (AP)	0 (1050)	50,4 ($AP \rightarrow ER$)	0 à 15 (206)

Tableau 3-26. Défaut circulaire (DC) ou elliptique (DE) de différente taille, $h = 15mm$ et $F = 12MN/m$.

3.7. Conclusions

Les simulations numériques par éléments finis exposées dans ce chapitre, concernent des défauts sous la surface de contact d'une roue, de forme circulaire ou elliptique, uniques ou au voisinage d'un autre défaut de même forme et aligné verticalement, horizontalement ou diagonalement avec le défaut initial. L'état de contrainte et de déformation résultant du passage répétitif d'une pression de contact sur la surface de la roue est très complexe au voisinage de tels défauts.
L'étude de l'influence de différents paramètres (taille du défaut, forme des défauts, configuration des défauts, profondeur des défauts sous la surface de contact, chargement de pression de contact hertzien sur la roue) permet de dégager les conclusions suivantes :

- Quelque soit la forme du défaut, circulaire ou elliptique, situé à une profondeur $h = 15mm$ et soumis à une charge linéique $F = 12MN/m$, la durée de vie diminue lorsque la taille du défaut augmente. Cette diminution est bien plus prononcée entre r ou a variant de $0,1$ à $0,2$mm comparée à l'intervalle de variation $0,4$ à $0,5$mm, si bien qu'un défaut tel que r ou $a = 0,5mm$ correspond au cas le plus défavorable et donc le plus conservatif en termes de durées de vie à l'amorçage. Si le comportement dominant au voisinage du défaut circulaire reste l'accommodation plastique, l'effet de rochet apparaît au voisinage du défaut elliptique dès que $a \geq 0,3mm$. Ces différences de comportement sont à l'origine des différences des intervalles de durées de vie, $1050 \leq N_f \leq 5290$ pour le défaut circulaire et $206 \leq N_f \leq 360$ pour le défaut elliptique lorsque leur taille, d ou a, diminue de $0,1$ à $0,5mm$.
- Lorsque le comportement est l'accommodation plastique, et ce quelque soit la configuration de défaut, le plan critique est horizontal, le mode d'ouverture ou mode I est prédominant (contribution dans l'endommagement par fatigue supérieure à 75%) et les durées de vie sont comprises entre 200 et 2725 cycles se situent dans l'intervalle d'étude de la fatigue oligocyclique $(N_f \leq 10^4 cycles)$.
- L'influence de la profondeur sur la durée de vie est qualitativement la même pour les configurations avec des défauts circulaires ou elliptiques sous une surface soumise à une charge linéique $F = 12MN/m$. L'effet de rochet est toujours observé aux faibles profondeurs, $h = 5$ ou $10mm$; il est de plus forte intensité à $h = 5mm$ avec des durées de vie à l'amorçage très faibles, comprises entre 6 et 55 cycles. Cet effet apparaît aussi à une profondeur $h = 15mm$ en présence de deux défauts circulaires ou elliptiques alignés horizontalement : cette configuration de défauts est la plus endommageante à $F = 12MN/m$. A la profondeur la plus élevée, $h = 25mm$, l'adaptation élastique est le comportement dominant auprès des défauts circulaires même si une faible accommodation plastique apparaît dans le cas des deux défauts circulaires alignés horizontalement ou diagonalement ; les durées de vie sont comprises entre $2 \cdot 10^4$ et $3,3 \cdot 10^5$ cycles. A la profondeur $h = 25mm$, le comportement est toujours l'accommodation plastique près des défauts elliptiques, avec des durées de vie qui restent inférieures à $3.6 \cdot 10^3$ cycles.
- L'influence de la charge sur la durée de vie est aussi qualitativement la même pour des défauts situés à une profondeur $h = 15mm$ sous la surface de contact de roulement. Lorsque la surface de la roue est soumise à de fortes charges, $F = 18$ ou $22MN/m$, l'effet de rochet est dominant ; les durées de vie à $F = 22MN/m$, sont comprises entre 7 et 34

cycles si l'on excepte le cas du défaut circulaire unique où $N_f = 110$ cycles. A $F = 18MN/m$, celles-ci sont comprises entre 70 et 340 cycles. A la plus faible charge, $F = 4MN/m$, le comportement observé est toujours l'adaptation élastique et les durées de vie très élevées, sont comprises entre $2 \cdot 10^6$ et $9 \cdot 10^8$ cycles. A $F = 7MN/m$, l'adaptation élastique reste dominante auprès des défauts circulaires avec des durées de vie comprises entre $1,6$ et $3,6 \cdot 10^5$ cycles. A cette charge, l'accommodation plastique est le comportement dominant auprès des défauts elliptiques et les durées de vie, comprises entre 2400 et 2725 cycles, ne varient pas beaucoup.

- Les défauts elliptiques sont plus endommageants que les défauts circulaires. Les amas de défauts les plus dangereux sont les défauts alignés horizontalement suivis de ceux alignés diagonalement. Les défauts alignés verticalement sont les plus dangereux même comparés à un défaut unique.

Chapitre 4

INFLUENCE DES SURCHARGES ET DU FROTTEMENT SUR LA DURÉE DE VIE A L'AMORÇAGE

SOMMAIRE

4.1. Introduction……...162

4.2. Effet d'un chargement avec amplitude variable…….162

4.2.1 Cas d'un défaut circulaire

4.2.2 Cas d'un défaut elliptique

4.2.3 Cas de deux défauts circulaires ou elliptiques

4.3. Influence du frottement sur la durée de vie d'amorçage de fissure……..175

4.3.1 Cas d'une roue sans défaut

4.3.2 Cas d'une roue avec un défaut circulaire

4.4. Conclusion……186

4.1 Introduction

Les roues ferroviaires sont généralement soumises à des chargements mécaniques variables dans le temps responsables du phénomène de fatigue. Pour prévoir la durée de vie de ces structures il est préférable de parler d'amplitude variable puisque généralement les calculs de dimensionnement sont effectués en considérant des séquences de chargement représentatives de la vie de la structure étudiée.

On trouve dans la littérature de nombreuses études concernant la propagation de fissure sous chargement à amplitudes constante et variable. Pour les chargements à amplitude constante, l'incrément de propagation dépend de la longueur de la fissure et du chargement appliqué. Pour les chargements à amplitude variable, l'incrément de propagation dépend en outre de l'histoire du chargement que la fissure a subie. Lorsqu'on applique une surcharge unitaire à une structure sollicitée en fatigue à amplitude constante, l'effet de la surcharge, contrairement à ce que l'on peut imaginer, est bénéfique. La surcharge retarde la propagation de la fissure. Le phénomène de retard observé après l'application d'une surcharge est bien connu dans la littérature et a fait l'objet de nombreux travaux. L'effet d'un bloc de surcharges est comparable à celui d'une surcharge unitaire (Figure 4-1), les mêmes phénomènes transitoires d'accélération et de ralentissement ont lieu au début et à la fin du bloc. En général, l'effet d'accélération transitoire, comme l'effet de retard sont plus marqués pour un bloc de surcharges que pour une surcharge unitaire. Si le nombre de cycles par bloc est suffisant, un régime stabilisé peut s'établir à l'intérieur de la séquence.

Cependant, peu de travaux sont consacrés à l'effet de chargements à amplitude variable sur l'amorçage des fissures de fatigue. Ce chapitre aborde l'influence des surcharges et sous charges sur la durée de vie à l'amorçage par FCR. Il traite également le problème du frottement et son impact sur la tenue en fatigue dans le cas d'une roue avec ou sans défaut.

4.2 Effet d'un chargement avec amplitude variable

Nous proposons dans cette étude une simulation numérique bidimensionnelle de l'endommagement d'une roue en présence de défauts sous la surface de contact et soumise à des chargements d'amplitude variable. Ces défauts qui correspondent à des sulfures de manganèse, des oxydes de silicium ou d'aluminium présents dans les aciers utilisés pour les roues de locomotive ou pour les rails [60, 118], sont des sites privilégiés pour l'amorçage des fissures de fatigue. Ils sont modélisés par des porosités de forme cylindrique à section circulaire ou elliptique, de rayon r ou de demi petit axe b, et demi grand axe a. Les défauts sont situés à une profondeur h de la surface de contact. Les calculs sont effectués avec l'hypothèse d'un contact de roulement roue/rail sans frottement, pour un état de déformations planes. Les éléments choisis sont des CPE8R (huit nœuds à intégration réduite) du code ABAQUS. Le chargement est appliqué comme une pression de contact hertzien en mouvement ; plusieurs spectres de chargements ont été étudiés, introduisant des surcharges et/ou des sous charges. La réponse du matériau est évaluée après stabilisation des déformations et des contraintes. Le comportement du matériau est quant à lui élastoplastique avec écrouissage isotrope et cinématique non linéaire [123].

4.2.1 Cas d'un défaut circulaire

Dans une première étape, nous considérons que le défaut circulaire est situé à une profondeur $h = 15\,mm$ et soumis à un chargement (A) illustré dans la figure 4-1. Ce bloc de chargement consiste en trois passages d'une charge linéique $F = 12\,MN/m$, suivi par un passage d'une surcharge de valeur $F = 18\,MN/m$, et enfin par plusieurs autres passages de la charge $F = 12\,MN/m$; le rapport de surcharge est $1,5$.

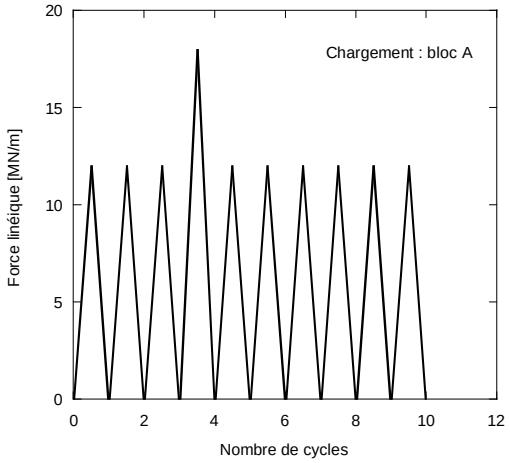


Figure 4-1. Bloc de chargement A – surcharge de rapport $R_S = 1,5$.

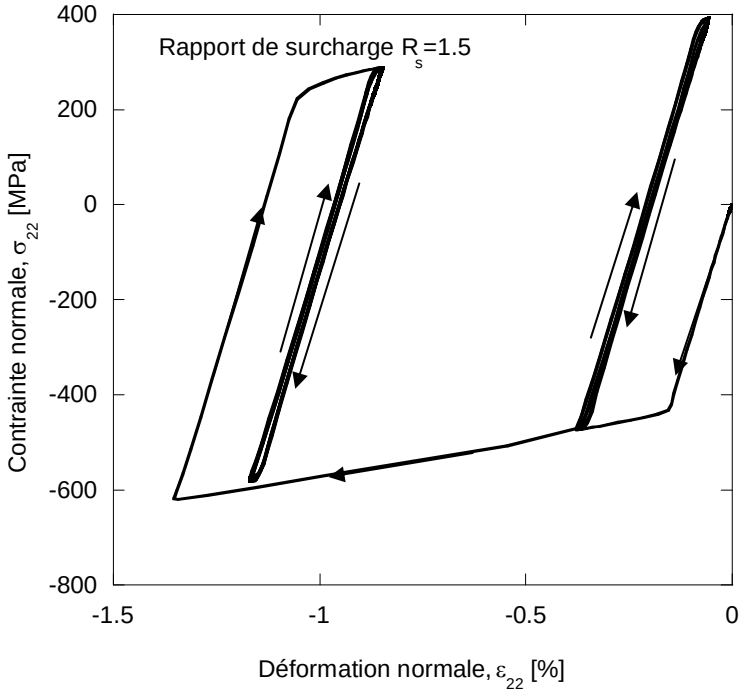


Figure 4-2. Boucles $\sigma_{22} - \varepsilon_{22}$ avant et après surcharge à $R_S = 1,5$.

Les trois premiers passages sont suffisants pour stabiliser la réponse du matériau. Les valeurs des contraintes et des déformations varient avec l'application de la surcharge, puis se stabilisent rapidement à partir du quatrième cycle de chargement [146].

Les figures 4-2 et 4-3 montrent respectivement l'évolution de la contrainte normale σ_{22}, en fonction de déformations normale ε_{22}, et de la contrainte de cisaillement σ_{12}, en fonction de la déformation de cisaillement ε_{12}, dans l'élément le plus endommagé de la roue. Il est important de souligner que l'emplacement de cet élément est différent de celui observé dans le cas du chargement sans surcharge.

La surcharge de rapport 1,5 introduite dans le bloc de chargement A (figure 4-1) entraîne une diminution significative de la contrainte normale maximale, puisque celle-ci passe de $389\,MPa$ à $285\,MPa$. A l'inverse, la contrainte normale de compression augmente en valeur absolue de $471MPa$ à $581MPa$. On constate également une très légère diminution de l'amplitude de la déformations normale $\Delta\varepsilon_{22}$, passant de $0,3199\%$ à $0,3182\%$, alors que l'amplitude de la contrainte de cisaillement $\Delta\sigma_{12}$, et celle de la déformation de cisaillement $\Delta\varepsilon_{12}$, restent quasiment constantes après l'introduction d'une surcharge. Le matériau se plastifie dès le premier cycle de chargement avec une force linéique égale à $12\,MN/m$, puis s'accommode plastiquement. La surcharge appliquée au $4^{ème}$ cycle entraîne de nouveau une plastification assez importante suivi d'une accommodation plastique lors des autres cycles.

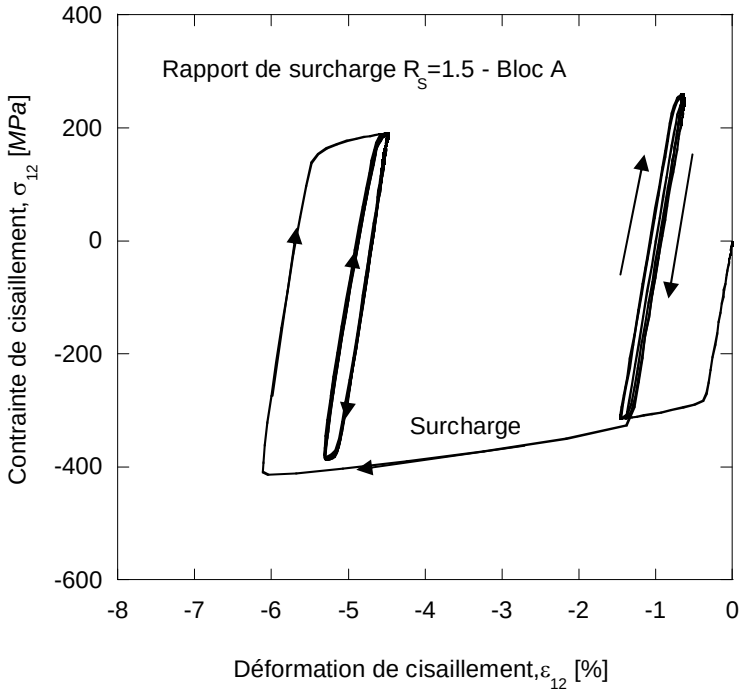


Figure 4-3. Boucles $\sigma_{12}-\varepsilon_{12}$ avant et après surcharge à $R_S=1,5$.

L'introduction de la surcharge entraîne une augmentation de la durée de vie N_f. Celle–ci passe de 1050 à 2011 cycles et augmente donc dans un rapport de 1,95. Cette surcharge de rapport $R_s=1,5$ apparaît bénéfique pour la tenue en fatigue ; l'amélioration de la durée de vie, est liée aux fortes contraintes de compression qu'introduit la surcharge au droit du défaut où s'amorcent les fissures. Ce résultat est cohérent avec les ralentissements de la fissuration par fatigue, consécutifs à l'application d'une surcharge [152, 153, 154, 155 156].

Dans la figure 4-4, nous représentons les autres blocs de chargement étudiés ; ils sont caractérisés par l'introduction d'une ou plusieurs surcharges.

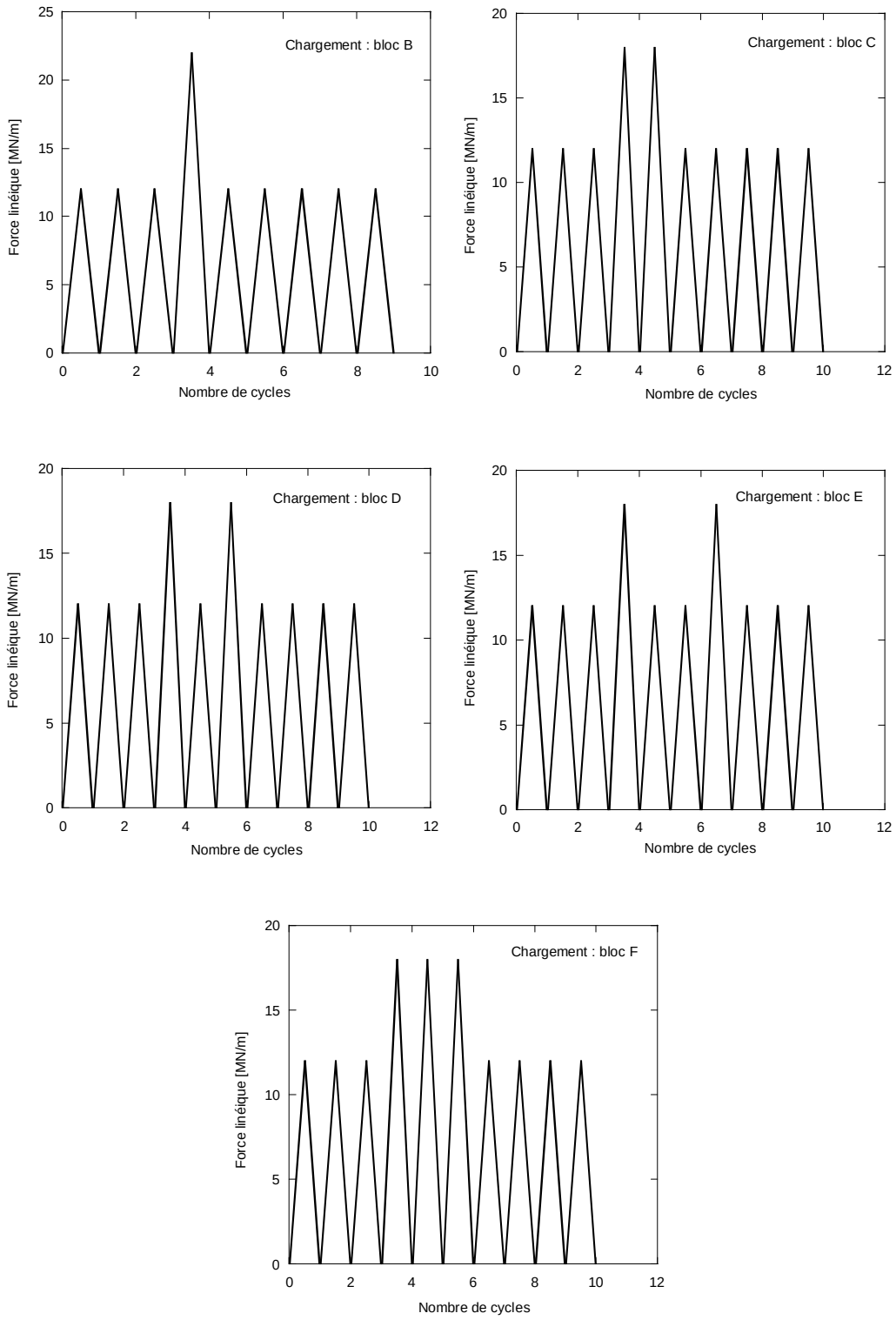


Figure 4-4. Blocs de chargement B, C, D, E et F.

Dans le cas d'une surcharge avec un rapport de 1,83 (chargement (B)), la durée de vie d'amorçage augmente dans un rapport de 3,37 pour atteindre 3536 cycles. L'effet bénéfique de cette surcharge de rapport plus élevé, est plus important que dans le chargement précédent.

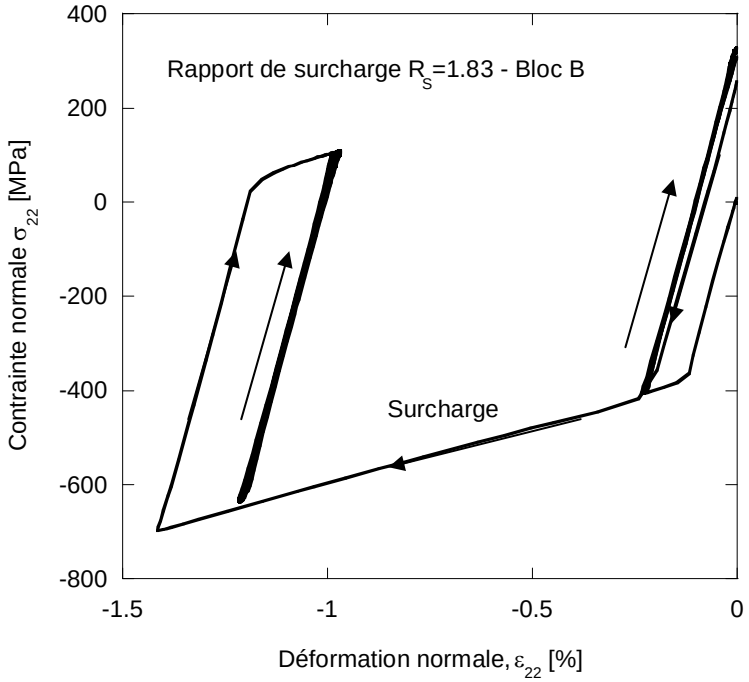


Figure 4-5. Boucles $\sigma_{22} - \varepsilon_{22}$ avant et après surcharge à $R_S = 1{,}83$.

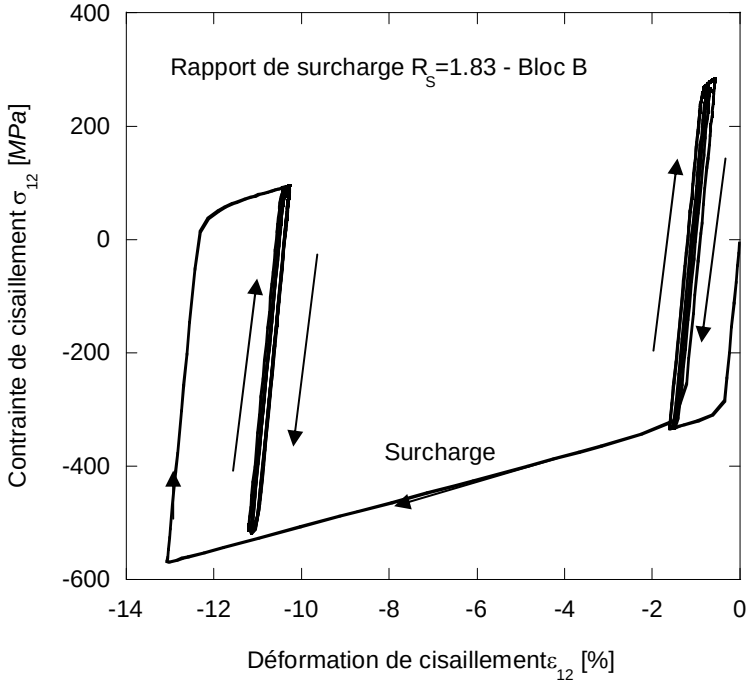


Figure 4-6. Boucles $\sigma_{12} - \varepsilon_{12}$ avant et après surcharge à $R_S = 1{,}83$.

On observe également que cette surcharge introduit une plastification très importante de la roue (figures 4-5 et 4-6), suivi d'une accommodation plastique moins prononcée par rapport au cas d'une surcharge égale à $1,5$. Une surcharge de rapport 1,83 est également caractérisée par une nette diminution des contraintes de traction et une augmentation concomitante des contraintes de compression qui sont à l'origine de la meilleure tenue en fatigue.

Dans les autres blocs de chargement (blocs C, D, E et F), le rapport de surcharge est constant et égal à 1,5 ; seuls le nombre et l'ordre d'application des surcharges varient (figure 4-4). Au cours du chargement (C) les surcharges sont introduites au $4^{ème}$ et au $5^{ème}$ cycle, et la durée de vie augmente également de façon importante ; celle-ci passe de 1050 à 3016 cycles. Au cours des chargements (D) et (E) où deux surcharges sont appliquées respectivement au $4^{ème}$ et au $6^{ème}$ cycle puis au $4^{ème}$ et au $7^{ème}$ cycle, la durée de vie est égale à 2925 et 3002 cycles. Par conséquent, l'ordre d'application des surcharges a une faible influence sur la durée de vie en comparaison à celui du rapport des surcharges.

Dans le bloc de chargement (F), on applique une force linéique égale à $12\,MN/m$ au cours des trois premiers cycles, suivie d'une surcharge de force égale à $18\,MN/m$ pendant trois autres cycles puis de nouveau des cycles de charge normale égale à $12\,MN/m$. Dans ce dernier cas, la durée de vie augmente de 1050 à 2939 cycles.

Le tableau 4-1 résume l'ensemble des résultats obtenus.

Spectre de Chargement	Rapport de surcharge	$N_f\ (FP_{\max})$ avant surcharge	$N_f\ (FP_{\max})$ après surcharge
Bloc A	1,5	1050 (1,74)	2011 (1,397)
Bloc B	1,83	1050 (1,74)	3536 (1,170)
Bloc C	1,5	1050 (1,74)	3016 (1,228)
Bloc D	1,5	1050 (1,74)	2925 (1,240)
Bloc E	1,5	1050 (1,74)	3002 (1,230)
Bloc F	1,5	1050 (1,74)	2939 (1,238)

Tableau 4-1. Paramètre de fatigue et durées de vie avant et après surcharge(s) avec $F = 12MN/m$ avant surcharge.

Pour le rapport $R_s = 1,5$, les blocs comportant 2 cycles de surcharges consécutifs ou non, ou celui comportant 3 cycles de surcharges consécutifs conduisent aux mêmes durées de vie. Il apparaît donc que d'une part, l'ordre d'application des surcharges a peu d'influence et que d'autre part, 2 ou 3 surcharges sont caractérisées par le même endommagement.

Dans la partie suivante, nous proposons le cas de chargements avec une souscharge. La figure 4-7 donne les différents blocs de chargement étudiés.

Dans le cas des blocs de chargement G et H, la force initiale est égale à $22\,MN/m$, sept cycles ont été nécessaires pour obtenir une réponse stabilisée du matériau. Au $8^{ème}$ cycle, on introduit une souscharge de force égale à $7\,MN/m$ (Bloc G) ou $18\,MN/m$ (Bloc H), suivie d'autres cycles de chargement avec une force linéique $F = 22\,MN/m$. On observe que dans ces deux cas, l'application d'une souscharge a une influence quasiment négligeable sur la durée de vie (tableau 4-2). Le même comportement est observé dans le cas où la force

appliquée initialement égale à $18\,MN/m$ (chargements I et J), est suivie respectivement au $4^{ème}$ cycle d'une souscharge de 12 ou $7\,MN/m$ (tableau 4-3).

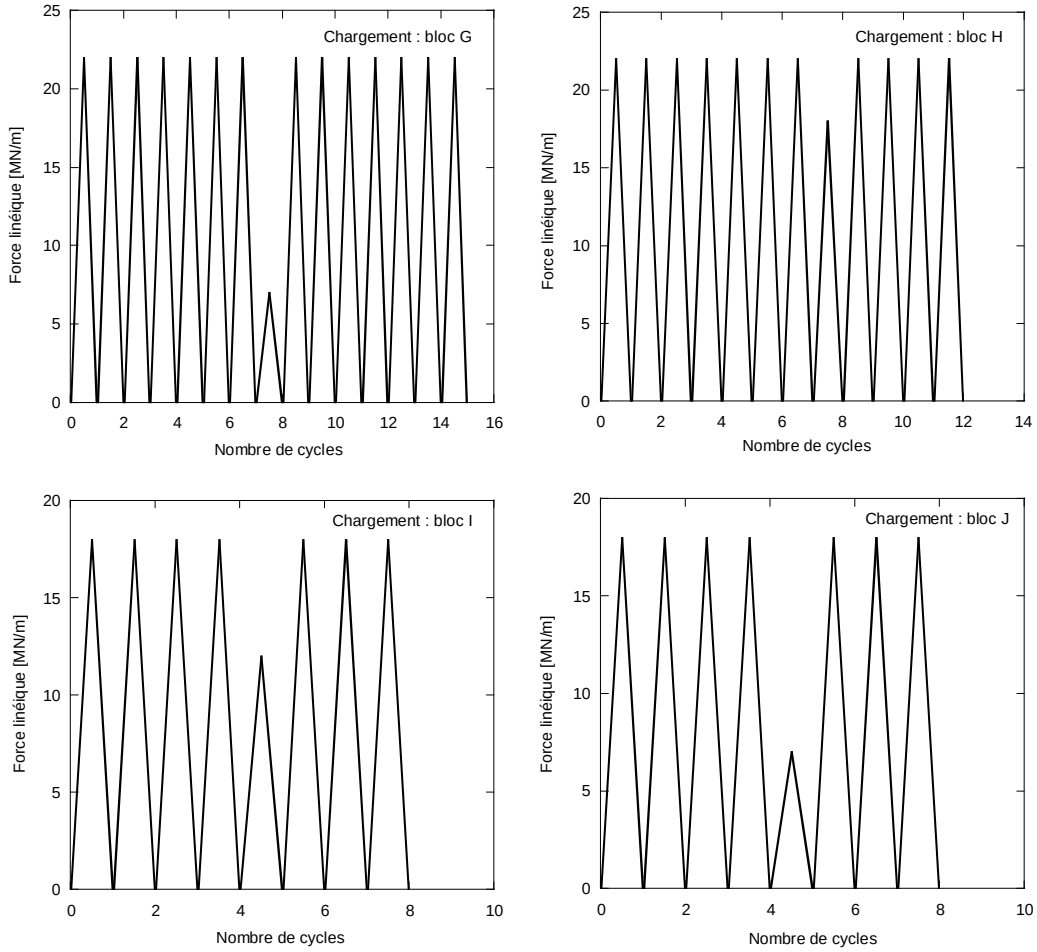


Figure 4-7. Blocs de chargement G, H, I et J.

Spectre de Chargement	Rapport de souscharge	N_f ($FP_{\max}$) avant souscharge	N_f ($FP_{\max}$) après souscharge
Bloc G	0,32	112 (4,490)	112 (4,489)
Bloc H	0,82	112 (4,490)	110 (4,520)

Tableau 4-2. $FP_{\max}$ et N_f avant et après souscharge avec $F = 22\,MN/m$ avant souscharge.

Spectre de Chargement	Rapport de souscharge	N_f ($FP_{\max}$) avant souscharge	N_f ($FP_{\max}$) après souscharge
Bloc I	0,66	369 (2,625)	371 (2,617)
Bloc J	0,39	369 (2,625)	372 (2,613)

Tableau 4-3. $FP_{\max}$ et N_f avant et après souscharge avec $F = 18\,MN/m$ avant souscharge.

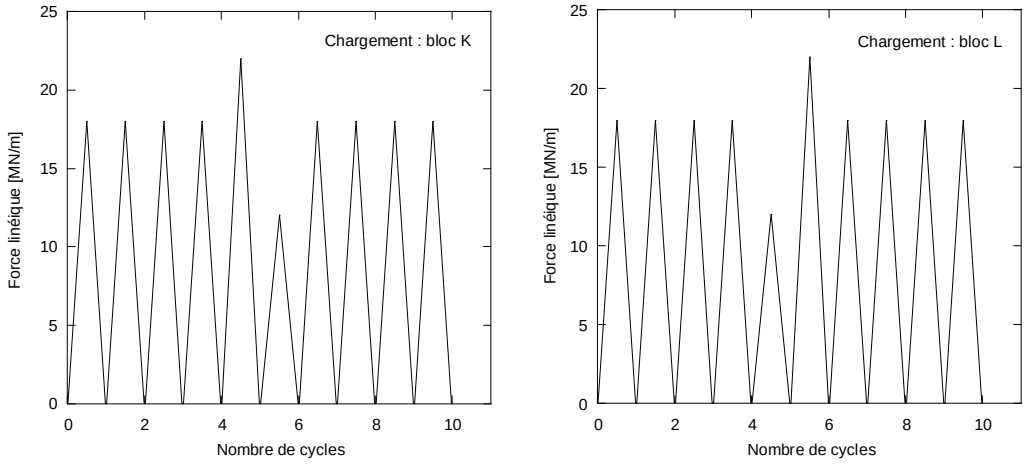


Figure 4-8. Blocs de chargement K et L.

La figure 4-8 représente 2 spectres de charge comportant une surcharge (ou une souscharge) suivie d'une souscharge (ou d'une surcharge). Les résultats obtenus pour ces spectres (tableau 4-4) montrent l'effet bénéfique lié à l'application de la surcharge de rapport 1,2 avec un gain de 33% en terme de durée de vie ; la souscharge n'ayant quant à elle aucune influence.

Spectre de Chargement	Rapport de charge	N_f ($FP_{\max}$) avant charge	N_f ($FP_{\max}$) après charge
Bloc K	1,2 (0,80)	343 (2,704)	457 (2,403)
Bloc L	0,80 (1,20)	343 (2,704)	463 (2,391)

Tableau 4-4. $FP_{\max}$ et N_f après surcharge (ou souscharge) suivie d'une souscharge (ou surcharge) avec $F = 18\,MN/m$ initialement.

4.2.2 Cas d'un défaut elliptique

Afin de cerner les effets combinés de la surcharge et de la forme du défaut dans le matériau, nous considérons un défaut de forme elliptique ($a = 0,5$ et $b = 0,25$) situé à une profondeur $h = 15\,mm$, et soumis au chargement avec un rapport de surcharge $R_S = 1,5$ (Bloc A), décrit dans la figure 4-1. La figure 4-9 donne l'évolution de la contrainte normale σ_{22} en fonction de la déformation nominale ε_{22}. On constate que le matériau se plastifie dès le premier cycle de chargement avec $F = 12\,MN/m$, puis s'accommode plastiquement au cours des cycles suivants avec apparition d'un léger effet de rochet. L'application de la surcharge avec $F = 18\,MN/m$ au $4^{\text{ème}}$ cycle entraîne une plastification importante du matériau. Au cours des cycles suivants à la charge $F = 12\,MN/m$ consécutifs à la surcharge, l'effet de rochet devient plus prononcé. Cependant, la valeur maximale de la contrainte normale σ_{22} diminue de $358\,MPa$ à $122\,MPa$, ce qui se traduit par une diminution du paramètre de fatigue et donc une augmentation de la durée de vie. Les contraintes de compression augmentent également et passent $509\,MPa$ à $704\,MPa$ ce qui explique là aussi la meilleure tenue en fatigue.

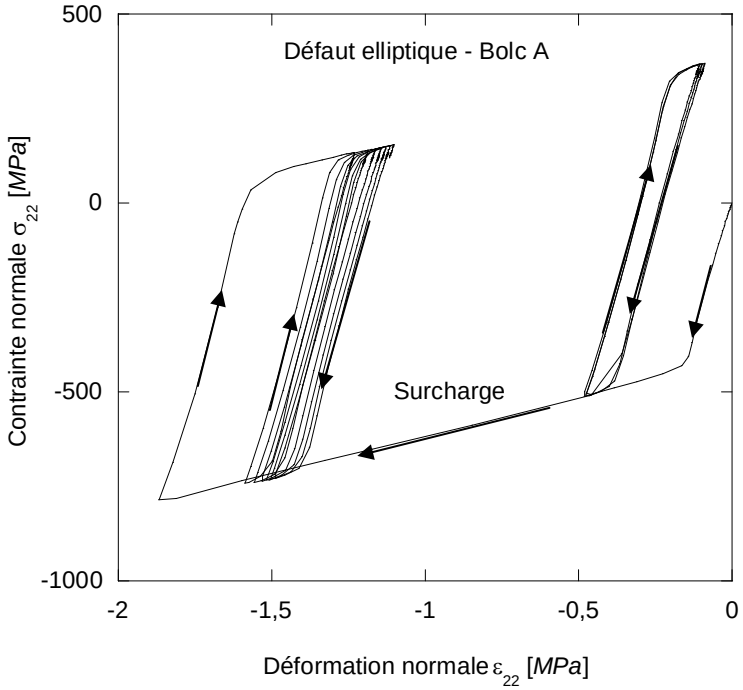


Figure 4-9. Boucles $\sigma_{22} - \varepsilon_{22}$ avant et après surcharge à $R_S = 1,5$.

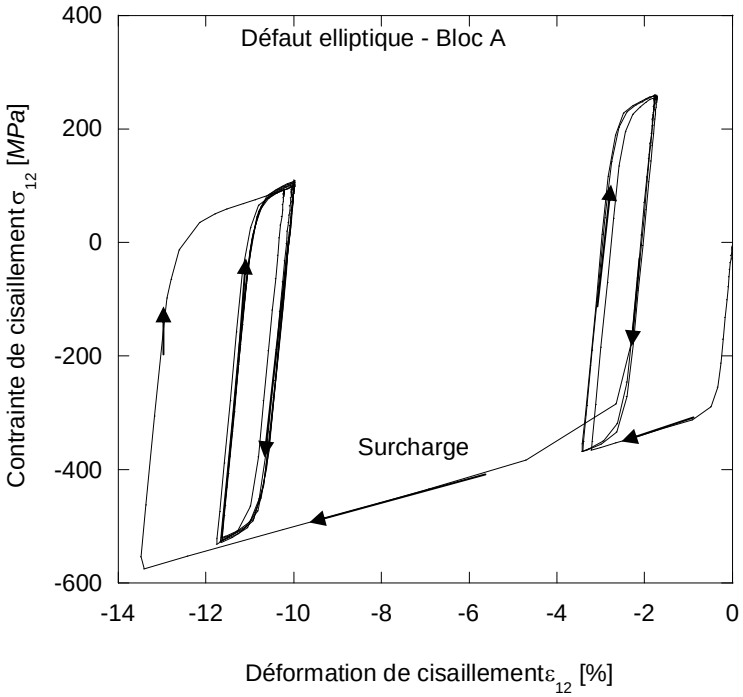


Figure 4-10. Boucles $\sigma_{12} - \varepsilon_{12}$ avant et après surcharge à $R_S = 1,5$.

L'évolution de la contrainte de cisaillement σ_{12} en fonction de la déformation de cisaillement ε_{12} est donnée dans la figure 4-10. On observe que l'application d'une surcharge de $F = 18\,MN/m$ induit une plastification importante, mais la réponse du matériau par la suite demeure l'accommodation plastique sans effet de rochet apparent. L'amplitude de la déformation de cisaillement diminue légèrement dans le cas d'une surcharge de rapport $1,5$, passant de 1,70 à $1,65$ [%], alors que l'amplitude de la contrainte de cisaillement augmente légèrement de 627,2 à $628,6\,MPa$.

Le paramètre de fatigue de Jiang-Sehitoglu calculé à partir des résultats précédents diminue sensiblement avec la surcharge de $3,24$ à $2,384\,MPa$ et par conséquent la durée de vie d'amorçage augmente de 206 à 466 cycles.

Dans une deuxième étape, nous avons appliqué à la roue avec le défaut elliptique une surcharge de rapport $R_S = 1,83$ (bloc B – figure 4-4). Une plus grande surcharge induit une diminution plus importante de la valeur maximale de la contrainte normale σ_{22} et une nette augmentation des contraintes de compression. Par conséquent, la durée de vie d'amorçage de fissure augmente avec le rapport de surcharge. Ainsi, dans le cas d'une surcharge de rapport respectivement $R_S = 1,5$ et $R_S = 1,83$, la durée de vie après surcharge augmente de $N_f = 466$ à $N_f = 672$ cycles.

4.2.3 Cas de deux défauts circulaires ou elliptiques

L'influence des surcharges a également été étudiée dans le cas de deux défauts circulaires et elliptiques alignés verticalement, horizontalement ou diagonalement. Les figures 4-11 et 4-12 donnent respectivement l'évolution de la contrainte normale σ_{22}, en fonction de la déformation normale ε_{22}, et la contrainte de cisaillement σ_{12}, en fonction de la déformation de cisaillement ε_{12}, dans le cas d'une surcharge de rapport égal à 1,5 pour les différentes configurations étudiées.

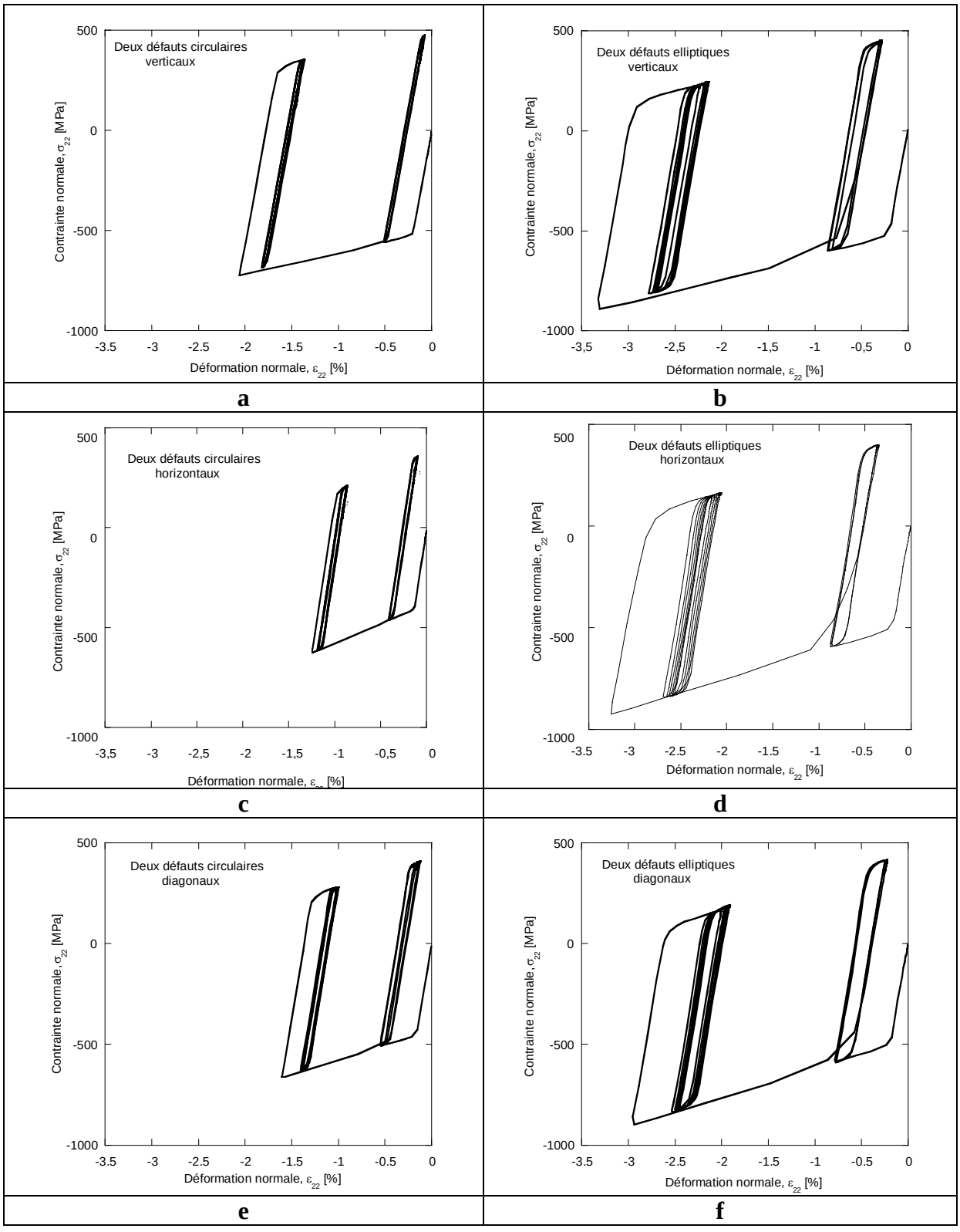


Figure 4-11. Boucles $\sigma_{22} - \varepsilon_{22}$, chargement Bloc A
(a) 2DCV (b) 2DEV (c) 2DCH (d) 2DEH, (e) 2DCD, (f) 2DED, $R_S = 1{,}5$.

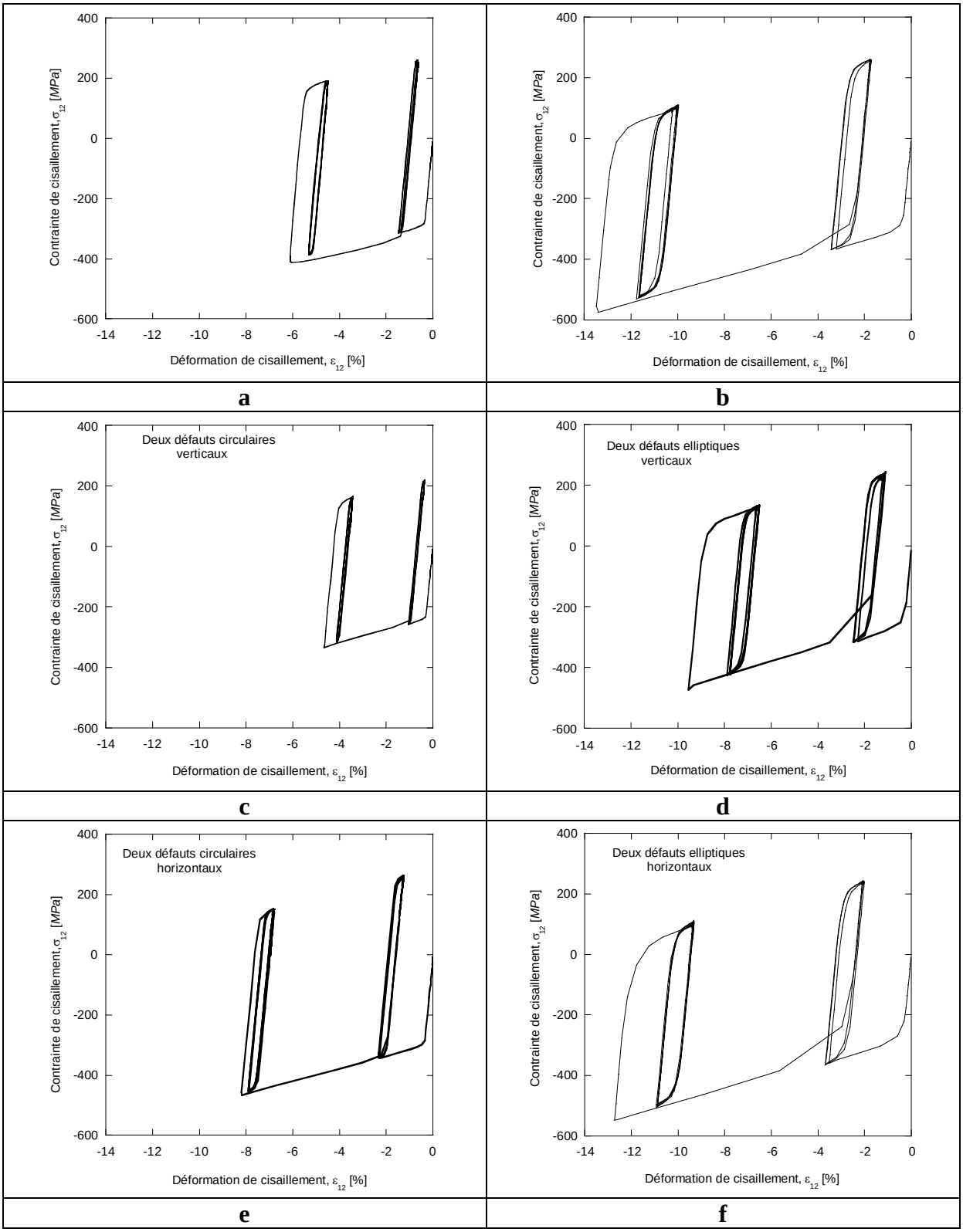


Figure 4-12. Boucles $\sigma_{12} - \varepsilon_{12}$, chargement Bloc A
(a) DC (b) DE (c) 2DCV (d) 2DEV (e) 2DCH (f) 2DEH , $R_S = 1,5$.

Ces résultats conduisent aux observations suivantes :

- Les trois cycles préliminaires sont suffisants pour stabiliser la réponse du matériau pour les différents défauts étudiés.
- Après la surcharge, la réponse du matériau se stabilise dès le deuxième passage.
- Les contraintes normales maximales, dans le cas des deux défauts circulaires alignés verticalement, horizontalement ou diagonalement, diminuent après surcharge respectivement de 477, 360 et $400\,MPa$ à 348, 212 et $282\,MPa$. Cela se traduit par une diminution de $FP_{\max}$ et une augmentation de N_f. Les contraintes de compression dans la direction du chargement augmentent avec la surcharge ce qui se traduit par une meilleure tenue en fatigue.
- De même, pour les deux défauts elliptiques alignés verticalement, horizontalement ou diagonalement, les contraintes normales maximales diminuent après surcharge respectivement de 448, 400 et $417\,MPa$ à 247, 165 et $194\,MPa$. Le paramètre de $FP_{\max}$ diminue et la durée de vie N_f augmente. Les contraintes de compression dans la direction du chargement augmentent également avec la surcharge ce qui conduit à un effet bénéfique sur la durée de vie.
- Pour les deux types de défauts et quelque soit leur distribution spatiale dans la roue, l'amplitude de la contrainte de cisaillement, $\Delta\tau$, ainsi que celles de la déformation normale, $\Delta\varepsilon$, et de cisaillement, $\Delta\gamma$, sont quasiment constantes après surcharge.

Type de défaut	$FP_{\max}$ [MPa] Avant surcharge	$FP_{\max}$ [MPa] Après surcharge	N_f^{av} Avant Surcharge	N_f^{ap} Après ($\boldsymbol{N_f^{ap}/N_f^{av}}$)
Défaut circulaire	1,746	1,3974	1050	2011 (**1,92**)
Deux défauts circulaires alignés verticalement	1,7641	1,3921	1020	2034 (**1,99**)
Deux défauts circulaires alignés horizontalement	2,0724	1,6211	660	1297 (**1,97**)
Deux défauts circulaires alignés diagonalement	2,0128	1,6647	700	1202 (**1,72**)

Tableau 4-5. $FP_{\max}$ et N_f pour les défauts circulaires – chargement Bloc A.

Type de défaut	$FP_{\max}$ [MPa] Avant surcharge	$FP_{\max}$ [MPa] Après surcharge	N_f^{av} Avant Surcharge	N_f^{ap} Après ($\boldsymbol{N_f^{ap}/N_f^{av}}$)
Défaut elliptique	3,24	2,3835	226	466 (**2,06**)
Deux défauts elliptiques alignés verticalement	3,1845	2,0814	235	657 (**2,80**)
Deux défauts elliptiques alignés horizontalement	4,282	2,3024	120	508 (**4,23**)
Deux défauts elliptiques alignés diagonalement	3,4638	2,6128	200	373 (**1,87**)

Tableau 4-6. $FP_{\max}$ et N_f pour les défauts elliptiques – chargement Bloc A.

Dans les tableaux 4-5 et 4-6, nous résumons les valeurs du paramètre de fatigue et la durée de vie avant et après surcharge pour les différentes configurations de défauts étudiés. Les valeurs reportées en gras dans ces tableaux correspondent aux rapports des durées de vie avant et après surcharge et illustrent donc les effets de retard dus à l'application d'une surcharge. Ces effets sont plus importants en présence des défauts elliptiques au voisinage desquels la concentration des contraintes et des déformations est plus prononcée comparée à celle observée au voisinage des défauts circulaires. Il est important aussi de remarquer que le rapport des durées de vie pour deux défauts elliptiques alignés horizontalement (configuration où la concentration est la plus forte aux extrémités et entre les défauts) est nettement plus élevé que pour les autres configurations.

Afin de mieux illustrer l'effet bénéfique de l'application d'une surcharge sur la durée de vie à l'amorçage d'une fissure par FCR, nous présentons dans la figure 4-13 le rapport de la durée de vie après surcharge sur celle avant surcharge, pour les différents défauts étudiés. On note qu'une surcharge de rapport 1,5 entraîne une augmentation de la durée de vie plus importante dans une roue ayant un ou deux défauts elliptiques en comparaison avec celle ayant des défauts circulaires. Ainsi, pour deux défauts elliptiques alignés horizontalement, la durée de vie augmente dans un rapport de 4,23, alors que ce rapport reste inférieur à 2 dans le cas de deux défauts circulaires alignés horizontalement [146].

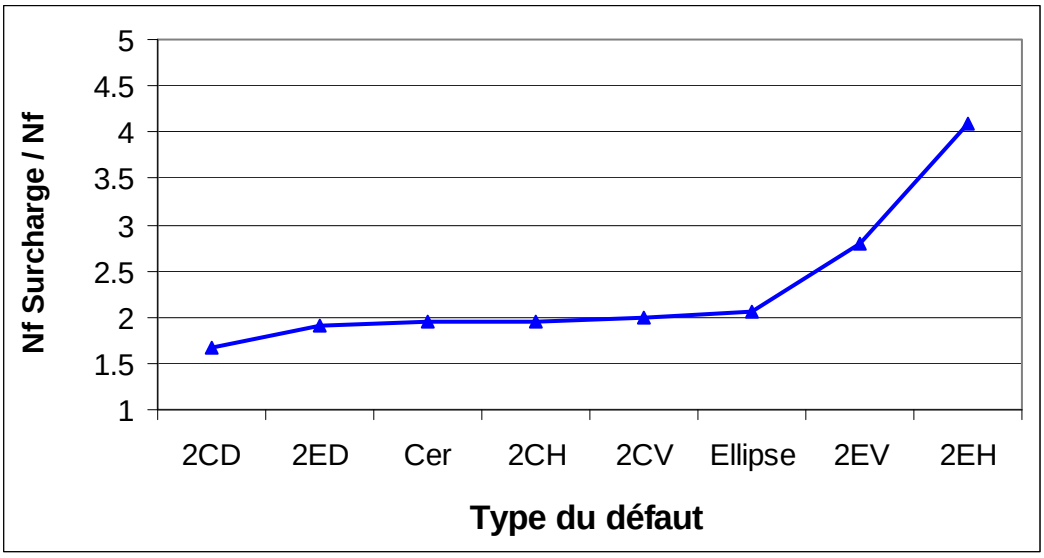


Figure 4-13. Rapport des durées de vie pour les différentes configurations de défauts Chargement Bloc A - $R_S = 1,5$.

Le tableau 4-7 résume l'ensemble des résultats relatifs aux deux blocs de chargement A ($R_S = 1,5$) et B ($R_S = 1,83$), en termes d'angle d'inclinaison du plan critique, de durées de vie, de contribution du mode de cisaillement dans l'endommagement total et de comportement du matériau dans l'élément le plus endommagé après surcharge.

S'agissant du rapport de surcharge $R_S = 1,5$, le comportement avant surcharge, qui dans tous les cas étudiés du tableau 4-7 était l'accommodation plastique (AP) avec léger effet de rochet dans certains cas $(AP \rightarrow ER)$, ne change pas après application de la surcharge dans le cas des

défauts circulaires. Les rapports des durées de vie (indiqués en gras dans le tableau 4-7) demeurant pour ces défauts inférieurs à 2. Pour les défauts elliptiques en revanche, le comportement après surcharge, fait apparaître l'effet de rochet dans tous les cas. Les effets de retard sont alors plus prononcés puisque les rapports de durées de vie sont tous, si on excepte le cas des défauts elliptiques diagonaux, supérieurs à 2 et même à 4 pour les défauts alignés horizontalement. Ces effets de retard, que ce soit en présence des défauts circulaires ou elliptiques, s'accompagnent dans tous les cas d'une augmentation de l'angle d'inclinaison du plan critique et du pourcentage de contribution du mode II dans l'endommagement par fatigue.

Les résultats relatifs au rapport de surcharge $R_S = 1,83$ présentent qualitativement les mêmes caractéristiques que celles observées pour le rapport $R_S = 1,5$. Les effets de retard sont encore plus importants lorsque le rapport de surcharge augmente. Le comportement après surcharge fait apparaître dans tous les cas l'effet de rochet et le pourcentage de contribution du mode II augmente aussi avec le rapport de surcharge.

Type du défaut – α (N_f) %Mode II (comportement)	Avant surcharge $F = 12MN/m$	Après surcharge Bloc A - $R_S = 1,5$	Après surcharge Bloc B - $R_S = 1,83$
DC - α [°] (N_f)	0 (1050)	45 (2011) **1,92**	30 (3546) **3,38**
DC - %Mode II/ FP_{max}	8,2 (AP)	67,6 (AP)	89,4 ($AP \rightarrow ER$)
2DCV - α [°] (N_f)	0 à 15 (1020)	45 (2034) **1,99**	45 à 60 (3882) **3,81**
2DCV - %Mode II/ FP_{max}	4,2 (AP)	45,8 (AP)	88,5 ($AP \rightarrow ER$)
2DCH - α [°] (N_f)	0 à 15 (660)	60 (1297) **1,97**	15 (1829) **2,77**
2DCH - %Mode II/ FP_{max}	34 ($AP \rightarrow ER$)	79,3 ($AP \rightarrow ER$)	88,6 (ER)
2DCD - α [°] (N_f)	0 (700)	15 (1202) **1,72**	15 (1940) **2,77**
2DCD - %Mode II/ FP_{max}	24 (AP)	67,5 (AP)	86,6 (ER)
DE - α [°] (N_f)	0 à 15 (226)	45 (466) **2,06**	45 (672) **3,26**
DE - %Mode II/ FP_{max}	50,4 ($AP \rightarrow ER$)	87,5 (ER)	100 (ER)
2DEV - α [°] (N_f)	0 (235)	15 (657) **2,80**	60 (811) **3,45**
2DEV - % Mode II / FP_{max}	16,7 (AP)	67,3 (ER)	100 (ER)
2DEH - α [°] (N_f)	0 à 15 (120)	30 (508) **4,23**	45 (538) **4,48**
2DEH - %Mode II/ FP_{max}	30,2 ($AP \rightarrow ER$)	81,9 (ER)	100 (ER)
2DED - α [°] (N_f)	0 (200)	30 (373) **1,87**	45 (475) **2,38**
2DED - % Mode II/ FP_{max}	5 (AP)	79,9 (ER)	100 (ER)

Tableau 4-7. Récapitulatif des résultats des chargements A et B sur les défauts circulaires et elliptiques.

4.3 Influence du frottement sur la durée de vie d'amorçage de fissure

Dans cette partie, nous nous intéressons à l'influence du coefficient du frottement d'une part sur la zone d'initiation de fissure de fatigue, d'autre part sur la durée de vie d'amorçage de fissure dans le cas d'une roue ferroviaire sans défaut matériel. Dans une deuxième étape, nous allons étudier l'influence du coefficient de frottement en présence d'un défaut du matériau dans la roue. L'influence du coefficient du frottement a été également étudiée en faisant varier la profondeur du défaut.

4.3.1 Cas d'une roue sans défaut

Nous considérons le cas d'un matériau sans défaut. Une modélisation bidimensionnelle avec l'hypothèse des déformations planes est proposée pour déterminer la durée d'amorçage de fissure par FCR (figure 4-14). Afin de modéliser la superposition des efforts dus à la pression hertzienne et au frottement entre la roue et le rail, une subroutine UTRACLOAD est implémentée dans le code des éléments finis Abaqus/Standard [149].

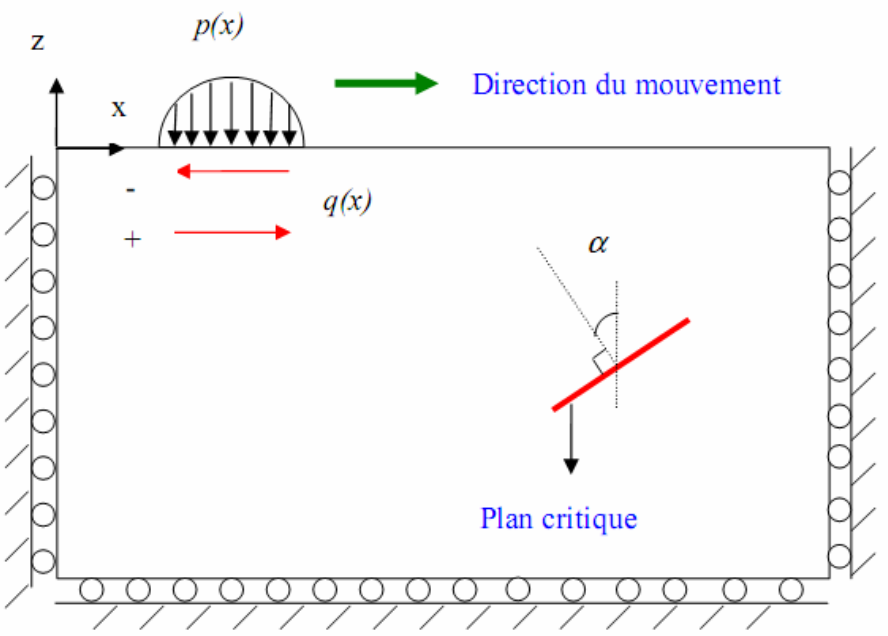


Figure 4-14. Modélisation bidimensionnelle de la roue soumise à une pression de contact hertzien en mouvement.

On suppose que le chargement par la pression normale est distribué elliptiquement le long de la longueur de contact $2a$ et mobile le long de la direction x. Les contraintes tangentielles dues aux frottements entre la roue et le rail sont prises en compte dans ce modèle. D'après la théorie de contact de Hertz, la pression normale est donnée par la relation :

$$p(x) = p_0 \sqrt{1 - \frac{x^2}{a^2}} \tag{4.1}$$

où p_0 est la pression maximale de Hertz.
Le chargement par contact de frottement est donné par la relation suivante :

$$q(x) = f\, p(x) = f\, p_0 \sqrt{1 - \frac{x^2}{a^2}} \tag{4.2}$$

Quand la roue est en état de freinage, le coefficient de frottement f est positif, dans le cas contraire celui-ci est négatif.

La figure 4-15 illustre le maillage utilisé lors des simulations numériques. Le maillage est très raffiné dans la zone proche de la surface de contact où les gradients de déformations sont élevés. La taille des éléments dans cette zone est de l'ordre de $25\,\mu m$.
Pour bien cerner l'influence du frottement, nous considérons le cas où la roue est soumise à une force linéique $F = 12\,MN/m$ sans tenir compte des frottements, puis en considérant plusieurs valeurs du coefficient de frottement, $f = 0{,}1,\ 0{,}2,\ 0{,}3$ et $0{,}4$ [142,143].

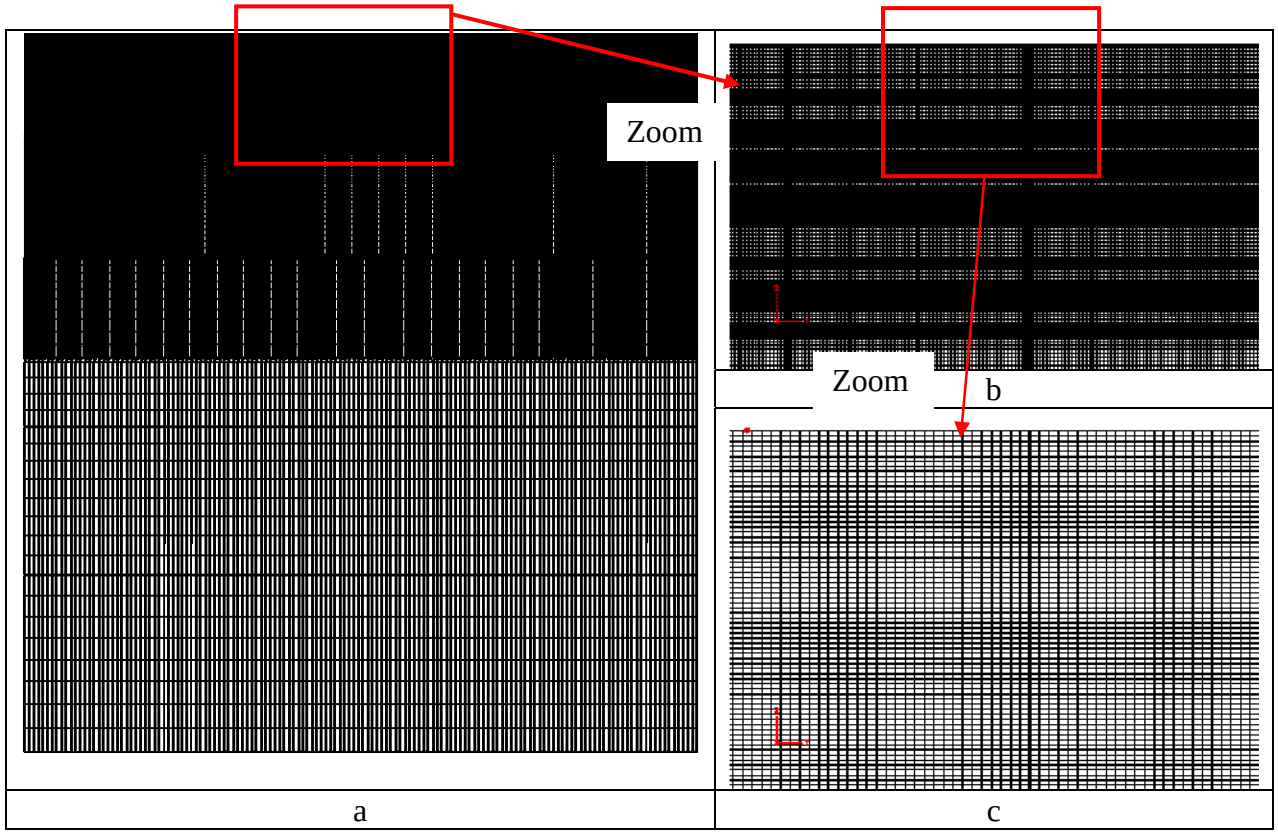


Figure 4-15. Raffinement du maillage près de la surface de contact de la roue sans défaut.

La figure 4-16 illustre la répartition de la déformation plastique équivalente pour les quatre valeurs du coefficient de frottement étudiées. On observe que la zone où la déformation plastique équivalente est maximale, dépend du coefficient de frottement. Celle-ci est située à une profondeur, respectivement comprise entre 2,5 et $3{,}5\,mm$, et entre $1{,}8$ et $3{,}3\,mm$, pour $f = 0{,}1$ et $f = 0{,}2$. Par contre, pour $f = 0{,}3$ et 0,4, la déformation plastique équivalente est maximale à la surface de contact.

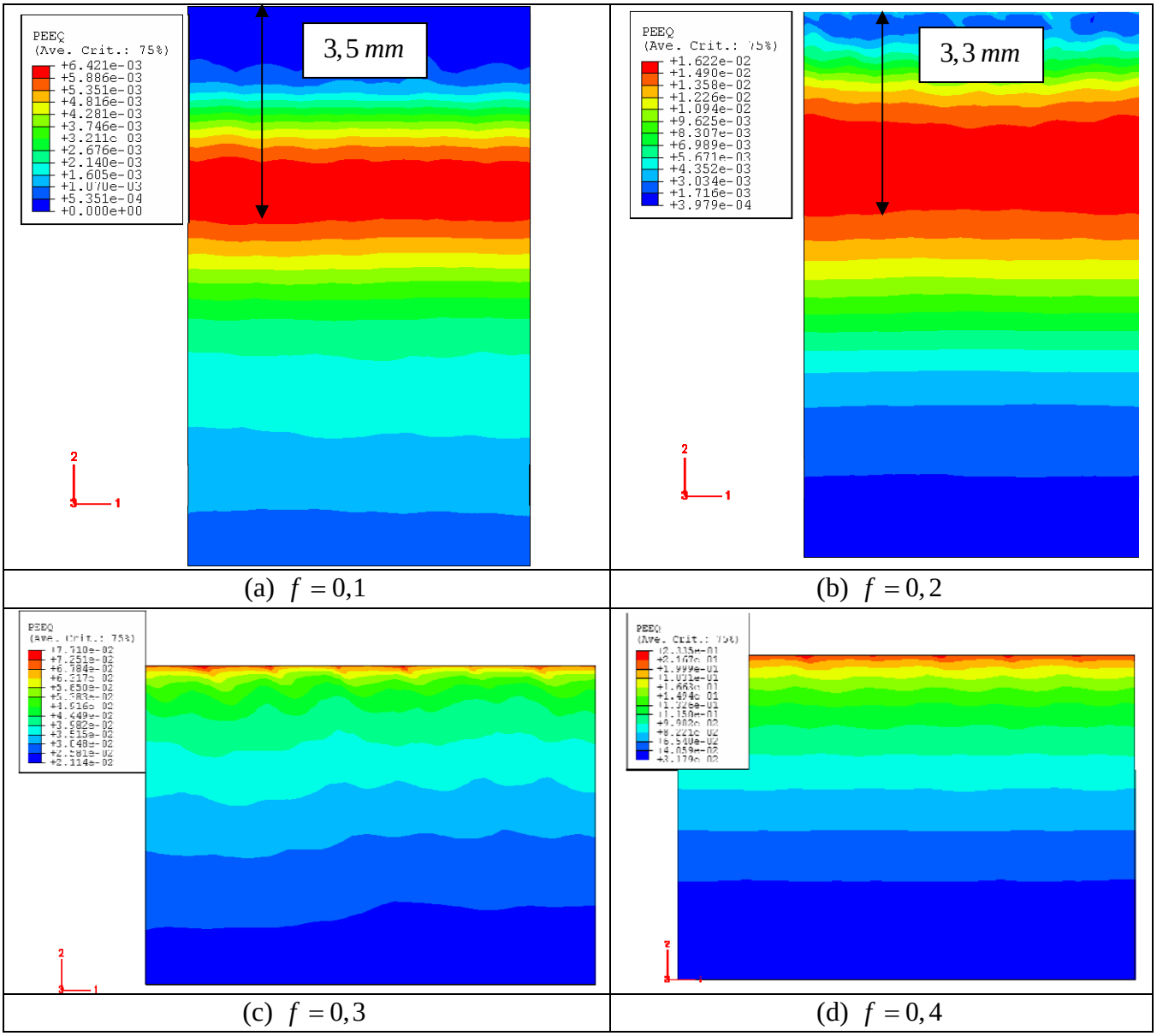


Figure 4-16. Répartition de la déformation plastique équivalente dans la roue sans défaut (a) $f = 0,1$, (b) $f = 0,2$, (c) $f = 0,3$, (d) $f = 0,4$.

La figure 4-17 donne l'évolution du paramètre de fatigue de Jiang-Sehitoglu pour différentes valeurs du coefficient de frottement. La composante normale (mode I) de $FP_{\max}$ est nulle. En effet, la contrainte normale maximale $\sigma_{\max}$, est toujours négative pour les différentes valeurs du coefficient de frottement. Par conséquent, l'endommagement par FCR est entièrement dû aux composantes tangentielles de la contrainte et de la déformation. On observe que $FP_{\max}$ augmente significativement pour des valeurs de $f \geq 0,2$. Ainsi, lorsque f croît respectivement de 0,3 à 0,4, $FP_{\max}$ croît de $1,4$ *à* $2,4$ *MPa* [142, 143].

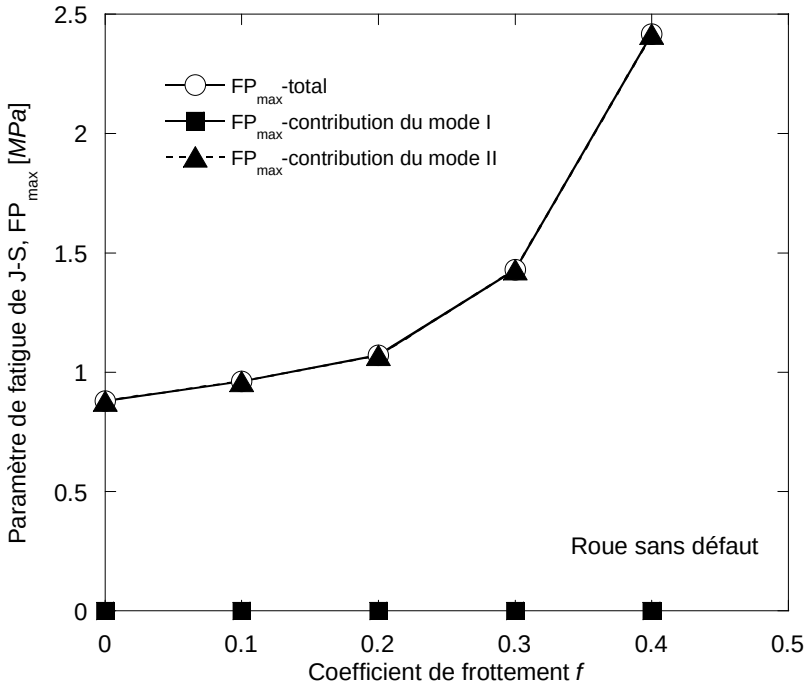


Figure 4-17. $FP_{\max}$ en fonction du coefficient de frottement f .

4.3.2 Cas d'une roue avec défaut

Dans cette partie nous nous intéressons au cas où on tient compte à la fois du frottement, qui est à l'origine d'un endommagement important dans la zone proche de la surface, et de la présence de défaut dans le matériau. Nous avons considéré un défaut de forme circulaire de rayon $r = 0,5\,mm$ situé à une profondeur $h = 15\,mm$. Nous avons été amené à utiliser le modèle global qui nécessite un temps de calcul CPU très élevé ; la technique du submodeling ne donnant pas des résultats satisfaisants. La figure 4-18 illustre le maillage utilisé dans cette étude. Celui-ci est très raffiné dans la zone proche de la surface où le frottement peut induire des déformations plastiques importantes, ainsi qu'autour du défaut qui est à l'origine de fortes concentrations de contraintes.

La déformation plastique équivalente est donnée par la figure 4-19 dans la zone où celle-ci est maximale. On observe que pour $f = 0,1$ et 0,2 l'élément le plus endommagé est situé au voisinage immédiat du défaut, par contre on a également des zones avec une déformation assez importante dans la zone proche de la surface de contact. Cependant, pour $f = 0,3$ et 0,4, la zone déformée est exclusivement située à la surface du contact comme dans le cas de la roue sans défauts.

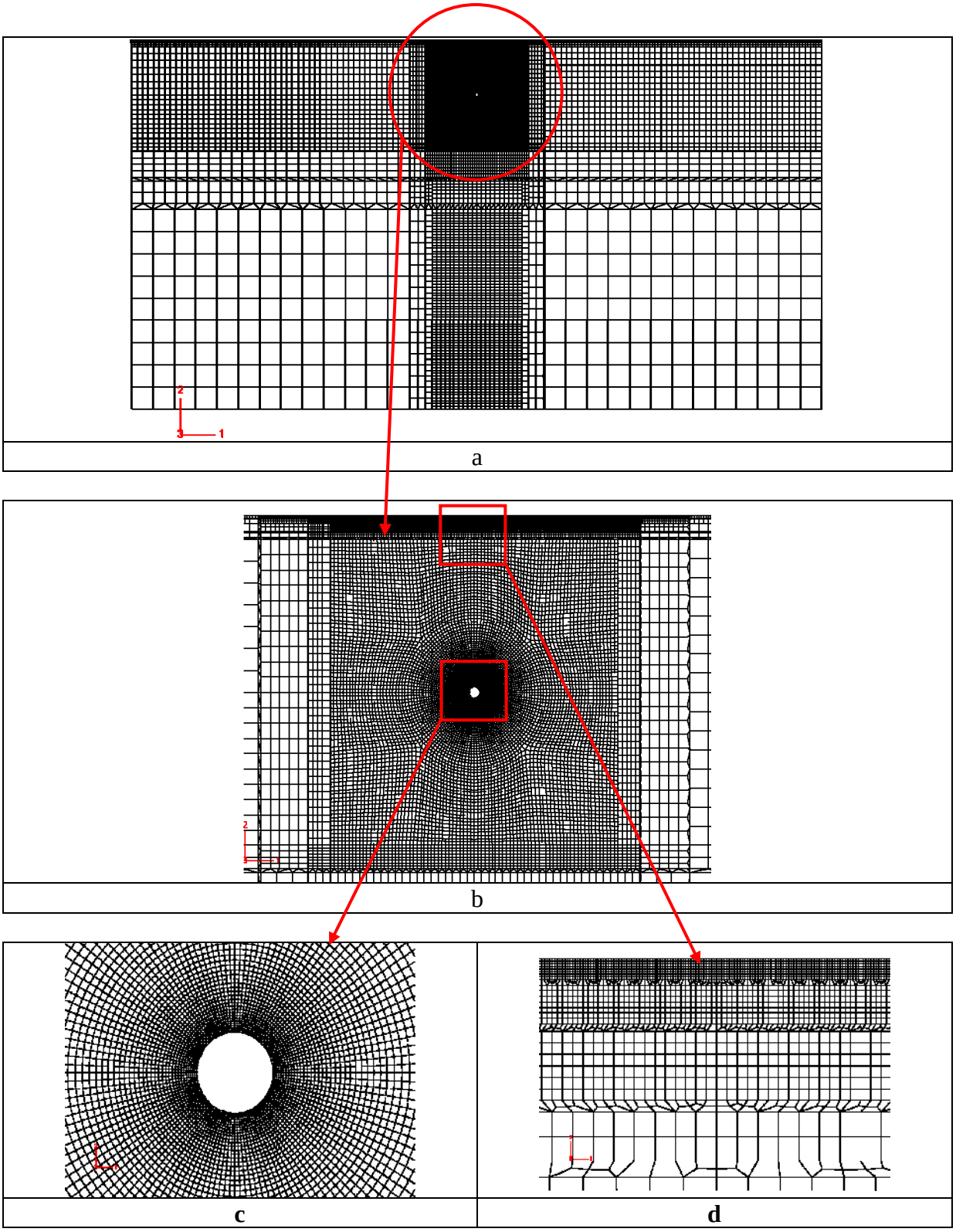
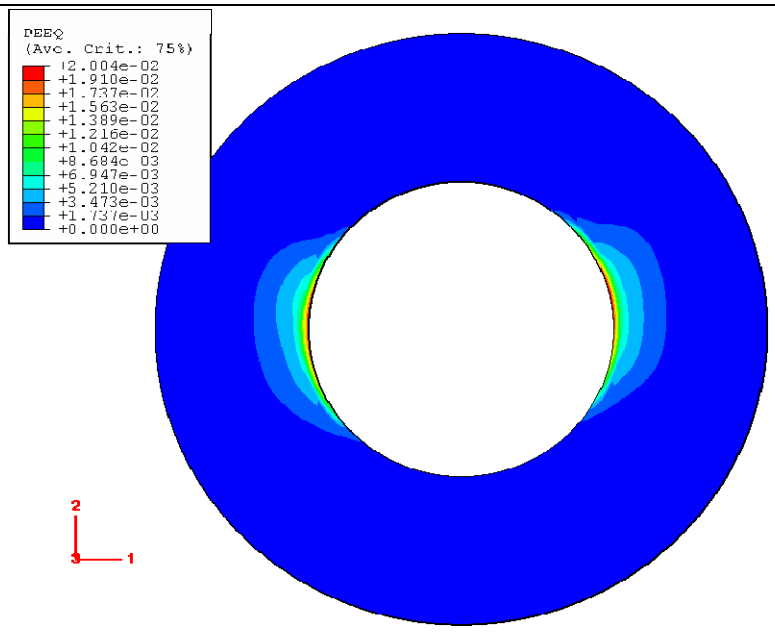
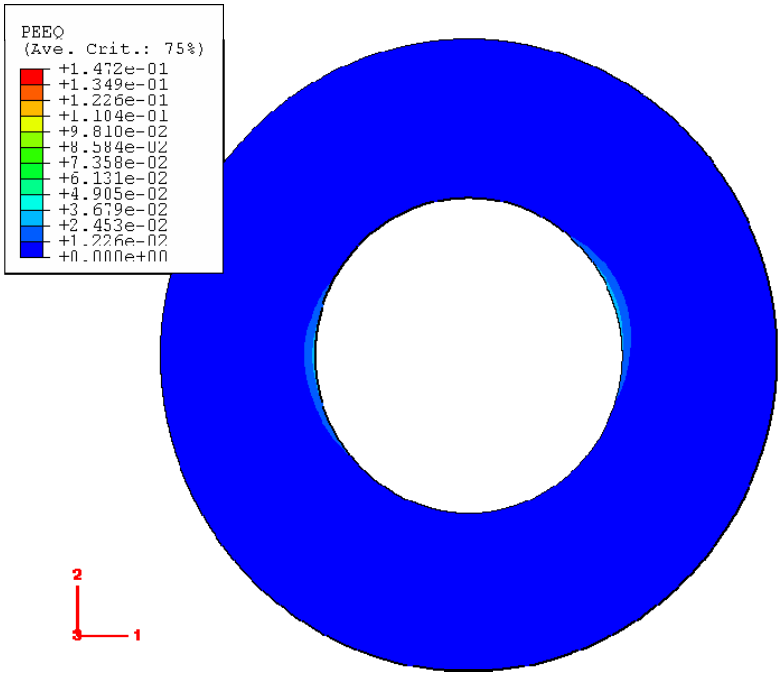


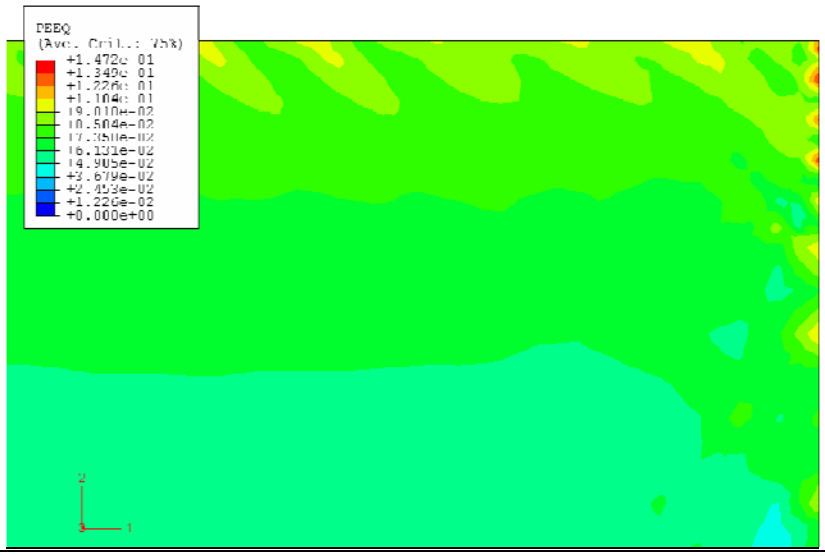
Figure 4-18. Raffinement du maillage près du défaut et de la surface de contact.



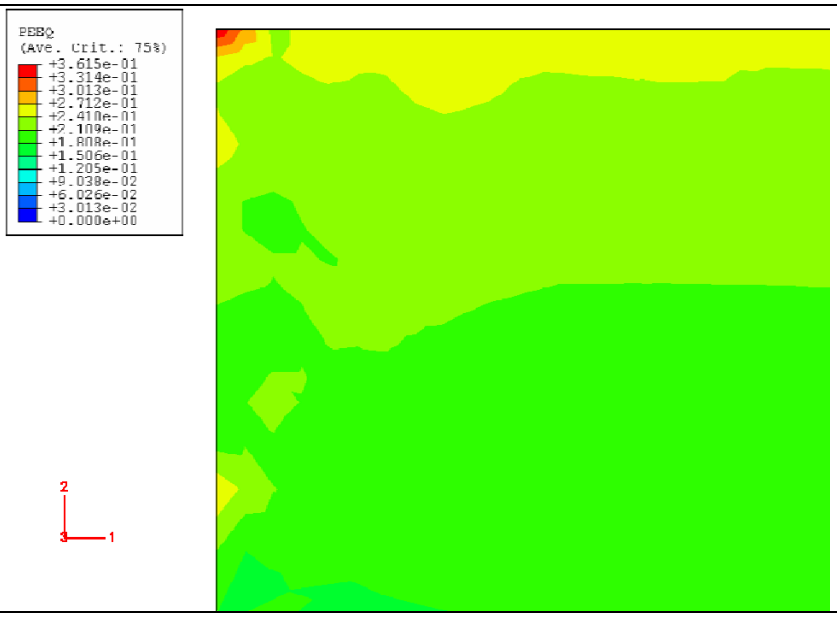
a- $f = 0{,}1$ près du défaut.



b- $f = 0{,}3$ près du défaut



c- $f = 0,3$ près de la surface de contact



d- $f = 0,4$ près de la surface de contact

Figure 4-19. (a) $f = 0,1$, (b) $f = 0,3$, (c) $f = 0,3$, (d) $f = 0,4$

Le paramètre de fatigue ainsi que ses deux composantes normale et de cisaillement sont donnés dans la figure 4-20 pour différentes valeurs du coefficient du frottement. On constate que pour $f = 0,1$ et 0,2 les deux composantes de $FP_{\max}$ sont du même ordre de grandeur avec une contribution quasiment nulle du mode II dans l'endommagement. Pour les valeurs de $f \geq 0,2$, cette tendance s'inverse et l'endommagement dû à la composante normale (mode I) diminue progressivement pour devenir plus faible que celui dû à la composante de cisaillement (mode II) lorsque $f = 0,3$ ou $0,4$. L'endommagement total augmente donc avec le coefficient de frottement mais cette augmentation est due en grande partie à une plus forte contribution du mode de cisaillement.

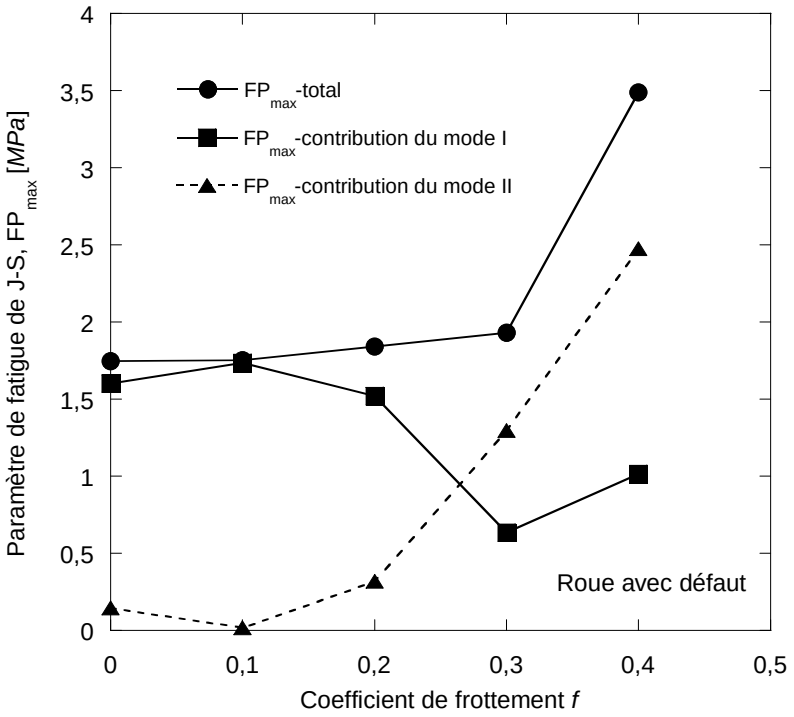


Figure 4-20. $FP_{\max}$ en fonction du coefficient de frottement f .

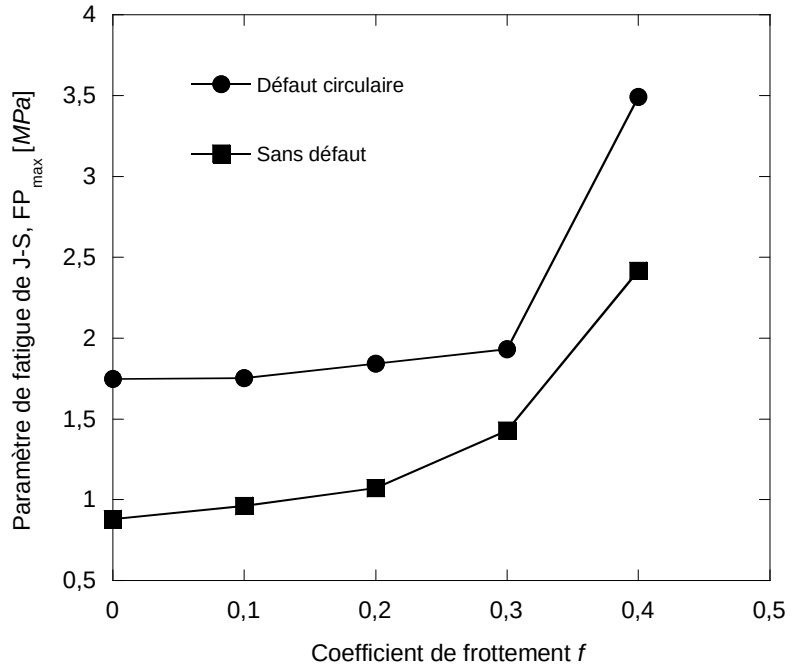


Figure 4-21. $FP_{\max}$ en fonction du coefficient de frottement f pour $F = 12MN/m$.

La figure 4-21 compare le paramètre d'endommagement de Jiang-Sehitoglu dans le cas d'une roue avec et sans défaut circulaire, pour les différentes valeurs du coefficient de frottement étudiées. On constate que $FP_{\max}$ augmente dans les deux cas avec le coefficient du frottement. La présence d'un défaut dans le matériau fragilise plus la roue et cela est également le cas lorsque $f = 0,3$ et 0,4 où l'amorçage de fissure se produit près de la surface du contact et très loin alors du défaut.

Ce comportement est illustré par la figure 4-22 qui donne l'évolution de la durée de vie N_f en fonction du coefficient du frottement. Lorsque f augmente de 0,3 à 0,4, la durée de vie chute brutalement et passe respectivement de 1877 à 420 cycles ou de 799 à 192 cycles pour une roue sans défaut ou avec défaut circulaire.

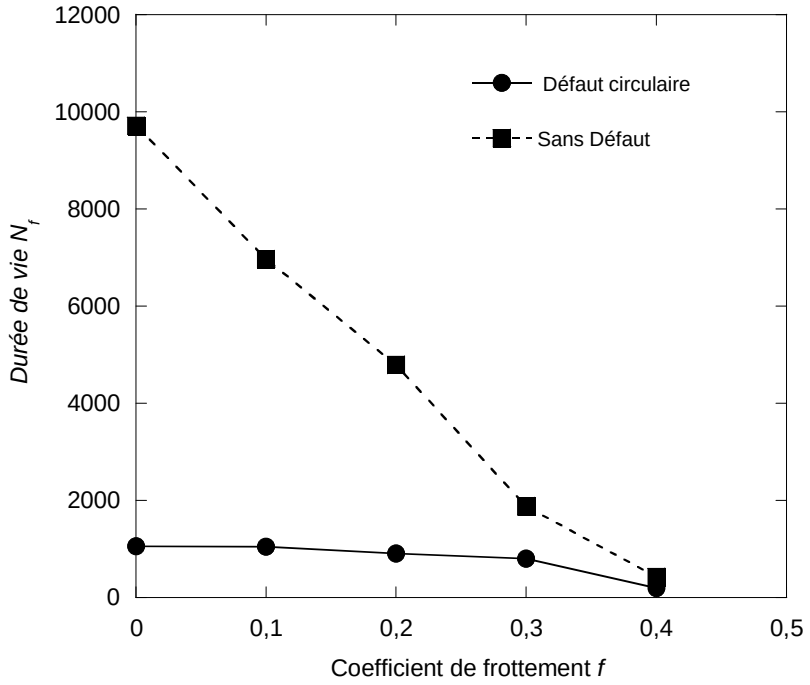


Figure 4-22. Durée de vie N_f à l'amorçage en fonction du coefficient de frottement f

Le tableau 4-8 récapitule les résultats sur l'influence du frottement dans la roue avec ou sans défaut, en termes d'angle d'inclinaison du plan critique, de pourcentage de mode de cisaillement dans l'endommagement par fatigue et de comportement de l'élément le plus endommagé du matériau. Dans la roue sans défaut, les éléments les plus endommagés sont sur la surface pour $f = 0,3$ ou $0,4$ et à des profondeurs variant entre $1,8$ et $3,5\,mm$ pour $f = 0,1$ et $0,2$; le comportement est dominé par l'effet de rochet avec 100% de contribution du mode de cisaillement et un plan critique s'écartant de plus en plus de l'horizontale à mesure que la valeur du coefficient de frottement augmente. Dans la roue avec défaut, l'accommodation plastique domine pour $f \le 0,2$ avec une faible contribution du mode II et un plan critique proche de l'horizontale. Pour $f = 0,3$ ou $0,4$, l'élément le plus endommagé est sur la surface de contact et non proche du défaut, la contribution du mode II est de 67 ou 71% avec un angle d'inclinaison du plan critique de 60 ou 75°; on retrouve alors à ces fortes valeurs du frottement un comportement dominé par l'effet de rochet.

Frottement f	%ModeII/ FP_{max} avec défaut	α [°] avec défaut (N_f)	% ModeII/ FP_{max} Sans défaut	α [°] Sans défaut (N_f)
0	8,2 (AP)	0 (1052)	100 ($AE \rightarrow AP$)	0 (9716)
0,1	0,94 ($AP \rightarrow ER$)	0 (1042)	100 (ER)	15 (6963)
0,2	17,4 ($AP \rightarrow ER$)	0 à 15 (908)	100 (ER)	15 (4792)
0,3	67 (ER)	60 (799)	100 (ER)	45 (1877)
0,4	71 (ER)	75 (192)	100 (ER)	60 (421)

Tableau 4-8. Orientation du plan critique et pourcentage de contribution de mode II en fonction du coefficient de frottement

4.4. Conclusions

Les résultats de ce chapitre qui traitent des effets des surcharges (ou des sous charges) et de l'augmentation du frottement de contact sur le comportement et la durée de vie, permettent de dégager les conclusions suivantes :

- Les sous charges n'ont aucun effet sur la durée de vie.
- Les surcharges induisent de fortes contraintes résiduelles de compression. Après application d'une surcharge, les durées de vie à l'amorçage sont toujours plus élevées que celles déterminées dans le cas des mêmes chargements à amplitude constante. Ces durées de vie augmentent lorsque le rapport de la surcharge appliquée augmente.
- Deux ou trois surcharges dans un spectre de chargement conduisent à la même durée de vie. Celle-ci est plus élevée que celle déterminée pour un spectre comportant une seule surcharge de même rapport de surcharge.
- Le comportement, essentiellement d'accommodation plastique initialement, varie peu après surcharge de rapport $R_S = 1,5$ pour les différentes configurations de défauts circulaires étudiées. En présence de défauts elliptiques dans la roue qui concentrent plus, l'effet de rochet est prépondérant dans le comportement après surcharge de rapport $R_S = 1,5$.
- Le rapport de surcharge $R_S = 1,83$ (spectre de chargement B) modifie de façon plus marquée le comportement au voisinage des défauts circulaires où l'effet de rochet devient dominant. Près des défauts elliptiques, l'effet de rochet déjà présent pour le rapport $R_S = 1,5$, le demeure pour le rapport $R_S = 1,83$.
- L'orientation du plan critique s'écarte très sensiblement de l'horizontale après application d'une surcharge. Le pourcentage du mode de cisaillement dans l'endommagement augmente aussi après surcharge et ce d'autant plus que le rapport de surcharge est élevé.
- Avec ou sans défaut dans la roue, la durée de vie à l'amorçage diminue lorsque le coefficient de frottement f augmente. Cette diminution est plus prononcée dans le cas de la roue sans défaut où la durée de vie reste toutefois plus élevée pour $f \leq 0,4$.
- Dans la roue sans défaut, les zones les plus endommagées sont situées en dessous de la surface de contact à des profondeurs variant entre 1,8 et 3,5mm pour $f \leq 0,2$. Pour $f \geq 0,3$, les éléments les plus endommagés sont situés sur la surface de contact.

- Dans la roue avec défaut, les éléments les plus endommagés sont situés au voisinage immédiat du défaut pour $f \leq 0,2$. A $f = 0,3$ ou $0,4$, ils sont situés sur la surface de contact qui continue à concentrer l'essentiel de l'endommagement aux fortes valeurs du coefficient de frottement.
- En l'absence de défaut et quelque soit l'intensité du frottement, l'endommagement est exclusivement dû au mode de cisaillement plan.
- En présence de défaut, le mode I est largement dominant pour $f \leq 0,2$; au-delà c'est le mode de cisaillement qui prédomine progressivement.

Chapitre-5

INFLUENCE DES EFFETS D'INERTIE SUR LA DURÉE DE VIE A L'AMORÇAGE DE FISSURE DE FATIGUE

SOMMAIRE

5.1. Introduction 191

5.2. Comparaison des résultats statique et dynamique 191

5.3. Influence de la vitesse de roulement sur la durée de vie d'amorçage de fissure 198

5.4. Conclusions 204

5.1. Introduction

De nombreuses études ont permis de comprendre le mécanisme d'amorçage et de propagation des fissures dans les rails et les roues ferroviaires. Cependant, la grande majorité de ces études s'intéresse au roulement par fatigue de contact dans le cas statique. De rares travaux ont été consacrés à l'influence de la vitesse de roulement sur la tenue en fatigue des aciers à rail. Ohyama a réalisé des expériences sur l'adhérence dans le domaine des grandes vitesses de roulement dans le but de simuler le système roue-rail [157, 158]. Xiaoyu et Xuesong [159] ont montré que les pressions de contact normales dans le cas dynamique peuvent être très différentes de celles qui s'exercent dans le cas statique avec l'hypothèse de contact Hertzien. Ils ont montré également que l'effet de la vitesse de roulement sur la pression normale et sur la contrainte tangentielle diminue avec l'augmentation du chargement appliqué.

En tenant compte des efforts dynamiques dans une locomotive en mouvement, la charge statique peut s'accroître significativement :

1. par les effets d'inertie des pièces en mouvement liées à la roue (équilibrage éventuellement insuffisant des pièces à mouvement rotatif, effet des contrepoids rotatifs d'équilibre des pièces à mouvement alternatif) ;
2. par les dénivellations accidentelles des rails qui modifient la répartition du poids de la locomotive entre les essieux ;
3. par l'effet en voie courbe de la force centrifuge (généralement incomplètement équilibrée par le dévers) qui conduit à une répartition inégale de la charge d'un même essieu entre les deux roues.

Ce chapitre a pour objectif d'étudier l'influence des effets d'inertie sur la durée de vie d'amorçage de fissure dans une roue de locomotive comportant un défaut circulaire situé à une profondeur h de la surface de roulement. La distribution des déformations plastiques est différente dans le cas dynamique par rapport au cas statique. On montre également que la durée de vie d'amorçage est sous-estimée dans le cas statique. L'influence du niveau de chargement ainsi que celle de la vitesse de roulement ont été étudiées.

5.2. Comparaison des résultats statique et dynamique

Dans ce chapitre nous avons effectué des simulations numériques pour déterminer l'influence des effets d'inertie sur la durée de vie d'amorçage de fissure. Pour cela nous allons utiliser le module explicite du code d'éléments finis Abaqus.

Contrairement au code implicite, l'algorithme explicite n'est pas itératif. Dans la version Abaqus/Explicit, les équations d'équilibre globales sont résolues à travers une technique d'intégration explicite. Comme cette technique ne nécessite ni itérations d'équilibre ni la définition du module tangent, l'intégration des équations constitutives d'un modèle de plasticité est simplement obtenue en fonction des incréments des déformations plastiques lorsque la condition de chargement élasto-plastique est vérifiée. Cet algorithme se base sur un très grand nombre d'incréments très courts définis par la vitesse de propagation d'une onde élastique C_d (équation (5.1)).

La notion de propagation d'onde présente l'avantage de limiter la résolution aux éléments atteints par l'onde ce qui présente une économie par rapport au code implicite (qui résout sur

tout le système à chaque incrément). Ceci lui confère la capacité de réaliser des calculs rapides. Le module explicite est toutefois confronté à deux difficultés qui sont la stabilité des calculs et les modes vibratoires. En effet, cet algorithme n'est pas aussi stable que l'algorithme itératif du module implicite, ce qui nous impose de bien choisir les dimensions des éléments. Pour pouvoir assurer la convergence du calcul, l'incrément minimal utilisé doit être inférieur ou égale au temps défini par l'équation (5.2). Ceci dit, la possibilité de laisser au code le choix de l'incrément minimal existe, ce qui permet à l'utilisateur de ne pas se soucier de ces détails.

$$C_d = \sqrt{\frac{\lambda + 2\mu}{\rho}} \tag{5.1}$$

Où λ, μ et ρ sont respectivement les coefficients de Lamé et la densité du matériau.

$$\Delta t_{stable} = \frac{L_{\min}}{C_d} \tag{5.2}$$

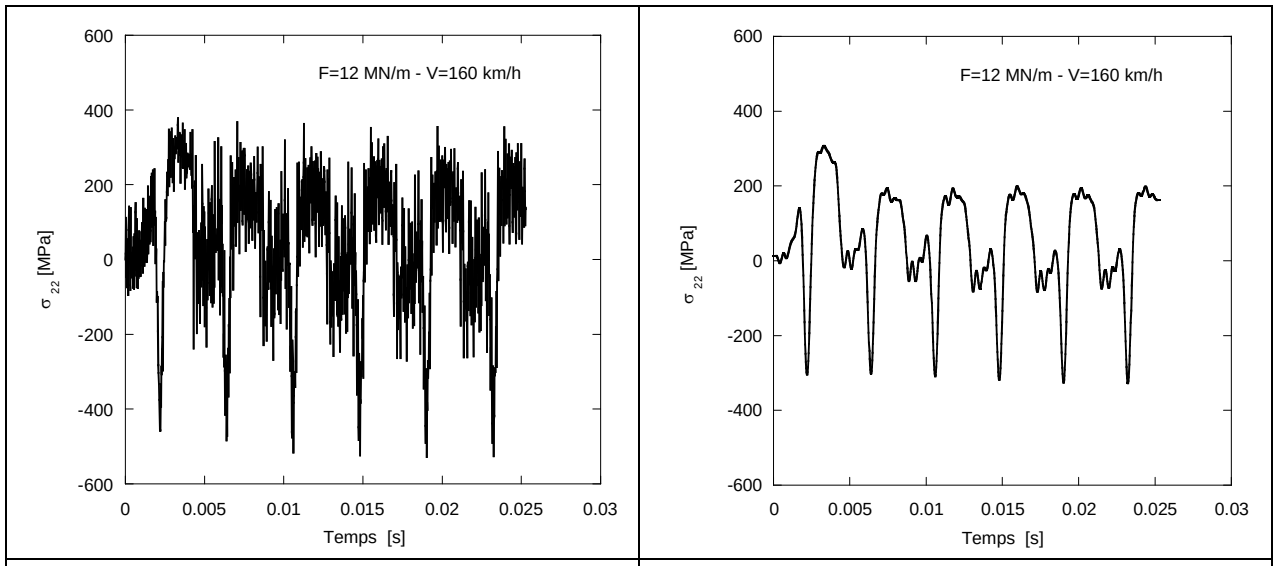
Avec Δt_{stable} et $L_{\min}$ respectivement l'incrément minimal et la plus petite dimension du plus petit élément.

Le comportement du matériau sous chargement cyclique sera modélisé en utilisant le modèle de Chaboche et Lemaître (Lemaître & Chaboche-2004 [151]). Le maillage du modèle global de l'étude statique a été utilisé dans ces calculs dynamiques.

Nous considérons le cas standard de notre étude, celui d'une roue ayant un défaut circulaire de rayon $r = 0,5\,mm$ et situé à une profondeur $h = 15\,mm$ sous la surface de contact.

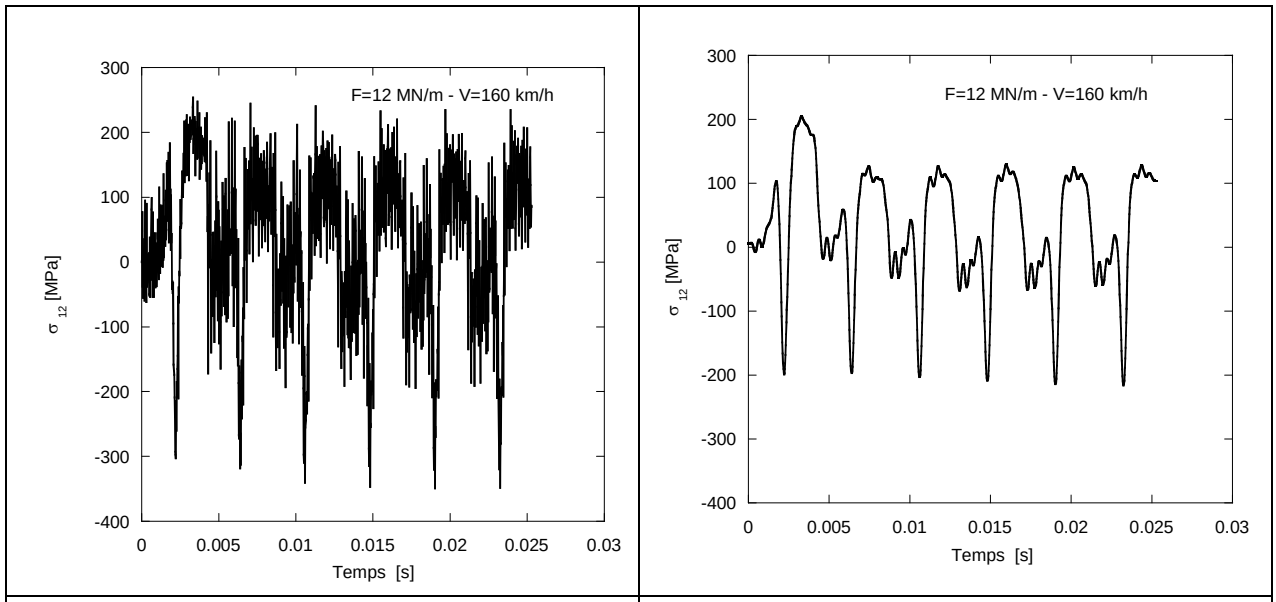
La comparaison des résultats statique et dynamique est effectuée pour différents niveaux de chargement : $F = 4, 7, 12, 18$ et $22 MN/m$. Le chargement est appliqué à l'aide d'une pression de contact hertzien en mouvement sans prendre en compte l'effet du frottement. Pour pouvoir imposer un chargement variable dans le temps et mobile dans l'espace, nous avons développé une subroutine VDLOAD qui est implémentée dans le code des éléments finis Abaqus/Standard [149].

Pour $F = 12\,MN/m$ et pour une vitesse de roulement de $160\,km/h$, les figures 5-1 et 5-2 donnent l'évolution de la contrainte normale σ_{22}, et de la contrainte de cisaillement σ_{12}, en fonction du temps, dans l'élément le plus endommagé de la roue. Les allures générales des courbes statiques (figure 2-24) et dynamiques sont similaires et se stabilisent après le même nombre de cycles. Cependant, en tenant compte des effets d'inertie, la réponse du matériau présente des oscillations importantes comme le montrent les figures 5-1a et 5-2a ; les amplitudes de celles-ci diminuent avec l'augmentation de la force linéique. Les figures 5-1b et 5-2b présentent les mêmes évolutions avec des valeurs moyennes permettant le lissage de ces courbes.



a b

Figure 5-1. Evolution de la contrainte normale dans l'élément le plus endommagé.



a b

Figure 5-2. Evolution de la contrainte de cisaillement dans l'élément le plus endommagé.

La figure 5-3 donne la distribution de la déformation plastique équivalente pour cinq forces linéiques $F = 4,\ 7,\ 12,\ 18\ et\ 22\,MN/m$ à $V = 160km/h$. On observe que le maximum de la déformation est toujours situé au voisinage immédiat du défaut circulaire. Pour $F = 4$ et $7\,MN/m$, la déformation plastique est confinée au voisinage immédiat du défaut circulaire. Pour des forces linéiques plus élevées, on obtient une zone déformée située à quelques millimètres en dessous de la surface de chargement. Ces résultats sont conformes aux résultats expérimentaux qui situent le point d'amorçage des fissures entre 4 et 5 millimètres en dessous de la surface de contact. A souligner que dans le cas statique, les déformations plastiques sont toujours confinées autour du défaut (cf. chapitre 3).

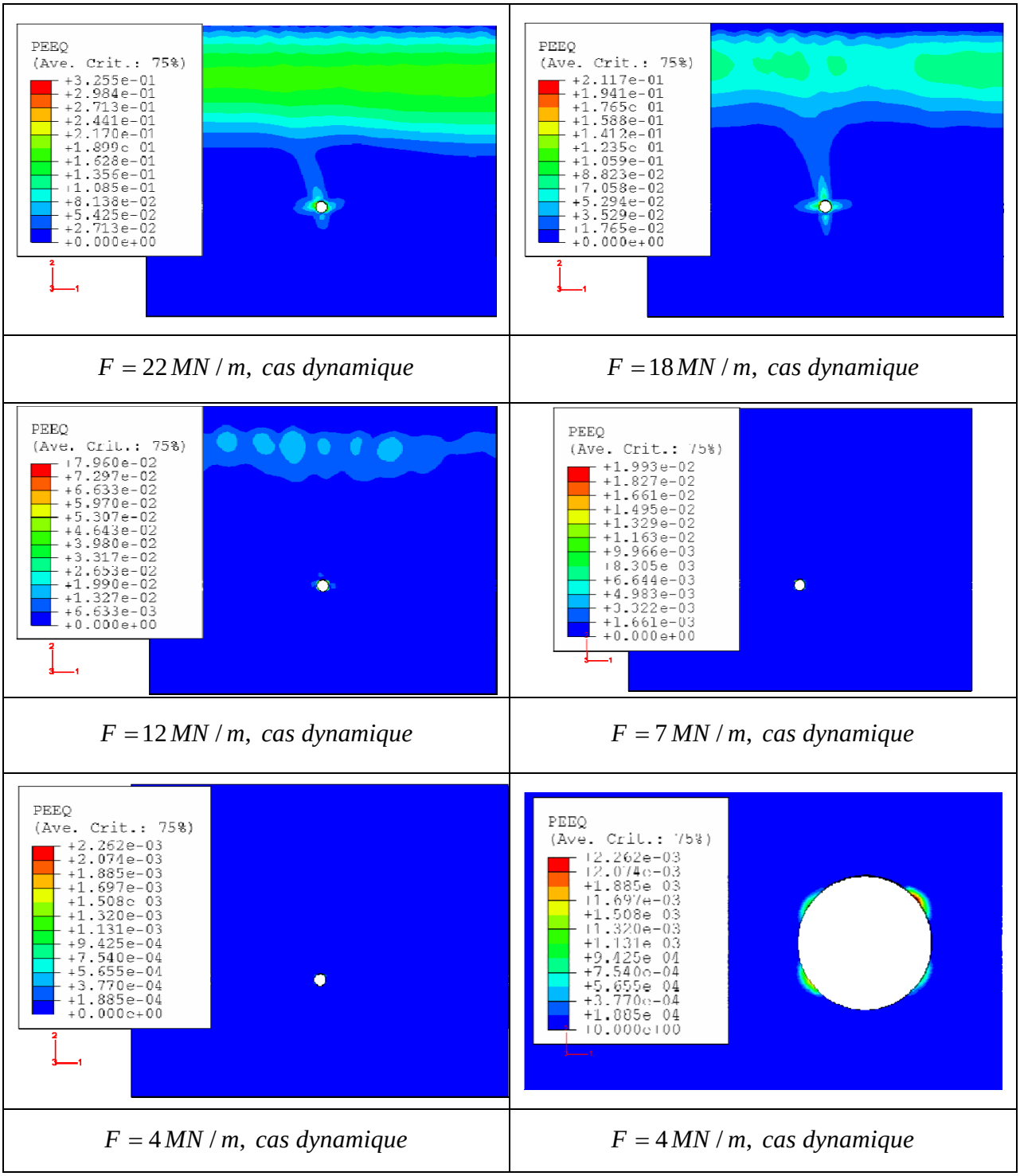


Figure 5-3. Répartition de la déformation plastique équivalente dans le cas dynamique à $V = 160 km/h$.

La répartition et le niveau des déformations plastiques autour du défaut diffèrent dans le cas dynamique par rapport au cas statique. Cette répartition est illustrée sur la figure 5-4. Pour $F = 4\,MN/m$, la réponse du matériau est purement élastique dans le cas statique, par contre dans le cas dynamique, on observe de légères déformations plastiques autour du défaut. Pour

tous les chargements, les déformations sont plus élevées et la zone déformée est plus large dans le cas dynamique par rapport au cas statique. Enfin, en statique l'élément le plus endommagé est toujours situé sur l'axe horizontal autour du défaut, par contre en dynamique celui-ci est situé à 45° de part et d'autre de l'axe horizontal.

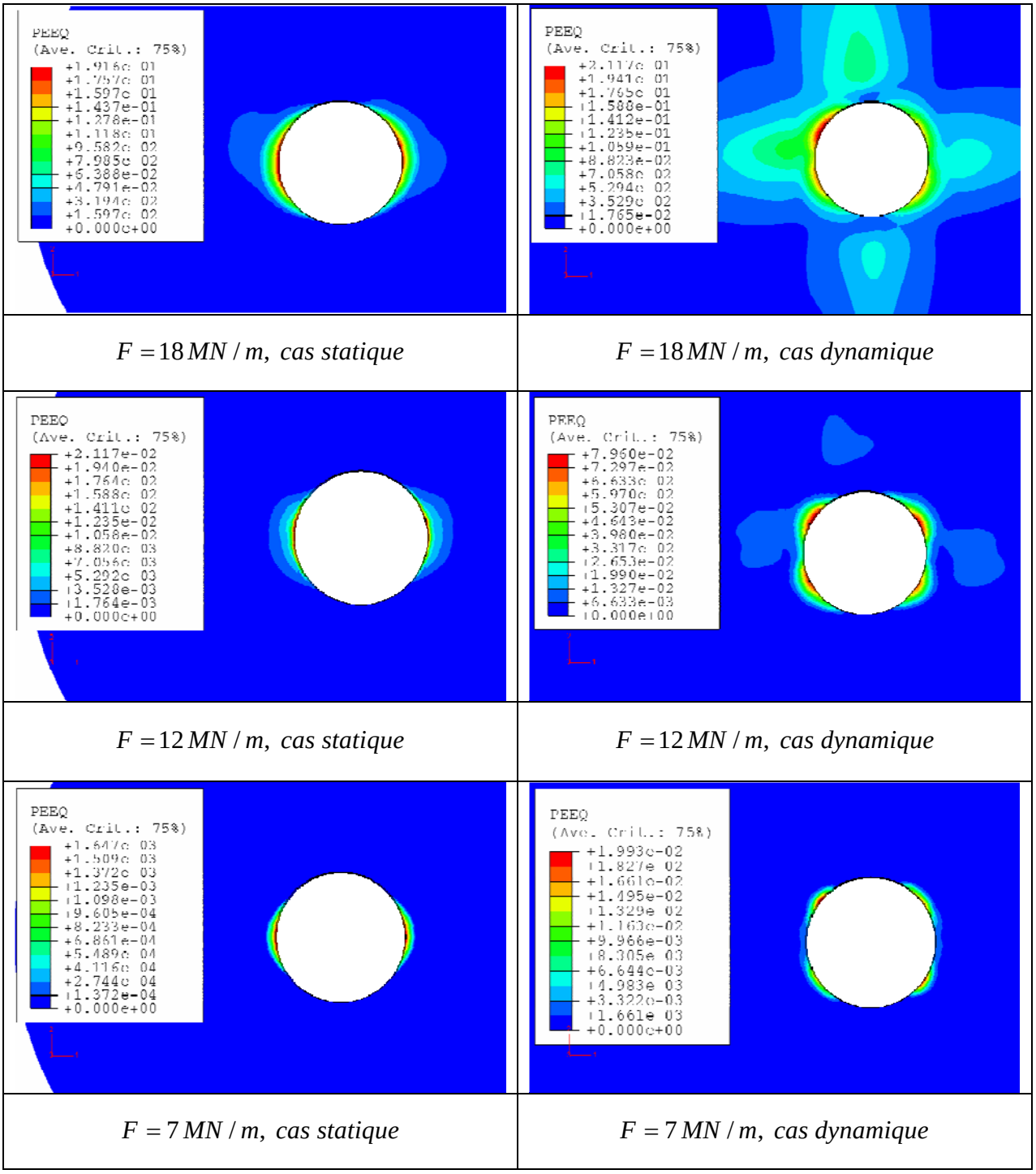


Figure 5-4. Comparaison de la répartition de la déformation plastique équivalente autour du défaut entre le cas statique et dynamique à $V = 160 km/h$.

Pour déterminer le paramètre de fatigue de Jiang-Sehitoglu, nous avons rencontré le problème des oscillations des valeurs maximales et minimales des composantes intervenant dans le calcul de $FP_{\max}$. Pour illustrer la technique adoptée pour déterminer la valeur maximale représentative, nous donnons un exemple du calcul de la contrainte normale maximale pour $F = 22\,MN/m$ (figure 5-5). La valeur maximale est une moyenne des valeurs calculées aux points A_1 et A_2. On fait l'hypothèse raisonnable et largement admise par ailleurs, que les petites oscillations situées loin des extremums n'affectent pas la durée de vie d'amorçage de fissure.

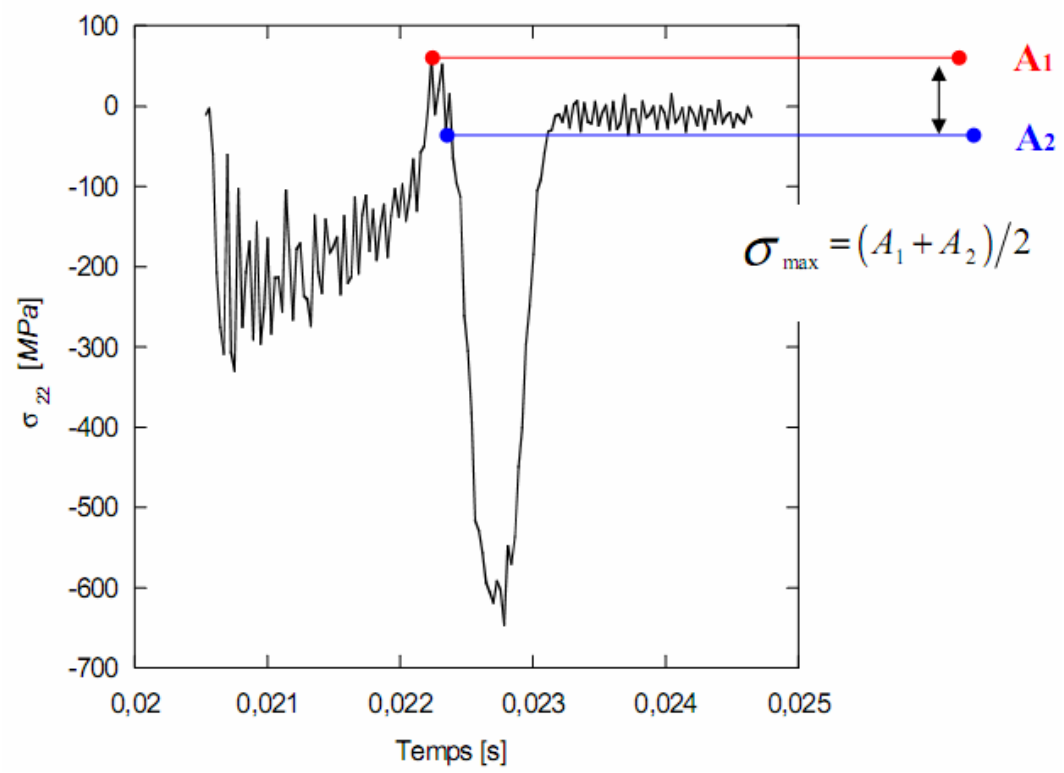


Figure 5-5. Illustration du calcul de $\sigma_{\max}$ pour $F = 22MN/m$ et $V = 160km/h$.

La figure 5-6 donne l'évolution du paramètre de fatigue de Jiang-Sehitoglu, pour différentes valeurs de la force appliquée et pour une vitesse de roulement égale à $160\,km/h$. Pour $F = 4$ et $7\,MN/m$, l'endommagement dû à la composante de cisaillement est négligeable. La situation s'inverse pour des valeurs supérieures et notamment pour $F = 18\ et\ 22\,MN/m$ où l'endommagement est exclusivement dû au mode de cisaillement. Des résultats similaires ont été observées dans le cas statique notamment en ce qui concerne les contributions respectives des deux modes d'endommagement en fonction de la charge. La figure 5-7 compare le paramètre de fatigue en statique et en dynamique (à $V = 160km/h$) aux différentes charges étudiées : les effets dynamiques sont plus prononcées à $F = 22MN/m$.

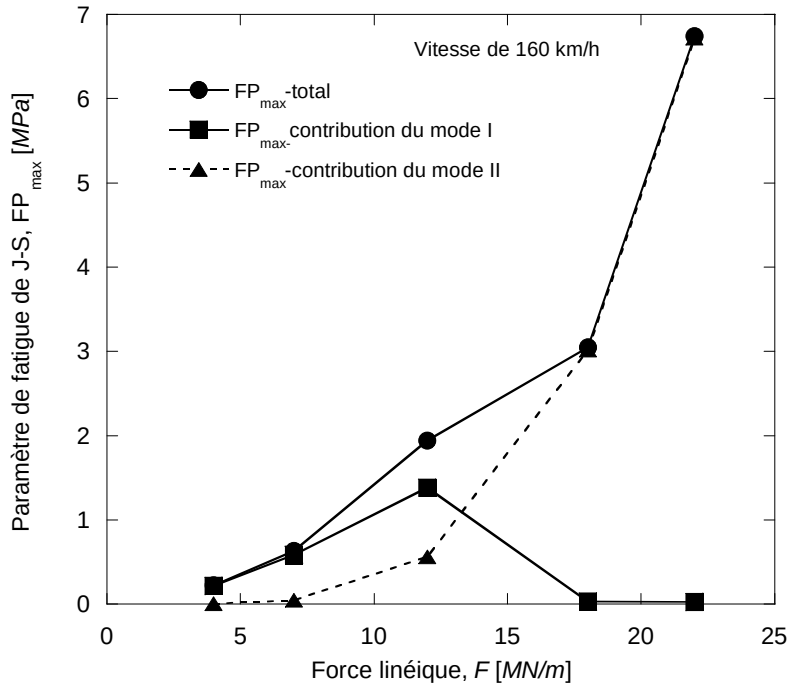


Figure 5-6. $FP_{\max}$ en fonction de la force linéique à $V = 160 km/h$.

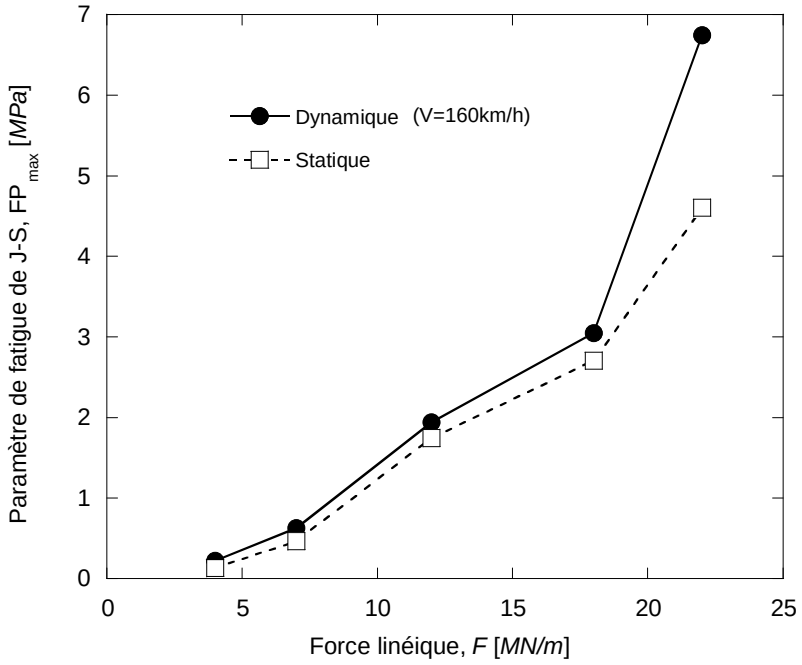


Figure 5-7. $FP_{\max}$ en fonction de la force linéique en dynamique et en statique.

La figure 5-8 compare la durée de vie dans le cas statique et le cas dynamique pour différentes valeurs de la force linéique. La durée de vie est toujours plus petite dans le cas dynamique par rapport au cas statique. Par conséquent, le fait de négliger les effets d'inertie sous-estime l'endommagement dans la roue. Cette différence est importante aux faibles valeurs de la force

linéique, alors qu'elle s'estompe aux fortes valeurs ; cela s'explique par la diminution des amplitudes des oscillations pour les valeurs de *F* élevées. L'ordre de grandeur du nombre de cycles qui paraît très faible pour l'amorçage d'une fissure dans le cas d'un chargement élevé, s'explique par la taille du défaut ($r = 0,5\,mm$) qui est celle d'un cas très défavorable.

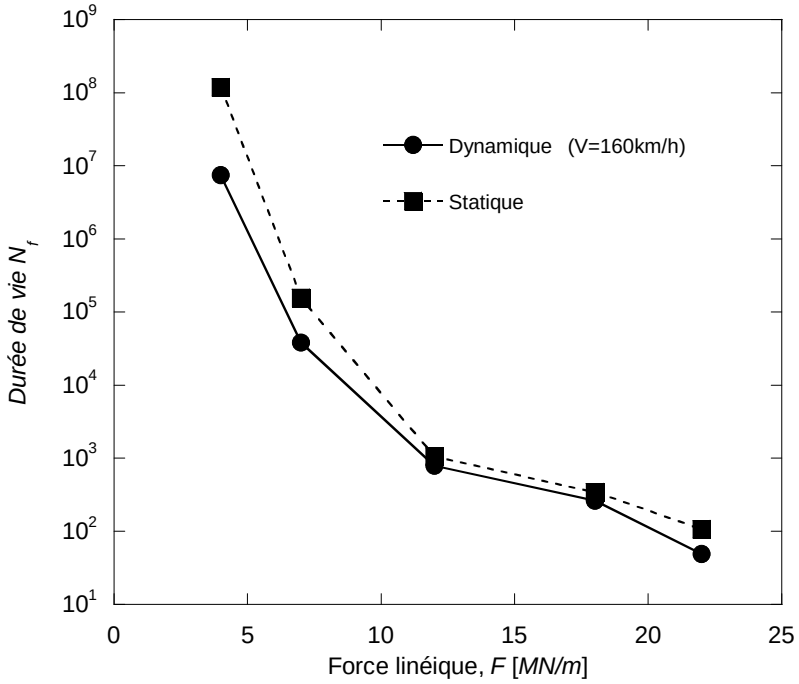


Figure 5-8. Durée de vie en fonction de la force linéique en dynamique et en statique.

5.3. Influence de la vitesse de roulement sur la durée de vie d'amorçage de fissure

Pour étudier l'influence de la vitesse de roulement, nous avons retenu sept vitesses 100, 120, 160, 200, 240, 280 et 320 km/h. Le chargement Hertzien est appliqué sur la roue à l'aide d'une subroutine VDLOAD. Une force égale à $12\,MN/m$ ($p_0 = 1211 MPa$) est appliquée avec un défaut toujours situé à une profondeur $h = 15mm$. La réponse du matériau se stabilise à partir du sixième cycle pour les différentes vitesses étudiées.

La figure 5-9 donne la répartition de la déformation plastique équivalente dans la roue ferroviaire pour cinq vitesses étudiées et pour une force linéique égale à $12\,MN/m$. Les résultats présentés sont obtenus au sixième cycle, lorsque la charge est à la verticale du défaut circulaire. On constate que pour des vitesses de roulement inférieures ou égales à $280\,km/h$, la déformation plastique est localisée au voisinage du défaut et à quelques millimètres de la surface de roulement, et qu'elle augmente avec la vitesse de roulement. Par contre, pour la vitesse de roulement égale à 320 km/h, la déformation plastique se manifeste également dans la zone allant du défaut circulaire à la zone plastique en dessous de la surface de contact. Ce domaine déformé plastiquement et plus large, explique une légère diminution de la valeur maximale de la déformation plastique (moins confinée) observée avec cette vitesse de roulement.

La figure 5-10 donne la distribution de la déformation plastique équivalente autour du défaut pour les cinq vitesses étudiées. Le maximum est toujours obtenu au voisinage immédiat du défaut circulaire. L'élément le plus endommagé est situé dans l'axe faisant un angle égal à $45°$ de part et d'autre de l'axe horizontal.

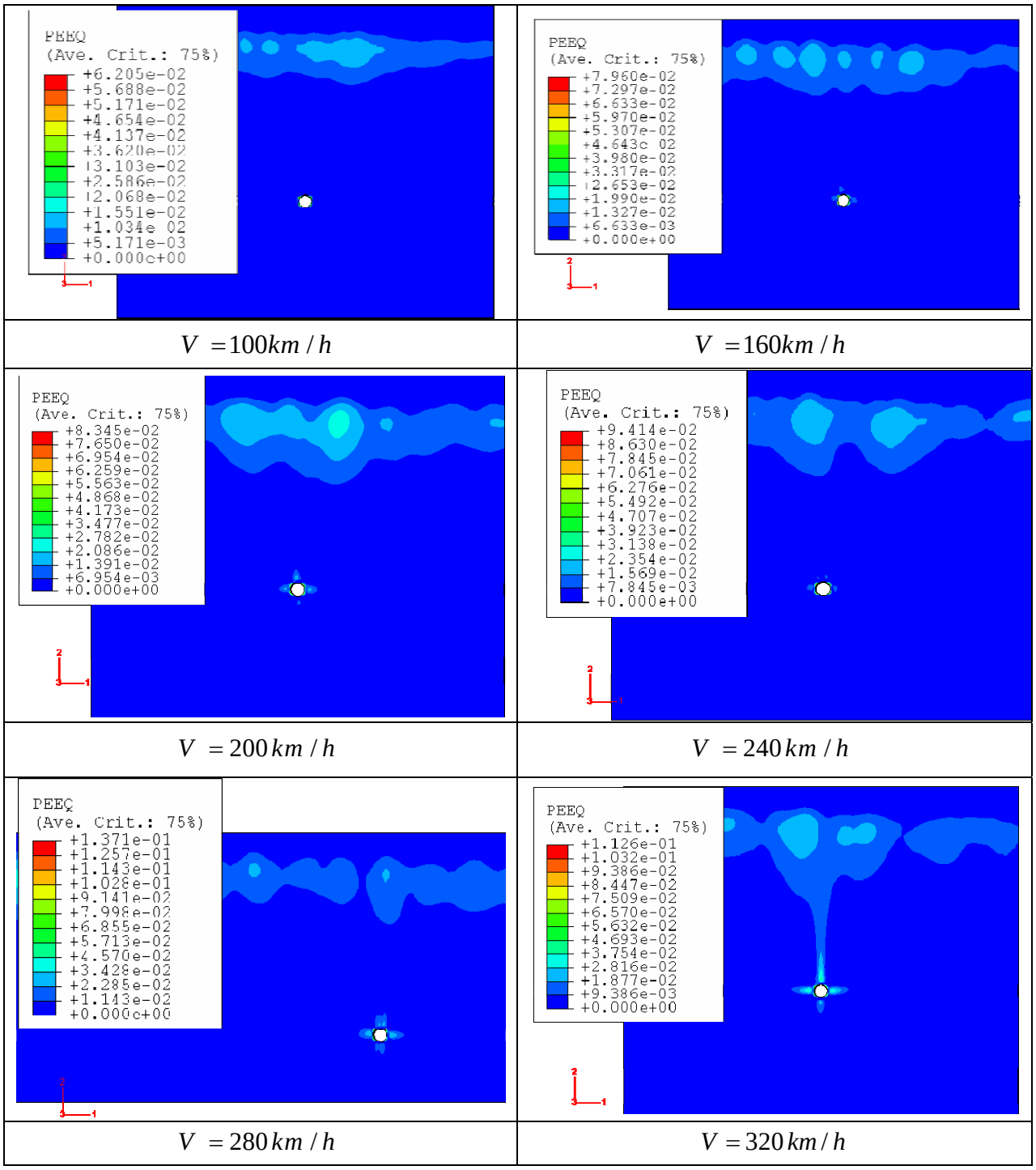


Figure 5-9. Distribution de la déformation plastique équivalente dans la roue, pour $F = 12 MN/m$ et pour les cinq vitesses étudiées.

L'évolution du paramètre de fatigue, $FP_{\max}$, en fonction de la vitesse de roulement est donnée dans la figure 5-11. On observe que l'endommagement de la roue augmente légèrement avec la vitesse de roulement. En effet, lorsque la vitesse passe de 160 à $320\,km/h$, $FP_{\max}$ passe de 1,94 à $2,40\,MPa$. Cette augmentation relativement modérée du paramètre de fatigue cache l'évolution du mode d'endommagement qui est en revanche beaucoup plus sensible à la vitesse de roulement. Pour des vitesses inférieures à $240\,km/h$, le pourcentage de contribution du mode d'endommagement par cisaillement est inférieur à celui dû au mode d'ouverture. La situation s'inverse pour les vitesses plus élevées où l'endommagement par fatigue est essentiellement dû au mode de cisaillement.

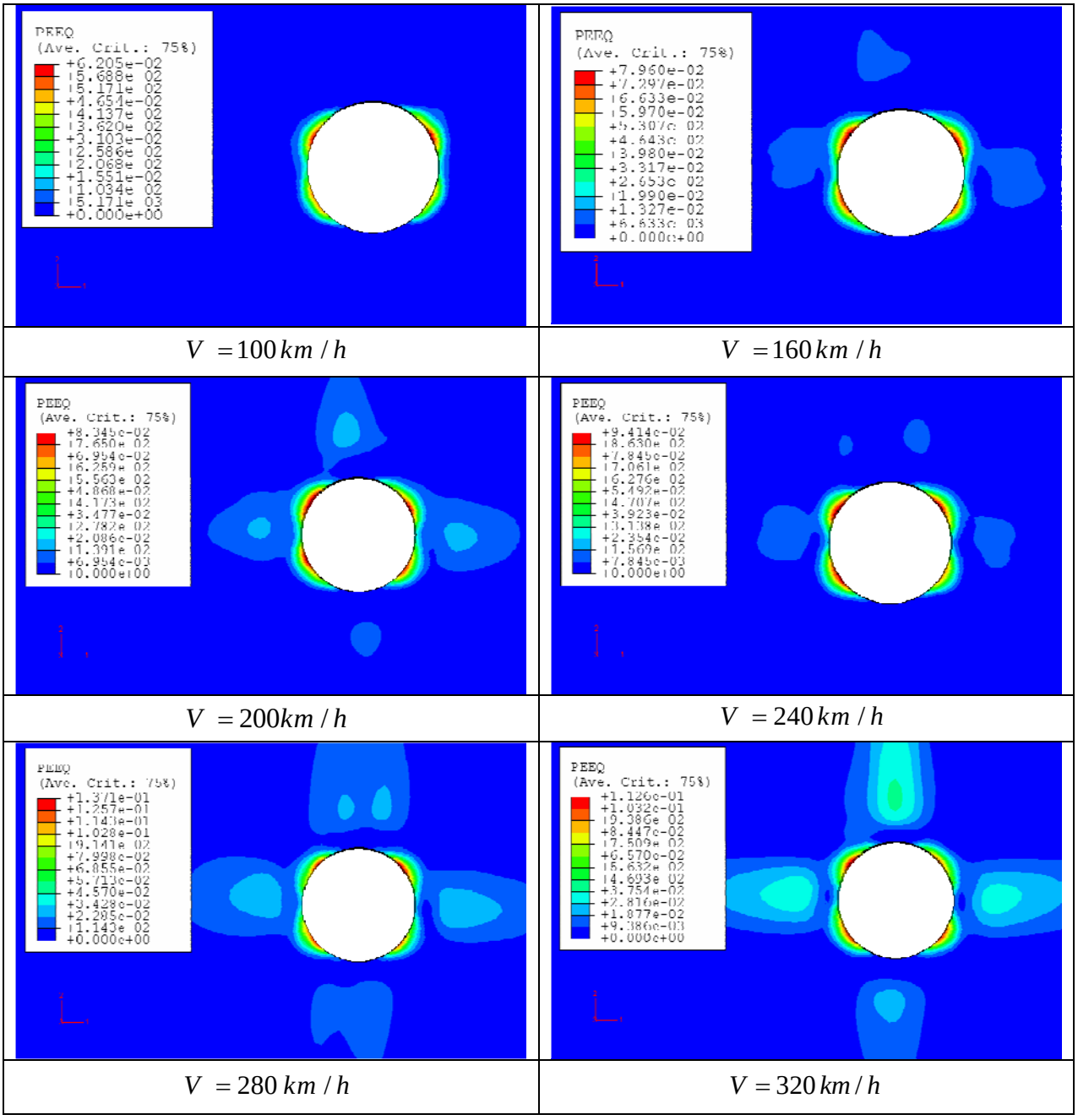


Figure 5-10. Distribution de la déformation plastique équivalente autour du défaut circulaire, pour $F = 12\,MN/m$ et pour les cinq vitesses étudiées.

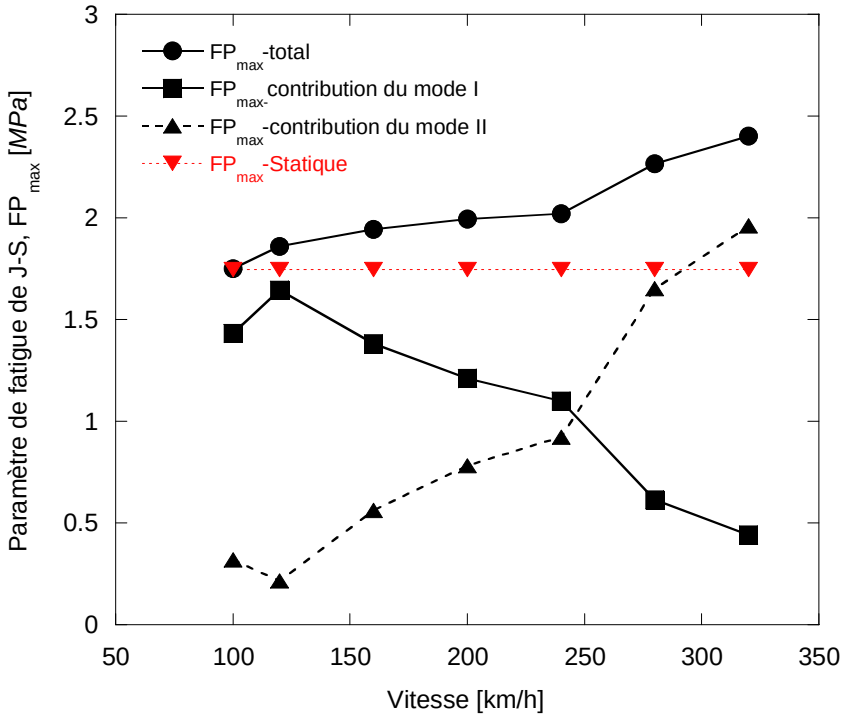


Figure 5-11. $FP_{\max}$ en fonction de la vitesse de roulement à $F = 12MN/m$.

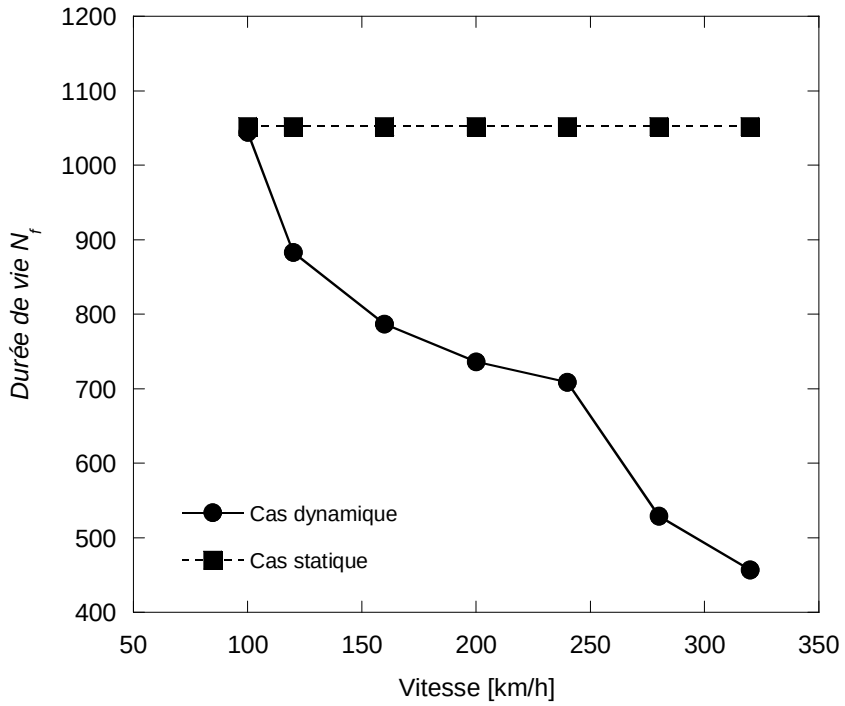


Figure 5-12. Durée de vie en fonction de la vitesse de roulement à $F = 12MN/m$.

En se basant sur les résultats du paramètre de fatigue, nous avons calculé la durée de vie pour différentes vitesses de roulement à l'aide de la loi de STW. Les résultats sont donnés dans la

figure 5-12. La durée de vie diminue légèrement lorsque la vitesse de roulement croît de 160 à $240\,km/h$, et de manière plus rapide au-delà de cette vitesse. La diminution très rapide de la durée de vie dans le domaine des grandes vitesses de roulement est directement liée à l'augmentation très significative de l'amplitude des contraintes et des déformations de cisaillement observées dans ce domaine. La figure 5-12 montre également que si on ne tient pas compte des effets d'inertie, la durée de vie à l'amorçage est surestimée dans un rapport pouvant dépasser deux aux fortes charges.

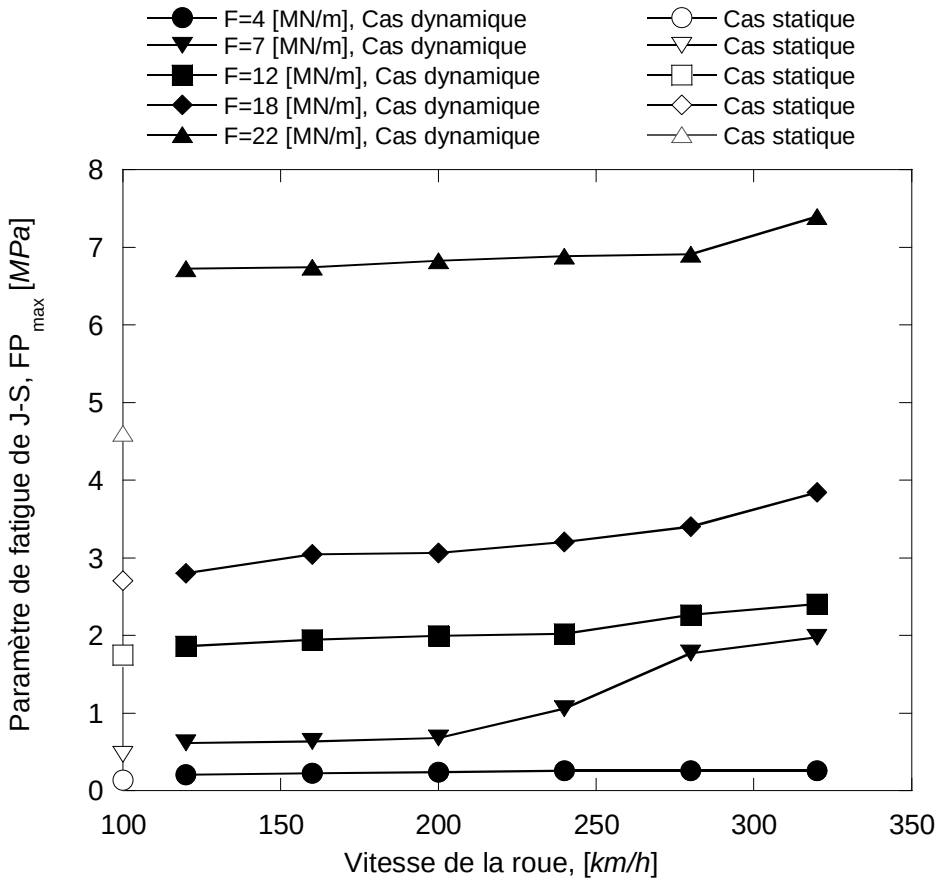


Figure 5-13. $FP_{\max}$ en fonction de la vitesse de roulement aux différentes charges.

Les figures 5-13 et 5-14 récapitulent les résultats dynamiques pour toutes les charges étudiées en termes respectivement de paramètre de fatigue et de durée de vie en fonction de la vitesse de roulement. Les résultats obtenus dans le cas statique sont également indiqués (symboles creux des figures 5-13 et 5-14). En termes de paramètre de fatigue et si on excepte le chargement le plus élevé $(F = 22MN/m)$, ces chargements diffèrent peu de ceux obtenus en dynamique à la vitesse $V = 120km/h$ (figure 5-13). La durée de vie à $V = 120km/h$ comparée au cas statique, chute dans un rapport dix pour la charge la plus faible (figure 5-14) ; cette chute est néanmoins moins importante aux charges plus élevées, même si le rapport de chute reste toujours supérieur à deux.

L'influence de la vitesse de roulement sur à la fois le paramètre de fatigue et la durée de vie, reste assez modérée si l'on excepte le cas du chargement $F = 7MN/m$ où on observe une nette transition à $V = 200\,km/h$: au-delà de cette vitesse, le paramètre de fatigue augmente et la durée de vie diminue donc de façon significative. Cette transition est associée au

changement de comportement qui passe de l'accommodation plastique à l'effet de rochet lorsque la vitesse de roulement passe de 200 à 280 km/h.

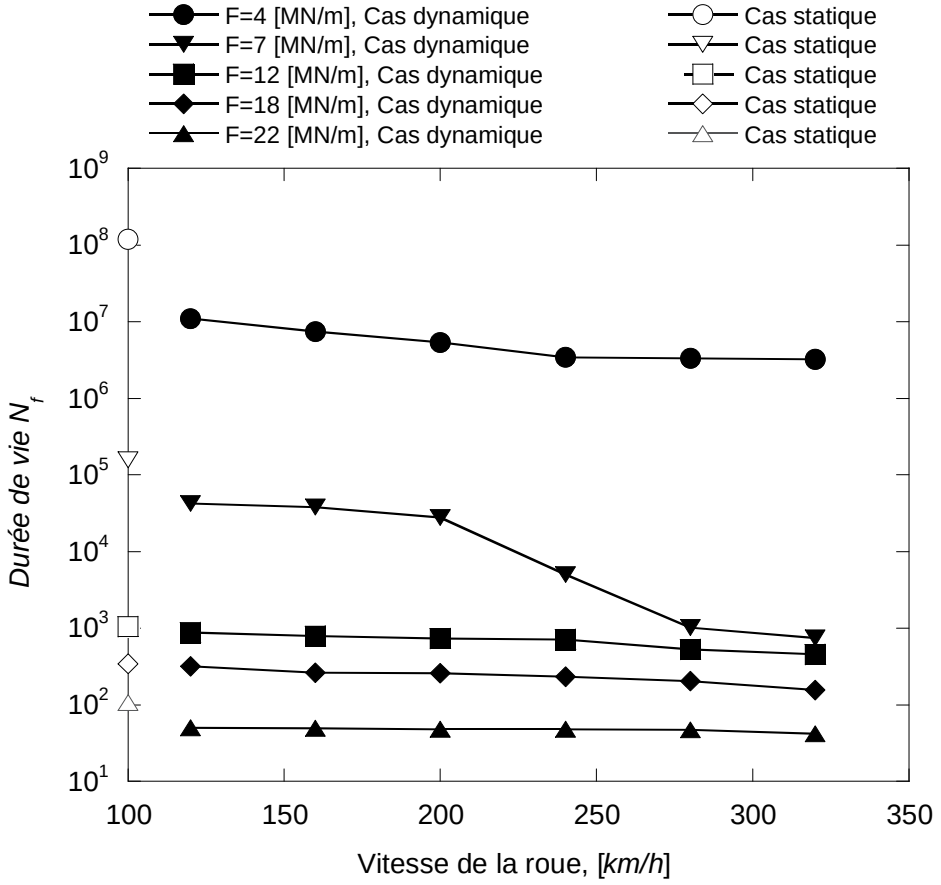


Figure 5-14. Durée de vie en fonction de la vitesse de roulement aux différentes charges.

Le tableau 5-1 récapitule les résultats en dynamique relatifs aux comportements observés dans l'élément le plus endommagé pour les différents chargements. L'effet de rochet (ER) apparaît quelque soit la vitesse de roulement, pour les chargements $F \geq 12MN/m$. A $F = 4MN/m$, le comportement est l'adaptation élastique (AE). Pour le chargement $F \geq 7MN/m$, le comportement est l'accommodation plastique (AP) aux vitesses $V \leq 200km/h$; au-delà de cette vitesse l'effet de rochet apparaît.

$V_{km/h} \rightarrow$ $F_{MN/m} \downarrow$	120	160	200	240	280	320
4	*AE*	*AE*	*AE*	*AE*	*AE*	*AE*
7	*AP*	*AP*	*AP*	$AP \rightarrow ER$	*ER*	*ER*
12	*ER*	*ER*	*ER*	*ER*	*ER*	*ER*
18	*ER*	*ER*	*ER*	*ER*	*ER*	*ER*
22	*ER*	*ER*	*ER*	*ER*	*ER*	*ER*

Tableau 5-1. Comportement dans l'élément le plus endommagé en fonction de la vitesse de roulement et des chargements appliqués.

5.4. Conclusions

L'étude de l'effet dynamique sur la fatigue de contact de roulement d'une roue ferroviaire comportant un défaut de section circulaire a été effectuée pour les charges linéiques $F = 4, 7, 12, 18$ et $22 MN/m$ et aux vitesses de roulement variant de 100 à $320 km/h$. Elle permet de dégager les conclusions suivantes :

- Les variations au cours du temps des contraintes, normales comme de cisaillement, présentent des oscillations caractéristiques des effets d'inertie. L'amplitude de ces oscillations déterminées dans l'élément le plus endommagé, diminue lorsque le chargement augmente ; cette diminution est plus marquée pour $F \geq 18 MN/m$.
- Au chargement intermédiaire $F = 12 MN/m$, l'influence de la vitesse de roulement sur le paramètre de fatigue et donc sur la durée de vie, devient significative par rapport au cas statique, pour des vitesses supérieures à $100 km/h$; cette influence se traduit par une baisse de la durée de vie lorsque la vitesse de roulement augmente.
- Pour tous les chargements étudiés, la durée de vie diminue avec la vitesse de roulement.
- Les répartitions des déformations plastiques équivalentes après les passages de la charge linéique en mouvement, montrent que celles-ci sont plus intenses autour du défaut pour tous les chargements étudiés mais aussi en dessous de la surface de roulement pour les chargements et/ou les vitesses de roulement élevés. Autour du défaut, les déformations plastiques équivalentes sont concentrées dans des directions faisant un angle d'environ 45° de part et d'autre de l'axe horizontal. Par contre, dans le cas statique ces déformations sont concentrées sur l'axe horizontal du défaut.
- A la vitesse intermédiaire $V = 160 km/h$, l'endommagement est entièrement dû au mode de cisaillement aux chargements élevés, $F = 18$ et $22\ MN/m$, alors qu'il est dû exclusivement au mode d'ouverture aux faibles chargements, $F = 4$ et $7 MN/m$. Au chargement $F = 12 MN/m$, les deux modes contribuent à l'endommagement avec une prépondérance au mode d'ouverture.
- Au chargement intermédiaire $F = 12\ MN/m$, le mode d'ouverture est prépondérant jusqu'à la vitesse $V = 240 km/h$. Au-delà de cette vitesse, c'est le mode de cisaillement qui contribue le plus à l'endommagement par fatigue. La durée de vie diminue quant à elle dans un rapport dépassant deux lorsque la vitesse passe de $100 km/h$ à $320 km/h$.

CONCLUSIONS

L'une des principales causes d'accidents dans le transport ferroviaire est l'endommagement par Fatigue de Contact de Roulement (FCR). Cet endommagement comporte une phase d'amorçage de fissure suivie de la propagation jusqu'à rupture. Les expertises montrent que l'amorçage se produit souvent au voisinage immédiat des défauts présents dans le rail ou la roue ferroviaire. L'objectif de cette thèse est l'étude de l'endommagement par FCR d'une roue ferroviaire. Cette étude numérique par éléments finis propose une approche permettant notamment la détermination de la durée de vie à l'amorçage de fissure de FCR.

Après une synthèse bibliographique dans le *premier chapitre* des résultats de la littérature concernant les différents aspects de la FCR, le *deuxième chapitre* propose une modélisation bidimensionnelle à l'aide du code de calcul Abaqus/Standard d'une roue ferroviaire. Celle-ci est soumise à une pression de contact hertzienne en mouvement et comporte un défaut circulaire de rayon r situé à une profondeur h sous la surface de contact. Les principales conclusions de ce chapitre sont :

- la technique de submodeling est un outil efficace permettant de diminuer de manière importante le temps de calcul ;
- cette technique est valide pour tous les chargements étudiés ($7 \le F \le 22MN/m$), lorsque le défaut est situé à une profondeur $h = 15mm$. Par contre, lorsqu'on maintient la charge F à la valeur $12MN/m$, le submodeling donne de bons résultats pour des profondeurs $h \ge 10mm$;
- pour les faibles charges ($F \le 7MN/m$) et à la profondeur $h = 15mm$, le comportement du matériau dans l'élément le plus endommagé est l'adaptation élastique, alors que le matériau s'accommode plastiquement pour des valeurs de F comprises entre 12 et $18MN/m$. A $F \ge 22MN/m$, l'effet de rochet apparaît.

Le *troisième chapitre* est une étude paramétrique de l'influence du niveau de chargement, de la taille, de la forme et de la profondeur des défauts sur la durée de vie à l'amorçage de fissure et sur l'orientation du plan de fissuration. La deuxième partie de ce chapitre traite le cas des amas de défauts sous forme de deux défauts, circulaires ou elliptiques, alignés verticalement, horizontalement ou diagonalement. Le critère de Jiang et Sehitoglu qui est une somme pondérée des énergies de déformations associées aux sollicitations de traction/compression et de cisaillement est utilisé avec la loi de Smith, Watson et Topper pour déterminer la durée de vie en fatigue. Les principaux résultats de ce chapitre permettent de dégager les conclusions suivantes :

- à $F = 12MN/m$ et à $h = 15\,mm$, la durée de vie en fatigue diminue avec la taille du défaut circulaire. Cette diminution s'accompagne d'un changement progressif du comportement du matériau qui passe de l'adaptation élastique à l'accommodation plastique alors que mode d'endommagement par ouverture (mode I) prédomine avec un plan critique qui demeure parallèle au plan du chargement ;

- le défaut elliptique est plus endommageant que le défaut circulaire avec apparition de l'accommodation plastique au droit du défaut elliptique dès que la force linéique est égale à $7\ MN/m$
- La contribution du mode I d'endommagement est prépondérante pour les faibles tailles de l'ellipse. Elle diminue et celle du mode de cisaillement (mode II) augmente de façon concomitante pour devenir équivalente à celle du mode I pour les tailles élevées ;
- les défauts verticaux, quelque soit leur forme, sont en général moins endommageants ;
- à $F = 22MN/m$ et à $h = 15\ mm$, ou à $F = 12MN/m$ et à $h = 5\ mm$, l'effet de rochet apparaît pour ce type de défauts qui peuvent devenir aussi endommageants que les défauts horizontaux ou diagonaux ;
- pour toutes les configurations de défauts étudiées, l'orientation du plan critique est liée au mode d'endommagement ; le plan critique est parallèle au plan de chargement lorsque le mode I est prépondérant et il s'en écarte quand le mode II domine.

Le *quatrième chapitre* aborde l'influence des chargements à amplitude variable et celle du frottement sur le comportement du matériau et sur la durée de vie en fatigue. Les chargements variables étudiés sont composés de surcharges et/ou sous charges et le frottement a été considéré pour des roues avec ou sans défaut. Les principales conclusions de ce chapitre sont :

- les sous charges n'ont aucun effet sur la durée de vie ;
- les surcharges retardent l'amorçage de fissure de fatigue et la durée de vie augmente avec le rapport de surcharge appliqué ;
- deux ou trois surcharges dans un spectre de chargement conduisent à la même durée de vie ;
- la réponse du matériau qui est essentiellement l'accommodation plastique ne change pas avec une surcharge de rapport $R_S = 1,5$ pour les différentes configurations de défauts circulaires étudiées ;
- en présence de défauts elliptiques, l'effet de rochet apparaît après surcharge de rapport $R_S = 1,5$;
- l'orientation du plan critique s'écarte sensiblement de l'horizontale après application d'une surcharge et la contribution du mode II augmente aussi après surcharge et ce d'autant plus que le rapport de surcharge est élevé ;
- avec ou sans défaut dans la roue, la durée de vie à l'amorçage diminue lorsque le coefficient de frottement f augmente. Cette diminution est plus prononcée dans le cas de la roue sans défaut où la durée de vie reste toutefois plus élevée pour $f \leq 0,4$;
- dans la roue sans défaut, les zones les plus endommagées sont situées en dessous de la surface de contact à des profondeurs variant entre 1,8 et 3,5mm pour $f \leq 0,2$. Pour $f \geq 0,3$, les éléments les plus endommagés sont situés sur la surface de contact ;
- dans la roue avec défaut, les éléments les plus endommagés sont situés au voisinage immédiat du défaut pour $f \leq 0,2$. Ils sont situés sur la surface de contact qui continue à concentrer l'essentiel de l'endommagement aux fortes valeurs du coefficient de frottement ($f = 0,3$ ou $0,4$)
- en l'absence de défaut l'endommagement est exclusivement dû au mode II alors que une roue avec défaut le mode I est largement dominant pour $f \leq 0,2$; au-delà c'est le mode II qui prédomine progressivement.

Le *cinquième chapitre* est consacré à l'influence des effets d'inertie sur l'endommagement par FCR d'une roue ferroviaire avec un défaut de section circulaire. Les principaux résultats de ce chapitre sont :

- les oscillations caractéristiques des effets d'inertie diminuent lorsque le chargement augmente ;
- pour des vitesses de roulement supérieures à $100 km/h$, la durée de vie obtenue en dynamique est plus faible que celle déterminée dans le cas statique. La durée de vie diminue dans un rapport supérieur à 2 lorsque la vitesse passe de 100 à $320 km/h$;
- à la vitesse $V = 160 km/h$, l'endommagement est entièrement dû au mode II pour $F = 18$ et $22 MN/m$, et au mode I pour $F = 4$ et $7 MN/m$. Par contre, à $F = 12 MN/m$, les deux modes participent à l'endommagement avec une légère prépondérance au mode I ;
- a $F = 12 MN/m$ et pour $V \geq 240 km/h$, le mode II devient prépondérant ;
- en dynamique, les déformations plastiques ne sont plus uniquement localisées autour du défaut. Elles sont également concentrées dans une zone proche de la surface de roulement et leur valeur maximale est située à 45° de part et d'autre de l'axe horizontal, alors que dans le cas statique les maximums sont sur l'axe horizontal.

RÉFÉRENCES BIBLIOGRAPHIQUES

[1] H. Sakamoto, K. Toyama, K. Hirakawa ; Fracture toughness of medium-high carbon steel for railroad wheel ; Materials Science and Engineering A285 (2000) 288–292.

[2] J.H. Beynon, J.E. Garnham, K.J. Sawley, Rolling contact fatigue of three pearlitic rail steels, Wear 192 (1996) 94-111.

[3] A. Ekberg, E. Kabo, Fatigue of railway wheels and rails under rolling contact and thermal loading – an overview, Wear 258 (2005) 1288–1300.

[4] R. Lundén, Cracks in railway wheels under rolling contact load, in: Proceedings of the 10th International Wheelset Congress, Sydney, Australia, 1992, pp. 163–167.

[5] A. Ekberg, J. Marais, Effects of imperfections on fatigue initiation in railway wheels, IMechE J. Rail Rapid Transit 214 (1999) 45–54.

[6] A. Ekberg, P. Sotkovszki, Anisotropy and fatigue of railway wheels, Int. J. Fatigue 23 (2001) 29–43.

[7] A.D. Hearle, K.L. Johnson, Mode II stress intensity factors for a crack parallel to the surface of an elastic half-space subjected to a moving point load, J. Mech. Phys. Solids 33 (1985) 61–81.

[8] E. Kabo, Material defects in rolling contact fatigue—influence of overloads and defect clusters, Int. J. Fatigue 24 (2002) 887–894.

[9] A. Varvani-Farahani, T.H. Topper, Crack growth and closure mechanisms of shear cracks under constant amplitude biaxial straining and periodic compressive overstraining in 1045 steel, Int. J. Fatigue 19 (1997) 589–596.

[10] A. Ekberg, R. Lindqvist, M. Olofsson, Multiaxial fatigue—a probabilistic analysis of initiation in cases of defined stress cycles, in: Proceedings of the Seventh International Fatigue Congress, Fatigue'99, Beijing, China, 1999, pp. 923–928.

[11] E. Kabo, A. Ekberg, Fatigue initiation in railway wheels—on the influence of defects, Wear 253 (2002) 26–34.

[12] J. W. Ringsberg, Life prediction of rolling contact fatigue crack initiation, Int. J. Fatigue, vol. 23, 575-586, 2001.

[13] K.L. Johnson, The strength of surfaces in rolling contact, Proc. Inst. Mech. Eng. 203 (1989) 151–163.

[14] R.S. Ponter, A.D. Hearle, K.L. Johnson, Application of the kinematical shakedown theorem to rolling and sliding point contacts, J. Mech. Phys. Solids 41 (1985) 487–505.

[15] W.R. Tyfour, J.H. Beynon, A. Kapoor, Deterioration of rolling contact fatigue life of pearlitic rail steel due to dry-wet rolling–sliding line contact, Wear 197 (1996) 255–265.

[16] H.P. Lieurade, R.Y. Deroche, B. Derboule, R. Conti, A study of the shelling mechanism of rail, in: Proceedings of the Conference on Contact Mechanics and Wear of Rail/Wheel Systems II, University of Waterloo Press, Kingstone, RI, USA, 1986, pp. 379–395.

[17] Gordon J, Perlman AB. Estimation of residual stresses in railroad commuter car wheels following manufacture. Proceedings of the international mechanical engineering congress and exhibition in Anaheim, CA, ASME RTD, vol. 15; 1998.

[18] H. Ghonem, J. Kalousek, Surface crack initiation due to biaxial compression/shear loading, in: Proceedings of the Conference on Contact Mechanics and Wear of Rail/Wheel Systems II, University of Waterloo Press, Kingstone, RI, USA, 1986, pp. 339–360.

[19] X. Su, P. Clayton, Ratchetting strain experiments with a pearlitic steel under rolling/sliding contact, Wear 205 (1997) 137–143.

[20] J. Ringsberg, Rolling contact fatigue of railway rails with emphasis on crack initiation, PhD Thesis, Department of Solid Mechanics, Chalmers University of Technology, G¨oteborg, Sweden, 2000.

[21] A. Kapoor, A re-evaluation of the life to rupture of ductile metals by cyclic plastic strain, Fatigue Fract. Eng. Mater. Struct. 17 (1994) 201–219.

[22] R. Lundén, Fatigue durability of tread-braked railway wheels – on admissible combinations of axle load, train speed and signalling distance, IMechE J. Rail Rapid Transit 205 (1991) 21–33.

[23] S.L. Wong, P.E. Bold, M.W. Brown, R.J. Allen, A branch criterion for shallow angled rolling contact fatigue cracks in rails, Wear 191 (1996) 45–53.

[24] S. Bogdanski, M. Olzak, J. Stupnicki, The effects of face friction and tractive force on propagation of 3D 'squat' type of rolling contact fatigue crack, in: Proceedings of the Second Mini Conference on Contact Mechanics and Wear of Rail/Wheel Systems, Budapest, Hungary, 1996, pp. 164–173.

[25] A.F. Bower, The influence of crack face friction and trapped fluid on surface initiated rolling contact fatigue cracks, ASME J. Tribol. 110 (1988) 704–711.

[26] S. Bogdanski, M. Olzak, J. Stupnicki, Numerical modelling of a 3D rail RCF 'squat'-type crack under operating load, Fatigue Fract. Eng. Mater. Struct. 21 (1998) 923–935.

[27] M. Ishida, N. Abe, Experimental study on rolling contact fatigue from the aspect of residual stress, Wear 191 (1996) 65–71.

[28] K. Kondo, K. Yoroizaka, Y. Sato, Cause, increase, diagnosis, countermeasures and elimination of Shinkansen sheeling, Wear 191 (1996) 199–203.

[29] E. Magel, J. Kalousek, Identifying and interpreting railway wheel defects, in: Proceedings of the International Heavy Haul Conference on Running Heavy, Running Fast into the 21st Century, Montreal, Quebec, 1996, pp. 5.7–5.21.

[30] J. Kalousek, E. Magel, J. Strasser, W.N. Caldwell, G. Kanevsky, B. Blevins, Tribological interrelationship of seasonal fluctuations of freight car wheel wear, contact fatigue shelling and composition brakeshoe consumption, Wear 191 (1996) 210–218.

[31] A. Ekberg, E. Kabo, H. Andersson, An engineering model for prediction of rolling contact fatigue of railway wheels, Fatigue Fract. Eng. Mater. Struct. 25 (2002) 899–909.

[32] W. Cheng, H.S. Cheng, L.M. Keer, Experimental investigation on rolling/sliding contact fatigue initiation with artificial defects, Tribol. Trans. 37 (1994) 51–58.

[33] P. Clayton, X. Su, Surface initiated fatigue of pearlitic and bainitic steels under water lubricated rolling/sliding contact, Wear 200 (1996) 63–73.

[34] H. Muster, H. Schmedders, K. Wick, H. Pradier, Rail rolling contact fatigue. The performance of naturally hard and head-hardened rails in track, Wear 191 (1996) 54–64.

[35] M. Ishida, N. Abe, Experimental study of the effect of preventive grinding for Shinkansen rails, in: Proceedings of the Sixth International Heavy Haul Conference, Cape Town, 1997, pp. 565–575.

[36] M. Ishida, N. Abe, T. Moto, Experimental study on the effect of preventive grinding on RCF defects on Shinkansen rails, in: Proceedings of the IHHA'99, Moscow, Russia, 1999, pp. 511–516.

[37] E.J.M. Hiensch, A. Kapoor, B.L. Josefson, J.W. Ringsberg, J.C.O. Nielsen, F.J. Franklin, Two-material rail development to prevent rolling contact fatigue and to reduce noise levels in curved rail track, in: Proceedings of the World Congress on Railway Research, Köln, Germany, 2001, 16 pp.

[38] F. Demilly, C. Lonsdale, T. McCabe, V. Del Fabbro, E. Vallart, B. Caldwell, Wheel rim residual stress measurement using ultrasonic testing, in: Proceedings of the 13th International Wheelset Congress, Rome, Italy, 2001.

[39] B. Alfredsson, A study on contact fatigue mechanisms, PhD thesis, Department of Solid Mechanics, Royal Institute of Technology, Sweden, 2000.

[40] M. Olsson, Contact fatigue and tensile stresses, in: Beynon, et al. (Ed.), Engineering Against Fatigue, AA Balkema, Netherlands, 1999, pp. 651–657.

[41] R.S. Zhou, H.S. Cheng, T. Mura, Micropitting in rolling and sliding contact under mixed lubrication, J. Tribol. 111 (1989) 605–613.

[42] W. Cheng, H.S. Cheng, L.M. Keer, Longitudinal crack initiation under pure rolling contact fatigue, Tribol. Trans. 37 (1994) 51–58.

[43] Y. Fujii, K. Maeda, Flaking failure in rolling contact fatigue caused by indentations on mating surface. I. Reproduction of flaking failure accompanied by cracks extending bi-directional relative to the load movement, Wear 252 (2002) 787–798.

[44] Y. Fujii, K. Maeda, Flaking failure in rolling contact fatigue caused by indentations on mating surface. II. Formation process of flaking failure accompanied by cracks extending bi-directionally relative to the load movement, Wear 252 (2002) 799–810.

[45] Y. Fujii, K. Maeda, Flaking failure in rolling contact fatigue caused by indentations on mating surface. III. Mechanism of crack growth in the direction opposite to the load movement, Wear 252 (2002) 811–823.

[46] K. Mitura, P. Matusek, R. Faja, The failure of the railway tyres, repaired by surfacing, in: Proceedings of the 10th International Wheelset Congress, Sydney, Australia, 1992, pp. 157–161.

[47] G.W. Bartley, A practical view of wheel tread shelling, in: Proceedings of the Ninth International Wheelset Congress, Montreal, Canada, 1988, pp. 5.1.1–5.1.4.

[48] M.C. Fec, D. Utrata, Elevated temperature fatigue behaviour of class B, C and U wheel steels, in: ASME Rail Transportation Spring Conference Proceedings, 1985, pp. 33–39.

[49] H.-Y. Liu, N. Wang, H.-B. Zhen, Thermal damage test research of speed increased freight cars' wheel tread, in: Proceedings of the 13th International Wheelset Congress, Rome, Italy, September 17–21, 2001.

[50] R. Lundén, Contact region fatigue of railway wheels under combined mechanical rolling pressure and thermal brake loading, Wear 144 (1991) 57–70.

[51] A.J. Opinsky, Understanding rim thermal failures in freight car wheels, in: Proceedings of the Ninth International Wheelset Congress, Montreal, Canada, 1988, pp. 5.5.1–5.5.11.

[52] K. Osuch, D.H. Stone, O. Orringer, European and American wheels and their resistance to thermal damage, in: Proceedings of the 11th International Wheelset Congress, Paris, France, 1995, pp. 77–86.
[53] S. Marich, P.J. Mutton, Materials development in the Australian railway industry—past, present and future, Mech. Eng. Trans.: Inst. Engrs., Australia ME15 (1990) 67–76.
[54] J. Kalousek, E. Magel, S. Grassie, Perspectives on metallurgy and contact mechanisms, in: Proceedings of the IHHA'99, Moscow, 1999, pp. 175–186.
[55] J. Jergeus, Railway wheel flats—martensite formation, residual stresses, and crack propagation, PhD Thesis, Department of Solid Mechanics, Chalmers University of Technology, G¨oteborg, Sweden, 1998.
[56] K.J. Sawley, J.A. Rosser, Tread damage in disc-braked wheels, in: Proceedings of the Ninth International Wheelset Congress, Montreal, Canada, 1988, pp. 5.4.1–5.4.10.
[57] J. Jergeus, Martensite formation and residual stress around railway wheel flats, IMechE J. Rail Rapid Transit 212 (1998) 69–79.
[58] K.J. Sawley, J.A. Benyon, E.G. Jones, Bainitic steels for railway wheels, in: Proceedings of the Ninth International Wheelset Congress, Montreal, Canada, 1988, pp. 2.6.1–2.6.12.
[59] J. Marais, Wheel failures on heavy haul freight wheels due to subsurface effects, in: Proceedings of the 12th International Wheelset Congress, Quingdao, China, 1998, pp. 306–314.
[60] A. Ekberg, Rolling contact fatigue of railway wheels—a parametric study, Wear 211 (1997) 280–288.
[61] S. Beretta, G. Donzella, R. Roberti, A. Ghidini, Deep shelling in railway wheels, in: Proceedings of the 13th International Wheelset Congress, Rome, Italy, September 17–21, 2001.
[62] P.J. Mutton, C.J. Epp, J. Dudek, Rolling contact fatigue in railway wheels under high axle loads, Wear 144 (1991) 139–152.
[63] D. Stone, C. Lonsdale, S. Kalay, Effect of wheel impact loading on shattered rims, in: Proceedings of the 13th International Wheelset Congress, Rome, Italy, September 17–21, 2001.
[64] J.G. Giménez, H. Sobejano, Theoretical approach to the crack growth and fracture of wheels, in: Proceedings of the 11th International Wheelset Congress, Paris, 1995, pp. 15–20.
[65] M.R. Lynch, P.J. Mutton, K.J. Epp, R.F. Donnelly, Improving wheelset performance under high axle loads, in: Proceedings of the 13th International Wheelset Congress, Rome, Italy, 2001.
[66] J. Ahlström, B. Karlsson, Microstructural evaluation and interpretation of the mechanically and thermally affected zone under railway wheel flats, Wear 232 (1999) 1–14.
[67] A.K. Hellier, D.J.H. Corderoy, M.B. McGirr, A study of subsurface rail/wheel contact stresses with application to modelling rail fatigue, in: Proceedings of the Conference on Contact Mechanics and Wear of Rail/Wheel Systems II, University of Waterloo Press, Kingstone, RI, USA, 1986, pp. 421–434.
[68] A.K. Hellier, M.B. McGirr, D.J.H. Corderoy, A finite element and fatigue threshold study of shelling in heavy haul rails, Wear 144 (1991) 289–306.
[69] P. Clayton, Tribological aspects of wheel–rail contact: a review of recent experimental research, Wear 191 (1996) 170–183.

[70] L. Krysanov, A. Abdurashitov, Influence of rail head wear rate on formation and development of cracks in their head, in: Proceedings of the IHHA'99, Moscow, Russia, 1999, pp. 485–488.

[71] K. Sugino, H. Kageyama, T. Kuroki, C. Urashima, A. Kikuchi, Metallurgical investigation of transverse defects in worn rails in service, Wear 191 (1996) 141–148.

[72] T.N. Farris, Effect of overlapping wheel passages on residual stresses in rail corners, Wear 191 (1996) 226–236.

[73] R.K. Steele, The effect of metal removal, steel cleanliness and wheel load on the fatigue life of rail, Wear 144 (1991) 71–87.

[74] S.L. Grassie, J. Kalousek, Rolling contact fatigue of rails—characteristics, causes and treatments, in: Proceedings of the Sixth International Heavy Haul Conference, Cape Town, 1997, pp. 381–404.

[75] W. Fuguang, S. Guoying, H. Shishou, L. Xuey, Rail defects of heavy haul railways, in: Proceedings of the Fifth International Heavy Haul Conference, Beijing, China, 1993, pp. 282–287.

[76] K. Sugino, H. Kageyama, C. Urashima, A. Kikuchi, Metallurgical improvement of rail for the reduction of rail–wheel contact fatigue failures, Wear 144 (1991) 319–328.

[77] S. Bogdanski, M. Olzak, J. Stupnicki, Numerical stress analysis of rail rolling contact fatigue cracks, Wear 191 (1996) 14–24.

[78] H.M. Tournay, J.M. Mulder, The transition from the wear to the stress regime, Wear 191 (1996) 107–112.

[79] R. Czarnek, Development and application of an improved method for e xperimental determination of release fields in cut railroad car wheels, Wear 191 (1996) 95–100.

[80] Y. Wang, X. Shen, F.-P. Chiang, New experimental approach for studying residual stresses in rails, Wear 191 (1996) 90–94.

[81] D.H. Stone, B.R. Rajkumar, W.J. Harris Jr., Wheel thermal failure mechanisms in heavy haul operations, in: Proceedings of the Ninth International Wheelset Congress, Montreal, Canada, 1988, pp. 5.6.1–5.6.9.

[82] J. Magiera, J. Orkisz, W. Karmowski, Reconstruction of residual stresses in railroad rails from measurements made on vertical and oblique slices, Wear 191 (1996) 78–89.

[83] A. Bernasconi, P. Davoli, M. Filippini, Fatigue life of railway wheels: residual stresses and LCF, in: Proceedings of the 13th International Wheelset Congress, Rome, Italy, September 17–21, 2001.

[84] V. Del Fabbro, B. Catot, Ultrasonic measurement of stresses in new wheels, in: Proceedings of the 11th International Wheelset Congress, Paris, France, 1995, pp. 251–259.

[85] F. Demilly, B. Tulliez, C. Sainte Catherine, Micrographic cleanness in railway wheels its measurement, its influence on crack initiation in fracture mechanics, in: Proceedings of the 11th International Wheelset Congress, Paris, France, 1995, pp. 59–67.

[86] E. Schneider, R. Herzer, Ultrasonic evaluation of stresses in rims of railroad wheels, in: Proceedings of the World Congress on Railway Research, Firenze, Italy, 1997, pp. 531–537.

[87] R.E. Schramm, J. Szelazek, A.V. Clark, G. Garcia, R.A. Pilon, Residual stress in railroad wheel rims: ultrasonic measurement to guide replacement-for-

cause, in: Proceedings of the World Congress on Railway Research, Colorado Springs, CO, USA, 1996, pp. 431–437.

[88] D.H. Stone, S.F. Kalay, J.V. Kristan, R.P. Reiff, G.C. Garcia, Rail and wheel inspection systems, in: Proceedings of the IHHA'99, Moscow, 1999, pp. 331–337.

[89] M.T. Hanson, L.M. Keer, An analytical life prediction model for the crack propagation occurring in contact fatigue failure, Tribol. Trans. 35 (1992) 451–461.

[90] E. Kabo, A. Ekberg, Fatigue initiation in railway wheels—a numerical study of the influence of defects, Wear 9125 (2002) 1–9.

[91] Y. Murakami, M. Endo, Effects of defects, inclusions and inhomogeneities on fatigue strength, Int. J. Fatigue 16 (1994) 163–182.

[92] M. Sallaou, mémoire de Diplôme des Etudes Supérieures Approfondies, ENSEM, Université de Casablanca (Maroc), novembre 2003.

[93] Murakami Y, Nemat-Nasser S. Growth and stability of interacting surface flaws of arbitrary shape. Eng Fract Mech 1983 ; 17(3) : 193–210.

[94] Jiang Y, Sehitoglu H, A model for rolling contact failure. Int J Wear 1999 ; 224 : 38-49.

[95] Kabo E, Ekberg A. Fatigue initiation in railway wheels — on the influence of defects. In: Proceedings of 5th International Conference on Contact Mechanics and Wear of Wheel/Rail Systems, Tokyo (Japan), 25–28 July 2000 : 70–86.

[96] Sato M., Wear and rolling contact fatigue on rail steels. Master thesis. Ohio State University, OH, USA, 1991.

[97] Danks D, Clayton P. Comparison of the wear process for eutectoid rail steels: field and laboratory tests. Wear 1987; 120:233–50.

[98] Nélias D, Dumont ML, Champiot F, Vincent A, Girodin D, Foug_eres R, et al. Role of inclusions, surface roughness and operating conditions on rolling contact fatigue. ASME Trans J Tribol 1999;121:240–51.

[99] Ringsberg JW, Loo-Morrey M, Josefson BL, Kapoor A, Beynon JH. Prediction of fatigue crack initiation for rolling contact fatigue. Int J Fatigue 2000;22:205–15.

[100] Chue CH, Chung HH. Pitting formation under rolling contact. Theor Appl Fract Mech 2000 ; 34:1–9.

[101] Flasker J, Fajdiga G, Glodez S, Hellen TK. Numerical simulation of surface pitting due to contact loading. Int J Fatigue 2001;23:599–605.

[102] Kapoor A, Schmid F, Fletcher D. Managing the critical wheel/rail interface. Railway Gazette International, January 2002.

[103] G. Donzella, M. Faccoli, A. Ghidini, A. Mazzù, R. Roberti, The competitive role of wear and RCF in a rail steel, Engineering Fracture Mechanics 72 (2005) 287–308.

[104] Tanel Telliskivi, Wheel-Rail Interaction Analysis, Doctoral Thesis, Department of Machine Design, Royal Institute of Technology, KTH, Stockholm, Sweden, 2003.

[105] Li Z. L. and Kalker J. J. 'Simulation of Severe Wheel-Rail Wear', Proc. of the 6th International Conference on Computer Aided Design, Manufacture and Operation in the Railway and Other Advanced Mass Transit Systems: Computational Mechanics Publications, Southampton, pp. 393–402, 1998.

[106] Linder C. and Brauschli H. "Prediction of wheel wear" Proc. of 2nd Mini Conf. on Contact Mechanics and Wear of Rail/Wheel Systems, Budapest, July 29–30, 1996.

[107] D. I. Fletcher and J. H. Beynon (1998) The influence of lubricant type on rolling contact fatigue of pearlitic rail steel. In: Lubrication at the Frontier: Proceedings of the 25th Leeds–Lyon Symposium on Tribology, 8–11 September 1998, Lyon. pp. 299–310.
[108] Sergey M. Zakharov, Irina G. Goryacheva, Rolling contact fatigue defects in freight car wheels, Wear 258 (2005) 1142–1147.
[109] M.P. Fox, M.G. Hewitt, 4th International Wheelset Congress, 2 (1972) 67.
[110] Castagna, et al., 4th International Wheelset Congress, 3 (1972) 108.
[111] H.R. Weternkamp, R.M. Kipp, Trans. ASME. Ser. B 100 (1978) 363.
[112] K. Sawley, J. Kristan. Development of bainitic rail steels with potential resistance to rolling contact fatigue.Fatigue Fract Mater Struct 26 (2003) 1019-1029.
[113] Papadopoulos IV, Davoli P, Gorla C, Filippini M, Bernasconi A. A comparative study of multiaxial high-cycle fatigue criteria for metals. Int J Fatigue 1997; 19 (3):219–35.
[114] Johnson KL. Contact mechanics. Cambridge: Cambridge University Press; 1985.
[115] Guo YB, Barkey ME. Modeling of rolling contact fatigue for hard machined components with process-induced residual stress. Int J Fatigue 2004; 26 (6):605–13.
[116] Fatemi A, Socie DF. A critical plane approach to multiaxial fatigue damage including out-of-phase loading. Fatigue Fract Eng Mater Struct 1988; 11:149–65.
[117] Sraml M, Flasker J, Potrc I. Numerical procedure for predicting the rolling contact fatigue crack initiation. Int J Fatigue 2003; 25(7):585–95.
[118] Ekberg A, Bjarnehed H, Lundén R. A fatigue life model for general rolling contact with application to wheel/rail damage. Fatigue Fract Eng Mater Struct 1995; 18(10):1189–1199.
[119] Dang Van K, et al. Criterion for high cycle fatigue failure under multiaxial loading, in biaxial and multiaxial fatigue. London: Mechanical Engineering Publications; 1989. p. 459–78.
[120] Liu Y, Mahadevan S. Multiaxial high-cycle fatigue criterion and life prediction for metals. Int J Fatigue 2005;7(7):790–800.
[121] C. Bathias, J-P. Baïlon, La fatigue des matériaux et des structures, éditions Hermès, 1997.
[122] A. F. Bower, Cyclic hardening properties of hard-drawn copper and rail steel, J. Mech. Phys. Solids, vol. 37, 455-470, 1989.
[123] J. Lemaître and J-L. Chaboche, Mechanics of solid materials, Cambridge, UK, Cambridge University Press, 1990.
[124] Y. Jiang and H. Sehitoglu, Rolling contact stress with the application of a new plasticity model, Wear 191, 35-44, 1996.
[125] Y. Jiang and H. Sehitoglu, Modeling of cyclic ratchetting plasticity, part I : development of constitutive relations. Trans ASME, J. Appl. Mech., vol. 63, 720-725, 1996.
[126] Y. Jiang and H. Sehitoglu, Modeling of cyclic ratchetting plasticity, part II : comparison of model simulations with experiments. Trans ASME, J. Appl. Mech., vol. 63, 726-733, 1996.
[127] J. W. Ringsberg, Cyclic ratchetting and failure of a pearlitic rail steel, Fat. Engng. Mater. Struct., vol. 23, 747-758, 2000.

[128] Morrow J. Cyclic plastic strain energy and fatigue of metals. In: International friction, damping, and cyclic plasticity, ASTM STP 378. Philadelphia, PA, USA: American Society for Testing and Materials, 1965:45–87.
[129] Y. S. Garud, A new approch to the evaluation of fatigue under multiaxial loadings, Trans. ASME, J. Engng. Mater. Technol., vol. 103, 118-125, 1981.
[130] K. N. Smith, P. Watson and T. H. Topper, A stress-strain function for the fatigue of metals, J. Mater., JMLSA, Vol. 5(4), 767-778, 1970.
[131] Y. Liu, B. Stratman, S. Mahadevan, Fatigue crack initiation life prediction of railroad wheels, International Journal of Fatigue 28 (2006) 747–756.
[132] Keer LM, Bryant MD, Haritos GK. Subsurface and surface cracking due to Hertzian contact. ASME J Lubricat Tech 1982;104:347–51.
[133] Bastias PC, Hahn GT, Rubin CA. Finite element modeling of subsurface mode II cracks under contact loads. Engng Fract Mech 1989;33:143–52.
[134] Komvopoulos K, Cho S-S. Finite element analysis of subsurface crack propagation in a half-space due to a moving asperity contact. Wear 1997;209:57–68.
[135] Guagliano M, La Sana M, Vergani L. Analysis of cracked elements subjected to contact loading. In: Aliabadi MH, editor. Proceedings of the Fracture and Damage Mechanics. 1999. p. 191–200.
[136] M. Guagliano, L. Vergani, Experimental and numerical analysis of subsurface cracks in railway wheels, Engineering Fracture Mechanics 72 (2005) 255–269.
[137] N-A. Noda, M. Yagishita and T. Kihara, Effect of crack shape, inclination angle, and friction coefficient in crack surface contact problems, International Journal of Fracture 105: 367–389, 2000.
[138] M. Kaneta, Y. Murakami, T. Okazaki, Growth mechanism of subsurface crack due to Hertzian contact, J. Tribol. 108 (1986) 134–139.
[139] S. Beretta, G. Donzella, R. Roberti, Crack propagation in the wheel–rail contact fatigue, in: Proceedings of the Rolling Contact Fatigue: Applications and Developments, Brescia, Italy, 2002, pp.39–52.
[140] Eka Lansler, Elena Kabo, Subsurface crack face displacements in railway wheels, Wear 258 (2005) 1038–1047.
[141] J. W. Ringsberg, Shear mode growth of short surface-breaking RCF cracks, Wear 258 (2005) 955–963.
[142] M. Taraf, O. Oussouaddi et A. Zeghloul, Numerical analysis for predicting the rolling contact fatigue crack initiation in a railway wheel steel, Soumis à (International Journal of Tribology).
[143] H. Zahaf, M. Taraf, O. Oussouaddi et A. Zeghloul, Numerical analysis of crack initiation in railway wheel steel, The 8th National Congress on Mechanics, Hanoi – 6-9 Décembre.2007, pages
[144] M. Taraf, M. F. Ghanameh, M. Mliha Touati , O. Oussouaddi et A. Zeghloul,, Influence de la géométrie du défaut sur la fatigue de contact de roulement dans une roue de locomotive, Journées Internationales Francophones de Tribologie 11-13 mai 2005, Tarbes-France.
[145] M. Taraf, M. F. Ghanameh, M. Mliha Touati, O. Oussouaddi et A. Zeghloul, Influence de la géométrie du défaut sur la fatigue de contact de roulement dans une roue de locomotive, Presses Polytechniques et Universitaire Romandes (PPUR), le numéro ISBN 2-88074-671-X sous le titre "Tribologie dans les transports" PPUR éd. (2006) 59-69.
[146] M. Taraf, M. F. Ghanameh, M. Mliha Touati , O. Oussouaddi et A. Zeghloul,, Influence des défauts et des surcharges sur l'endommagement par fatigue de

contact de roulement dans une roue de locomotive, 17ème Congrès Français de Mécanique 29 août à 2 septembre 2005, Troyes-France, n-482

[147] M. Taraf, A. Zeghloul , M. F. Ghanameh, M. Mliha Touati et O. Oussouaddi, Influence d'amas de défauts sur l'endommagement par fatigue de contact de roulement dans une roue de locomotive, 7ème Congrès de Mécanique 18-21 avril, Casablanca-Maroc , (2005) 97-99.

[148] M. Taraf, M. F. Ghanameh, M. Mliha Touati , O. Oussouaddi et A. Zeghloul,, Numerical Simulation Of Material Subsurface Defects In Rolling Contact Fatigue, World Tribology Congress III 12-16 September 2005,Washington DC-USA, WTC2005-63654.

[149] Hibbit, Karlsson, Sorensen, ABAQUS v6.5, 2005.

[150] J. Benabes, Approche énergétique non locale du calcul de durée de vie de structures en fatigue multiaxiale sous chargements d'amplitude variable : Application à une roue de train ferroviaire. ENSAM Paris, 2006.

[151] J. Lemaître and J-L. Chaboche, Mécanique des matériaux solide, 2004

[152] M.S.Ramos, M.V.Pereira, F.A.Darwish, S.H.Motta and M.A.Carneiro Effect of single and multiple overloading on the residual fatigue life of a structural steel. Fatigue Fract Engng Mater Struct , 2003, 26, 115-121 .

[153] B.K.C. Yuen, F. Taheri Proposed modifications to the Wheeler retardation model for multiple overloading fatigue life prediction International Journal of Fatigue 28 (2006) 1803–1819.

[154] S. Pommier Cyclic plasticity and variable amplitude fatigue International Journal of Fatigue 25 (2003) 983–997.

[155] Decoopman X. Influence des conditions de chargement sur le retard a` la propagation d'une fissure de fatigue après l'application d'une surcharge. Thesis, Université de Sciences et Technologies de Lille; 1999.

[156] R. Hamam , S. Pommier , F. Bumbieler Variable amplitude fatigue crack growth, experimental results and modeling International Journal of Fatigue 29 (2007) 1634–1646.

[157] T. Ohyama, Some basic studies on the influence of surface contamination on adhesion force between wheel and rail at higher speeds, Q. Rep. Railway Tech. Res. Inst. (Tokyo) 30 (2) (1989) 127–135.

[158] T. Ohyama, Fundamental adhesion phenomena between wheel and rail at high speeds, some experiments with a high speed rolling test machine under water, Q. Rep. Railway Tech. Res. Inst. (Tokyo) 26 (4) (1985) 135–140.

[159] Jiang Xiaoyu, Jin Xuesong, Numerical simulation of wheel rolling over rail at high-speeds, Wear 262 (2007) 666–671.