





## **Remerciement**

*Je voudrais en premier lieu remercier chaleureusement mon directeur de ma thèse de Doctorat Monsieur BELLAOUAR Ahemed, Professeur au département de génie des transports à l'université Mentouri - Constantine 1, qui a suivi et a encadré ce travail avec intérêt et disponibilité, je le remercie pour la confiance qu'il m'a témoignée, pour ses conseils et pour le savoir et l'expérience que j'ai acquis durant toute ma formation de doctorat.*

*Mes remerciements s'adressent ensuite à Monsieur, Lachi Mohammed, professeur à l'Université de Reims- France, qui m'a reçu au sein de son laboratoire de thermomécanique pour poursuivre mon travail de recherche et d'avoir suivi ce travail avec un intérêt particulier, pour son constant soutien et pour le savoir et l'expérience que j'ai acquis durant la période de stage.*

*Je tiens particulièrement à remercier Mr bouchoucha Ali, Professeur au département de génie mécanique à l'université de l'Université Mentouri-Constantine1 de m'avoir fait l'honneur de présider le jury de cette thèse.*

*J'exprime mes remerciements aux membres du jury, Mr Talbi Kamel, Professeur au département de génie mécanique à l'université Mentouri-Constantine1, Mr Bouzaouit Azeddine, professeur au département de génie mécanique à l'université 20 Aout 1955-Skikda, Mr Ben Chiwiouia Nedjm Eddine, Maitre de conférence à l'Université Mohammed Cherif Messadia- Soukahras.*

*Je tiens à remercier mes collègues et mes amis à l'Université Mentouri-Constantine1 et les responsables de la poste graduation de l'Université Mentouri- Constantine 1.*

*Dédicaces*

*Je dédie ce travail à*

*La mémoire de mon père*

*Ma mère*

*Ma femme*

*Mes petits-enfants M<sup>ed</sup> Djamil & Acil*

*Et mes sœurs*

# Table des matières

Nomenclature	
Liste des figures	
Liste des tableaux	
Introduction générale.....	1
Chapitre I : Revue bibliographique.....	3
I.1 Introduction.....	4
I.2 Les accidents ferroviaires.....	4
I.3 Essieux ferroviaires.....	6
I.4 Fatigue du châssis .....	15
Chapitre II : Fatigue des systèmes ferroviaires.....	18
II.1 Introduction .....	19
II.2 Fatigue et endurance .....	19
II.2.1 Définition du phénomène de fatigue.....	20
II.2.2 Diagramme de la durée de vie en fatigue.....	21
II.2.2.1 Courbe de Wöhler .....	21
II.2.2.2 Représentation analytique de la courbe de Wöhler .....	23
II.2.3 Les paramètres d'influence en fatigue .....	24
II.2.3.1 Nature du chargement .....	24
II.2.3.2 Effet d'échelle.....	24
II.2.3.3 Influence de la contrainte moyenne.....	24
II.2.3.3.1 Diagramme de Haig.....	25
II.2.3.3.2 Le diagramme de Goodman-Smith.....	26
II.3 Amorçage et propagation d'une fissure en fatigue .....	27
II.3.1 Seuil de propagation de fissure de fatigue.....	30
II.3.2 Propagation à amplitude constante.....	32
II.3.3 Influence du rapport de charge sur la propagation des fissures.....	35
II.3.4 Le modèle de fissuration par fatigue sous amplitude variable.....	36
II.3.5 Effet du chargement à amplitude variable sur la fissuration.....	38
II.3.5.1 Cas de surcharges unitaires .....	38
II.3.5.2 Chargement par blocs.....	39



---

II.4 La modélisation de la fissuration sous chargement d'amplitude variable.....	40
Chapire III : Présentation du système étudié : Le bogie de train .....	42
III.1 Introduction .....	43
III.2 La rame TGV .....	43
III.2.1 Généralités .....	43
III.2.2 Bogie moteur .....	43
III.2.3 Bogies porteurs .....	43
III.3 Constitution du mécanisme .....	47
III.3.1 Décomposition fonctionnelle du mécanisme.....	47
III.3.2 Les efforts internes .....	48
III.4 Principaux éléments du bogie .....	48
III.4.1 Le modèle du châssis .....	48
III.4.1.1 Les sollicitations appliquées sur le châssis .....	50
III.4.1.2 Calcul des charges dans l'état statique.....	51
III.4.1.3 Calcul des charges dans l'état dynamique .....	52
III.4.2 Modèle géométrique d'essieu .....	54
III.5 Les liaisons .....	55
III.5.1 Liaison rails-châssis.....	55
III.5.2 La liaison du châssis de « bogie moteurs- caisse ».....	55
III-6 Modèle analogique du bogie ferroviaire.....	56
Chapitre IV : Modélisation et résultats .....	60
IV.1 Introduction .....	61
IV.2 Rappel sur les éléments finis.....	61
IV.2.1 Adaptation du maillage à une fissure 3D de forme quelconque dans le modèle des éléments finis.....	62
IV.2.2 Méthode analytique de calcul du facteur d'intensité de contrainte (FIC) : $K_I$ .....	63
IV.2.3 Choix du maillage adapté .....	64
IV.3 Etude du bogie .....	69
IV.3.1 Étude du châssis .....	70
IV.3.1.1 La maquette numérique du châssis. ....	70
IV.3.1.2 Etude statique.....	70
IV.3.1.3 Etude dynamique .....	70
IV.3.2 Etude des essieux.....	78
IV.3.2.1 Etude statique.....	78
IV.3.2.2 Etude dynamique avec amplitude variable .....	82

## Table des matières

---

IV.4 Proposition d'un nouveau système de suspension .....	90
IV.4.1 Système existant .....	90
IV.4.2 Nouveau système.....	91
Conclusion générale.....	95
Reference.....	98
Annexe	
Résumé	

## Nomenclature

- $A$  : Paramètre dépendant du matériau.
- $A_1$ : Amplitude du châssis. ( $mm$ )
- $A_2$ : Amplitude de la roue. ( $mm$ )
- $a_0$  : Longueur de fissure initiale. ( $mm$ )
- $a_i$  : La longueur physique de la fissure. ( $mm$ )
- $h$  : Constante dépendante au matériau.
- $b$  : Constante dépendante au matériau.
- $c_w$  : Constante de Walker dépendant au matériau.
- $C_H$ : Coefficient de contact de Hertz.
- $c'$  : Paramètre dépendant du matériau.
- $C_{s1}, C_{s2}$  : Amortissement du système primaire et secondaire. ( $KNs/m$ )
- $C_1, C_2$ : Amortissement de la nouvelle suspension. ( $KNs/m$ )
- $C$  : Constante dépendant au matériau.
- $D$  : Constante du matériau.
- $d_1, d_2, d_3, d_4$ : Les déplacements du bogie. ( $mm$ )
- $da/dN$  : La vitesse de propagation des fissures. ( $mm/cycle$ )
- $E$  : Module d'Young. ( $GPa$ )
- $FS$  : Facteur de correction.
- $F_{z1\ max}, F_{z2\ max}, F_z$ : Forces verticaux. ( $N$ )
- $F_{y1\ max}, F_{y2\ max}, F_y$ : Forces transversaux. ( $N$ )
- $F_x$ : Force longitudinale. ( $N$ )
- $F_1, F_2, F_3, F_4$ : Les forces appliquées sur le châssis. ( $N$ )
- $f$ : Représente la contribution de la fermeture de la fissure.
- $F_{z1qs}, F_{z2qs}$ : Force verticale dans le cas quasi statique. ( $N$ )
- $F_{Yqs}, F_{Yqs}$ : Forces transversaux dans le cas quasi statique. ( $N$ )
- $F_{z1d}, F_{z2d}$ : Force verticale dans le cas dynamique. ( $N$ )
- $F_{Yd}, F_{Yd}$ : Forces transversaux dans le cas dynamique. ( $N$ )
- $J_t$  : Moment d'inertie du châssis. ( $Kg.m^2$ )
- $g$  : la gravité. ( $m/s^2$ )
- $K_{max}$  : Facteur d'intensité de contrainte maximale. ( $MPa.m^{0.5}$ )
- $K_{min}$  : Facteur d'intensité de contrainte minimale. ( $MPa.m^{0.5}$ )

- $K_{red}$  : Facteur d'intensité de contrainte en retard.  $(MPa.m^{0.5})$
- $K_{max\ eff}$  : Valeur effectivement maximale du facteur d'intensité de contrainte.  $(MPa.m^{0.5})$
- $K_{min\ eff}$  : Valeur effectivement minimale du facteur d'intensité de contrainte.  $(MPa.m^{0.5})$
- $K_{req}$  : Facteur d'intensité de contrainte pour produire une zone plastique  $Zp_{req}$ .  $(MPa.m^{0.5})$
- $K_{IC}$  : Facteur d'intensité de contrainte critique en mode I.  $(MPa.m^{0.5})$
- $K_S$  : Facteur d'intensité de contrainte sous l'effet de contrainte S.  $(MPa.m^{0.5})$
- $K_{eq}$  : Facteur d'intensité de contrainte équivalent.  $(MPa.m^0)$
- $K_{\sigma_0}$  : Facteur d'intensité de contrainte sous l'effet de contrainte  $\sigma_0$ .  $(MPa.m^{0.5})$
- $\Delta K$  : Amplitude de facteur d'intensité de contrainte.  $(MPa.m^{0.5})$
- $K_{ouv}$  : Facteur d'intensité de contrainte d'ouverture.  $(MPa.m^{0.5})$
- $K_{seuil}$  : facteur d'intensité de contrainte au seuil.  $(MPa.m^{0.5})$
- $K_{seuil.0}$  : facteur d'intensité de contrainte au seuil où  $R=0$ .  $(MPa.m^{0.5})$
- $\overline{\Delta K}$  : Facteur d'intensité de contrainte à  $R=0$ .  $(MPa.m^{0.5})$
- $\Delta K_{eff}$  : Variation du facteur d'intensité des contraintes effective.  $(MPa.m^{0.5})$
- $K$  : Constante.
- $K_{\theta y}$  : La rigidité torsionnelle du châssis.  $(MPa)$
- $K_{S1}, K_{S2}$  : Rigidité de la suspension primaire et la suspension secondaire.  $(N/mm^2)$
- $k_1, k_2$  : Raideur de la nouvelle suspension.  $(N/mm^2)$
- $k$  : Constante du matériau.
- $l_f, l_r$  : Distance entre l'axe et le centre de gravité.  $(mm)$
- $L$  : Longueur du châssis.  $(mm)$
- $l$  : Constante.
- $M_v$  : Masse de locomotive.  $(Kg)$
- $m_p$  : Paramètre du matériau déterminé expérimentalement.
- $m^+$  : Masse du bogie.  $(Kg)$
- $m$  : Constante.
- $M_c$  : Masse de la caisse.  $(Kg)$
- $M_t$  : Masse du châssis.  $(Kg)$
- $M_w$  : Masse de la roue.  $(Kg)$
- $Nr$  : nombre de cycles à rupture.  $(Cycle)$
- $N$  : nombre de cycles.  $(Cycle)$
- $n_w$  : Constante de Walker dépendant au matériau.

- $n$  : Constante dépendant au matériau pour la loi de Nasgro.
- $P_I$  : Masse de la charge utile. ( $Kg$ )
- $P_1(t), P_2(t)$  : Pression de contact
- $p$  : Constantes dépendant au matériau pour la loi de Nasgro.
- $q$  : Constantes dépendant au matériau pour la loi de Nasgro.
- $R_m$  : contrainte ultime. ( $MPa$ )
- $R_e$  : limite d'élasticité. ( $MPa$ )
- $R$  : Rapport de charge.
- $r$  : Rayon de la zone plastique en tête de fissure. ( $mm$ )
- $r(t)$  : Fonction du défaut sur la roue.
- $T_{twist}$  : Déplacement vertical. ( $mm$ )
- $U_1, U_2$  : Déplacement suivant les directions. ( $mm$ )
- $w(x,t)$  : Déplacement du rail. ( $mm$ )
- $w_e$  : Vitesse de rotation. ( $rad/sec$ )
- $\ddot{x}_c, \dot{x}_c, x_c$  : Accélération, vitesse et déplacement de la caisse
- $\ddot{x}_t, \dot{x}_t, x_t$  : Accélération, vitesse et déplacement du châssis.
- $\ddot{x}_{w1}, \dot{x}_{w1}, x_{w1}$  : Accélération, vitesse et déplacement de la roue.
- $Z_p$  : Taille de la zone plastique monotone en pointe de fissure. ( $mm$ )
- $Zp_{surch}$  : Taille de la zone plastique due à l'application d'une surcharge. ( $mm$ )
- $Zp_{req}, \lambda$  : Différence de taille de la zone plastique après l'application d'une surcharge. ( $mm$ )
- $\Delta Z$  : Variation de déplacement de la roue. ( $mm$ )
- $\sigma_{max}$  : Contrainte maximale. ( $MPa$ )
- $\sigma_{min}$  : Contrainte minimale. ( $MPa$ )
- $\sigma_D$  : Limite d'endurance. ( $MPa$ )
- $\sigma_a$  : Contrainte alternée. ( $MPa$ )
- $\sigma_m$  : Contrainte moyenne. ( $MPa$ )
- $\sigma_R$  : Limite à la rupture. ( $MPa$ )
- $\sigma_{11}, \sigma_{22}, \sigma_{33}, \sigma_{12}$  : Les contraintes principaux. ( $MPa$ )
- $\Delta\sigma$  : Variation de la contrainte. ( $MPa$ )
- $\varepsilon_p$  : Déformation plastique.
- $\gamma_w$  : Paramètres de Walker.
- $\gamma$  : Constant varie entre 0 et 1.

$\nu$  : Coefficient de Poisson.

$\theta$  : Angle définissant un point autour de la pointe de la fissure par rapport à son plan. (*rad*)

$\alpha, \beta$  : Constantes liées aux châssis.

$\Phi$  : Fonction de retard.

$\ddot{\theta}_t, \dot{\theta}_t, \theta_t$  : Accélération angulaire, vitesse angulaire et déplacement angulaire du châssis.

$\delta$  : Constante.

$\mu$  : Constante.

**Liste des figures**

Figure I.1	Un bogie du train.....	4
Figure I.2	Définition d'une durée de vie résiduelle pour un défaut vis-à-vis d'une dimension critique ...	5
Figure I.3	Accident du train Allemagne en juin .....	6
Figure I.4	Accident du train en Italie .....	6
Figure I.5	Schéma de l'opération de calage à la presse.....	7
Figure I.6	La zone déformée lorsque du passage de la roue pendant l'opération de calage. ....	7
Figure I.7	Profil de la pression de frettage et de la contrainte radiale près du chanfrein, simulation numérique .....	8
Figure I.8	Représentation des dégradations de contact roue/essieu-axe, portée de calage cote chanfrein .....	9
Figure I.9	Accident du train. ....	9
Figure I.10(a)	Rupture d'un essieu ferroviaire .....	10
Figure I.10(b)	Courbes de Wöhler .....	10
Figure I.11	La machine d'essai de la fatigue de Wöhler. ....	11
Figure I.12	La taille de fissure détectée par ultrason. ....	12
Figure I.13	Nombre des essieux défailants au Japon entre 1955 et 1970 .....	12
Figure I.14	Positions typiques de l'initiation des fissures dans un essieu de chemin de fer. ....	12
Figure I.15	Statistiques canadienne des accidents ferroviaires. ....	13
Figure I.16	Déraillement d'un train. ....	15
Figure II.1	Courbe montre l'amplitude de contrainte.....	20
Figure II.2	Différentes zones de la courbe de Wöhler.....	21
Figure II.3	Accommodation.....	22
Figure II.4	Rochet.....	22
Figure II.5	Adaptation.....	22
Figure II.6	Diagramme de Haig.....	25
Figure II.7	Diagramme de Haig.( Gerber, Goodman et Söderberg). ....	25
Figure II.8	Représentation classique d'un diagramme de Goodman-Smith.....	26
Figure II.9	Stades I et II de la fissuration par fatigue.....	27
Figure II.10	Mécanismes de formation des stries.....	28
Figure II.11	Stries de fatigue .....	28
Figure II.12	Etat de contrainte au niveau de la pointe de la fissure.....	28

Figure II.13	Courbe de la propagation de fissure.....	30
Figure II.14	Influence de la taille des grains sur le seuil de propagation .....	31
Figure II.15	Influence du rapport de charge et de la température sur le seuil de propagation. ....	31
Figure II.16	Influence de la fréquence d'essai sur la vitesse de propagation et le seuil .....	32
Figure II.17	Influence du rapport de charge sur la propagation des fissures.....	35
Figure II.18	Définition de la partie efficace du cycle de chargement.....	36
Figure II.19	Exemple d'évolution de la contrainte mesurée dans un essieu ferroviaire .....	36
Figure II.20	Différentes réponses aux surcharges pour les fissures en fatigue .....	37
Figure II.21	Evolution du niveau d'ouverture après l'application d'une surcharge ...	38
Figure II.22	Evolution du niveau d'ouverture et de la longueur de la fissure pendant un chargement par blocs .....	38
Figure II.23	Zones plastiques après surcharge .....	39
Figure II.24	Modèle de Willenborg et al.....	40
Figure II.25	Modèle de Dugdale .....	41
Figure III.1	Rames d'AUTORAIL exploitées par la SNTF.....	43
Figure III.2	Bogie moteur d'AUTORAIL.....	44
Figure III.3	Système de transmission.....	44
Figure III.4	Bogie porteur.....	45
Figure III.5	Suspension primaire à boîte à bras.....	46
Figure III.6	Suspension secondaire par ressort pneumatique.....	46
Figure III.7	Les différents composants d'un mécanisme.....	47
Figure III.8	Modèle simplifié d'un bogie.....	48
Figure III.9	Modèle simplifié du châssis.....	49
Figure III.10	Géométrie et mesure expérimentale de la rigidité du châssis. ....	49
Figure III.11	Les différentes forces appliquées sur le châssis dans le cas statique.....	52
Figure III.12	Chargements appliqués à l'état de fatigue .....	53
Figure III.13	Modèle d'axe ferroviaire.....	54
Figure III.14	La charge principale appliquée sur l'essieu. ....	54
Figure III.15	Organes de liaison « rails-châssis de bogie moteur ».....	55
Figure III.16	Modèle analogique du bogie.....	56
Figure III.17	Modèle analogique de la suspension primaire.....	57



Figure III.18	Modèle analogique de la suspension primaire avec élément multicouche	58
Figure IV.1	Eléments le plus fréquemment utilisés .....	62
Figure IV.2	Création des différents Splines.....	62
Figure IV.3	Détail de la fissure elliptique.....	63
Figure IV.4	Elément de maillage.....	64
Figure IV.5	Condition aux limites.....	65
Figure IV.6	Contours du Maillage en tête de la fissure.....	65
Figure IV.7	Evolution de $K_I$ en tête de fissure.....	66
Figure IV.8	Erreur de $K_I$ entre les contours.....	66
Figure IV.9	Evolution de $K_{I, analytique}$ et $K_{I, Numérique}$ .....	67
Figure IV.10	Erreur de $K_{I, analytique}$ et $K_{I, Numérique}$ .....	67
Figure IV.11	Influence de la taille de maillage.....	68
Figure IV.12	Influence de la profondeur de fissure.....	68
Figure IV.13	Influence du d'échelle $R_{ech} = a/c$ .....	69
Figure IV.14	Modèle géométrique du bogie avec les conditions aux limites.....	69
Figure IV.15	Localisation des déformations sur le bogie.....	70
Figure IV.16	Modèle numérique du châssis.....	70
Figure IV.17	Variation de la contrainte de Von mises.....	71
Figure IV.18	Evolution des déformations.....	72
Figure IV.19	Contrainte de Von mises.....	73
Figure IV.20	Evolutions des déformations.....	75
Figure IV.21	Evaluation de la durée de vie du châssis.....	76
Figure IV.22	Jonction entre le châssis et l'essieu du bogie.....	77
Figure IV.23	La durée de vie sans $F_y$ .....	78
Figure IV.24	La durée de vie sans $T_{twist}$ .....	78
Figure IV.25	Les chargements et les fixations d'axe.....	79
Figure IV.26	Variation de la contrainte de Von mises sur l'axe de train.....	79
Figure IV.27	Maillage de la fissure.....	80
Figure IV.28	Variation de $K_I$ en tête de fissure.....	81
Figure IV.29	Variation de $K_I$ sur le front de fissure.....	81
Figure IV.30	Evolution du FIC dans les points A, B, C. ....	82
Figure IV.31	Evolution du FIC dans les points A, B. ....	82

Figure IV.32	Rupture brutale d'un essieu de train. ....	83
Figure IV.33	Spectre du chargement appliqué sur l'essieu. ....	83
Figure IV.34	Chargements appliqués.....	84
Figure IV.35	Variation de longueur de la fissure.....	85
Figure IV.36	Variation de la vitesse de propagation de fissure.....	85
Figure IV.37	Variation du facteur d'intensité de contrainte.....	86
Figure IV.38	Influence de fréquence sur la durée de vie.....	87
Figure IV.39	Chargement appliquée (1, 2 et 3).....	87
Figure IV.40	Variation de longueur de la fissure.....	88
Figure IV.41	Evolution de $\Delta K$ .....	88
Figure IV.42a ,b	Influence du premier bloc sur la durée de vie d'essieu.....	89
Figure IV.43	Influence du deuxième bloc sur la durée de vie d'essieu.....	90
Figure IV.44	Suspension primaire existante.....	90
Figure IV.45	Suspension du bogie Y25. ....	90
Figure IV.46	Elément de suspension de la nouvelle conception.....	91
Figure IV.47	Modèle numérique de la nouvelle conception.....	91
Figure IV.48	Evolution de déformation de nouveau système.....	92
Figure IV.49	Evolution de déformation de l'ancien système.....	93

**Liste des tableaux**

Tableau III.1	Différentes cas de chargements (Etat statique).....	51
Tableau III.2	Différents cas de chargements (Etat de fatigue).....	53
Tableau IV.1	La durée de vie max et min du châssis.....	77

# *Introduction générale*

# Introduction générale

Le transport par rail a joué dès le début de première industrielle, un rôle central dans le développement économique des pays. La conception du bogie 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.

L'augmentation du trafic ferroviaire est accompagné par l'apparition d'un certains nombres de problèmes d'exploitation dus essentiellement à des défaillances relevées par plusieurs références et rapport d'expertise au niveau des principaux éléments du bogie. Le contexte de l'étude a été choisi suite à l'apparition de dysfonctionnements survenus au niveau de l'autorail de Constantine où on a constaté que les causes principales sont imputées au bogie.

Parmi les causes relevées, la fatigue et la fissuration de l'axe et du châssis ce qui a provoqué une réduction de la durée de vie.

La prédiction de la durée de vie en fatigue du bogie ferroviaire représente un enjeu industriel important. Ce phénomène est induit par des sollicitations cycliques dont l'amplitude peut être inférieure à la limite d'élasticité du matériau. Des méthodes et outils numériques permettent d'optimiser le dimensionnement et ainsi d'augmenter la résistance des structures tout en diminuant leur masse. Les trois étapes du phénomène : amorçage, propagation des fissures et rupture de la pièce recouvrent des phénomènes complexes et difficiles à prédire.

Les bureaux d'étude sont parfois confrontés à des problèmes de conception et d'intégration, exploitent de plus en plus les résultats des modèles numériques. Aujourd'hui, on parle de maquette numérique de comportement mécanique globale. La modélisation numérique est devenue un outil incontournable pour gagner plus de temps et pour faciliter la mise en forme des systèmes complexes. La présente étude s'inscrit dans de cette thématique.

Le mécanisme étudié est donc le bogie de l'autorail de Constantine afin de contribuer à la détermination des causes probables ayant conduit à la fatigue précoce de certains éléments, tel que les axes et le châssis. Il est important de rappeler que les axes contribuent à la transmission du couple des moteur jusqu'aux roues et la transmission des efforts exercés par la caisse jusqu'aux roues. Le bogie constitue un dispositif mécanique d'une grande importance dans l'architecture du train. D'un point de vue fonctionnel, les organes qui le

constituent sont les suivant : le châssis, les deux ensembles (essieux roues), les trois ensembles (ressort, boites d'essieux, disques de freins).

L'objectif de notre travail consiste à présenter une maquette numérique sous Ansys et de faire une modélisation des organes critiques sous chargement statique et dynamique dans le but de donner des explications logiques concernant les causes des dysfonctionnements de ces organes. Ainsi notre mémoire est structuré en quatre chapitres avec une introduction et une conclusion générale.

- Le premier chapitre est consacré à une revue bibliographique récente, traitant de la question des différents accidents ferroviaires et les causes qui les provoquent, l'accent a été mis sur les approches expérimentales et numériques sur rôle de l'axe et le châssis ferroviaire où plusieurs incidents sont imputés à la fatigue du châssis et à la fissuration de l'axe.
- Le deuxième chapitre est consacré au rappel des notions importantes concernant la fatigue des matériaux sous chargement cyclique à amplitude constante et variable.
- Le troisième chapitre développe les détails sur les différents éléments du bogie, et sollicitations mécaniques appliquées sur le châssis et l'axe ferroviaire.
- Le quatrième chapitre présente la modélisation et les résultats obtenus.

*Chapitre 1*  
*Revue bibliographique*

# Chapitre 1

## Revue bibliographique

### I.1 Introduction

Le transport ferroviaire est un moyen rapide, confortable et plus écologique. Les voitures ou les wagons des trains sont supportés par des bogies (figure I.1), chaque bogie possède deux essieux-axes et quatre roues.

Ce chapitre est consacré à une revue bibliographique récente, traitant de la question des différents accidents ferroviaires et les causes qui les provoquent, l'accent a été mis sur les approches expérimentales et numériques sur rôle de l'axe et le châssis ferroviaire où plusieurs incidents sont imputés à la fatigue du châssis et à la fissuration de l'axe.



Figure I.1 : Un bogie du train.

### I.2 Les accidents ferroviaires

Dans le monde des chemins de fer, l'importance du parc de matériels ferroviaires, son évolution en termes de fréquence et de tonnage modifient le comportement en fatigue des rails. Les gestionnaires du réseau doivent faire face à des mécanismes d'endommagement qui évoluent avec le type de train en circulation, la géométrie de la voie et le comportement des couches de ballast et de terrassement. Les sollicitations subies par le rail évoluent dans le temps et rendent indispensable une surveillance régulière du réseau ferré. Cette maintenance fait appel à des ressources très importantes car la sécurité des biens et des personnes est en jeu. Une terrible illustration des manquements à cet impératif de sécurité fut l'accident du 17 octobre 2000 à Hatfield au Royaume-Uni [1]. Ce déraillement, qui coûta la vie à quatre passagers et en blessa soixante-dix autres, fut attribué à la rupture par fatigue d'un rail. Les conséquences de cet accident, et du fort niveau de vieillissement mesuré à l'échelle du réseau, furent la "nationalisation" outre manche du gestionnaire du réseau et un programme de travail dédié à la fatigue des rails sollicités sous contact roulant.



Les référentiels SNCF internes prévoient le déclenchement de procédures adaptées selon les mesures et observations effectuées sur le réseau. Cependant, les décideurs aimeraient pouvoir disposer d'outils permettant de fournir des estimations de l'évolution des défauts selon les conditions de circulation. Ces outils doivent permettre une planification plus précise des opérations de maintenance préventive et d'optimiser l'effort de maintenance.

Un exemple de ces évolutions pourrait être la définition d'un tonnage cumulé, pour un type de défaut donné dans des conditions données, nécessaire pour atteindre les dimensions critiques (figure I.2) Afin de tendre vers cette stratégie de maintenance prédictive, SNCF souhaiterait se doter d'outils numériques lui permettant d'améliorer la compréhension des mécanismes de fissuration par fatigue des rails. [2]

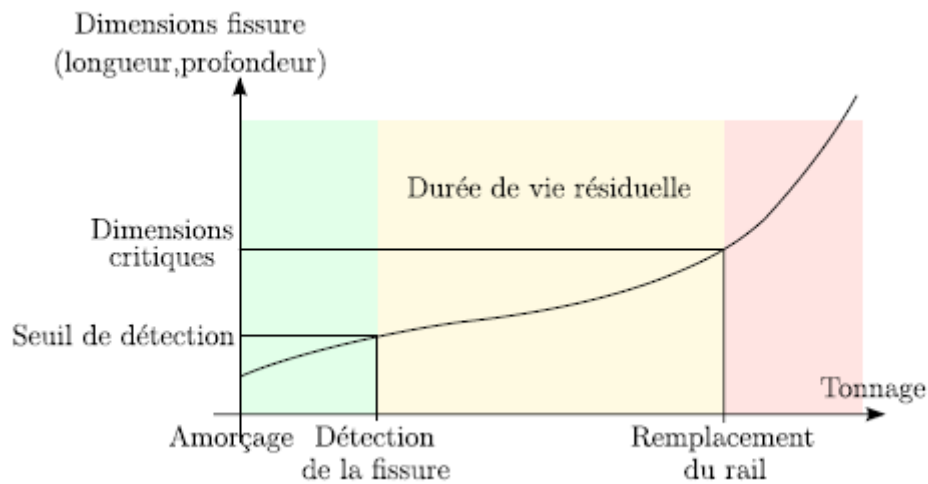


Figure I.2 : Définition d'une durée de vie résiduelle pour un défaut vis-à-vis d'une dimension critique. [2]

La démarche de maintenance des roues de train à la SNCF est aujourd'hui essentiellement fondée sur le retour d'expérience. Cette approche a fait ses preuves mais l'évolution du dessin des roues, conçues pour assurer d'avantage de fonctions, l'évolution des matériaux font qu'il n'est pas toujours possible de se baser sur le retour d'expérience. Citons à titre d'exemple la nouvelle roue allemande à faible niveau de bruit retirée du service suite à l'accident de train ICE d'Eschede de 1988 (figure I.3). L'accident avait été provoqué par la rupture d'une roue, suite à la propagation par fatigue d'une fissure dans une zone où elle était difficilement détectable.



Figure I.3: Accident du train Allemagne en juin. [3]

Un autre accident a eu lieu en Italie en 2009 a laissé 32 passagers morts et 60 blessés. Cet accident dû à la rupture par fatigue d'un essieu. (figure I.4).



Figure I.4: Accident du train en Italie. [4]

### I.3 Essieux ferroviaires

L'essieu-axe est une pièce symétrique sur laquelle sont montés des disques de frein et des roues. Les diamètres de section des portées de calages pour les disques de freinage et les roues sont plus grands que le diamètre du corps de l'axe.

L'assemblage entre l'essieu-axe et la roue est appelé opération de calage. Le serrage entre les deux pièces est obtenu par le fait que l'alésage de l'essieu à caler possède un diamètre légèrement inférieur à celui de la portée de calage de l'axe. La différence entre les deux diamètres définit le serrage. L'essieu-axe et la roue des trains sont assemblés par le mode de calage à la presse (figure I.5).

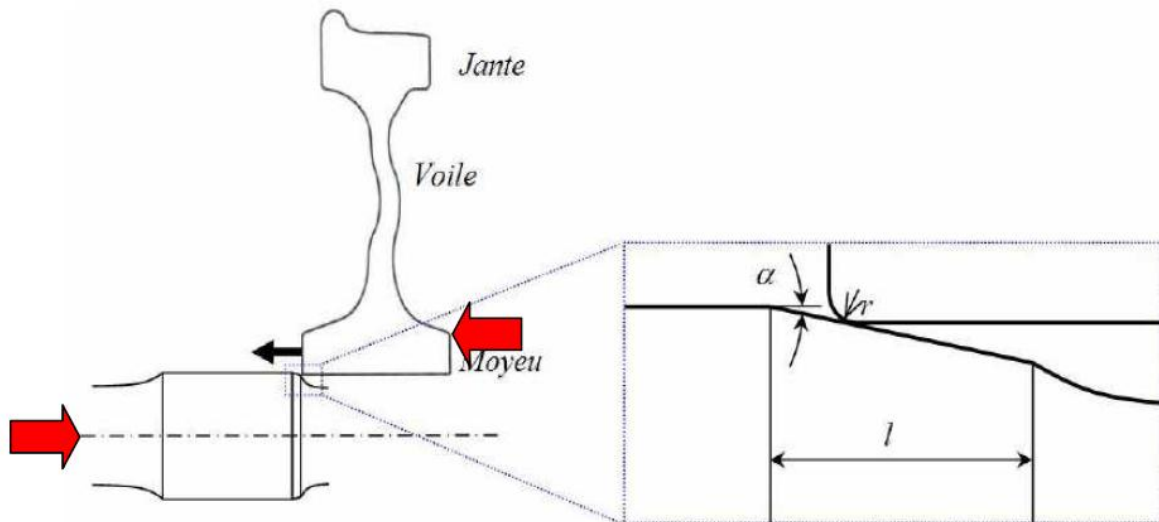


Figure I.5: Schéma de l'opération de calage à la presse.

La portée de calage est lubrifiée au suif avant assemblage. Le suif présente l'avantage de perdre rapidement ses propriétés lubrifiantes, la liaison roue/essieu s'en trouve améliorée. Les expertises par contrôles non destructifs, des composants industriels, révèlent des amorçages très précoces qui n'induisent pourtant pas de ruptures catastrophiques. Ainsi, on peut supposer que le système fonctionne dans les conditions de fissures amorcées non propageantes. L'opération de calage est très sévère pour la surface d'essieu et aussi pour la sous-couche du matériau. Malgré la lubrification par du suif, les contraintes de cisaillement sur la surface sont suffisamment importantes pour déformer le matériau dans le sens de glissement de la roue (figure I.6).

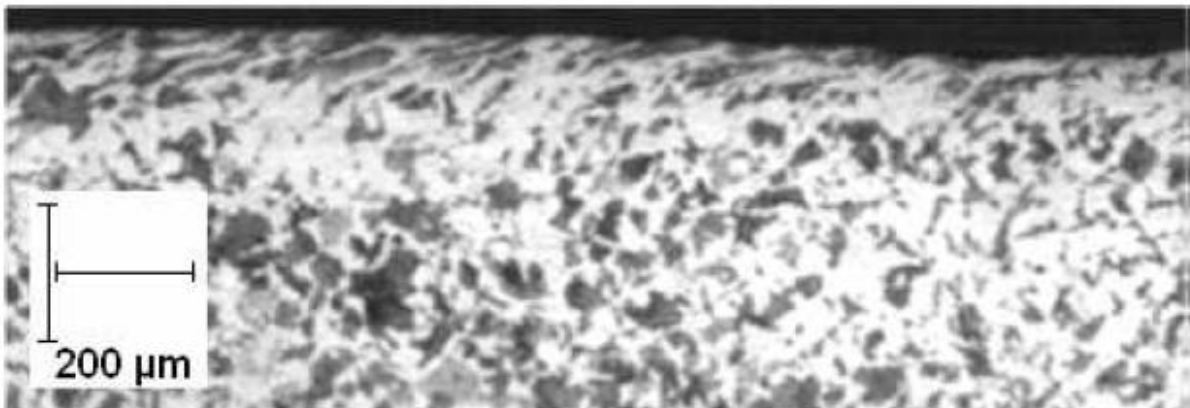


Figure I.6: La zone déformée lorsque du passage de la roue pendant l'opération de calage.[17]

La taille de la zone déformée dépend des propriétés mécaniques de la roue et de l'axe, ainsi que du coefficient de frottement dans le contact lubrifié, d'une part et d'autre part des caractéristiques géométriques locales de l'assemblage. Une autre incidence du calage est la génération de contraintes résiduelles importantes dans les deux pièces.

Cependant, les évolutions futures du design des axes (augmentation des vitesses) impliquent des niveaux de chargement plus sévères et donc des sollicitations de fatigue plus importantes. Ainsi, outre la condition d'amorçage, il devient nécessaire d'appréhender la condition d'arrêt de fissuration.

La position de la fissuration se situe entre la zone corrodée et la zone écrouie de la portée de calage. Les fissures sont toujours inclinées et orientées vers le centre de la portée de calage. L'angle de propagation est compris entre  $40^\circ$  et  $60^\circ$ . La plus longue fissure détectée dans un essieu avait  $1050 \mu\text{m}$  de longueur et était orientée à  $45^\circ$  [5].

Le modèle d'assemblage essieu-axe/roue par Eléments Finis (EF) réalisé, par Mr. A. Yameogo [5] a permis de calculer le profil de pression dans le contact (figure I.7) après calage et un chargement de fatigue représentatif. La valeur maximale de pression égale à  $P_{0\text{max}}=450 \text{ MPa}$  après le décalage décroît jusqu'à une valeur de  $400 \text{ MPa}$  après l'application d'un chargement de fatigue.

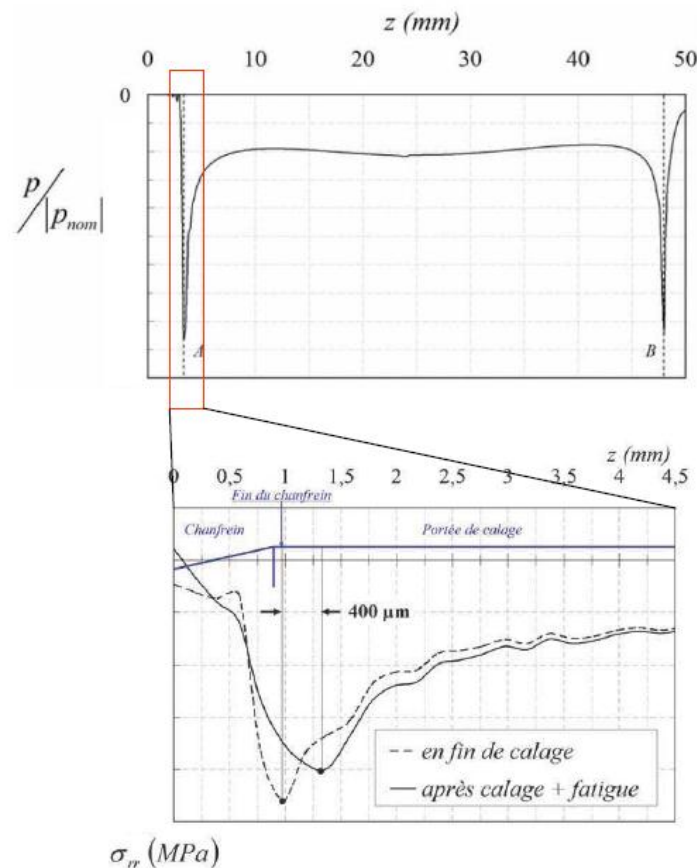


Figure I.7: Profil de la pression de frottement et de la contrainte radiale près du chanfrein, simulation numérique [5].

L'expertise effectuée par [6] a montré la présence de corrosion et de transfert de matière entre la roue et l'essieu-axe. Cette zone de transfert se situe entre la zone de corrosion et la zone de fissuration (figure I.8).



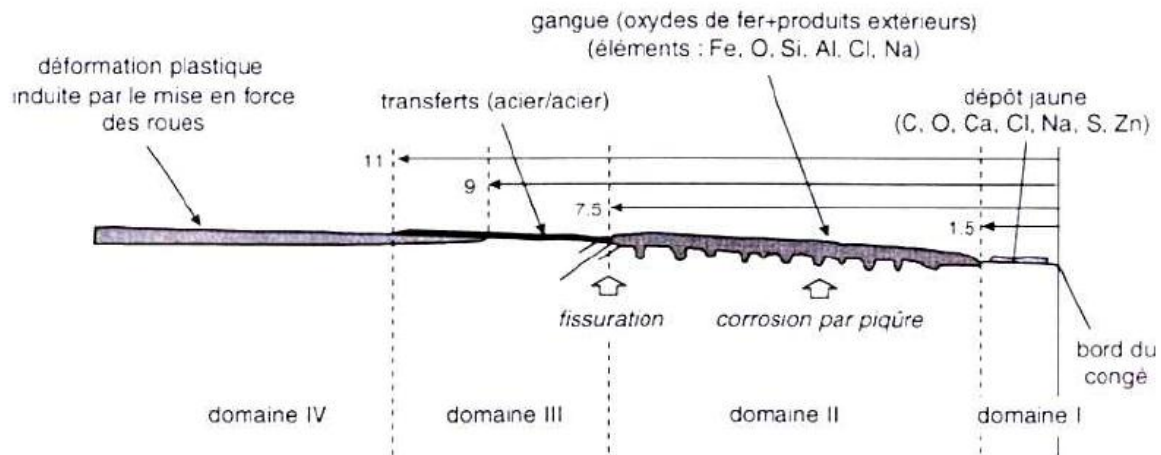


Figure I.8: Représentation des dégradations de contact roue/essieu-axe, portée de calage coté chanfrein [6].

Quatre domaines de dégradations ont été spécifiés :

**Domaine I :** Pas de dégradation particulière, on peut encore observer les stries d'usure.

**Domaine II :** La surface du métal est perturbée avec la présence de protubérances qui sont le résultat de mécanismes de corrosion par piqûre. L'observation en coupe montre des fissures dans le lit de débris qui sont parallèles à la surface. Ces dernières résultent des mécanismes d'accommodation dans le 3<sup>e</sup> corps ainsi qu'à l'interface dont l'origine peut être attribuée aux glissements relatifs orientés suivant la direction de l'essieu-axe.

**Domaine III :** Présence de transferts extrêmement fins mais sans jamais mettre en évidence la présence de fissuration. Déformation des grains suite au calage.

**Domaine IV :** Pas de dégradations, seulement la déformation plastique en surface suite au calage.

Les premiers travaux sur l'étude de la rupture des systèmes ferroviaires ont été commencés après l'accident de Versailles en 1842 (Figure 1.9), cet accident a causé 100 morts à l'époque [7], quelques années plus tard en 1884 un autre accident a eu lieu en Royaume uni, dans cet accident vingt-quatre personnes ont perdu la vie [8]. Ces accidents ont favorisé la naissance des nouveaux champs d'essai de la fatigue des matériaux.



Figure I.9: Accident du train. [7]

La fatigue a été mise en évidence et étudiée pour la première fois par l'ingénieur allemand Wöhler [8] qui analysait les nombreuses ruptures d'axes de wagons de chemin de fer (figure I.10 (a)). Il montra grâce à des essais que le nombre de cycles jusqu'à la rupture d'un arbre dépendait de la contrainte maximale dans l'axe (contrainte de flexion variante entre plus et moins l'amplitude maximale à chaque tour de roue) et des détails géométriques de l'axe.

Wöhler fut ainsi le premier à établir des courbes de fatigue qui aujourd'hui portent son nom. La figure I.10 (b) présente un exemple de ces courbes telles que présentées par Wöhler. Elle montre le nombre de cycles avant rupture pour des aciers en fonction de la contrainte alternée appliquée aux échantillons. Ces résultats montrent la forte diminution de la durée de vie (du nombre de cycles) causée par la présence d'une concentration de contrainte dans l'éprouvette.

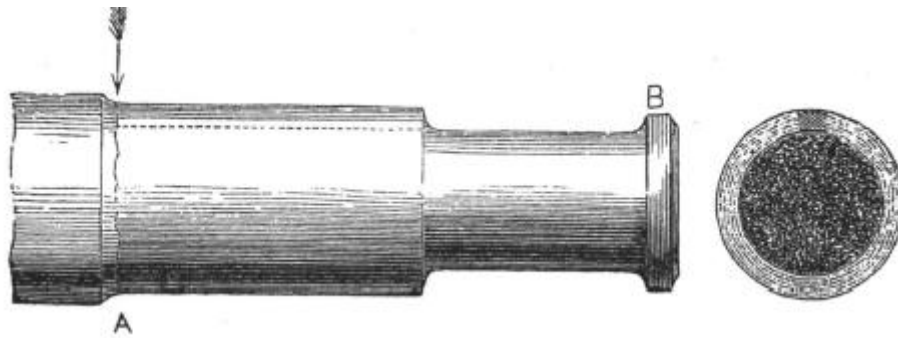


Figure I.10 (a): Rupture d'un essieu ferroviaire. [7]

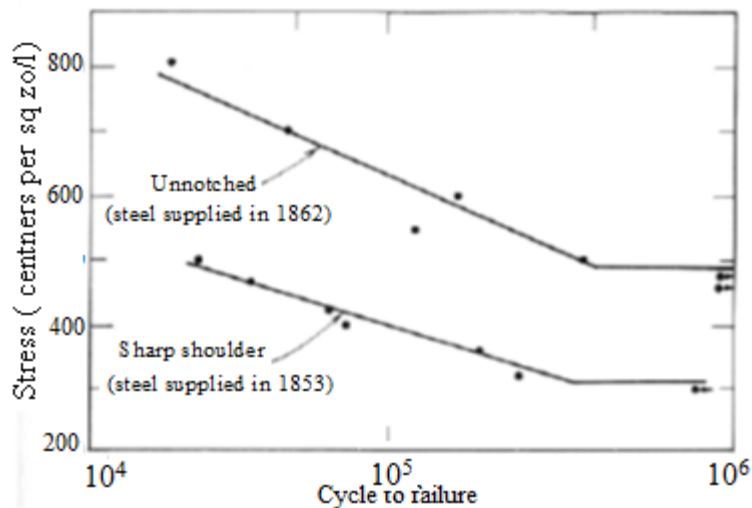


Figure I.10 (b): Courbes de Wöhler. [9]

La figure I.11 représente la machine d'essai de la fatigue de Wöhler pour la mesure les efforts des essieux ferroviaire en service.

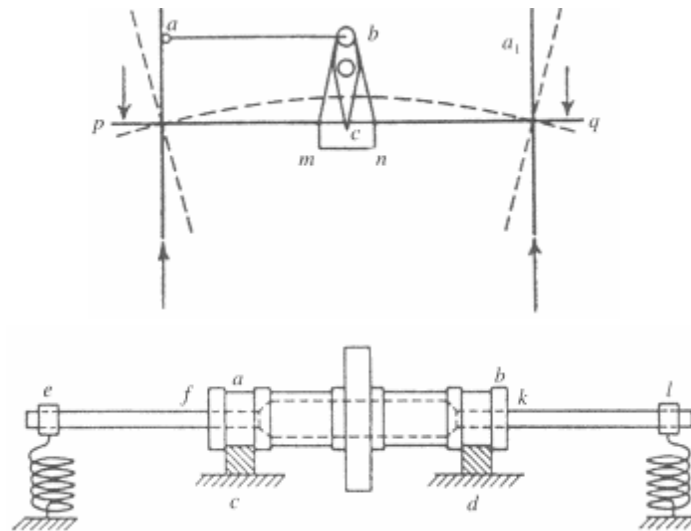


Figure I.11: La machine d'essai de la fatigue de Wöhler. [8]

En 1848, James et Galton [9] ont fait des tests expérimentaux sur des barres de fer de grande dimension soumis à des charges alternées. Les résultats montrent que les charges de rupture sont abaissées jusqu'à deux tiers par rapport à la charge statique.

E.g., Benyon et Watson [10] ont donné un rapport que chaque année il y a deux essieux défailants dans Royaume-Uni,

Les essieux-axes réalisés en acier au carbone XC38 (EA1N) à l'état normalisé, sont soumis à des sollicitations de flexion rotative. Il existe donc un risque de rupture par la propagation de fissures en fatigue. Le dimensionnement actuel est réalisé à partir de méthode de calcul empirique développée par M. Kammerer en 1945 [11]. Cette méthodologie a pour objectif d'établir une durée de vie infinie de l'essieu. Cependant, l'augmentation de la vitesse et du poids des trains augmente le risque d'amorçage et de propagation des fissures dans l'essieu. Il devient donc nécessaire d'améliorer la durée de vie des assemblages roue/essieu-axe de façon à garantir la sécurité de la circulation des trains.

Hirakawa et al. [12] ont constatés qu'il prenait généralement  $4 \cdot 10^8$  cycles de rotation ou  $1,5 \cdot 10^6$  km jusqu'à ce que la fissure atteigne une taille détectable. Après que la fissure de fatigue atteint une certaine taille, elle se développe plus rapidement. En plus de la fatigue des essieux, l'initiation peut avoir lieu à d'autres endroits tels que la région de transition entre les deux principaux diamètres, le rayon de transition étant important, mais aussi une fracture dans la zone centrale des essieux est rapportée [13].

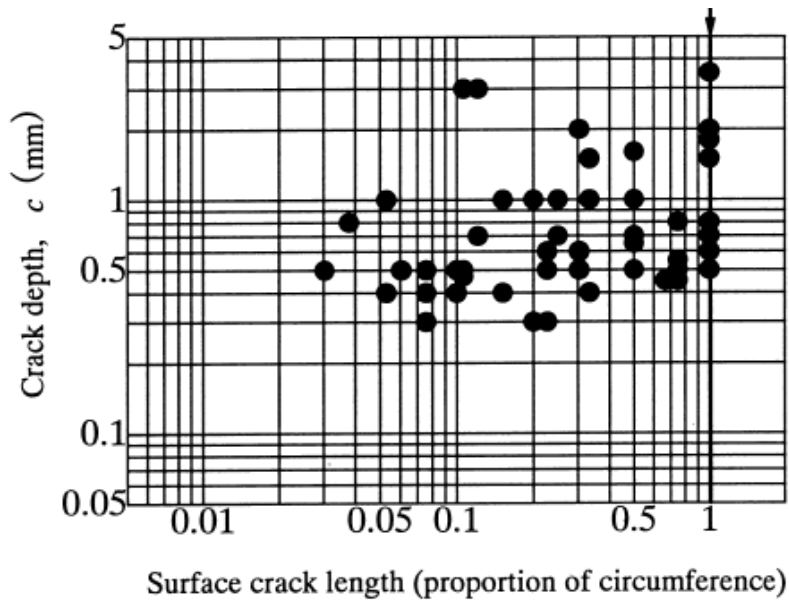


Figure I.12: La taille de fissure détectée par ultrason. [12]

Le nombre de défaillances des essieux des locomotives et les remplacements des essieux du système ferroviaire japonais entre 1955 et 1970 sont indiqués sur la figure I.13 [12].

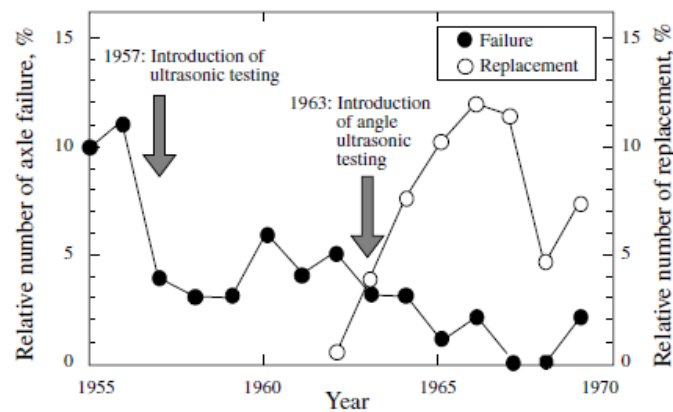


Figure I.13: Nombre des essieux défaillants au Japon entre 1955 et 1970. [12]

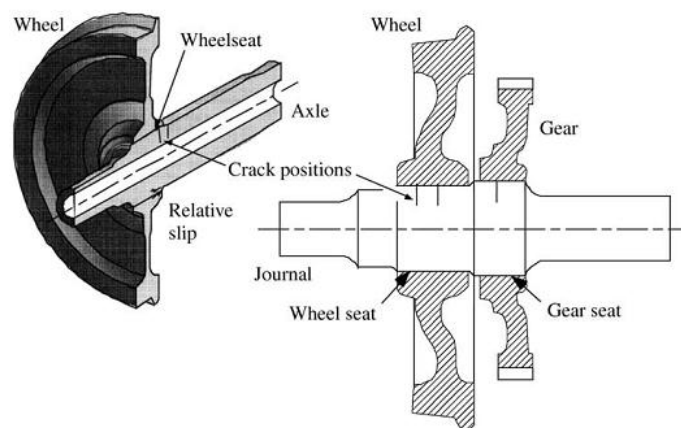


Figure I.14 : Positions typiques de l'initiation des fissures dans un essieu de chemin de fer.

[36]



En 1989 les statistiques réalisées par le bureau canadien de la sécurité des transports montrent que durant la période 1984-1986 il y a 188 déraillements. Parmi ces déraillements seulement trois en raison d'une défaillance d'essieu (environ 1,56% du total).

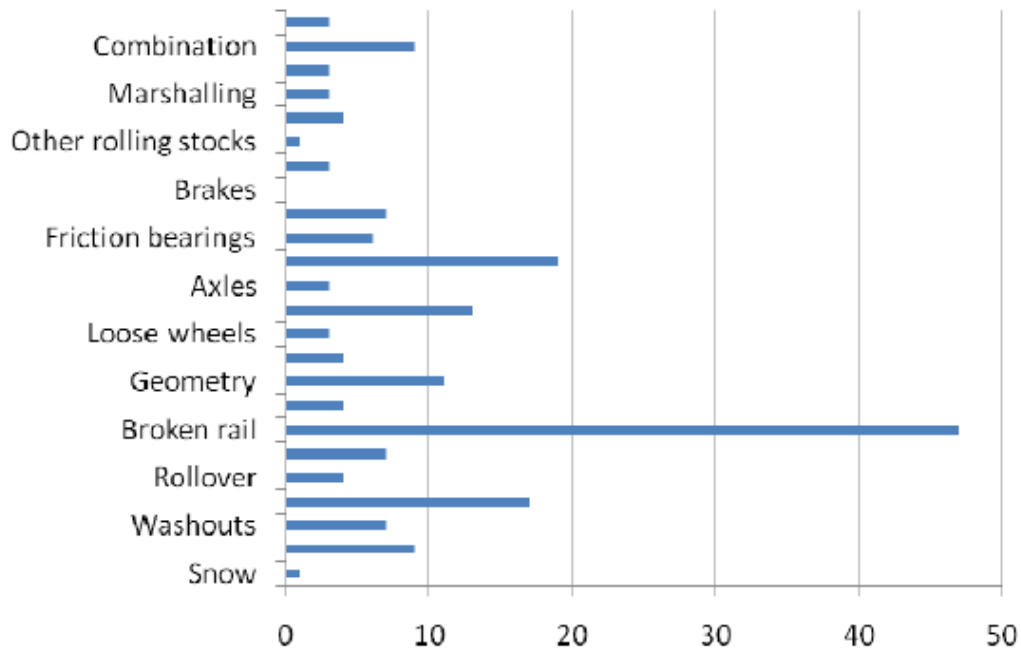


Figure I.15: Statistiques canadienne des accidents ferroviaires. [14]

S. Beretta et al [15] en 2003 ont étudié les effets d'échelle dans la limite de fatigue et le taux de croissance des fissures pour un acier à haute résistance utilisée pour les essieux ferroviaires à grande vitesse, des tests de limite de fatigue sur les échantillons à micro-entailles ont conduit à la détermination des seuils de fatigue pour les petites fissures de l'acier examiné. Les résultats obtenus confirment l'application du modèle de propagation des fissures pour la détermination des intervalles d'inspection des essieux.

Krzysztof Kubiak [16], a fait une étude pour la détermination de la durée de vie à l'amorçage et en propagation d'un acier XC38 (EAIN) utilisé comme matériau pour les essieux-axes de TGV soumis à des sollicitations complexes de fretting fatigue. Cette étude est plus précisément orientée sur la prédiction de l'amorçage des fissures en fonction de charges appliquées et la prédiction de la condition d'arrêt de propagation des fissures. des essais spécifiques de fretting simple et fretting fatigue ont été réalisés afin de caractériser les conditions seuil d'amorçage des fissures dans l'acier étudié, et pour déterminer les lois de propagation des fissures avec notamment la mise en évidence des conditions d'arrêt de propagation.

O. Yasniy et al en 2012 [17], ont développé une technique statistique de la modélisation de propagation des fissures dans un essieu de train sous chargement cyclique à amplitude variable, ils ont prédit la durée de vie de l'essieu avant la rupture brutale.

Une étude expérimentale a été faite par M. Luke et al en 2009 [18], l'objectif de leur étude est de déterminer la propagation de fissure par fatigue pour l'acier 25CrMo4 et l'acier à haute résistance 34CrNiMo6, l'influence du chargement à amplitude variable sur le comportement de la propagation des fissures a été étudiée et discutée. Une extension de ce travail a été rapportée par M. Luke et al en 2010 [19], ils ont déterminé la vitesse de propagation de fissure dans la zone où il y a un congé.

Le problème de la propagation de fissure dans l'essieu de train a été examiné par S. Beretta et M. Carboni en 2010 [20]. Ils ont traité l'application d'algorithmes prédictifs de la propagation de fissure dans les essieux en acier A1N. Ils ont fait une comparaison entre des axes ferroviaires de petit taille (éprouvette) et des axes à taille réel sous chargement à amplitude constante et variable. Les résultats montrent qu'il y a un effet d'interaction de charge négligeable sur les éprouvettes et un retard significatif sur les essieux à échelle réelle.

En 2010 AUREL R et al [21] ont fait une étude sur l'influence des contraintes résiduelles sur le comportement à la fatigue des essieux de train, dans le but de prédire numériquement la durée de vie des essieux utilisés pour les wagons-citernes ferroviaires dans diverses conditions. La procédure développée est basée sur le calcul des contraintes thermiques résiduelles par la méthode des éléments finis et sur le nombre de cycles à la rupture, en utilisant la solution de l'équation de NASGRO de la fatigue. Les résultats obtenus ont été prouvés l'impact négatif profond des contraintes thermiques résiduelles introduites par des traitements thermiques mal contrôlés ou d'autres procédures de traitement.

Michele CARBONI 2008 [22] concentre son travail sur certains aspects de l'étalonnage liés à l'inspection en cours d'utilisation des axes ferroviaires au moyen d'un CND à ultrasons, Cette étude a permis la mise d'une méthode de détection des fissures dans les essieux ferroviaires pour anticiper les accidents.

Une analyse sur l'essieu de train a été développée par S. Beretta [23] dont le but de déterminer le comportement à la fatigue du matériau avec la présence d'une fissure courte. Des résultats expérimentaux sont obtenus par S. Beretta et al [24] pour déterminer les valeurs du facteur d'intensité de contrainte au niveau de la tête de fissure elliptique sous chargement de traction et de rotation.

A.R. Torabi et al en 2013 [25] ont étudiés des essieux ferroviaires en acier C35 avec la présence des défauts sur surface du corps après la fabrication, une fissure elliptique a été modélisée par éléments finis pour déterminer la taille admissible. Les résultats obtenus sont comparés et validés par une méthode analytique basée sur les lois de la mécanique de rupture.

Une évaluation statistique des valeurs de la vie réelle a été réalisée en tenant compte du kilomètre et du cycle de charge. Cette étude a permis de déterminer la durée de vie de l'essieu ferroviaire, ce travail a été réalisé par Meral Bayraktar et al 2009 [26].



Figure I.16: Déraillement d'un train. [26]

Une méthode a été développée par Taizo MAKINO et al 2013 [27] pour prédire la résistance à la fatigue des essieux, ils ont utilisés les approches de la mécanique de rupture. Cette méthode a permis de déterminer la durée de vie de l'essieu ferroviaire 1,5 fois plus élevé que les contraintes admissibles pour la conception des essieux.

#### I.4 Fatigue du châssis

Jung-Won Seo et al 2017 [28]. Ont fait une étude pour estimer l'intégrité structurelle du châssis de bogie ferroviaire. L'analyse de la force a été réalisée par la méthode des éléments finis. À partir de cette analyse, les zones de concentration de contrainte ont été étudiées. Pour évaluer les conditions de chargement, les contraintes dynamiques ont été mesurées par la jauge de pression. ils ont constatés que les contraintes et les déformations dues aux charges appliquées étaient des conditions multiaxiales en fonction de l'emplacement de la jauge.

M. Ozsoy et al 2015 [29] ont utilisés la méthode des éléments finis pour la résistance structurelle et l'estimation de la durée de vie en fatigue du châssis de bogie Y32. Une simulation statique de la durée de vie et de la fatigue a été effectuée selon la norme TS EN 13749. Les résultats des simulations statiques de la durée de vie et de la fatigue ont montrés que le bogie Y32 a atteint les règlements.

Davood Younesian et al 2009 [30] ont étudiés deux méthodes d'estimation de la durée de vie en fatigue. La première approche qui est la mise en œuvre dans le domaine temporel, elle est basée sur l'approche de l'accumulation de dommages (DA). En utilisant l'algorithme de simulation de Monte-Carlo, la rugosité de la surface du rail est générée. Le modèle à éléments finis (EF) du bogie est soumis à l'excitation aléatoire générée dans la première approche et les historiques de temps de contrainte sont obtenus, et par conséquent la durée de fatigue est estimée en utilisant l'algorithme rainflow. Dans la deuxième approche, la durée de vie en

fatigue est estimée dans le domaine fréquentiel.

La densité spectrale de puissance (DSP) de la contrainte est obtenue en utilisant le modèle EF du châssis de bogie et la durée de vie en fatigue est estimée en utilisant la technique de Rayleigh dans la théorie de la fatigue aléatoire. Une étude paramétrique complète est réalisée et les effets de différents paramètres tels que les vitesses des trains et le niveau de la rugosité verticale de la surface du rail sur la durée de vie en fatigue estimée sont étudiés.

Une simulation numérique a été faite par Yahia Zakaria 2014 [31] dont le but de déterminer le comportement à la fatigue du châssis de bogie du train, et de prédire son durée de vie pendant l'exploitation, les résultats obtenus sont comparés par des essais expérimentaux.

Jung- Seok Kim [32]. A évalué la résistance à la fatigue du châssis de bogie pour le train coréen. Pour l'évaluation des conditions de chargement, des analyses dynamiques multi-corps ont été réalisées. Et, l'analyse de la force a été effectuée par des analyses d'éléments finis. À partir de ces analyses, les zones de concentration de contraintes ont été étudiées. Au total, 25 jauges de contrainte ont été placées sur ces zones et des tests statiques ont été effectués. Sur la base de l'évaluation de la fatigue, il était clair que le châssis du bogie satisfaisait la sécurité structurelle.

Un problème pour la sécurité de bogie du métro sous la situation de surcharge a été discuté par Jishan Li [33]. Tout d'abord, il a introduit la structure du châssis de bogie et la condition du service pour expliquer la raison de la fatigue. Ensuite, il a choisi les points de test en fonction de la structure du châssis de bogie, des caractéristiques de la technique de traitement, du chemin de transfert de charge et de la situation de fonctionnement du véhicule de métro. Sur la base de ceux-ci, l'expérience pour l'acquisition des données de contraintes au cours du dernier service est effectuée. Il a présenté le processus d'analyse de la fatigue par la méthode de cycle de rainflow. De la règle Miner, Jishan Li a montré la méthode de contrainte nominale et la relation de Goodman, il a obtenu la formule pour la résistance à la fatigue supposée la durée de vie infinie.

Shukla S [34] a modélisé un bogie de train à l'aide du logiciel NX3, UGS. L'analyse des éléments finis du modèle est effectuée à l'aide de MSC Patran / Nastran. Les fréquences naturelles obtenues à partir de l'analyse des vibrations libres sont comparées à celles obtenues expérimentalement à l'aide d'un Rap-Test. Des efforts ont été faits pour réduire le poids de la poutre de bogie en considérant la résistance à la fatigue. Le chargement de bogie comprend des forces verticales, une force de freinage d'urgence longitudinale et des excitations de la piste latérales. L'analyse transitoire du bogie est effectuée pour identifier les zones critiques et les surfaces pertinentes pour la réduction de poids. Les épaisseurs des surfaces supérieures, inférieures et latérales de la traverse de bogie sont ensuite identifiées comme étant des variables de conception. Ces paramètres sont optimisés à l'aide de techniques de réseau neuronal artificiel et d'algorithme génétique. Une telle optimisation a entraîné une réduction d'environ 7,6% du poids du support. Le support optimal de bogie a été vérifié pour sa résistance à la fatigue en utilisant le diagramme de Goodman.

L'analyse structurale de bogie a été faite par Valeriy Bubnov[35], en fonction des contraintes admissibles et du facteur de sécurité de la résistance à la fatigue. L'analyse des résultats du calcul et les résultats de tests statiques et de fatigue ont prouvés que la conception du châssis latéral et du renfort est conforme à tous les documents normatifs. Le résultat des recherches complexes théoriques et expérimentales a permis de confirmer les solutions constructives sélectionnées et le châssis latéral pour le bogie avec une charge d'essieu égale à 245 kN, ce qui confirme la possibilité de leur utilisation dans la fabrication de wagons de marchandises.

# *Chapitre II*

## *Fatigue des systèmes ferroviaires*

## Chapitre II

# Fatigue des systèmes ferroviaires

### II.1 Introduction

Ce chapitre est axé sur un rappel de la fatigue des matériaux métalliques, il a pour objectifs de présenter dans un premier temps les définitions et les grandeurs générales liées à ce domaine, puis dans un second temps d'exposer succinctement les principaux critères (exprimés en déformations, contraintes) et les modèles d'endommagement existants. Des notions concernant l'endommagement et l'amorçage de fissures seront également exposées afin de mieux comprendre la base théorique de ces modèles d'endommagement pour la fatigue des matériaux.

### II.2 Fatigue et endurance

Les ruptures mécaniques dues au phénomène de fatigue ont engendré de nombreuses catastrophes. Toutefois, il convient de relativiser le nombre de structures ayant rompu par rapport au nombre de celles ne présentant pas de rupture grâce à un dimensionnement adapté. Les ruptures par fatigue sont bien souvent le fruit de l'interaction pénalisante de plusieurs éléments (chargements complexes, temps, environnement, multi axialité etc).

Sous chargement d'amplitude constante, il est généralement admis que les matériaux métalliques possèdent une limite de fatigue, c'est-à-dire qu'il existe un niveau de contrainte en dessous duquel aucun endommagement macroscopique de fatigue n'apparaîtra au bout d'un nombre de cycles très grand (infini en théorie). Différentes définitions physiques de la limite de fatigue existent. Dans certains cas, elle correspond à la contrainte minimale permettant l'amorçage d'une fissure à l'échelle du grain, celle-ci étant supposée se propager sous le même niveau de chargement jusqu'à rupture complète de la structure. Dans d'autres cas la limite de fatigue est définie comme une limite de non propagation d'une fissure amorcée depuis un défaut sous chargement cyclique. Cette définition fait suite à des observations microscopiques ayant permis de mettre en évidence la présence de fissures de fatigue amorcées dans certains grains situés à la surface d'une éprouvette et bloquées contre des barrières microstructurales pour des niveaux de contraintes inférieures à la limite d'endurance. Ce dernier cas est plus délicat à traiter dans la mesure où l'estimation de durée de vie à l'amorçage d'une fissure macroscopique fait intervenir de nombreux paramètres inhérents à la microstructure [37].

#### II.2.1 Définition du phénomène de fatigue

On entend par fatigue ou endommagement par fatigue la modification des propriétés du matériau suite à l'application de cycles d'efforts, dont la répétition peut conduire à la rupture des pièces.

La rupture par fatigue apparaît de façon soudaine et imprévisible, contrairement à l'usure, à la déformation ou à la corrosion, qu'il est possible de détecter bien avant la rupture. L'étude de la fatigue des matériaux est particulièrement importante; elle permet de déterminer la résistance mécanique d'éléments de machines et de structures soumises à des contraintes périodiques ou à des vibrations.

Les contraintes seront définies par l'amplitude maximale atteinte au cours d'un cycle, et par le rapport de la contrainte minimale à la contrainte maximale :

$$R = \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}} \quad (II.1)$$

On est parfois conduit à distinguer la composante alternative  $\sigma_a$  de la composante moyenne  $\sigma_m$ . Ainsi, selon des valeurs relatives de ces deux composantes on distingue les essais sous sollicitation :

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} \quad (II.2)$$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} \quad (II.3)$$

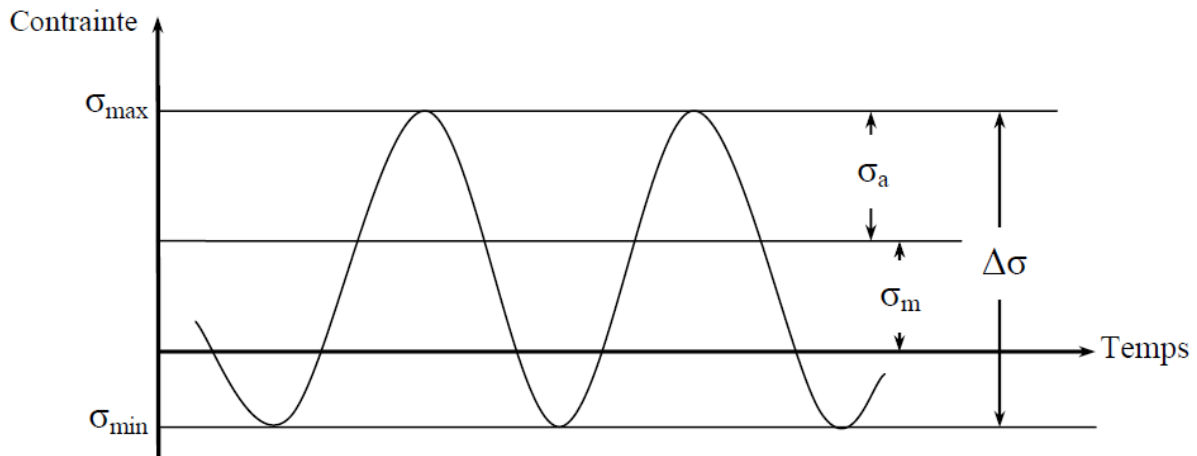


Figure II.1: Courbe montrant l'amplitude de contrainte.

La durée de vie est généralement mesurée par le nombre de cycles à rupture  $N_r$ . L'exécution de  $N$  cycles ( $N < N_r$ ) entraîne un certain endommagement de la pièce qu'il est important de définir car à titre préventif, il détermine sa vie résiduelle et donc peut indiquer s'il faut ou non remplacer la pièce pour éviter un accident [38].

On appelle endurance la capacité de résistance à la fatigue des pièces et des structures. D'une façon générale, il y aura fatigue toutes les fois que l'on est en présence d'efforts variables dans le temps. Ce qui est bien particulier à la fatigue et qui en fait le danger, c'est que la rupture peut se produire pour des contraintes apparentes relativement faibles, souvent bien inférieures à la résistance à la rupture et même à la limite d'élasticité du métal [38].



## II.2.2 Diagramme de la durée de vie en fatigue

### II.2.2.1 Courbe de Wöhler

L'essai de fatigue le plus simple consiste à soumettre chaque éprouvette " lisse ou entaillée " ou pièces soudées à des cycles d'efforts périodiques, d'amplitude maximale et de fréquence constantes, et à noter le nombre de cycles  $N_r$  au bout duquel la rupture se produit. On reporte ce nombre  $N_r$ , en général sur une échelle logarithmique, en fonction de la contrainte maximale des cycles. A chaque éprouvette correspond un point du plan  $(\sigma, N)$  et, à partir d'un lot d'éprouvettes soumises à des contraintes maximales différentes, on obtient une courbe nommée courbe de Wöhler ou courbe S-N (Stress- Number of cycles). Cette courbe peut en général être décomposée en trois zones (figure II.2)

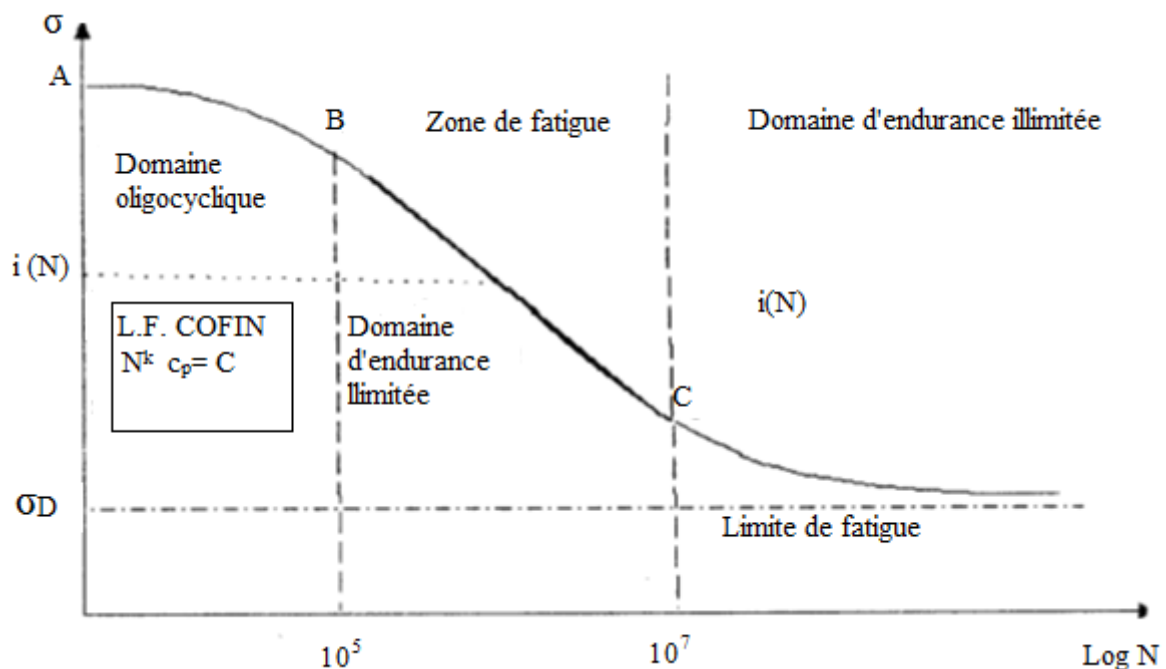


Figure II.2: Différentes zones de la courbe de Wöhler.

❖ **La zone AB, dite oligocyclique**, qui correspond aux contraintes les plus grandes, supérieures à la limite d'élasticité macroscopique et où le nombre de cycles à la rupture s'étend de  $0.5$  jusqu'à  $10^4$  ou  $10^5$  (pour les aciers doux).

L'éprouvette atteint généralement un état d'accommodation plastique ou un rochet élastoplastique :

✓ L'accommodation plastique se produit lorsque la réponse de l'éprouvette devient périodique, c'est à dire la déformation plastique devient périodique, un cycle d'hystérésis élastoplastique se produit.

✓ Le rochet se produit lorsque la réponse de l'éprouvette n'atteint jamais un état périodique, la déformation plastique croît sans cesse, ce qui va provoquer la ruine de la structure en un nombre de cycles relativement très faible.

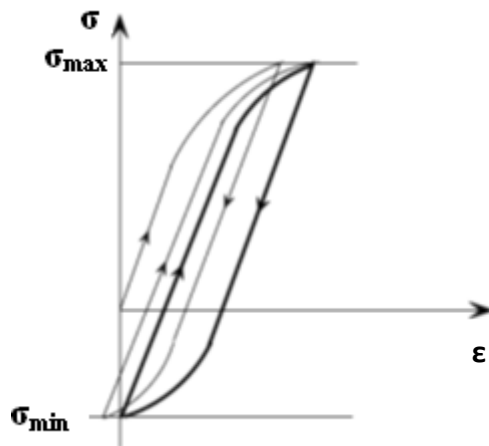


Figure II.3: Accommodation

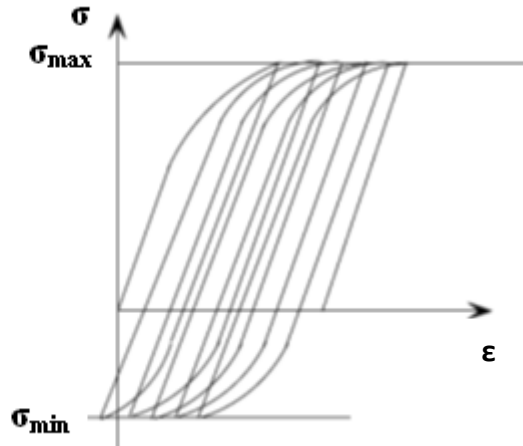


Figure II.4: Rochet

Dans cette zone, la rupture survient après un petit nombre d'alternances et est précédée d'une déformation plastique notable. Par suite de l'amplitude de la contrainte maximale, chaque cycle d'effort entraîne une déformation plastique d'ensemble accompagnée le plus souvent soit d'un durcissement notable, soit d'un adoucissement du métal. La déformation plastique  $\varepsilon_p$  peut être souvent reliée au nombre de cycles à la rupture par une relation simple de la forme (loi de Manson-Coffin) :

$$N^k \varepsilon_p = D \quad (\text{II.4})$$

Où l'exposant  $k$  est voisin de 5 pour les métaux courants (aciers, alliages légers).

❖ **La zone BC, dite zone de fatigue ou d'endurance limitée**, où la rupture est atteinte après un nombre de cycles compris approximativement entre  $10^4$  et  $10^6$  à  $10^7$ . La rupture n'est pas accompagnée d'une déformation plastique d'ensemble, mesurable. La réponse de l'éprouvette atteint dans ce cas un régime adapté élastique. L'adaptation élastique est un état où la réponse de l'éprouvette devient purement élastique, il peut y avoir de la déformation plastique durant les premiers cycles, mais au bout d'un certain nombre de cycles, elle reste constante ; l'état final cependant dépend de l'état initial de la structure.

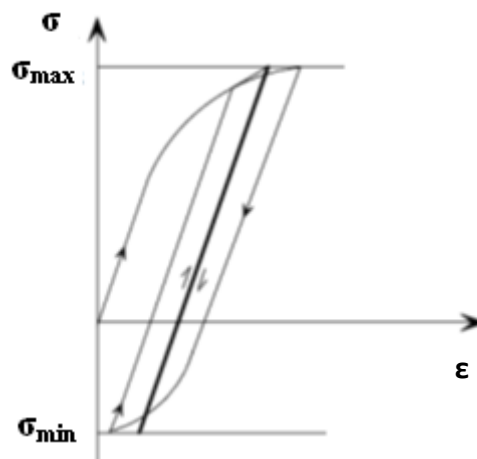


Figure II.5: Adaptation.

C'est le domaine dans lequel travaillent la plupart des structures qui pour diverses raisons, doivent avoir des masses et des volumes impérativement réduits (cas des structures aéronautiques ou automobiles ou nucléaires).

❖ **La zone CD, dite zone d'endurance illimitée ou zone de sécurité**, où D est un point pour les métaux ferreux qui est à «l'infini». La courbe de Wöhler présente généralement une variation de pente plus ou moins marquée autour de  $10^6$  à  $10^7$  cycles, suivie d'une zone (CD) où la courbe tend vers une limite asymptotique parallèle à l'axe des  $N$ . En deçà de cette valeur limite de  $\sigma$ , notée  $\sigma_D$ , il n'y a jamais rupture par fatigue quel que soit le nombre de cycles appliqué.

$\sigma_D$  : est nommée limite de fatigue ou limite d'endurance. Cette limite peut ne pas exister ou être mal définie pour certains matériaux (aciers à haute résistance, métaux non ferreux). Les grandes durées de vie concernent le domaine de la fatigue polycyclique.

### II.2.2.2 Représentation analytique de la courbe de Wöhler

Plusieurs expressions analytiques ont été proposées pour représenter les courbes de Wöhler, dans les domaines d'endurance limitée ou illimitée lorsqu'elles sont connues pour un matériau ou une pièce donnée.

La courbe de Wöhler est en général tracée dans des axes semi-logarithmiques ( $\log N$ ;  $\sigma$ ) dans lesquels elle présente une partie approximativement linéaire (autour d'un point d'inflexion) variable suivant le matériau (BC) suivie d'une asymptote à la droite  $\sigma = \sigma_D$ .

Parmi toutes les formules qui relient la contrainte alternée appliquée en essai  $\sigma_a$  au nombre de cycles à rupture  $N_r$  et à la limite de fatigue  $\sigma_D$ , nous ne retiendrons que celles qui représentent le mieux les résultats d'essais de fatigue à savoir :

- **Formule de Wöhler (1870)**

$$\sigma_a = h - b \log N_r \quad (\text{II.5})$$

Avec  $h > 0$ ,  $b > 0$ .

Cette relation ne décrit pas la totalité de la courbe puisque les contraintes ne tend pas vers une limite  $\sigma_D$  lorsque  $N \rightarrow \infty$ . Elle ne représente que la partie BC.

- **Formule de Basquin (1910)**

$$\ln \sigma_a = h - b \log N_r \quad (\text{II.6})$$

Avec  $h > 0$ ,  $b > 0$ .

Cette relation n'est donc représentative de la courbe de Wöhler que dans sa partie BC.

Par ailleurs, elle représente une droite dans des axes logarithmiques et non dans des axes semi-logarithmiques.

- **Formule de Stromeyer (1914)**

Pour prendre en compte l'asymptote horizontale, introduit l'équation suivante :

$$\log(\sigma_a + \sigma_D) = h - b \log N_r \quad (\text{II.7})$$

Avec  $h > 0$ ,  $b > 0$ .

Cette équation est plus réaliste que celle de Wöhler et Basquin.

- **Formule de Weibull (1949)**

$$\frac{\sigma_a - \sigma_D}{\sigma_R - \sigma_D} = \left( \frac{C}{A + N_r} \right)^{\frac{1}{b}} \quad (\text{II.8})$$

## II.2.3 Les paramètres d'influence en fatigue

### II.2.3.1 Nature du chargement

Le chargement peut être monotone ou variable (et même aléatoire, spectre). Dans le cas des chargements monotones les paramètres prépondérants sont :

- la forme du signal : un signal de type carré est plus pénalisant que celui de type sinusoïdal;
- le rapport  $R$  (rapport entre la valeur minimale et la valeur maximale du chargement) : à contrainte maximale constante, si  $R$  augmente, la durée de vie augmente;
- la contrainte moyenne : à amplitude de chargement constante, si  $\sigma_m$  augmente, la durée de vie diminue.

La période du signal a en général peu d'influence sur la durée de vie. Cette règle est infirmée quand le phénomène de fatigue est associé à d'autres modes d'endommagement fonction du temps : fatigue/corrosion, fatigue/fluage, ou lorsque la rapidité des sollicitations produit un échauffement.

Dans le cas des chargements variables, les paramètres prépondérants sont :

- la présence de surcharges : la répétition périodique d'une surcharge peut retarder la propagation de fissures;
- l'ordre d'apparition des cycles.

### II.2.3.2 Effet d'échelle

A niveau de contrainte égale, deux pièces de même géométrie mais de dimensions différentes n'auront pas la même tenue en fatigue : plus les dimensions d'une pièce croissent, plus sa résistance à la fatigue diminue. Cette observation s'explique principalement par le volume de matière sollicité : plus celui-ci est grand, plus la probabilité d'avoir des défauts métallurgiques est grande. Weibull en a donné une interprétation phénoménologique. Z. Bazant a ensuite apporté une explication quantitative grâce à la mécanique de la rupture.

### II.2.3.3 Influence de la contrainte moyenne

Le tracé des courbes de Wöhler est en général effectué en soumettant des éprouvettes à des efforts sinusoïdaux (traction/compression, torsion...) à moyenne nulle. Lorsque les essais de fatigue sont réalisés à contrainte moyenne  $\sigma_m$  non nulle et constante, l'expérience montre que

la durée de vie de l'éprouvette est modifiée, en particulier quand cette contrainte moyenne est relativement grande par rapport à la contrainte alternée. Une contrainte de traction diminue de façon importante la durée de vie, une contrainte de compression (jusqu'à un certain niveau) l'augmente très faiblement.

La limite d'endurance  $\sigma_D$  est aussi modifiée par la superposition d'une contrainte moyenne non nulle. Certains auteurs ont cherché à représenter l'ensemble de ces limites d'endurance sur différents diagrammes qui ont pris le nom de diagrammes d'endurance. Une présentation détaillée des diagrammes les plus utilisés peut être trouvée dans [39]. Nous les rappellerons ici très succinctement.

**II.2.3.3.1 Diagramme de Haig**

Sur ce diagramme, l'amplitude de contrainte  $\sigma_a$  est portée en fonction de la contrainte moyenne  $\sigma_m$  à laquelle a été réalisé l'essai de fatigue (figure II.6). Deux points particuliers sont à considérer :

- Le point A qui représente la limite d'endurance  $\sigma_D$  en sollicitation purement Alternée.
- le point B qui représente le comportement limite du matériau pour une contrainte alternée nulle. Ce point correspond donc à la contrainte de rupture du matériau au cours d'un essai statique.

L'ensemble des limites d'endurance observées pour diverses valeurs de la contrainte moyenne se place alors sur la courbe AB ajustée en fonction des résultats d'essais.

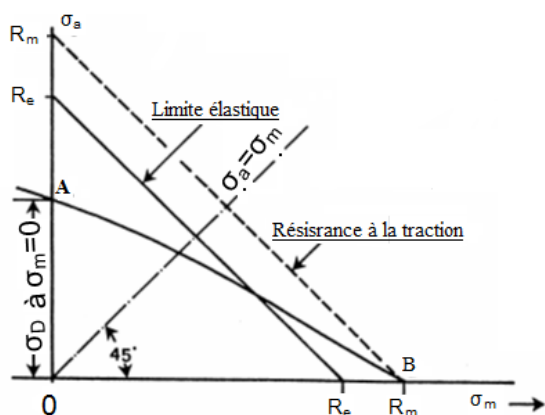


Figure II.6: Diagramme de Haig.

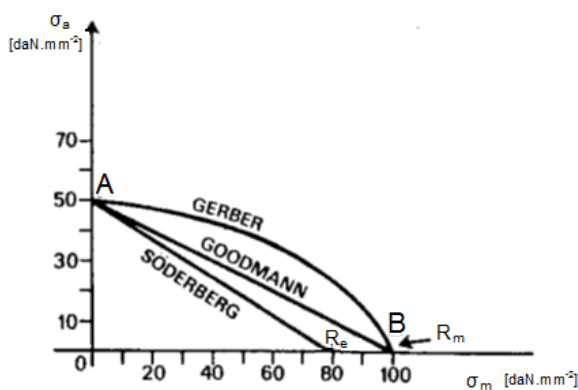


Figure II.7: Diagramme de Haig. (Gerber, Goodman et Söderberg)

Plusieurs modélisations ont été proposées qui permettent de construire un diagramme d'endurance approché lorsque l'on ne connaît que la limite de fatigue sous sollicitation symétrique et les caractéristiques mécaniques statiques (contrainte ultime  $R_m$ , limite d'élasticité  $R_e$ ) du matériau :

-La droite de Goodman :

$$\sigma_a = \sigma_D \left( \frac{\sigma_m}{R_m} \right) \tag{II.9}$$

La parabole de Gerber :

$$\sigma_a = \sigma_D \left( 1 - \left( \frac{\sigma_m}{R_m} \right)^2 \right) \quad (\text{II.10})$$

La droite de Söderberg

$$\sigma_a = \sigma_D \left( 1 - \left( \frac{\sigma_m}{R_e} \right)^2 \right) \quad (\text{II.11})$$

### II.2.3.3.2 Le diagramme de Goodman-Smith [40,41]

Les contraintes maximale et minimale sont représentées en fonction de la contrainte moyenne  $\sigma_m$ , pour un nombre de cycles à rupture donné (figure II.8). Nous pouvons mentionner les points particuliers suivants :

- le point A ; à contrainte moyenne nulle  $\sigma_m = 0$  (cas d'un chargement symétrique).
- le point B : à amplitude de contrainte nulle  $\sigma_a = 0$ .
- le point C : à contrainte minimum nulle  $\sigma_{min} = 0$  (cas d'une contrainte répétée).

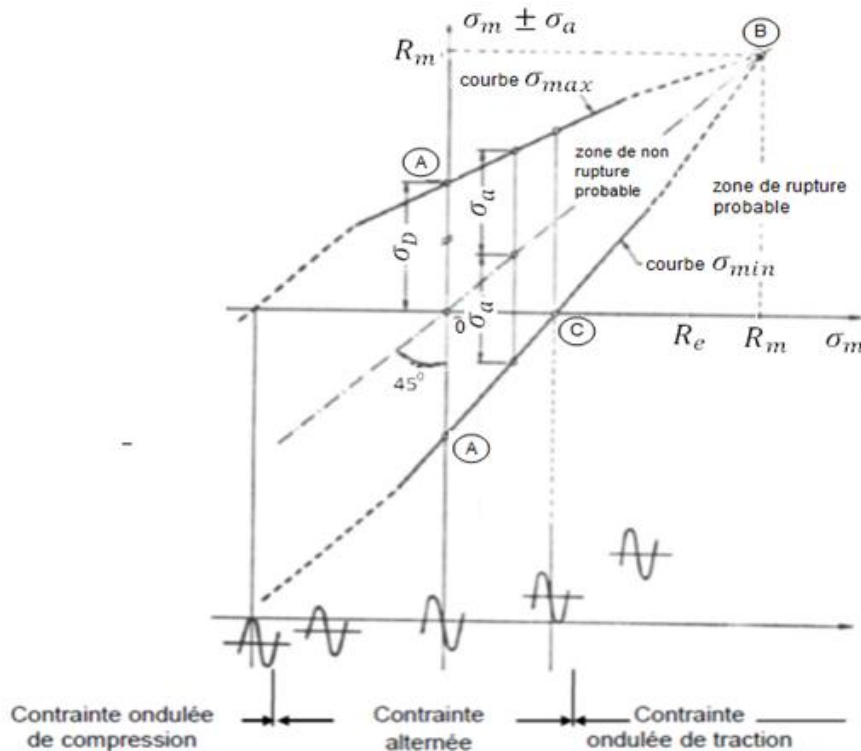


Figure II.8: Représentation classique d'un diagramme de Goodman-Smith

## II.3 Amorçage et propagation d'une fissure en fatigue

Pour les structures soumises à des sollicitations constantes et variables au cours du temps, la ruine peut survenir au bout d'une durée finie. On définit souvent comme critère de ruine l'apparition d'une fissure d'une taille critique,  $a_{cr}$ . L'intervalle de temps, compris entre le début de la sollicitation et l'instant correspondant à la présence d'une fissure de d'une taille critique,  $a_{cr}$ , couvre en réalité plusieurs phénomènes physiques.

L'observation de la fissuration dans les structures soumises à la fatigue montre que le processus qui conduit à la ruine peut être décomposé en plusieurs stades. Tout d'abord, dans

les zones où le matériau est le plus sollicité, des microfissures apparaissent. Puis, elles se développent et coalescent les unes avec les autres jusqu'à ce qu'elles forment une fissure de taille macroscopique. Enfin, cette fissure se propage jusqu'à la ruine de la structure.

Il est d'usage de diviser la durée de vie d'une structure en deux phases : la phase d'amorçage et la phase de propagation. (Figure II.9).

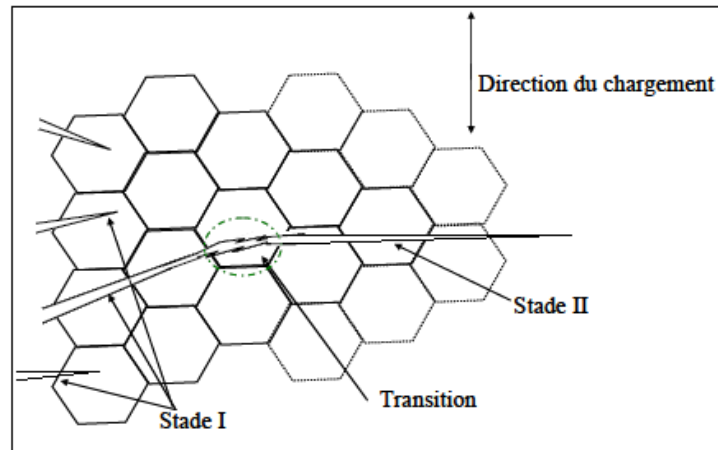


Figure II.9: Stades I et II de la fissuration par fatigue.

La surface fissurée dans le stade I est très limitée par rapport à la surface totale de rupture bien que ce stade présente une durée de vie importante [42]. Dans plusieurs cas, la fissure peut s'amorcer directement en stade II sans passer par le stade I, par exemple en présence de grosses inclusions, dans le cas d'usinages « grossiers » ou encore quand la fissure se propage à partir d'une entaille. Seul un très petit nombre de fissures atteint le stade II de propagation. En effet, dès qu'une fissure dépasse suffisamment ses voisines, elle empêche leur propagation par suite d'un effet de décharge (diminution de la concentration de contrainte) qu'elle provoque derrière elle [43].

Pour simplifier le processus de propagation de fissure, on peut le schématiser de la manière suivante : au cours de la partie du cycle où la contrainte augmente, la fissure s'ouvre en formant une zone plastique à son extrémité. Au cours de la décharge, la fissure se referme. L'ensemble de la pièce qui est resté élastique tend à refermer la fissure en agissant sur la zone plastifiée qui a subi une déformation irréversible. Les contraintes locales de compression après décharge maintiennent la fissure fermée et au cycle suivant, il faut exercer une contrainte supérieure pour la rouvrir. Si l'amplitude de contrainte est importante, à chaque cycle la fissure se propage un peu plus et cela se traduit sur la surface de rupture par des *stries*, chaque strie correspondant alors à un cycle ; le mécanisme de formation des stries (figure II.10 et figure II.11) présente des stries de fatigue observées au microscope électronique à balayage [44,45]. Rappelons que les stries sont caractéristiques d'une propagation en stade II.

Aux faibles amplitudes de sollicitation, il faut plusieurs cycles pour former une strie. Lorsque l'amplitude de la contrainte diminue, elle peut devenir insuffisante pour ouvrir la fissure

soumise aux forces de refermeture de la zone plastifiée. La fissuration s'arrête alors, ce qui justifie l'existence d'un seuil de propagation.

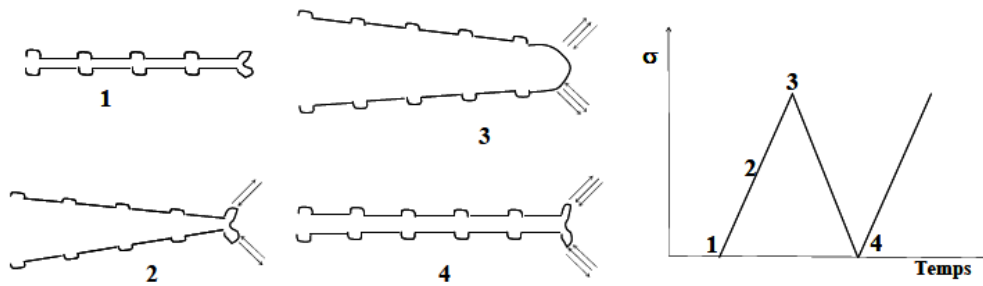


Figure II.10: Mécanismes de formation des stries.

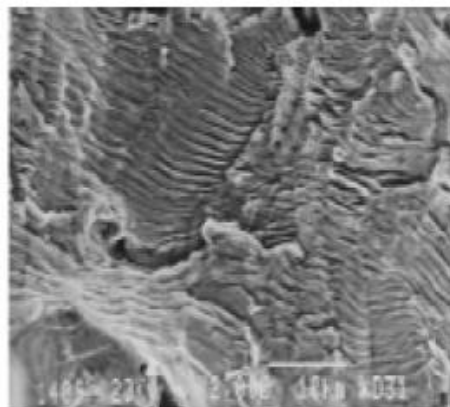


Figure II.11: Stries de fatigue [44].

Le champ des contraintes au voisinage de la pointe de fissure (figure II.12) est donné dans le cadre de l'élasticité linéaire par l'équation de westergaard [39].

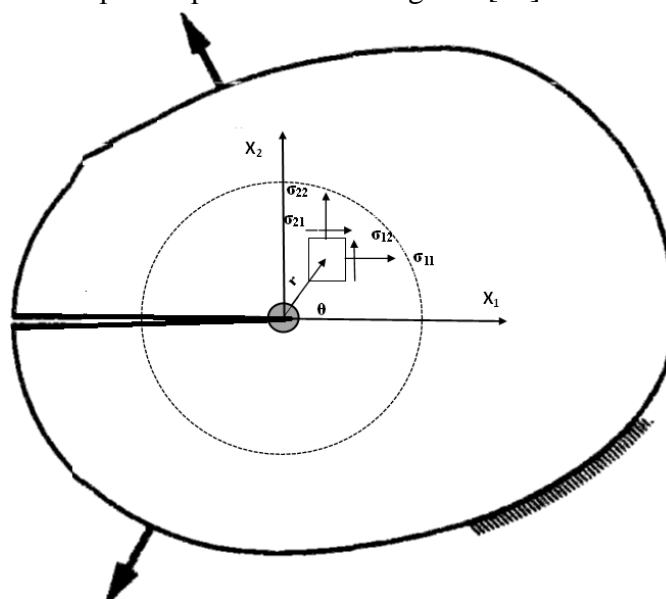


Figure II.12: Etat de contrainte au niveau de la pointe de la fissure.



La distribution des contraintes à la pointe de la fissure en mode I est donnée par l'équation II.12

$$\sigma_{11} = \frac{K_I}{\sqrt{2\pi r}} \cos \frac{\theta}{2} \left( 1 - \sin \frac{\theta}{2} \sin \frac{3\theta}{2} \right)$$

$$\sigma_{22} = \frac{K_I}{\sqrt{2\pi r}} \cos \frac{\theta}{2} \left( 1 + \sin \frac{\theta}{2} \sin \frac{3\theta}{2} \right)$$

$$\sigma_{12} = \frac{K_I}{2\mu} \sqrt{\frac{r}{2\pi}} \cos \frac{\theta}{2} \sin \frac{\theta}{2} \sin \frac{3\theta}{2}$$

$$\sigma_{33} = \nu(\sigma_{11} + \sigma_{22}) \quad (\text{II.12})$$

Les déplacements sont donnés par les équations II.13 et II.14

$$U_1 = \frac{K_I}{2\mu} \sqrt{\frac{r}{2\pi}} \cos \frac{\theta}{2} \left( K - 1 + \cos^2 \frac{\theta}{2} \right) \quad (\text{II.13})$$

$$U_2 = \frac{K_I}{2\mu} \sqrt{\frac{r}{2\pi}} \cos \frac{\theta}{2} \left( K + 1 + \cos^2 \frac{\theta}{2} \right) \quad (\text{II.14})$$

Avec:  $K = 3 - 4\nu$  en déformation plane

Et:  $K = \frac{3-\nu}{1-\nu}$  en contraintes plane

Où  $K_I$  représente le facteur d'intensité de contrainte est défini en fonction de la distribution des contraintes  $\sigma_{22}$  par la relation :

$$K_I = \sqrt{2\pi} \lim_{r \rightarrow 0} \sigma_{22}(r, \theta) f^{1/2} \quad (\text{II.15})$$

Le facteur  $K$  rassemble à lui tout seule l'influence de la dimension de la fissure, des forces appliquées et de la géométrie de la pièce fissurée. Le succès de la mécanique de la rupture provient de ce que les conditions à l'extrémité de la fissure dépendent de ce seul et unique paramètre. Cela permet donc des comparaisons faciles entre éprouvette et structure : il suffit que  $K$  soit le même pour que l'état des contraintes à l'extrémité soit identique.

Plusieurs modèles ont été proposés pour décrire l'évolution de la vitesse de fissuration  $da/dN$  en fonction des conditions de chargement. La première tendance a été décrite des relations empiriques qui décrivent le plus correctement possible.

### II.3.1 Seuil de propagation de fissure de fatigue

Sur une courbe de propagation, lorsque  $\Delta K$  diminue on atteint une valeur pour laquelle la vitesse de propagation devient infiniment faible appelée « seuil de propagation », et notée  $\Delta K_{seuil}$  (figure II.13).

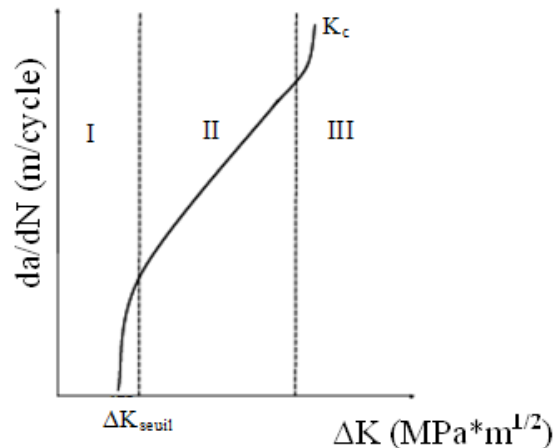


Figure II.13: Courbe de la propagation de fissure.

La valeur de  $\Delta K_{seuil}$  s'obtient après un très grand nombre de cycles écoulés durant lesquels aucune avancée de fissure n'a été détectée. La notion de seuil de propagation implique qu'une fissure préexiste dans le matériau mais ne peut se propager en dessous d'une certaine valeur de  $\Delta K$ . Il est très important de faire la différence entre le sens physique du seuil de propagation et celui de la limite d'endurance ; cette dernière est liée à une probabilité d'amorçage de fissure et la propagation d'une d'entre elles jusqu'à rupture alors que le seuil de propagation peut être considéré comme la condition d'arrêt d'une fissure préexistante et non pas comme une condition d'amorçage. Plusieurs paramètres peuvent influencer le seuil de fissuration :

- *Influence des paramètres intrinsèques sur  $\Delta K_{seuil}$  :*

Le seuil de propagation peut augmenter si le matériau a subi un vieillissement sous chargement cyclique. Par contre, il diminue dans les conditions suivantes :

- si la limite d'élasticité est élevée ;
- si le matériau possède des grains fins (figure II.14).

Une faible taille de grain est en revanche bénéfique pour la limite d'élasticité  $\sigma_e$  et la limite d'endurance  $\sigma_D$ .

- *Influence des paramètres extrinsèques sur  $\Delta K_{seuil}$  :*

Plusieurs études ont montré qu'une augmentation du rapport de charge  $R$  (entre la charge minimale et la charge maximale) ou de la température d'essai, conduit à une diminution de la valeur seuil de propagation [46, 47, 48, 49] (figure II.15).

Pour [49], la diminution du seuil de fissuration à température élevée est due à la diminution du module d'élasticité et à l'influence du phénomène de fluage.

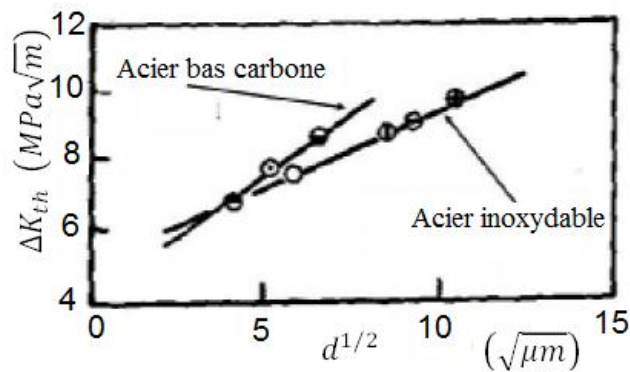


Figure II.14: Influence de la taille des grains sur le seuil de propagation [50].

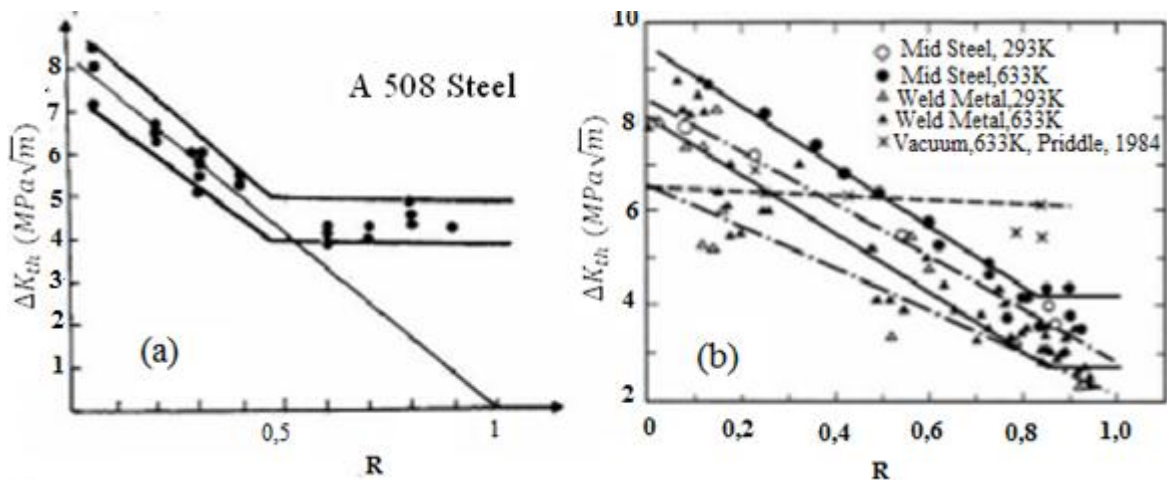


Figure II.15: Influence du rapport de charge et de la température sur le seuil de propagation.  
(a) : [51], (b) : [52].

Par contre les facteurs suivants ne semblent pas exercer d'influence sur le seuil de propagation [53, 48] :

- Type ou dimension de l'éprouvette, tant que la fissure est considérée comme longue.
- Type de chargement (sinusoïde, triangle).
- Fréquence d'essai. D'après les résultats obtenus sur un alliage titane Ti-6Al-4V, Ritchie [54] a montré que la fréquence d'essai ( $50\text{Hz} < \text{fréquence} < 1000\text{Hz}$ ) n'influe ni le seuil ni la propagation des fissures à température ambiante (figure II.16).

Il reste à signaler que le seuil de propagation peut être influencé par l'environnement. Sous vide, le seuil de non fissuration est plus élevé que dans l'air, et la vitesse de fissuration est inférieure à celle obtenue dans l'air pour une même valeur de  $\Delta K$  voisine du seuil de non fissuration. Par contre, le seuil semble constant dans l'air sec et dans l'hydrogène sec quel que soit le rapport  $R$  pour des aciers à haute résistance [48].

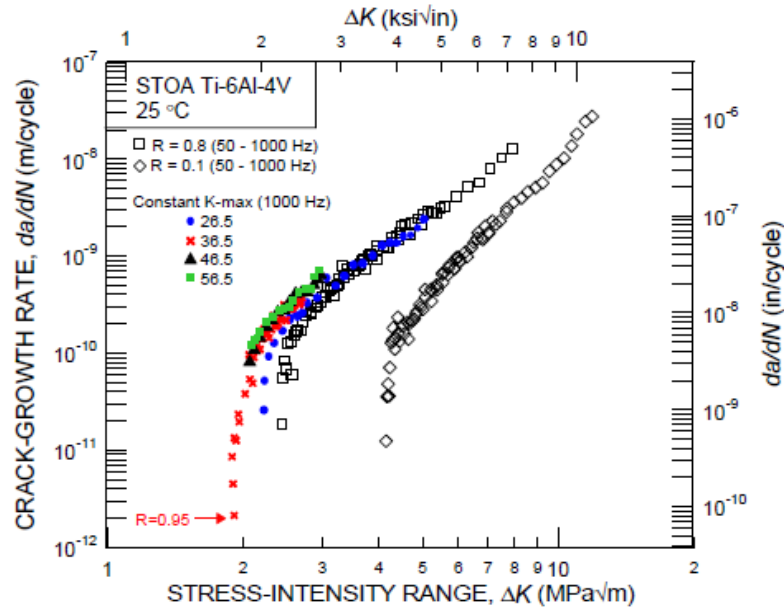


Figure II.16: Influence de la fréquence d'essai sur la vitesse de propagation et le seuil [54].

Klesnil et al [55] ont proposé une relation empirique du seuil de non fissuration, pour les aciers, qui prend en compte l'influence du rapport de charge  $R$  sous la forme :

$$\Delta K_{seuil}(R) = (1 - R)^\gamma \Delta K_{seuil,0} \tag{II.16}$$

où  $\Delta K_{seuil,0}$  désigne la valeur du seuil pour  $R = 0$  et  $\gamma$  un paramètre qui prend des valeurs généralement comprises entre 0 et 1, proches de 0 lorsque l'environnement est agressif et proches de 1 lorsqu'il s'agit d'une atmosphère neutre.

### II.3.2 Propagation à amplitude constante

- *lois de Paris et Erdogan*

De nombreux auteurs [56] ont constaté la validité de l'expression proposée par Paris. Cette expression permet de déterminer la vitesse de fissuration dans le domaine II.

$$\frac{da}{dN} = c'(\Delta K)^n \tag{II.17}$$

Où :

$da/dN$  : La vitesse de propagation des fissures.

$\Delta K = K_{max} - K_{min}$  : Amplitude de facteur d'intensité de contrainte.

$c', n$  : constantes de paris (dépendent au matériau)

- *Lois de Forman*

Pour tenir compte de l'augmentation asymptotique de la vitesse de fissuration quand  $K_{max}$  tend vers  $K_{Ic}$  ; Forman et Mettu [57] ont proposé la relation suivante :

$$\frac{da}{dN} = \frac{c'(\Delta K_{eff})^n}{(1-R).K_{Ic} - \Delta K_{eff}} \quad (II.18)$$

Cette lois a été vérifiée sur plusieurs alliages d'aluminium et est utilisée dans l'aéronautique pour  $da/dN$  supérieur à  $10^{-5}$  mm/cycles et  $n$  l'ordre de 4.

Tout fois cette lois ne semble pas d'écrire convenablement le comportement des aciers ou l'effet du rapport  $R$ , et généralement on remarque que dans la relation précédente, le rapport  $da/dN$  tend vers l'infini quand  $K_{max}$  tend vers  $K_{Ic}$ . De plus cette relation ne tient pas compte de l'existence d'un seuil de fissuration.

- *Equation de Nasgro*

Le modèle de Nasgro utilisé dans la prédiction de la vitesse de propagation de fissuration de fatigue a été développé par Forman et Newman [58].

Pour tenir compte de toute la courbe de propagation, l'équation de Nasgro est sous la forme :

$$\frac{da}{dN} = c' \left[ \left( \frac{1-f}{1-R} \right) \Delta K \right]^n \frac{\left( 1 - \frac{\Delta K_{seuil}}{\Delta K} \right)^p}{\left( 1 - \frac{K_{max}}{K_{Ic}} \right)^q} \quad (II.19)$$

- *Modèle de Walker*

La principale limite de la loi de Paris est son incapacité à de prendre compte de l'effet du rapport de charge. Cet inconvénient a été notifié par Walker [59] afin d'améliorer la loi de Paris en incluant l'effet du rapport de charge. Walker a proposé le paramètre  $\Delta K$ , qui est équivalent au facteur d'intensité de contrainte à  $R=0$  et qui provoque la même vitesse de propagation au  $K_{max}$  réelle, et la combinaison du rapport  $R$ , elle est exprimée par la relation suivante (équation II.20):

$$\overline{\Delta K} = K_{max}(1-R)^{\gamma_w} \quad (II.20)$$

Ou  $K_{max} = \frac{\Delta K}{(1-R)}$  et l'équation devient :

$$\overline{\Delta K} = \frac{\Delta K}{(1-R)^{1-\gamma_w}} \quad (II.21)$$

Par conséquent la loi de Walker est représenté par :

$$\frac{da}{dN} = c_w \left[ \frac{\Delta K}{(1-R)^{1-\gamma}} \right]^{n_w} \quad (\text{II.22})$$

Les paramètres  $c_w$  et  $n_w$  sont respectivement équivalents aux paramètres  $C$  et  $n$  de la loi de Paris. La loi de Walker est une modification de la loi de Paris tenant compte de l'effet du rapport de charge ou un troisième paramètre a été introduit  $\gamma_w$ .

Adib et Baptista [60] ont développé une nouvelle relation exponentielle (équation II.23), appelée modèle  $l, m$  dans le but de fournir une meilleure description de la vitesse de fissuration:

$$\frac{da}{dN} = A e^{m/\Delta K} \quad (\text{II.23})$$

Où  $A = e^l$

Un paramètre  $\delta$ , est introduit afin de relier les paramètres  $\alpha, \beta$  et l'amplitude du facteur d'intensité de contraintes  $\Delta K$ .

$$\delta = \ln \left( \frac{da}{dN} \right) \Delta K = l \Delta K + m \quad (\text{II.24})$$

$l$  et  $m$  représente respectivement l'intersection et la pente des courbes  $\delta = f(\Delta K)$

Cette loi développée, a été appliquée sur les résultats expérimentaux de la propagation des fissures de fatigue du titanium. Le résultat obtenu, a montré que la trajectoire du modèle  $l, m$  suit exactement les résultats expérimentaux comparativement par rapport au modèle de Paris [60] pour les mêmes résultats expérimentaux.

- **Modèle d'Elber**

Elber [61,62] a suggéré qu'une fissure de fatigue peut se fermer sous une charge de traction appliquée à une distance de la zone de contraintes résiduelles de compression laissées dans le sillage de la pointe de la fissure.

La vitesse de fissuration est exprimé par :

$$\frac{da}{dN} = c' \cdot \Delta K_{eff}^n \quad (\text{II.25})$$

Où  $\Delta K_{eff} = K_{max} - K_{ouv}$

Le facteur d'intensité de contrainte peut être exprimé par la fonction  $U(R)$ .

$$\Delta K_{eff} = U(R) \cdot \Delta K \quad (\text{II.26})$$

Avec :

$$U(R) = \frac{K_{max} - K_{ouv}}{K_{max} - K_{min}} \quad (\text{II.27})$$

La fonction  $U(R)$  a fait l'objet de plusieurs études. Elber [61] fut le premier à déterminer la fonction  $U(R)$  pour l'alliage d'aluminium 2024 T351 dans un état de contrainte plane :

$$U(R) = 0.5 + 0.4R \quad -0.1 \leq R \leq 0.7 \quad (\text{II.28})$$

### II.3.3 Influence du rapport de charge sur la propagation des fissures

Cette influence se traduit expérimentalement par un décalage des courbes de fissuration sur un diagramme de Paris vers la gauche lorsque  $R$  croît. En d'autres termes, pour une valeur de  $\Delta K$  donnée, un rapport  $R$  élevé se traduit par une vitesse de propagation plus forte [55]. (figure II.17)

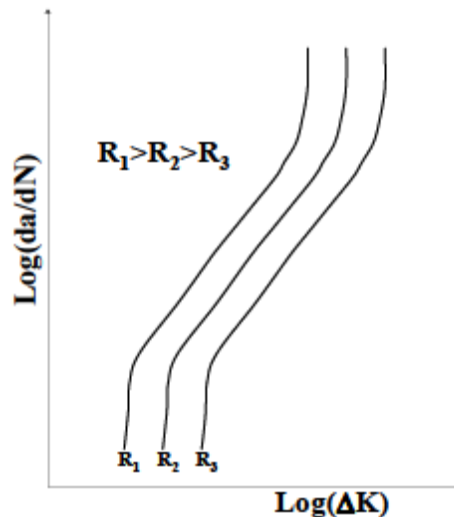


Figure II.17: Influence du rapport de charge sur la propagation des fissures.

L'influence du rapport  $R$  s'explique sur la base des travaux d'Elber. Cet auteur a mis en évidence expérimentalement que, même dans le cas d'un chargement globalement en tension en mode I, une fissure de fatigue pouvait rester fermée pendant une partie du cycle. Considérant qu'une fissure ne peut progresser que lorsqu'elle est complètement ouverte, il en déduit que seule une partie du cycle appliqué est efficace du point de vue de la propagation (Figure II.18).

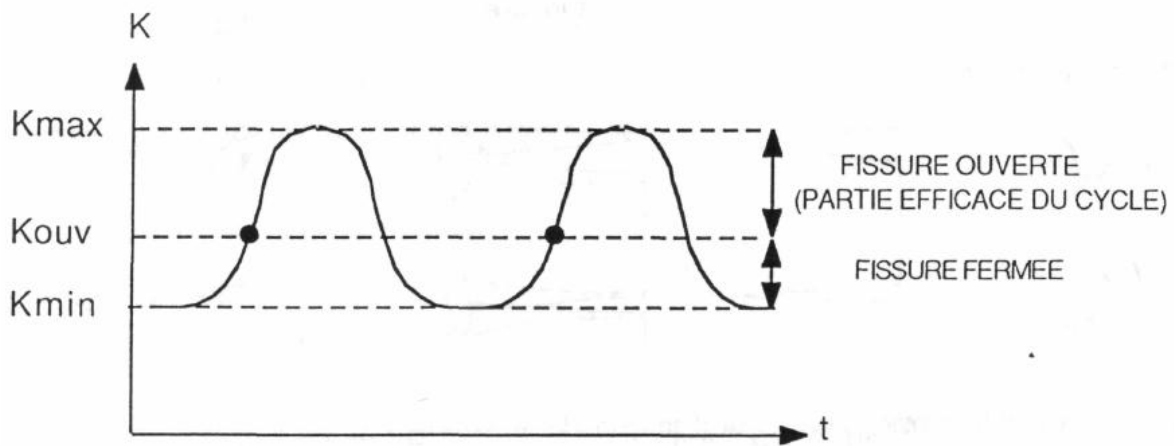


Figure II.18: Définition de la partie efficace du cycle de chargement.

### II.3.4 Le modèle de fissuration par fatigue sous amplitude variable

Une différence fondamentale existe entre la prédiction de la propagation en fatigue sous chargement à amplitude constante et celle à amplitude 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. On trouve dans la littérature de nombreuses études concernant l'effet de chargements à amplitude variable sur la propagation des fissures de fatigue.

La figure II.19 montre un extrait d'un chargement temporel mesuré dans plusieurs points sur la surface d'un essieu ferroviaire, cette étude montre que les chargements appliqués sur l'essieu sont aléatoire à amplitude variable, Cela nous est imposé de trouver des méthodes pour calculer les chargements aléatoires.

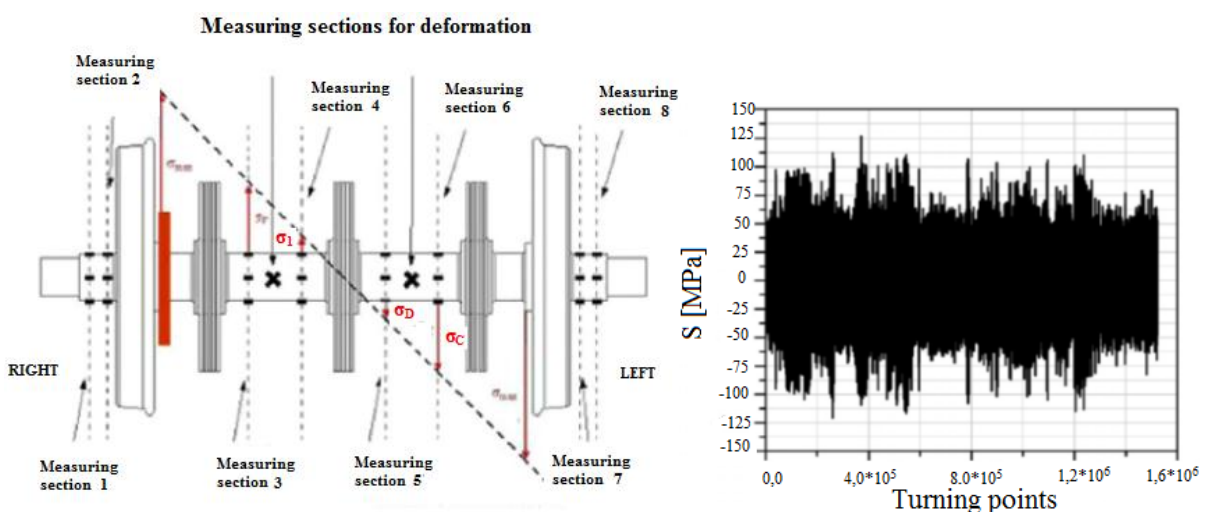


Figure II.19: Exemple d'évolution de la contrainte mesurée dans un essieu ferroviaire [24].



### II.3.5 Effet du chargement à amplitude variable sur la fissuration

#### II.3.5.1 Cas de surcharges unitaires

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 s'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. On peut observer d'après la figure II.20 que la réponse de la fissure suite à l'application d'une surcharge peut varier d'un cas à l'autre. Selon les cas, le retard est plus ou moins grand et arrive plus ou moins tôt. L'effet de non retard (a) est observé pour les petites surcharges. Pour les surcharges plus élevées, le retard peut être immédiat (b), différé (c) ou perdu (d). Le retard différé est observé pour la plupart des matériaux, il correspond à un accroissement immédiat de la vitesse de propagation suivi d'une forte diminution de cette vitesse, le bilan global étant un retard. Selon le poids relatif de ces deux phases, le retard peut être plus ou moins important, voire nul (retard perdu) ou négatif. Pour les surcharges élevées, un blocage complet de la fissure peut avoir lieu. Globalement l'effet de retard après une surcharge dépend des conditions de chargement, de la longueur de la fissure, de sa forme mais également de la nature du matériau, de la température etc... Le modèle de propagation doit donc être capable de prendre en compte tous ces facteurs.

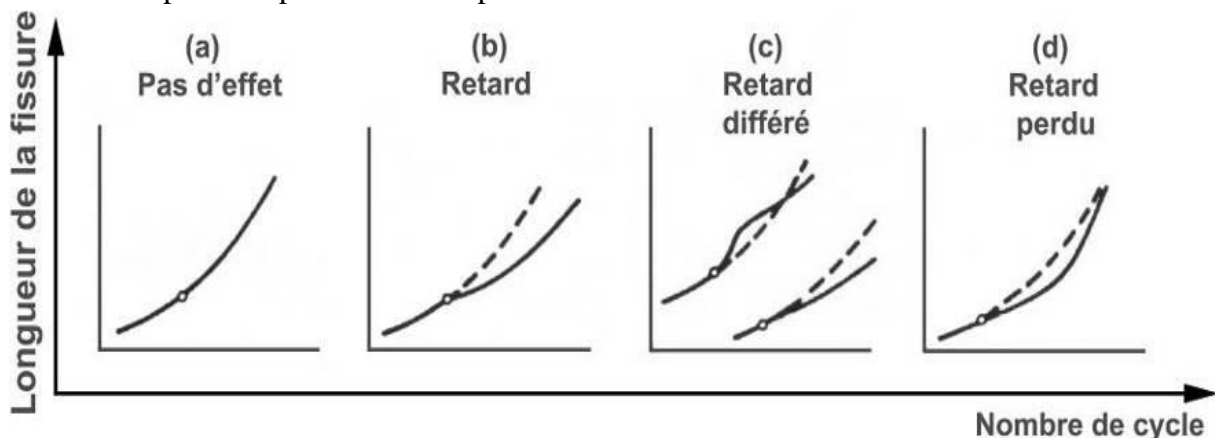


Figure II.20: Différentes réponses aux surcharges pour les fissures en fatigue [64]

Lorsque la plasticité est confinée, une zone de contraintes résiduelles de compression apparaît devant la pointe de la fissure quand cette dernière est déchargée. Ces contraintes résiduelles de compression sont à l'origine du phénomène de fermeture des fissures de fatigue à travers lequel est généralement interprété l'effet de retard. La figure II.21 montre par exemple l'évolution du niveau d'ouverture d'une fissure après l'application d'une surcharge dans le cas d'un retard différé. L'accélération instantanée de la propagation provient de la chute du niveau d'ouverture  $K_{ouv}$ , juste après la surcharge. En effet, la surcharge conduit à l'émoussement de la fissure et il devient donc nécessaire de comprimer pour obtenir le contact entre ses lèvres.

Ensuite, le niveau d'ouverture de la fissure augmente au fur et à mesure de l'avancée de son extrémité dans la zone de compression laissée par la surcharge. Enfin lorsque l'extrémité de la

fissure s'échappe de cette zone de compression résiduelle, le niveau d'ouverture diminue de nouveau.

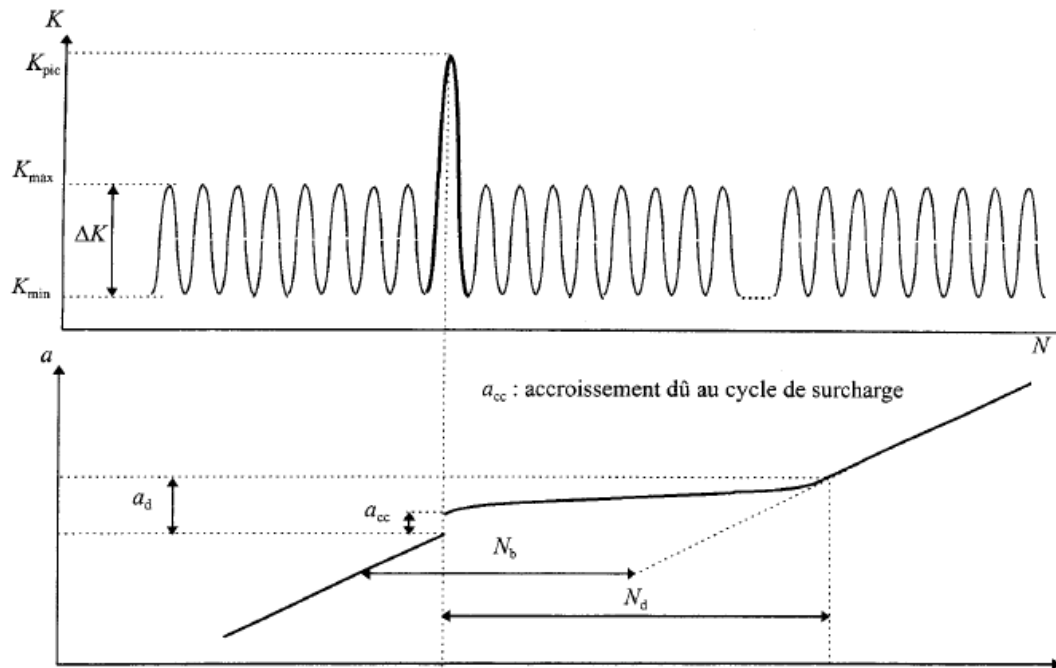


Figure II.21: Evolution du niveau d'ouverture après l'application d'une surcharge [65]

### II.3.5.2 Chargement par blocs.

L'effet d'un bloc de surcharges est comparable à celui d'une surcharge unitaire (figure II.22), 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 la longueur du bloc est suffisante, un régime stabilisé peut s'établir à l'intérieur de la séquence.

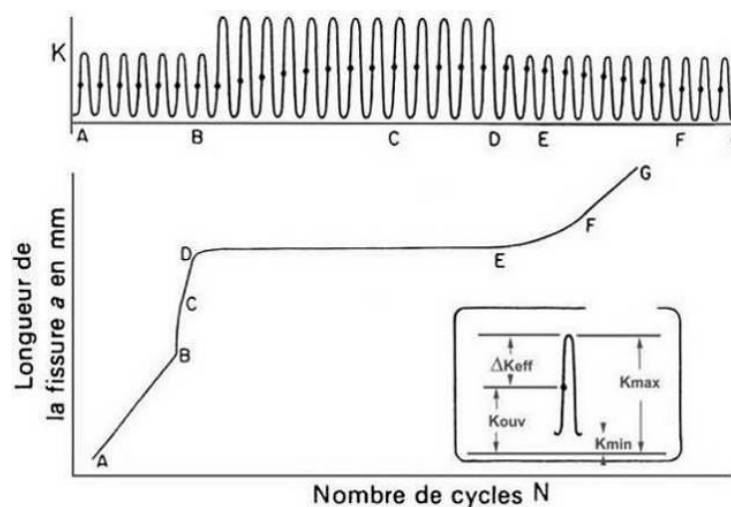


Figure II.22. Evolution du niveau d'ouverture et de la longueur de la fissure pendant un chargement par blocs [64].

Les études concernant la propagation des fissures de fatigue sous chargement réellement aléatoire sont très rares. En effet les essais sont très longs, d'une part, du fait de difficultés de pilotage des machines d'essai (faibles fréquences) et d'autre part du fait des effets d'interaction entre cycles qui tendent souvent à augmenter les durées de vie.

#### II.4 La modélisation de la fissuration sous chargement d'amplitude variable

L'un des modèles les plus simples permettant de modéliser le retard après surcharge est celui de Wheeler [66]. Ce modèle consiste à multiplier la vitesse de propagation après l'application de la surcharge par une fonction de retard  $\Phi$ . Le retard existe tant que la zone plastique de la fissure reste à l'intérieur de celle due à la surcharge (Figure II.23).

$$\left(\frac{da}{dN}\right)_{\text{retardé}} = \Phi \left(\frac{da}{dN}\right)_{\text{non retardé}} \quad (\text{II.29})$$

La fonction de retard est définie comme suit :

$$\Phi = \left(\frac{Zp_i}{\lambda}\right)^{m_v} = \left(\frac{Zp_i}{a_0 + Zp_{\text{surch}} - a_i}\right)^{m_v} \quad (\text{II.30})$$

$Zp$ , étant la taille de la zone plastique due au chargement de base,  $Zp_{\text{surch}}$  celle de la zone plastique due à la surcharge et  $m_v$  un paramètre du matériau déterminé expérimentalement.

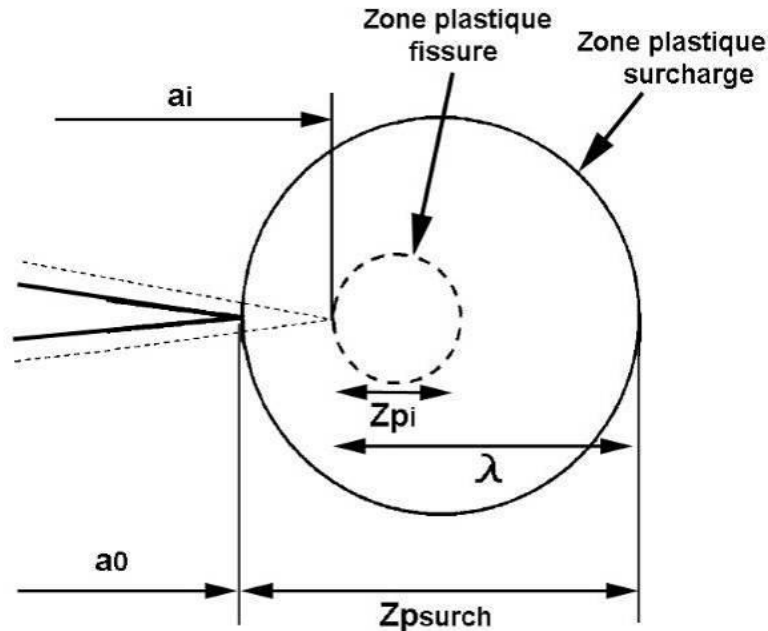


Figure II.23: Zones plastiques après surcharge [66]

Un autre modèle permettant de calculer la vitesse de propagation après surcharge est celui de [68]. Le retard est modélisé en utilisant un facteur d'intensité des contraintes effectif  $\Delta K_{\text{eff}}$  calculé comme suit :

$$\begin{aligned} \Delta K_{eff} &= K_{max\ eff} - K_{min\ eff} \\ \text{avec } K_{max\ eff} &= K_{max} - K_{red} \\ \text{et } K_{min\ eff} &= K_{min} - K_{red} \end{aligned} \quad (\text{II.31})$$

On n'utilisera que la partie positive de  $K_{min\ eff}$ , le facteur d'intensité des contraintes  $K_{red}$  correspond à la réduction du facteur d'intensité des contraintes après l'application de la surcharge. Il est calculé de la manière suivante :

$$K_{red} = K_{req} - K_{max} \quad (\text{II.32})$$

Le facteur d'intensité des contraintes  $K_{req}$  correspond au facteur d'intensité des contraintes nécessaire pour produire une zone plastique  $Zp_{req}$  dont la dimension est égale à la dimension de la zone plastique laissée par la surcharge  $Zp_{surch}$  moins la distance parcourue par la fissure depuis l'application de cette surcharge (figure II.24). Les quantités  $Zp_{req}$  et  $K_{req}$  sont calculées comme suit :

$$a_0 + Zp_{surch} = a_i + Zp_{req} = a_i + \alpha \left( \frac{K_{req}}{R_e} \right)^2 \quad (\text{II.33})$$

Le facteur d'intensité des contraintes  $K_{red}$  diminue au fur et à mesure de l'extension de la fissure. Finalement, hors de la zone plastique de la surcharge  $\Delta K_{eff}$  est égal à  $\Delta K$ .

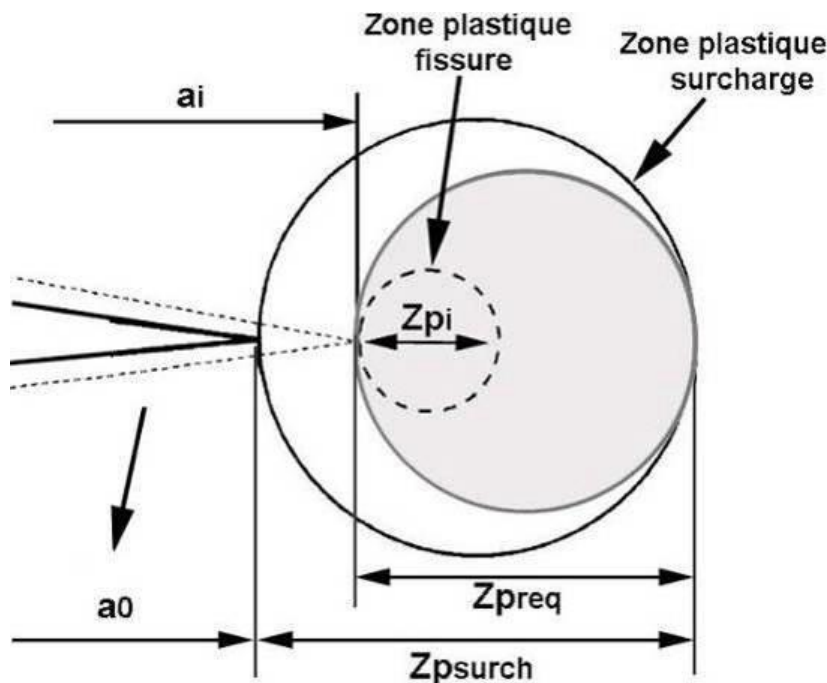


Figure II.24: Modèle de Willenborg et al.

Le modèle de Dugdale [67] est un modèle permettant de calculer la taille de la zone plastique d'une fissure dans un matériau parfaitement plastique avec une hypothèse de contraintes planes. Il a également été étendu au cas des déformations planes, mais avec moins de succès.

Ce modèle emploie une fissure de longueur fictive  $a_i + Z_p$  (figure II.25). Dans cette zone plastique, règnent des contraintes de cohésion égales à l'opposé de la contrainte d'écoulement  $R_e$ . La taille de la zone plastique est calculée par superposition en considérant que la solution de cette fissure est égale à la superposition de deux problèmes. Le premier est celui de la fissure fictive de longueur  $a_i + Z_p$  soumise à un champ de contrainte appliqué à l'infini et le deuxième correspondant aux forces de cohésions dans la partie fictive  $Z_p$  de la fissure. A la pointe de la fissure fictive, la singularité des contraintes disparaît de telle sorte que le facteur d'intensité des contraintes devient nul à cet endroit. Cela se traduit par :

$$K_s(a_i + Z_p) + K_{\sigma_0}(a_i + Z_p) = 0 \quad (\text{II.34})$$

La seule inconnue de cette équation est la taille de la zone plastique  $Z_p$ . A titre d'exemple, la taille de la zone plastique calculée à partir de ce modèle pour une fissure traversant dans une plaque infinie est :

$$Z_p = \frac{\pi}{8} \left( \frac{K_s}{R_e} \right)^2 \quad (\text{II.35})$$

L'avantage de ce modèle est qu'il permet d'évaluer la déformation plastique à l'extrémité de la fissure à partir d'un simple calcul par superposition.

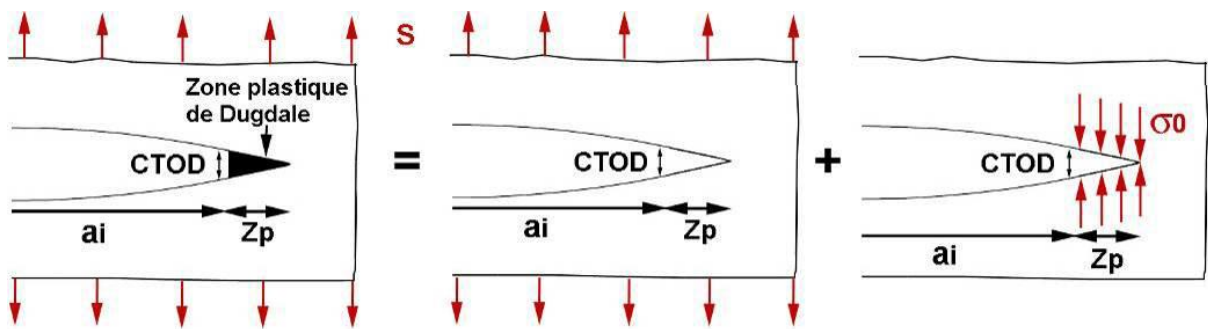


Figure II.25: Modèle de Dugdale [67].

***Chapitre III***  
***Présentation du***  
***système étudié :***  
***Le bogie de train***

# Chapitre III

## Présentation du système étudié :

### Le bogie de train

#### III.1 Introduction

Un bogie (ou boggie) est un mécanisme situé sous un véhicule ferroviaire, sur lequel sont fixés les essieux (et donc les roues). Il est mobile par rapport au châssis du véhicule (locomotive, wagon) et destiné à s'orienter convenablement dans le rail.

Dans ce chapitre, la première partie décrit tout d'abord le mécanisme de point vue fonctionnelle et ses différents éléments (rigides ou élastiques).

La deuxième partie présente les différentes sollicitations appliquées sur les éléments essentiels du bogie.

#### III.2 La rame TGV

##### III.2.1 Généralités

La rame d'AUTORAIL est constituée de trois wagons, deux motrices (M1 et M2) situées sur les deux extrémités de la rame et un wagon remorquant situé au centre (figure III.1)



Figure III.1 : Rames d'AUTORAIL exploitées par la SNTF. [81]

Le bogie est l'un des éléments centraux de la dynamique ferroviaire : cette pièce relie semi rigidement deux essieux (suspension primaire) tout en supportant la caisse (suspension secondaire). Ce type de suspension facilite la prise de courbe en permettant aux essieux d'être mobiles par rapport à la caisse et améliore le confort des passagers (deux étages de suspension).

##### III.2.2 Bogie moteur

C'est l'élément le plus important dans la rame du train, en règle générale, le système de transmission de train est fixé sur le bogie (figure III.2), ce qui suppose que celui-ci soit très rigide et donc lourd (poids du moteur, l'arbre de transmission, la boîte d'engrenage.). La suspension primaire étant très rigide, les efforts dynamiques entre roue et rail sont très importants. Ces efforts augmentant avec la vitesse, il n'était pas possible de concevoir un véhicule ferroviaire ne dégradant pas l'infrastructure sans changer la conception des bogies moteurs.

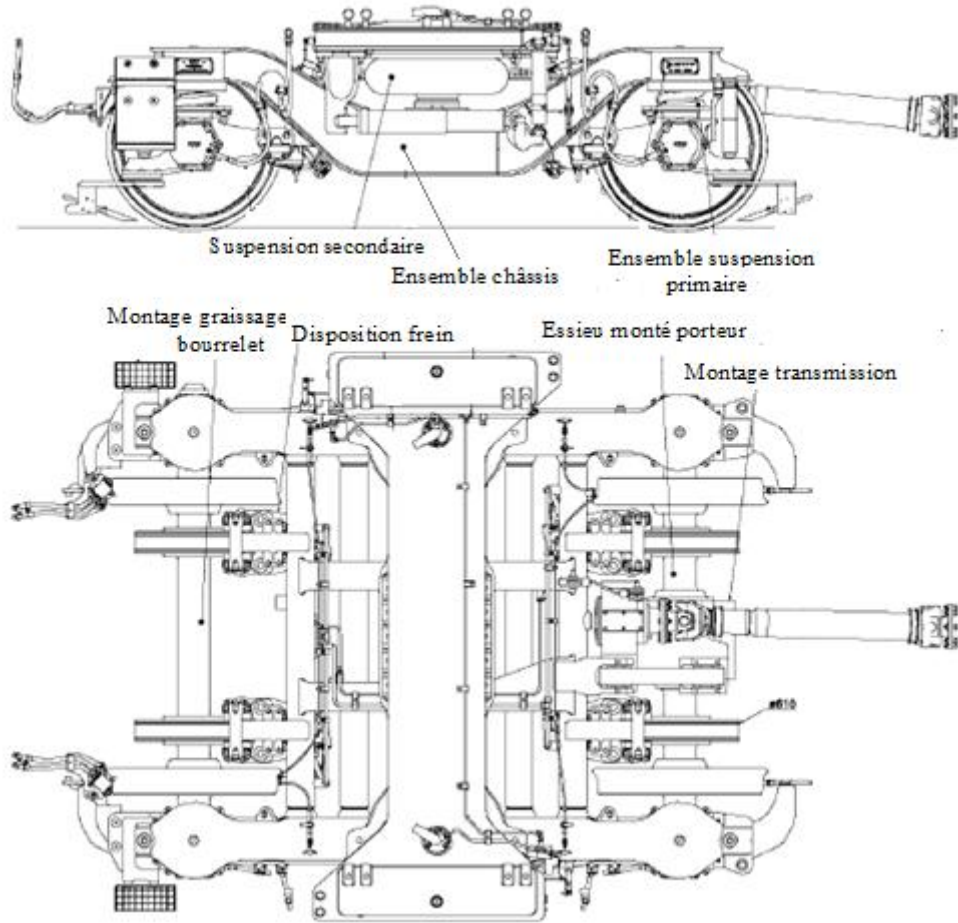


Figure III.2 : Bogie moteur d'AUTORAIL. [81]

Les moteurs d'AUTORAIL ne sont pas posés sur le bogie, mais suspendus à la caisse. L'entraînement entre les moteurs et les essieux est alors assuré par un arbre de transmission (figure III.3).

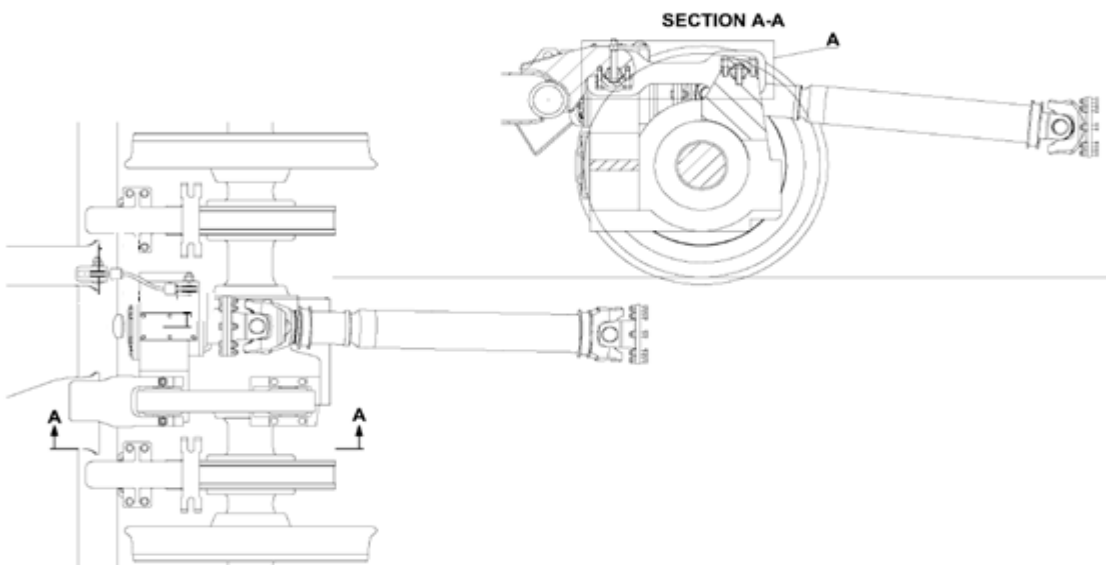


Figure III.3: Système de transmission. [81]



III.2.3 Bogies porteurs

Les bogies porteurs d'AUTORAIL (figure III.4) sont un peu différents des bogies moteurs. Tout d'abord ils sont tous du type boîtes à bras (bielle d'asservissement).

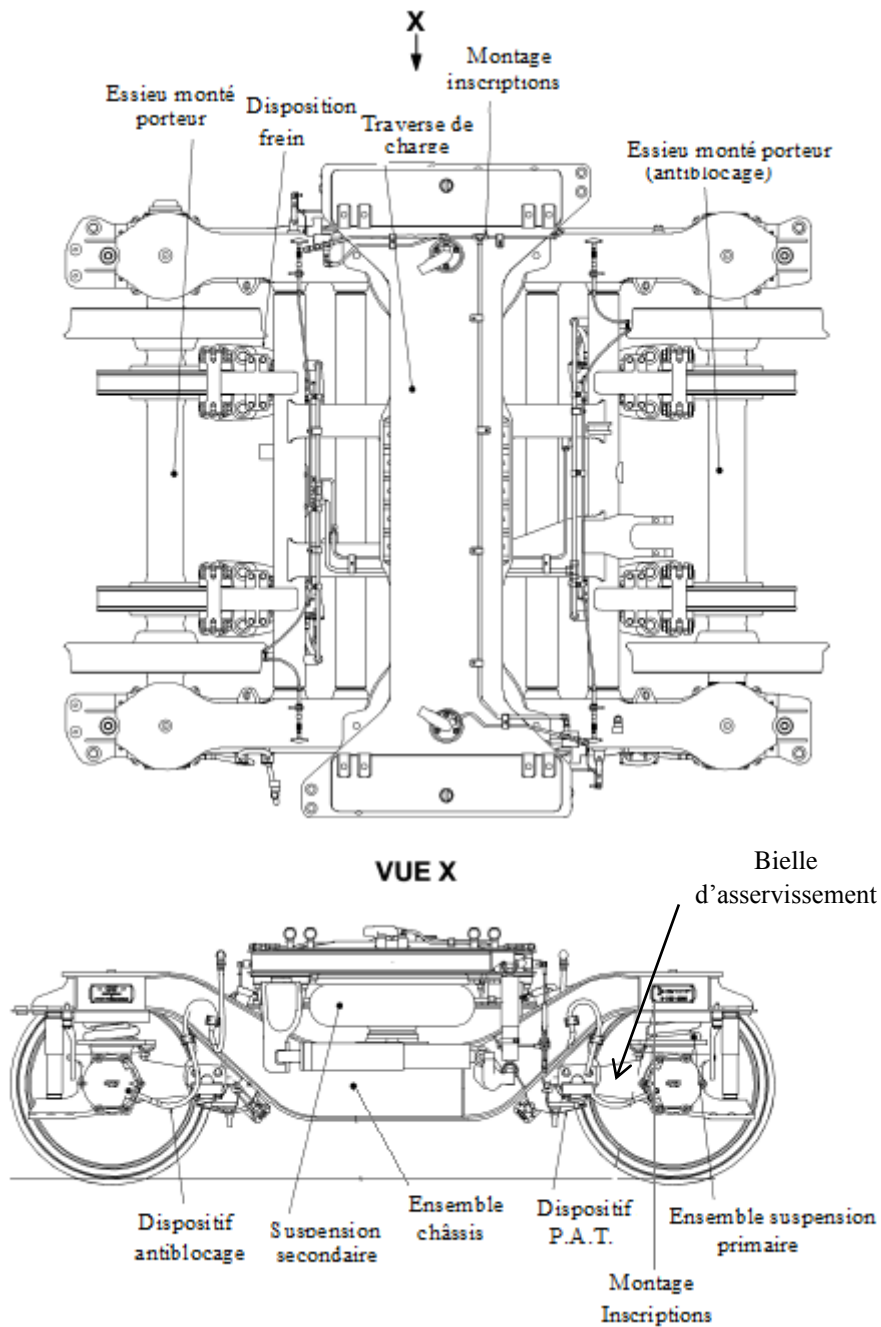


Figure III.4 : Bogie porteur. [81]

La suspension primaire du bogie moteur du d'AUTORAIL (figure III.5) peut être soit du type boîte à bras.

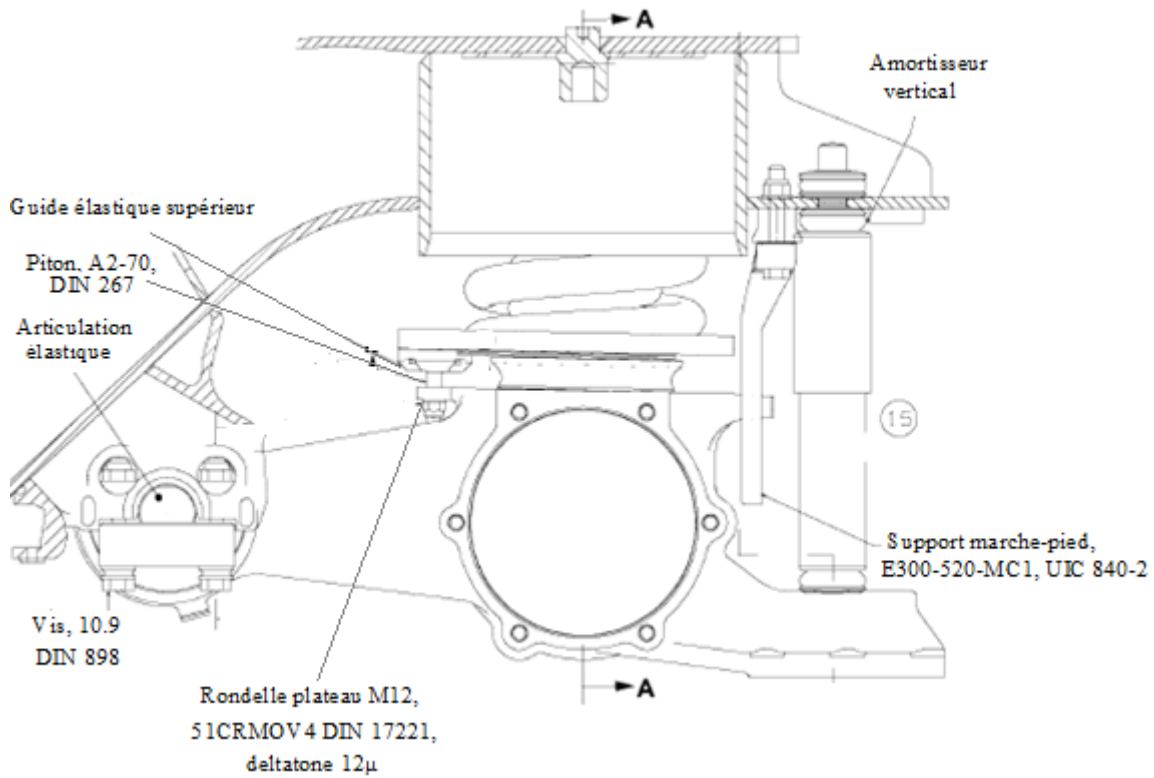


Figure III.5 : Suspension primaire du bogie. [81]

La suspension secondaire, quant à elle, est constituée de deux ressorts pneumatiques, deux amortisseurs verticaux et un amortisseur transversal, et deux amortisseurs anti boucles (figure III.6). Les efforts de traction et de freinage transitant par ces bogies sont très importants, la liaison d'entraînement est constituée d'une bielle liée à la caisse par un pivot et d'une rotule glissante au centre du bogie, ainsi elle ne transmet que des efforts dans l'axe de la caisse.

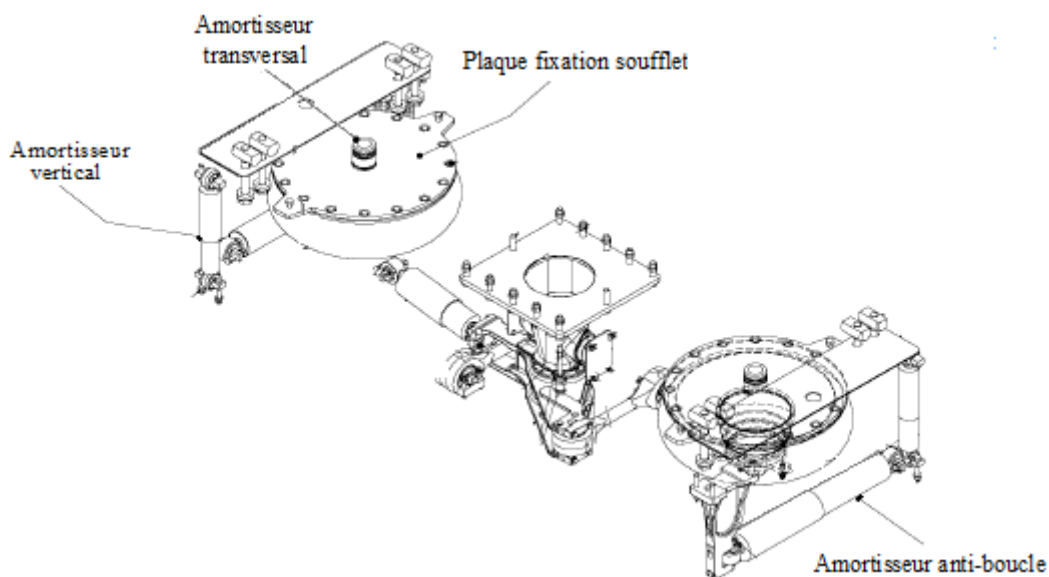


Figure III.6: suspension secondaire par ressort pneumatique. [81]

### III.3 Constitution du mécanisme

Du point de vue théorique, les composants du bogie se répartissent en trois catégories : les éléments de structure à comportement linéaire, les éléments de structure à comportement géométriquement non linéaire pré-chargés et les éléments de liaison.

D'une manière générale, un mécanisme est un assemblage de milieux continus élastiques appelés « éléments de structure » (pièces ou groupe de pièces mécaniques) connectés les uns aux autres par des éléments de liaison. Des conditions aux limites externes aux efforts et déplacements sont appliquées en différents points du mécanisme. Elles ont pour conséquence de générer des déformations et des efforts dans tous les éléments.

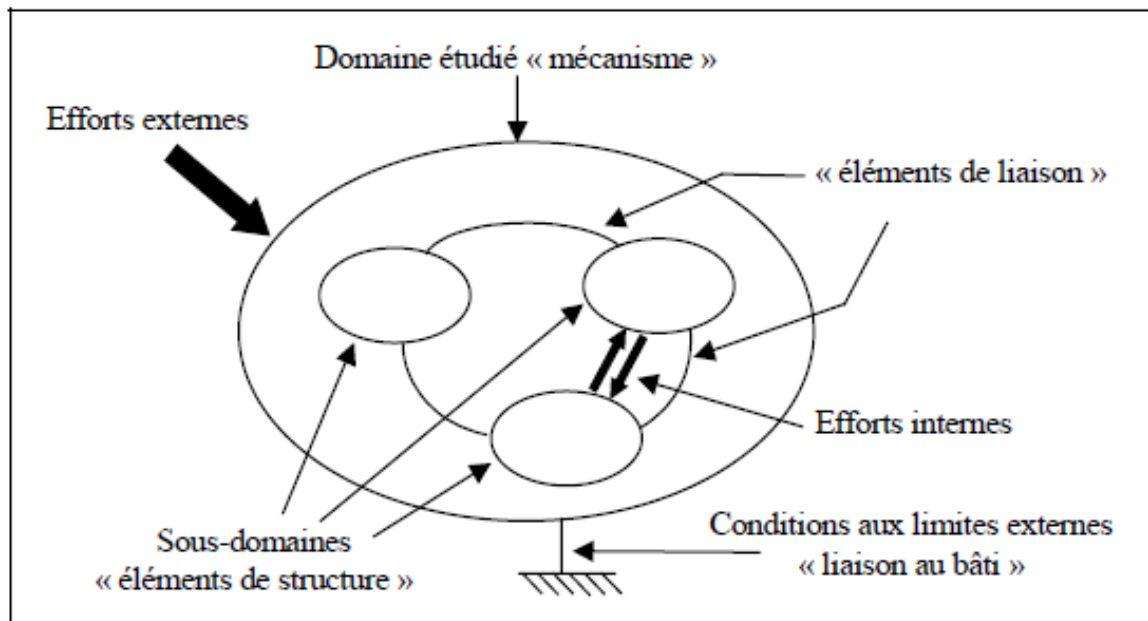


Figure III.7 : Les différents composants d'un mécanisme.

#### III.3.1 Décomposition fonctionnelle du mécanisme

Le mécanisme étudié comprend tous les composants d'un bogie de train qui contribuent à la transmission du couple des moteurs jusqu'aux roues et à la transmission des efforts exercés par la caisse jusqu'aux roues. D'un point de vue fonctionnel, les organes qui constituent le mécanisme sont les suivants :

- le châssis.
- les 2 ensembles « essieux + roues ».
- les 4 ensembles « ressorts+ boîtes d'essieux+ roulements coniques+ articulation élastique ».
- les deux ensembles « réducteur+ bielle ».

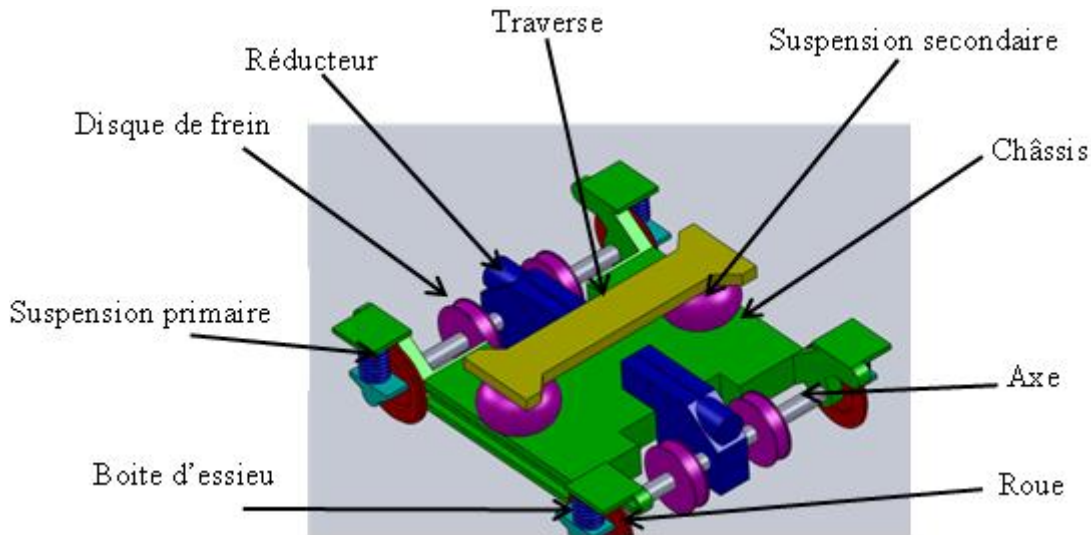


Figure III.8 : Modèle simplifié d'un bogie.

### III.3.2 Les efforts internes

Les efforts appliqués sur le mécanisme sont de deux types :

- les efforts extérieurs qui traduisent l'action du milieu extérieur sur la frontière du mécanisme.
- les efforts internes initiaux.

Le torseur résultant de la somme des efforts internes initiaux est nul en vertu du principe de l'action et de la réaction.

Nous distinguerons deux origines différentes aux efforts internes initiaux :

- les efforts dus à l'action réciproque de contact de deux pièces du mécanisme,
- les efforts de pré-charge au sein des éléments de structure ou de liaison.

Dans le milieu continu d'un élément de structure sous charge, le champ de déplacement induit des contraintes et des efforts aux interfaces avec les autres éléments du mécanisme. En général, les déplacements sont calculés depuis un état de référence « à vide » sans contrainte. Cependant, dans les systèmes hyperstatiques, il se peut que les conditions de montage des pièces soient telles qu'il n'existe aucun champ de déplacement qui rende les contraintes nulles dans toutes les pièces. Pour respecter les conditions de montage, les déplacements dans certaines pièces sont alors considérés depuis un état pré-contrainte. Les efforts initiaux au sein de ces pièces sont qualifiés d'efforts de pré-charge.

## III.4 Principaux éléments du bogie

### III.4.1 Le modèle du châssis

Le châssis du type mécano-soudé à roulements extérieurs est composé de deux longerons identiques faits de plaques coupées, pliées à chaud et soudées entre elles. Les longerons sont reliés par quatre tubes qui servent aussi à supporter l'équipement de freinage à disques.

La figure III.9 présente un modèle très simplifié dans lequel n'apparaît que les éléments indispensables à l'étude : les points d'attache des articulations élastiques, les moteurs et les bielles de réducteurs. Le but est d'étudier les déformations et les contraintes sous l'application d'un chargement sur châssis.

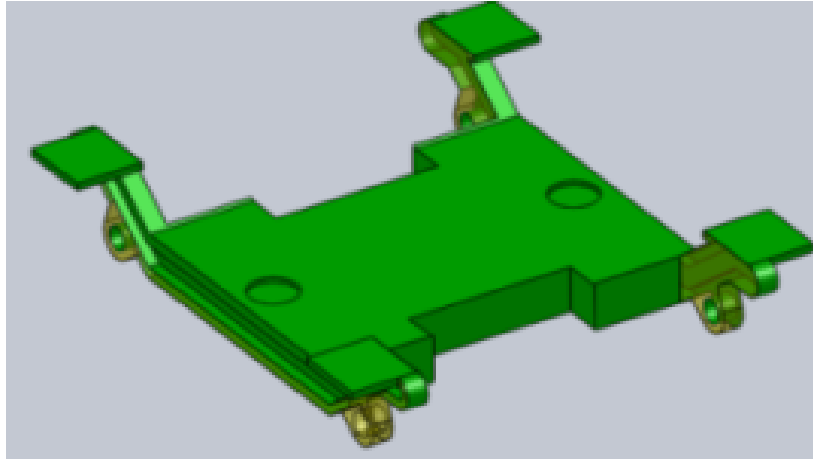


Figure III.9 : Modèle simplifié du châssis.

Sa rigidité globale a été mesurée expérimentalement [69]. Pour cette mesure une des roues du bogie a été soulevée, ce qui a pour conséquence de vriller le châssis. Les grandeurs mesurées sont :

- les efforts  $F_i$  appliqués par le reste du bogie sur le châssis, au-dessus de la roue  $i$ ,
- les déplacements  $d_i$  du châssis depuis l'état non déformé, au-dessus de la roue  $i$ .

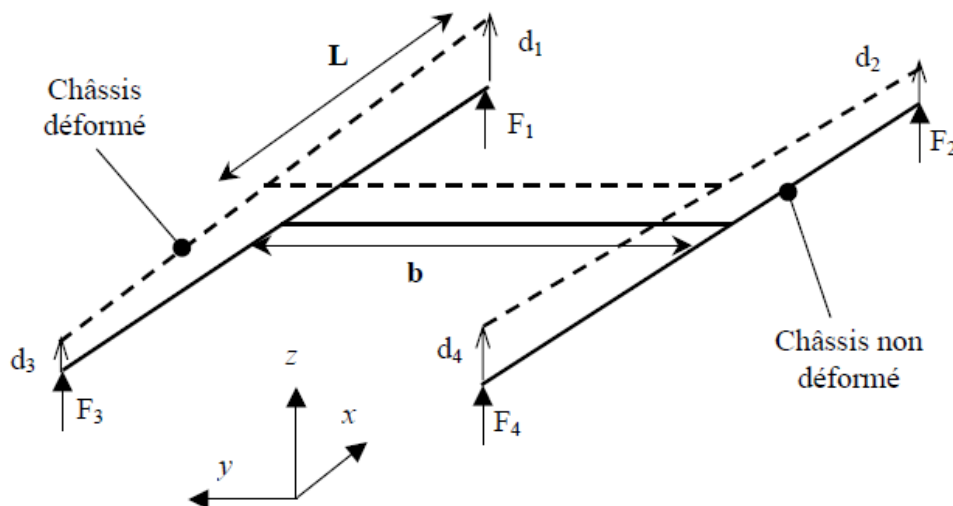


Figure III.10 : Géométrie et mesure expérimentale de la rigidité du châssis. [69]

La rigidité torsionnelle du châssis  $K_{\theta y}$  est le rapport entre le couple de torsion sur la traverse et l'angle entre les deux longerons. Elle est déterminée à partir des valeurs expérimentales, par la relation :

$$K_{\theta Y} = \frac{(F_2 - F_1 + F_3 - F_4) L/2}{\arctan\left(\frac{d_3 - d_1}{2L}\right) - \arctan\left(\frac{d_4 - d_2}{2L}\right)} \quad (\text{III.1})$$

### III.4.1.1 Les sollicitations appliquées sur le châssis

#### a) Cas de chargement exceptionnel

- **Force vertical**

La charge verticale agit sur deux emplacements du châssis de bogie. L'amplitude de la charge verticale est déterminée par la formule (III.2) et la charge d'épreuve verticale est de 1,4 fois la charge du choc verticale due à 1g d'accélération verticale du corps de la voiture en raison des forces induites par la voie.

$$F_{z1} = F_{z2} = \frac{F_z}{2} = \frac{1.4 * g}{4} (M_v + P_1 - 2m^+) \quad (\text{III.2})$$

- **Force transversal**

$$F_{y1} = F_{y2} = \frac{F_y}{2} = 10^4 + \frac{(M_v + P_1)g}{12} \quad (\text{III.3})$$

- **Force longitudinal**

$$F_x = 0.1x(F_z + m^+g) \quad (\text{III.4})$$

- **Charge de torsion (twist)**

Ce cas de charge correspond à un déraillement du véhicule en durée de fonctionnement, en condition normale ( $k = 1$ ), la torsion est égale à 1% de l'empattement du bogie.

$$T_{twist} = 0.01 * L \quad (\text{III.5})$$

#### b) Cas de chargement normal

- **Force Vertical**

$$F_{z1} = F_{z2} = \frac{F_z}{2} = \frac{g}{4} (M_v + 1.2P_1 - 2m^+) \quad (\text{III.6})$$

- **Force Transversal**

La charge latérale sera partagée par la suspension secondaire et le bouchon latéral. Le partage de la charge entre la suspension secondaire et l'arrêt latéral dépend du jeu entre le bouchon latéral et le renfort et la rigidité du ressort secondaire. Le calcul du détail est présenté ci-dessous.

$$F_{y1} = F_{y2} = \frac{F_y}{2} = \frac{F_z + m^+g}{8} \quad (\text{III.7})$$

- **Force Longitudinal**

Elle est appliquée à chaque roue et dans le sens opposé sur les côtés opposés du châssis de bogie

$$F_x = 0.05x(F_z + m^+g) \quad (\text{III.8})$$

- **Charge torsadée (twist)**

Ce cas de charge correspond à un déraillement du véhicule en durée de fonctionnement, en condition normale ( $k = 1$ ). La torsion est égale à 0.5% de l'empattement du bogie.

$$T_{twist} = 0.005 * L \quad (\text{III.9})$$

- **Force longitudinal par collision**

Cette charge est causée en raison de l'impact du carrossage qui a induit une accélération longitudinale de  $3g$  et  $5g$  pour la manœuvre des locomotives applicables au centre de la gravité du bogie.

La masse du moteur et de l'assemblage de l'essieu est considérée comme une masse groupée et est imposée aux éléments de masse de la FEA. Cette force corporelle peut être appliquée comme une accélération longitudinale de  $5g$ .

#### III.4.1.2 Calcul des charges dans l'état statique

Le but du calcul statique avec une charge exceptionnelle est de vérifier que le ratio entre la contrainte d'élasticité et la contrainte de Von mises dans toute la structure  $\geq 1$ .

Selon [70] l'étude statique correspondant aux combinaisons de forces verticales et transversales est définie par les trois cas selon le tableau III.1.

Cas 1 : force vertical+ transversal +0.01 twist.

Cas 2 : force vertical+ longitudinal.

Cas 3 : Force longitudinal par collision.

	Cas 1	Cas 2	Cas 3
force vertical	x	x	x
force transversal	x		
force longitudinal		x	
force longitudinal par collision			x
Twist	x		

Tableau III.1 : Différentes cas de chargements (état statique).

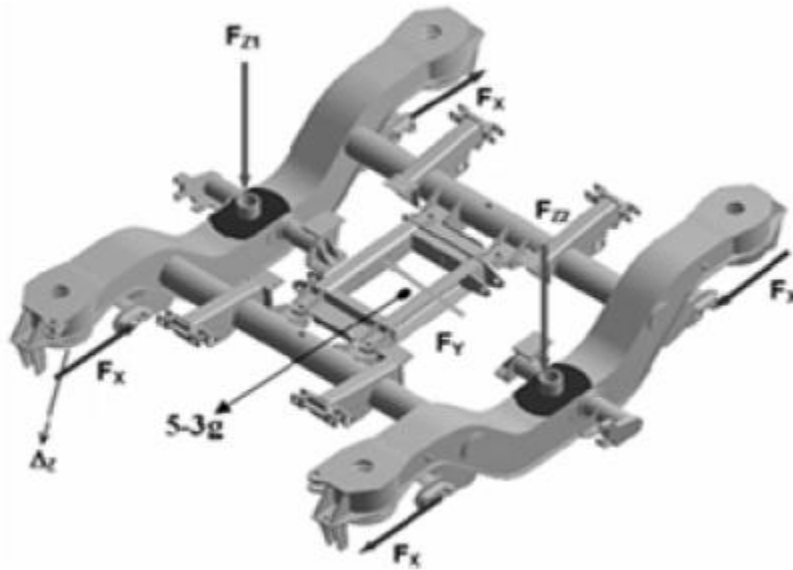


Figure III.11 : Les différentes forces appliquées sur le châssis dans le cas statique [70].

#### III.4.1.3 Calcul des charges dans l'état dynamique

La combinaison des charges pour les applications de passagers et de locomotives est illustrée sur la figure III.11. Dans ce cas, les forces verticales, transversales et de torsion doivent être combinées sur 9 cas de charge. En outre, la norme définit d'autres cas de charge de remorquage en ajoutant des forces longitudinales aux forces verticales.

Conformément à la norme, ces cas de charge tiennent compte de toutes les configurations de charge possibles dans les opérations normales. Le calcul de la fatigue nécessite l'évaluation des contraintes pour chaque cas de charge et l'analyse des caractéristiques du cycle de fatigue sur tout le châssis du bogie afin de vérifier la résistance à la fatigue. (Calcul de la fatigue avec la charge normal du service).

Les forces à appliquer pour le calcul à la fatigue sont :

- *Le cas statique*

$$F_{z1} = F_{z2} = F_z/2 \quad (\text{III.10})$$

- *Le cas quasi-statique*

$$F_{z1qs} = F_{z2qs} = \pm\alpha * F_z/2 \quad (\text{III.11})$$

$$F_{y1qs} = F_{y2qs} = \pm 0,063 * (F_z + m * g) \quad (\text{III.12})$$

- *Le cas dynamique*

$$F_{z1d} = F_{z2d} = \pm\beta * F_z/2 \quad (\text{III.13})$$



$$F_{y1d} = F_{y2d} = \pm 0,063 * (F_z + m * g) \tag{III.14}$$

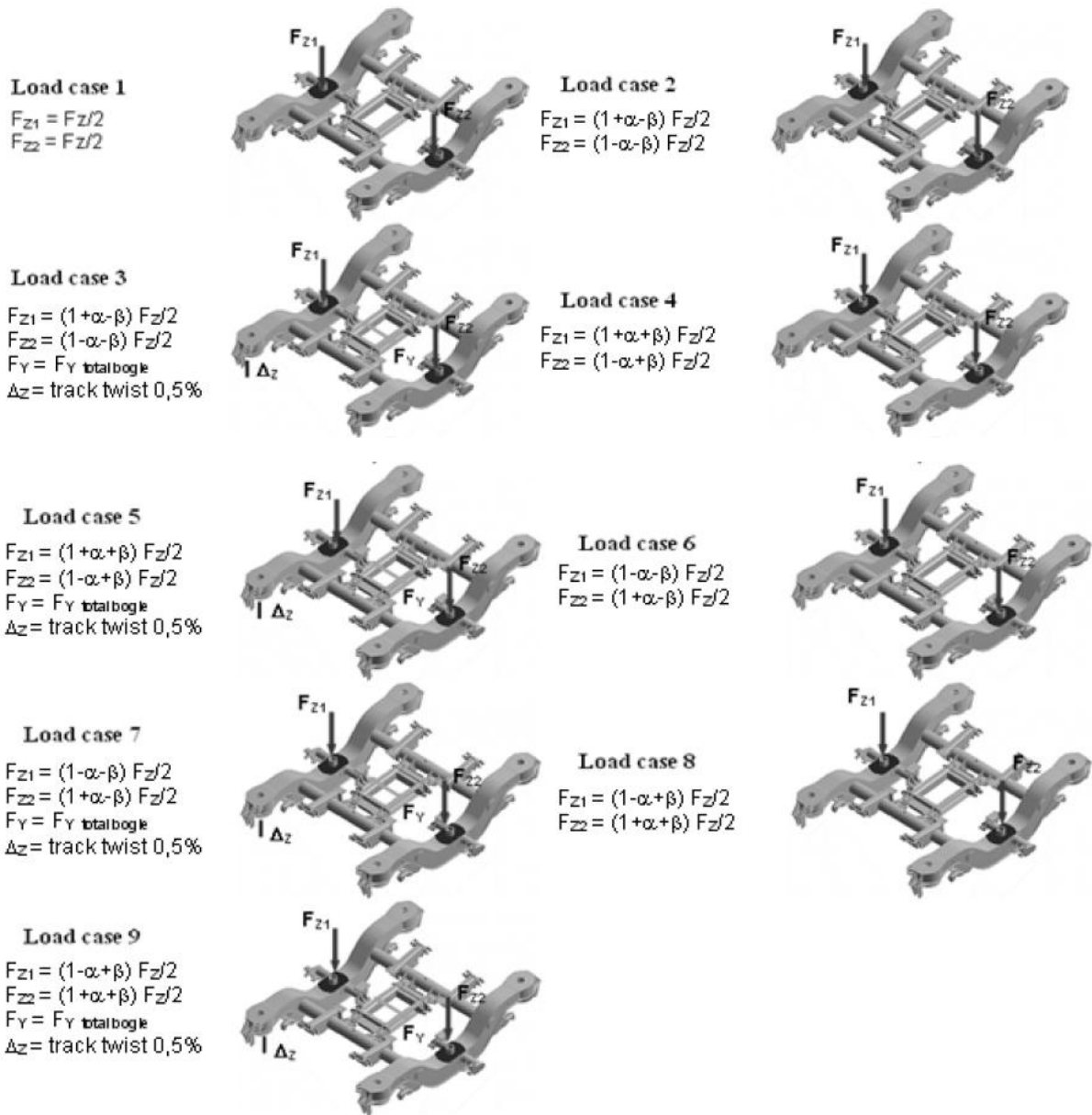


Figure III.12 : Chargements appliqués à état de la fatigue [70].

Cas	$F_{z1}$	$F_{z2}$	$F_y$	$T_{twist}$
1	$F_z/2$	$F_z/2$	0	0
2	$F_z/2 + \alpha F_z/2 - \beta F_z/2$	$F_z/2 - \alpha F_z/2 - \beta F_z/2$	0	0
3	$F_z/2 + \alpha F_z/2 - \beta F_z/2$	$F_z/2 - \alpha F_z/2 - \beta F_z/2$	$2 * 0.063 * (F_z + mg)$	$T_{twist}$
4	$F_z/2 + \alpha F_z/2 + \beta F_z/2$	$F_z/2 - \alpha F_z/2 + \beta F_z/2$	0	0
5	$F_z/2 + \alpha F_z/2 + \beta F_z/2$	$F_z/2 - \alpha F_z/2 + \beta F_z/2$	$2 * 0.063 * (F_z + mg)$	$T_{twist}$
6	$F_z/2 - \alpha F_z/2 - \beta F_z/2$	$F_z/2 + \alpha F_z/2 - \beta F_z/2$	0	0
7	$F_z/2 - \alpha F_z/2 - \beta F_z/2$	$F_z/2 + \alpha F_z/2 - \beta F_z/2$	$2 * 0.063 * (F_z + mg)$	$T_{twist}$
8	$F_z/2 - \alpha F_z/2 + \beta F_z/2$	$F_z/2 + \alpha F_z/2 + \beta F_z/2$	0	0
9	$F_z/2 - \alpha F_z/2 + \beta F_z/2$	$F_z/2 + \alpha F_z/2 + \beta F_z/2$	$2 * 0.063 * (F_z + mg)$	$-T_{twist}$

Tableau III.2 : Différents cas de chargements (état de la fatigue).

### III.4.2 Modèle géométrique d'essieu

L'essieu du train est une pièce de géométrie complexe. La figure III.13 présente un modèle géométrique de l'axe avec ses différentes sections. Ces sections sont utilisées pour le montage des boîtes d'essieux, les roues et les boîtes d'engrenages.

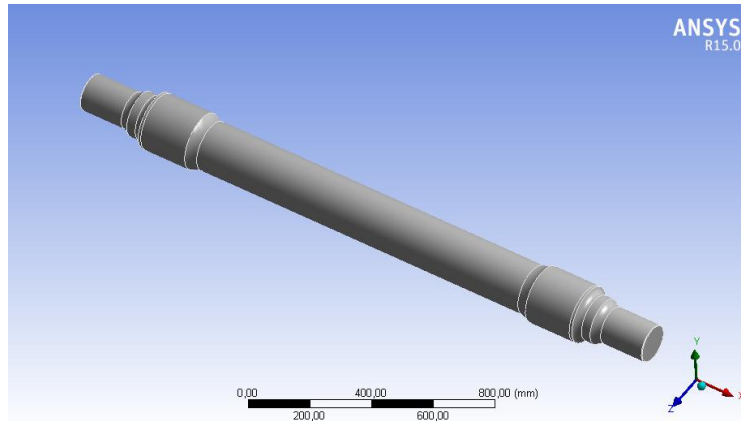


Figure III.13 : Modèle d'axe ferroviaire.

Les charges verticales du véhicule, lorsque le véhicule est en marche et suit des mouvements de roulis, oscillent de  $\frac{1}{2} P$  à  $\frac{2}{3} P$ , où  $P$  représente le poids du véhicule à l'essieu. L'ensemble des forces agissant sur l'essieu monté et la rotation de l'axe, se traduit, du point de vue de l'essieu-axe, par des moments et de flexion (flexion rotatif).

L'estimation des efforts statiques appliqués à l'essieu a été faite en prenant en compte les éléments suivants :

- La charge du wagon.
- L'effort de contact entre le rail et l'essieu.
- L'effort de contact appliqué par le châssis du bogie sur les extrémités de l'essieu à travers les roulements.

Selon Beretta e al [24], les principales sollicitations appliquées sur l'essieu sont représentées sur la figure IV.14 :

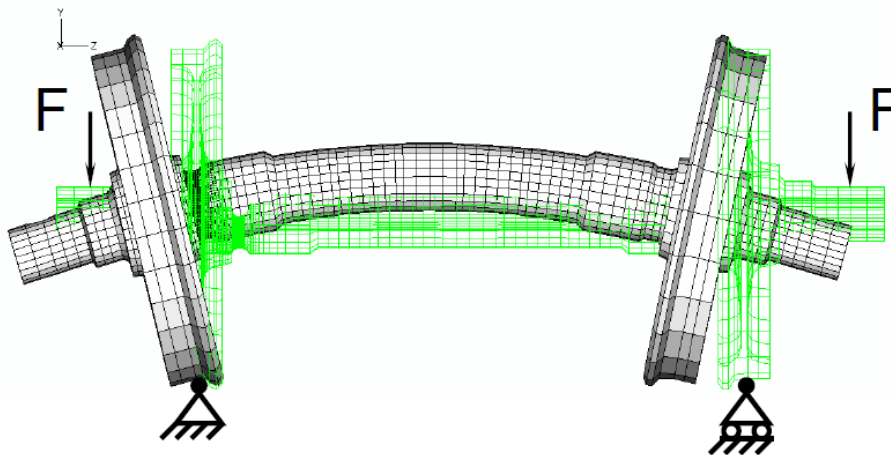


Figure IV.14 : La charge principale appliquée sur l'essieu. [24]

Sur notre modèle, la charge maximale appliquée sur l'essieu est 25 tonnes (245250N), avec un palier de longueur de 65mm, donc on trouve la pression appliquées 7.5 MPa

### III.5 Les liaisons

#### III.5.1 Liaison rails-châssis

La liaison « rails-châssis de bogie moteur » est constituée par les organes de roulements qui comprennent :

- Les essieux montés, à fusées extérieures et roues monobloc, les boîtes d'essieux sont de type « roulements à rouleaux coniques ». Le roulement utilisé est de type conique de classe F et est maintenant le type le plus utilisé sur les bogies. (Figure III.15).

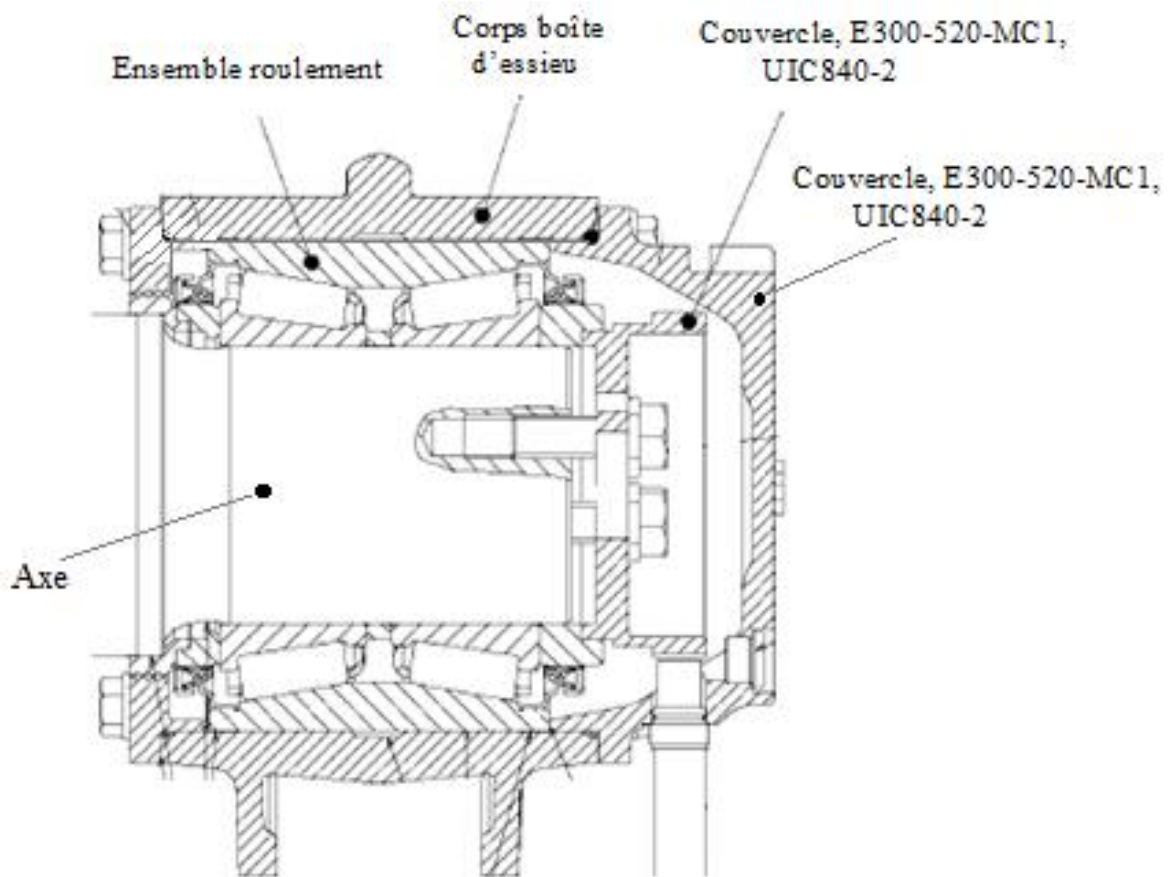


Figure III.15 : Organes de liaison « rails-châssis de bogie moteur ».

- Les articulations à silentblocs : Chaque axe d'articulation relie le corps de la boîte d'essieu au châssis de bogie porteur, l'écrasement des silentblocs dans les courbes crée l'effort de rappel du bogie dans l'axe de la voie.

#### III.5.2 La liaison du châssis de « bogie moteurs- caisse »

- Le pivot d'entraînement caisse-bogie :

Le pivot, situé à la partie inférieure de la caisse assure la liaison avec le bogie, par l'intermédiaire d'un ensemble « palonnier- silentbloc-bielles d'entraînement ».

- Les amortisseurs latéraux :

Un amortisseur hydraulique de chaque côté du bogie, fixé d'une part à la caisse et d'autre part au bogie, atténue les mouvements de lacet du bogie.

- Un amortisseur transversal :

Un amortisseur hydraulique par bogie, fixé d'une part à la caisse et d'autre part au châssis de bogie, atténue les déplacements transversaux de la caisse.

- Les amortisseurs verticaux :

Un amortisseur hydraulique par bogie, fixé d'une part à la caisse et d'autre part au châssis de bogie, atténue les déplacements verticaux de la caisse.

### III-6 Modèle analogique du bogie ferroviaire

Le modèle du système de véhicule utilisé dans cette étude se compose d'un quart de voiture soutenu sur un bogie, alors que le châssis du bogie est soutenu sur deux essieux montés. La suspension primaire reliant les roues et le châssis de bogie est modélisée comme une combinaison parallèle d'un ressort linéaire et d'un élément d'amortissement visqueux. La suspension secondaire reliant le châssis de bogie et la caisse est également modélisée par des ressorts et des amortisseurs parallèles. La figure IV.16 présente le modèle analogique du train.

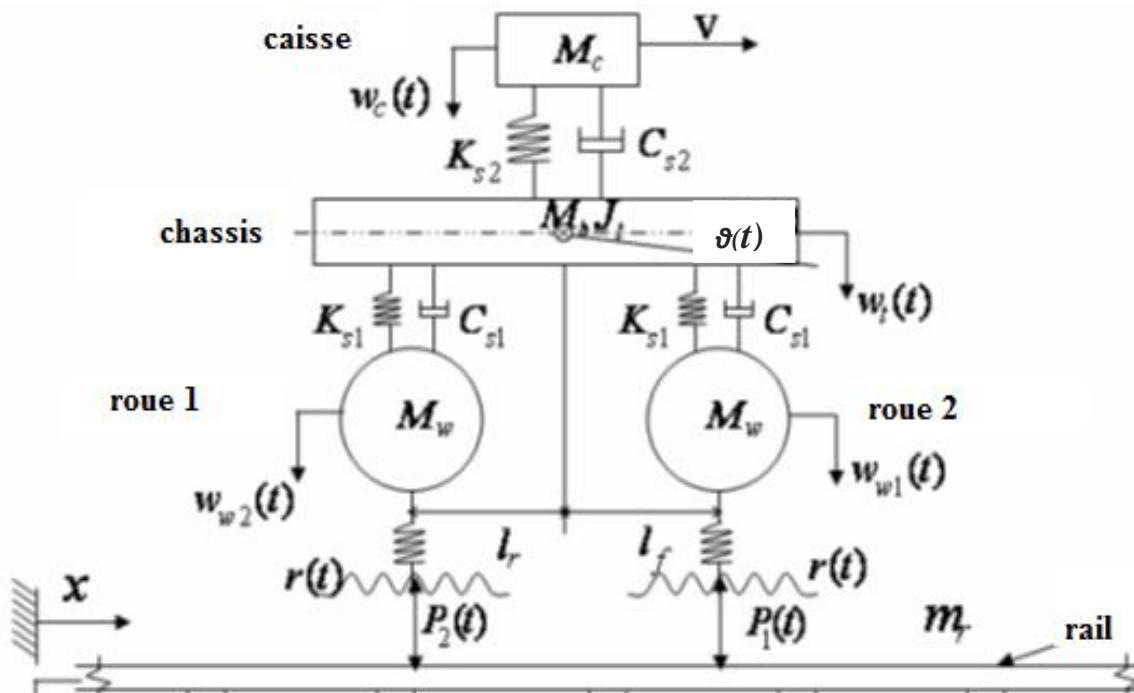


Figure III.16 : Modèle analogique du bogie.

Les équations gouvernantes du système sont décrites comme de la façon suivante :

$$M_c \ddot{x}_c + C_{s2} \dot{x}_c + K_{s2} x_c - C_{s2} \dot{x}_t - K_{s2} x_t = 0 \quad (III.15)$$

$$M_t \ddot{x}_t + K_{s1}(x_t + l_f \theta_t - x_{w1}) + K_{s1}(x_t - l_r \theta_t - x_{w2}) + K_{s2}(x_t - x_c) + C_{s1}(\dot{x}_t + l_f \dot{\theta}_t - \dot{x}_{w1}) + C_{s1}(\dot{x}_t - l_r \dot{\theta}_t - \dot{x}_{w2}) + C_{s2}(\dot{x}_t - \dot{x}_c) = 0 \quad (III.16)$$

$$J_t \ddot{\theta}_t + K_{s1} l_f (x_t + l_f \theta_t - x_{w1}) - K_{s1} l_r (x_t - l_r \theta_t - x_{w2}) + C_{s1} l_f (\dot{x}_t + l_f \dot{\theta}_t - \dot{x}_{w1}) - C_{s1} l_r (\dot{x}_t - l_r \dot{\theta}_t - \dot{x}_{w2}) = 0 \quad (III.17)$$

$$J_t \ddot{\theta}_t + K_{s1} l_f (x_t + l_f \theta_t - x_{w1}) - K_{s1} l_r (x_t - l_r \theta_t - x_{w2}) + C_{s1} l_f (\dot{x}_t + l_f \dot{\theta}_t - \dot{x}_{w1}) - C_{s1} l_r (\dot{x}_t - l_r \dot{\theta}_t - \dot{x}_{w2}) = 0 \quad (III.18)$$

$$M_w \ddot{x}_{w1} + C_{s1}(\dot{x}_{w1} - \dot{x}_t) + K_{s1}(x_{w1} - x_t) - C_{s1} l_f \dot{\theta}_t - K_{s1} l_f \theta_t = P_1(t) \quad (III.19)$$

$$M_w \ddot{x}_{w2} + C_{s1}(\dot{x}_{w2} - \dot{x}_t) + K_{s1}(x_{w2} - x_t) + C_{s1} l_r \dot{\theta}_t + K_{s1} l_r \theta_t = P_2(t) \quad (III.20)$$

Avec  $P(t) = C_H * \Delta Z^{3/2}$

Et  $\Delta Z = w(t) - w(x,t) - r(t)$

Avant la modification, la figure présente le modèle analogique de la suspension primaire sur laquelle on effectuera la modification préconisée dans étude (voir chapitre suivant), les équations des mouvements de ce système se présentent comme suit :

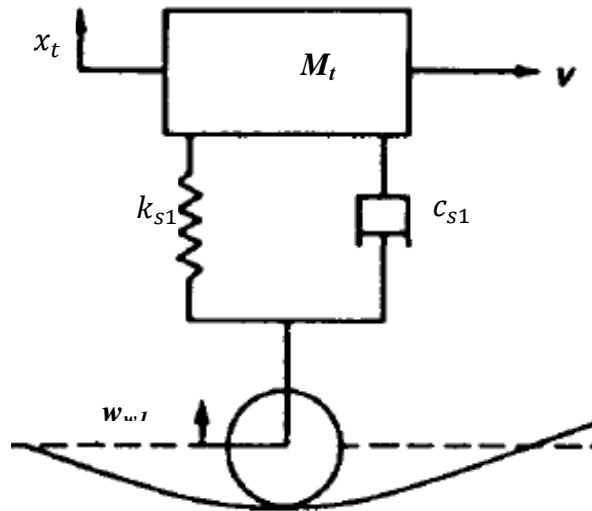


Figure III.17 : Modèle analogique de la suspension primaire.

$$-k_{s1}(x_t - x_{w1}) - C_{s1}(\dot{x}_t - \dot{x}_{w1}) = M_t \ddot{x}_t \quad (III.21)$$

$$M_t \ddot{x} + C_{s1} \dot{x}_t + k_{s1} x_t = -C_{s1} \dot{x}_{w1} - k_{s1} x_{w1} \quad (III.22)$$

$$-M_t A_1 \omega_e^2 + C_{s1} A_1 i \omega_e + k_{s1} = C_{s1} A_2 \omega_e^2 - k_{s1} i A_2 \omega_e \quad (III.23)$$

$$A_1 = \frac{C_{s1} A_2 \omega_e^2 - k_{s1} - k_{s1} i A_2 \omega_e}{-M_t \omega_e^2 + i C_{s1} \omega_e} \quad (III.24)$$

$$|A_1| = \frac{\sqrt{(C_{s1} A_2 \omega_e^2 - k_{s1})^2 + (k_{s1} A_2 \omega_e)^2}}{\sqrt{(M_t \omega_e^2)^2 + (C_{s1} \omega_e)^2}} \quad (III.25)$$

Après modification du système, les équations des mouvements du bogie avec des éléments de suspension en multicouche sont les suivantes :

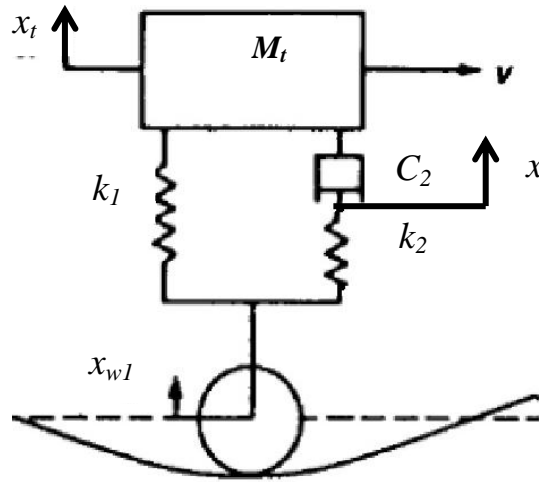


Figure III.18: Modèle analogique de la suspension primaire avec élément multicouche.

$$\left\{ \begin{array}{l} -k_1(x_t - x_{w1}) - c_2(\dot{x}_t - \dot{x}) = M_t \ddot{x}_t \end{array} \right. \quad (III.26)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} -C_2(\dot{x} - \dot{x}_t) - k_2(x - x_{w1}) = 0 \end{array} \right. \quad (III.27)$$

$$A_1 = \frac{\sqrt{(k_1 k_2 A_2)^2 + ((k_1 - k_2) A_2 C_2 \omega_e)^2}}{\sqrt{(M_t k_2 \omega_e^2 + k_1 k_2 + 2(C_2 \omega_e)^2)^2 + (M_t C_2 \omega_e^3 - k_1 C_2 \omega_e^2 + C_2 k_2 \omega_e)^2}} \quad (III.28)$$

Ces équations sont données dans le but de comprendre la structure analogique qui a permis de mettre en évidence une nouvelle conception étudiée et modélisée dans le chapitre 4.

*Chapitre IV*  
*Modélisation et*  
*résultats*



# Chapitre IV

## Modélisation et résultats

### IV.1 Introduction

Pour traiter le problème de la fatigue et de la rupture des principaux éléments du bogie ; on doit tout d'abord considérer l'ensemble des paramètres influents afin de prédire un modèle numérique des zones critiques sous différents chargements.

Le champ de contraintes au voisinage d'une fissure (et par voie de conséquence, les facteurs d'intensité de contraintes), qui caractérise la fissure, n'est pas constant sur toute la longueur de la tête de fissure. Le but étant de déterminer le comportement mécanique des parties essentielles du bogie et en particulier l'essieu et le châssis du train. La première étape concerne l'étude statique et dynamique du châssis, sous un chargement mécanique à amplitude constante et variable. L'objectif étant de déterminer les zones critiques et l'influence de différentes singularités sur son comportement.

À la deuxième étape, on considère l'essieu dans les mêmes conditions du châssis.

Les résultats obtenus montrent que la fissuration au niveau de l'essieu est directement influencée par des vibrations engendrées au niveau de la suspension du bogie.

À la troisième étape et afin de réduire cette influence, on a proposé une nouvelle conception du système de suspension. Il s'agit d'un ressort conçu en matériau multicouche installé à la même place de l'ancien système. Les résultats obtenus, après modification, ont bien montré l'efficacité de cette nouvelle conception en termes de déformations.

### IV.2 Rappel sur les éléments finis

La méthode des éléments finis est une technique pour rapprocher les équations différentielles régissant pour un système avec un ensemble d'équations algébriques concernant un nombre limité de variables. Ces méthodes sont populaires parce qu'elles peuvent facilement être programmées. Les techniques des éléments finis ont été initialement développées pour des problèmes structurels, mais elles ont été étendues à de nombreux problèmes du terrain. Le solide est décomposé en éléments de forme géométrique simple ayant des côtés communs et dont les sommets ou nœuds sont les points d'articulation de plusieurs éléments entre eux. Ces nœuds seront les points d'application des forces intérieures ou extérieures. L'opération de décomposition est le maillage.

D'habitude on choisit un maillage carré ou triangulaire mais rien n'interdit de choisir des maillages plus complexes. Il n'est pas non plus nécessaire que le maillage soit régulier et on a tendance à resserrer le maillage près des endroits d'intérêts (par exemple aux endroits où l'on pense que la solution va beaucoup varier), cependant il faut veiller à avoir des éléments faiblement distordus (se rapprocher d'un polygone régulier). Plus ce maillage est resserré plus la solution que l'on obtient par la méthode des éléments finis sera précise et proche de la « vraie » solution de l'équation aux dérivés partielles.

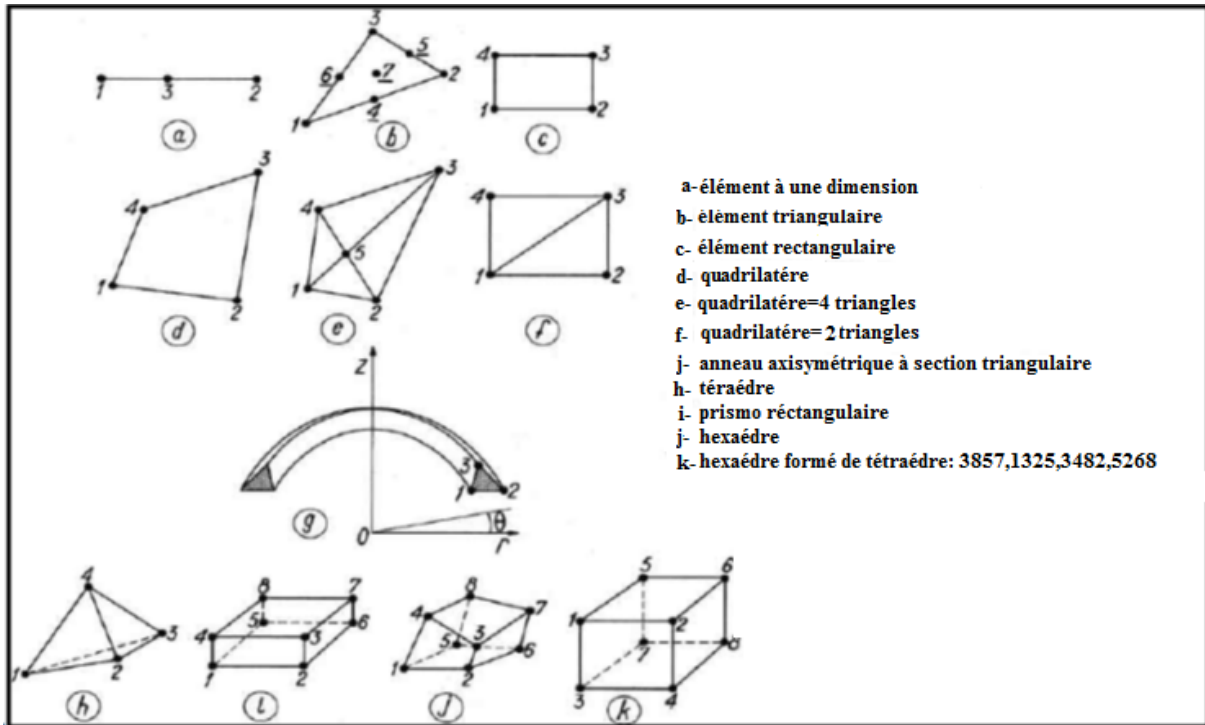


Figure IV.1: Eléments le plus fréquemment utilisés [71].

### IV.2.1 Adaptation du maillage à une fissure 3D de forme quelconque dans le modèle des éléments finis.

Dans ANSYS, on utilise le mot clé \*CONTOUR INTEGRAL\* qui requiert des maillages concentriques autour du front de fissure. Afin de faciliter cette tâche, nous créons dans le plan de fissure des Splines analogues au front de fissure (figure IV.2). La ligne Spline 0 correspond au front de fissure considéré. Pour chaque point  $P$  du front de fissure, nous définissons un point  $P-1$  et un point  $P1$  tels que  $P-1P1$  soit perpendiculaire à la ligne Spline 0 en  $P$  et avec  $P-1P = PP1 = s$ , où  $s$  est la distance inter-Spline. L'ensemble des points  $P-1$  et  $P1$  définit respectivement les lignes Spline -1 et Spline 1, qui faciliteront grandement la création automatique du maillage adaptatif.

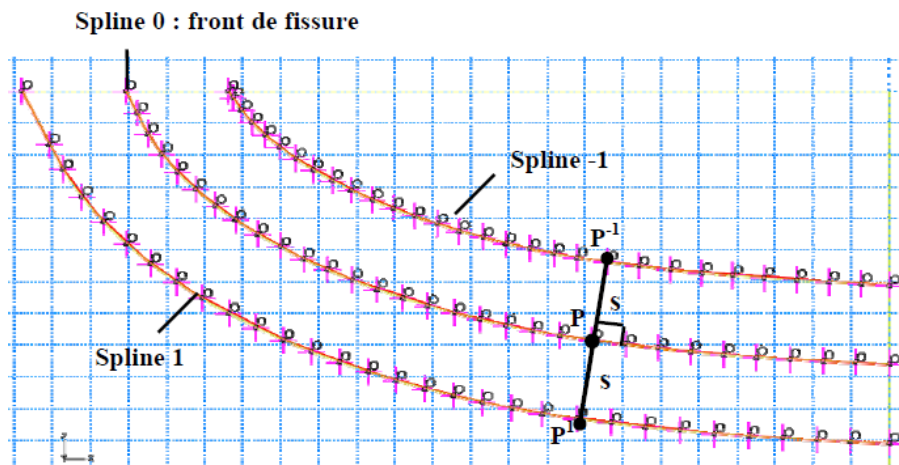


Figure IV.2 : Création des différents Splines.

IV.2.2 Méthode analytique de calcul du facteur d'intensité de contrainte (FIC) :  $K_I$

La surface de la fissure elliptique dans une barre ronde est représentée sur la figure IV.3, où 'a' est la profondeur de la fissure et '2c' la longueur. Le facteur d'intensité de contrainte varie en fonction de l'angle  $\varphi$  sur la tête de fissure. [72], [73].

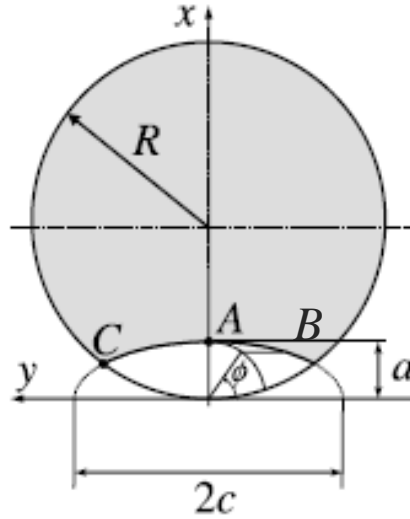


Figure IV.3: Détail de la fissure elliptique.

Le calcul du facteur d'intensité de contrainte est donné par la relation (IV.1), où

$F_s\left(\frac{a}{c}, \frac{a}{D}, \frac{c}{D}, \varphi\right)$  est la fonction de la géométrie.

$$\text{Et } K = \sigma F_s\left(\frac{a}{c}, \frac{a}{D}, \frac{c}{D}, \varphi\right) \sqrt{\frac{\pi a}{Q}} \quad (\text{IV.1})$$

$$F_s = \left[ M_1 + M_2 \left(\frac{a}{D}\right)^2 + M_3 \left(\frac{a}{D}\right)^4 \right] g f_\varphi f_w \quad (\text{IV.2})$$

Pour:  $\frac{a}{c} \leq 1$

$$M_1 = 1.13 - 0.09 \left(\frac{a}{c}\right) \quad (\text{IV.3})$$

$$M_2 = -0.54 + \frac{0.89}{0.2 + \frac{a}{c}} \quad (\text{IV.4})$$

$$M_3 = 0.5 - \frac{1}{0.65 + \frac{a}{c}} + 14 \left(1 - \frac{a}{c}\right)^{24} \quad (\text{IV.5})$$

$$g = 1 + \left[ 0.1 + 0.35 \left( \frac{a}{D} \right)^2 \right] (1 - \sin \varphi)^2 \tag{IV.6}$$

$$f_\varphi = \left[ \left( \frac{a}{c} \right)^2 (\cos \varphi)^2 + (\sin \varphi)^2 \right]^{1/4} \tag{IV.7}$$

$$f_w = \left[ \sec \left( \frac{\pi c}{2D} \sqrt{\frac{a}{D}} \right) \right]^{1/2} \tag{IV.8}$$

### IV.2.3 Choix du maillage adapté

De ce qui précède, l'élément tétraédrique est le plus utilisé pour la modélisation des structures complexes à plusieurs singularités en trois dimensions. L'élément est défini par dix nœuds ayant trois degrés de liberté à chaque nœud. La géométrie, la position des nœuds, et le système de coordonnées pour cet élément sont indiqués dans la figure IV.4.

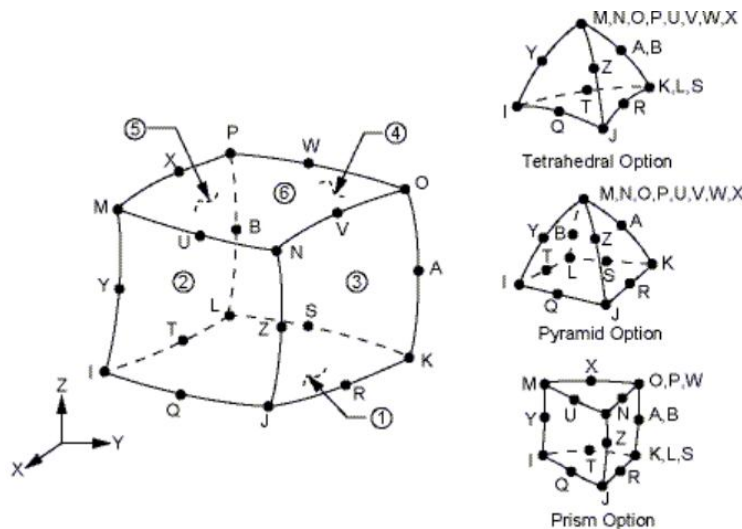


Figure IV.4 : Elément de maillage.

Pour faire un maillage adapté, on a choisi une éprouvette de forme cylindrique et on fait comparer les résultats numériques à ceux obtenus analytiquement. Les conditions aux limites sont présentées à la figure IV.5. On a appliqué une pression constante de 7.5 MPa sur les deux extrémités de l'éprouvette suivant la direction Y, et une fissure elliptique de largeur 2c=40mm et de profondeur a=10mm située au milieu de l'éprouvette sur le plan XZ.

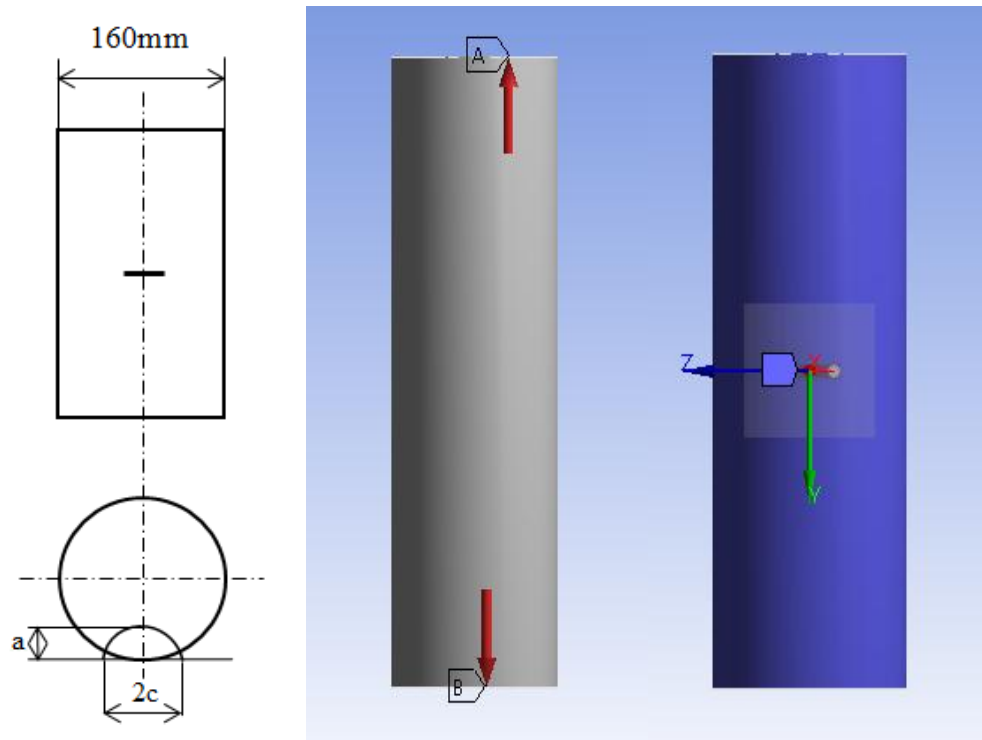


Figure IV.5 : Condition aux limites.

Le calcul a été effectué dans le module structural d'ANSYS avec des éléments tétraédriques *Tet10*. Le calcul du facteur d'intensité de contraintes est effectué à l'aide de la commande *\*CONTOUR INTEGRAL\** sur six contours différents.

L'évaluation de la qualité du maillage s'appuie sur une propriété de l'intégrale de contour *J*. Pour un comportement élastique linéaire, *K* est proportionnel à *J*. Le facteur d'intensité de contraintes *K* devrait donc être indépendant du contour choisi.

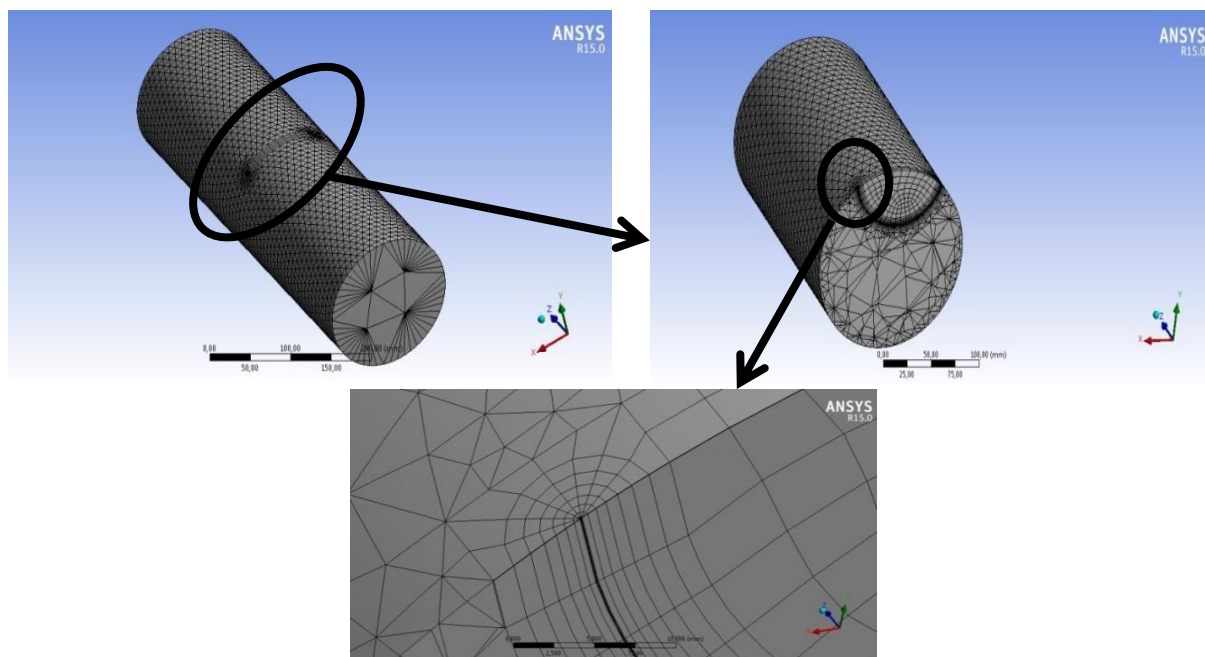


Figure IV.6 : Contours du Maillage en tête de la fissure.

Sachant que la valeur du FIC pour le premier contour est faussée [74], [75], Nous traçons l'évolution du FIC en mode I,  $K_I$ , pour différents contours de 2 à 8 sur toute la longueur du front de fissure. Nous retrouvons que la valeur maximale de  $K_I$  est située au milieu du front de fissure (figure IV.7). Nous observons, en plus, une erreur de la valeur de  $K_{I_{max}}$  pour les différents contours considérés. Puisque nous nous intéressons tout particulièrement à la valeur de  $K_{I_{max}}$ , nous définissons l'erreur au pic  $\xi_{pic}$ , comme étant l'écart relatif (en pourcentage) entre les valeurs maximale et minimale de  $K_{I_{max}}$  sur les différents contours.

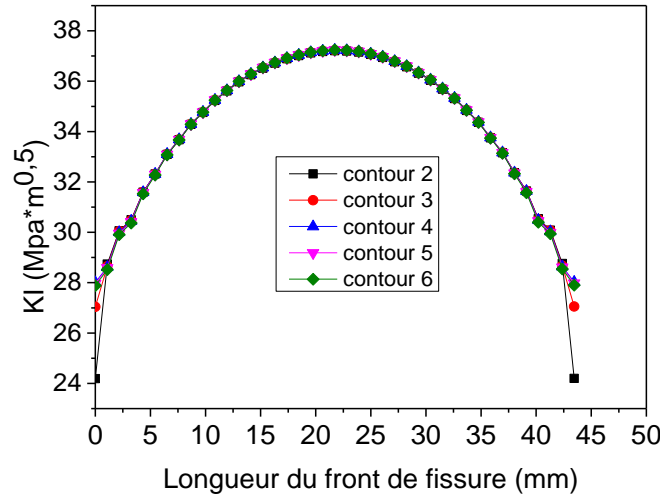


Figure IV.7 : Evolution de  $K_I$  en tête de fissure.

La Figure IV.8 présente l'évolution de l'erreur  $\xi_{pic}$  en fonction de la position sur le front de fissure pour le maillage tétraédrique et pour  $a=10mm$ ,  $c=20mm$ . Au cœur de la fissure, une très bonne évaluation de  $K_I$  est remarquée avec  $\xi_{pic}=0,0779\%$ . L'évaluation reste très bonne jusqu'à la valeur 1.0832 mm de longueur du front de fissure. Ensuite, quand on se rapproche au bord,  $\xi_{pic}$  augmente mais demeure inférieur à 14%.

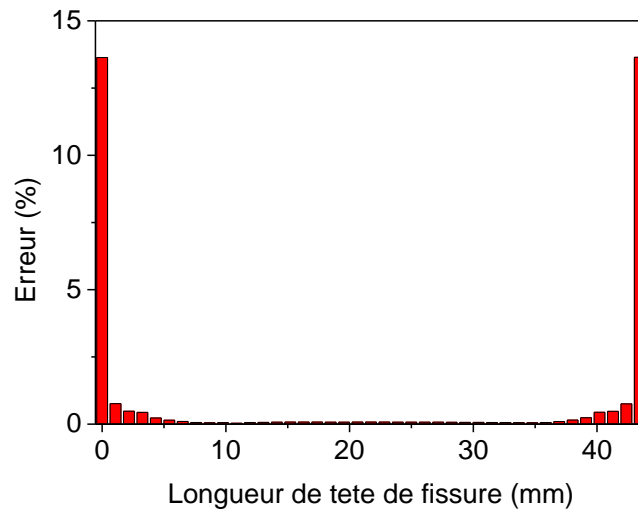
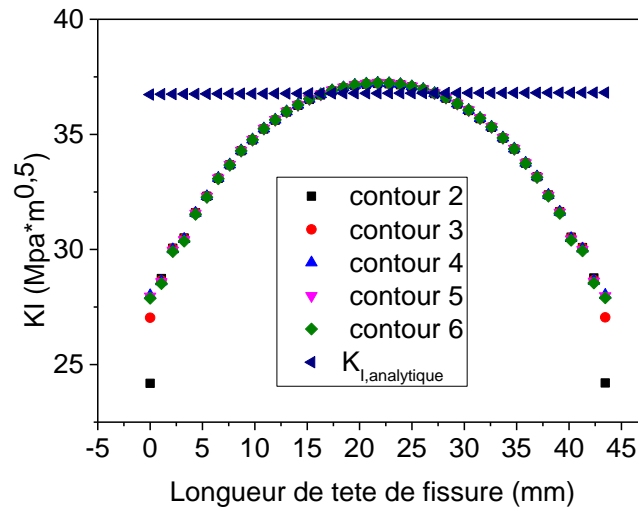


Figure IV.8 : Erreur de  $K_I$  entre les contours.

Pour bien étudier la valeur de l'erreur du maillage au front de fissure, on a effectué une comparaison entre la méthode numérique par éléments finies et celle analytique sous la base des équations d'Irwin. La figure IV.9 montre que la valeur la plus proche à la valeur analytique est située au milieu du front de fissure. Ensuite, quand on se rapproche du bord la valeur de  $K_{I \text{ numérique}}$  devient très loin par rapport à la valeur analytique. Puisque nous nous intéressons tout particulièrement à la valeur de  $K_{I \text{ max}}$ , l'évaluation reste très bonne.



La figure IV.9 : Evolution de  $K_{I, \text{analytique}}$  et  $K_{I, \text{Numérique}}$ .

La figure IV.10 présente l'évolution de l'erreur (entre la valeur analytique et numérique) en fonction de la position sur le front de fissure. Une très bonne évaluation de  $K_I$  est remarquée sur la position  $L=27.162$  mm avec  $\xi_{pic}=0.0017\%$ , mais au cœur de la fissure la valeur de l'erreur elle devienne acceptable avec  $\xi_{pic}=1.230\%$ . Sur les bords de fissure l'erreur est très importante ( $\geq 24\%$ ) car la méthode analytique d'Irwin orientée juste pour les pièces de section carré ou rectangulaire. Globalement, le maillage tétraédrique donne une bonne évaluation de  $K_I$  pour une fissure elliptique avec  $a=10\text{mm}$ ,  $c=20\text{mm}$ .

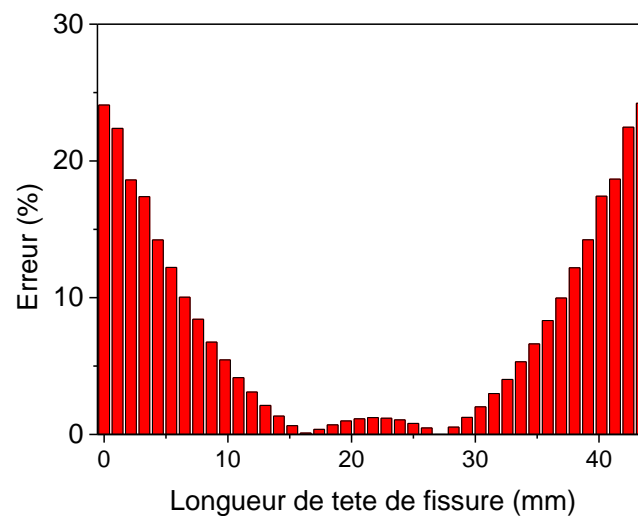
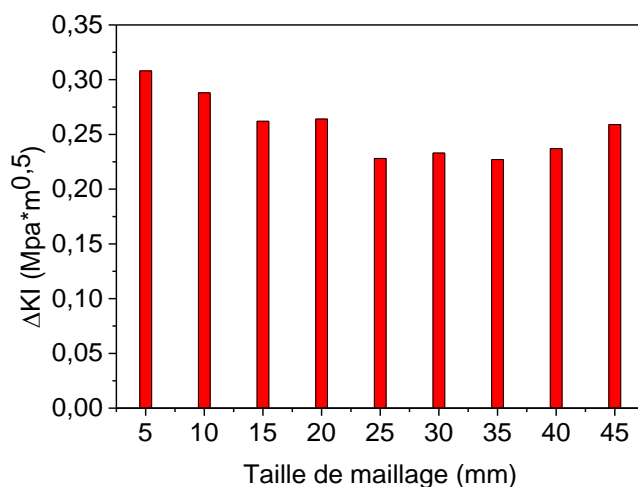


Figure IV.10 : Erreur de  $K_{I \text{ analytique}}$  et  $K_{I \text{ Numérique}}$ .

L'analyse tridimensionnelle avec des éléments tétraédrique et un maillage raffiné est très longue. De plus, comme la modélisation de propagation de fissure par fatigue nécessitera des centaines étapes de calcul, il est impératif de diminuer les temps de calcul. Pour déterminer l'influence de la taille d'élément de maillage, nous avons effectué une comparaison entre la méthode analytique et numérique au milieu de la tête de fissure elliptique avec  $a=10mm$  et  $c=20mm$ .

La figure IV.11 présente l'évolution de  $\Delta K_I$  ( $K_I$  numérique -  $K_I$  analytique) en fonction de la taille de maillage, nous observons que la meilleure taille de l'élément de maillage qui donne des valeurs de  $K_I$  plus proche à la valeur analytique avec rapidité de calcul est égale à  $25\text{ mm}$ .



La figure IV.11: Influence de la taille de maillage.

Considérons, à présent, que la taille de maillage égale à  $25mm$ . Nous traçons sur la figure IV.12 l'évolution de  $K_{I_{max}}$  en fonction de la profondeur de fissure  $a$ . Nous remarquons un très bon accord entre les deux profils de  $K_{I_{max}}$  jusqu'à la profondeur  $a=40mm$ , après cette valeur le  $K_{I_{analytique}}$  devient plus grandissant et crée une différence très importante avec la valeur numérique.

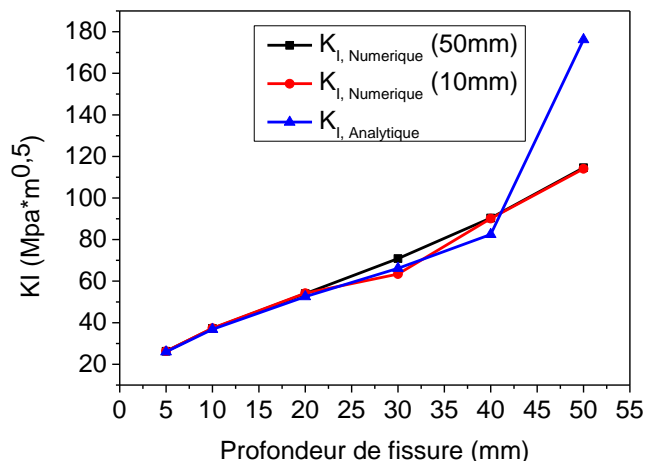


Figure IV.12 : Influence de la profondeur de fissure.



Le calcul du FIC a été lancé sur le même élément de maillage et de même taille, mais cette fois-ci les dimensions de la fissure semi elliptique sont variable, ce calcul a été effectué pour déterminer l'influence de la taille de fissure sur le facteur d'intensité de contrainte  $K_I$ . La figure IV.13 présente la variation de  $K_I$  en fonction du rapport  $R_{ech} (=a/c)$ , nous observons que le  $\Delta K_I$  est varié entre les valeurs 2.6 et 3.3  $MPa \cdot m^{0.5}$  et on trouve que le meilleur rapport est 5/11.

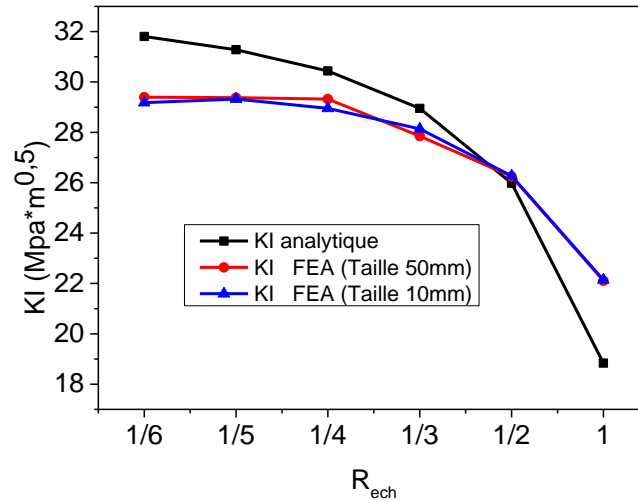


Figure IV.13 : Influence du d'échelle  $R_{ech}$ .

### IV.3 Etude du bogie

Pour déterminer les éléments de bogie les plus sollicités, on a fait une étude sur tout le mécanisme du bogie. La figure IV.14 présente le modèle géométrique du bogie avec les différentes conditions aux limites.

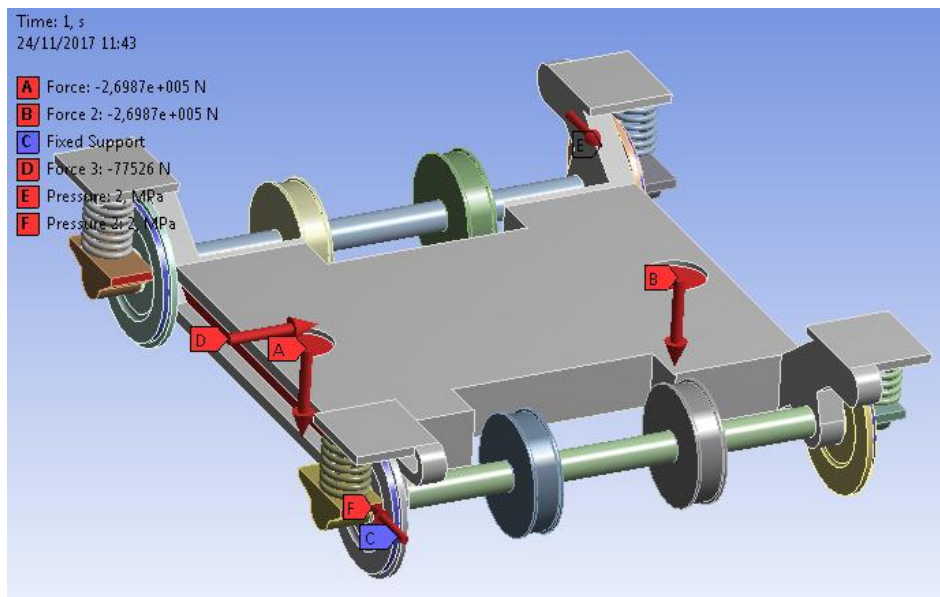


Figure IV.14 : Modèle géométrique du bogie avec les conditions aux limites.

La figure suivante représente la localisation des déformations sur le bogie où on constate que les zones les plus dangereuses sont situées au niveau de l'axe et le châssis.

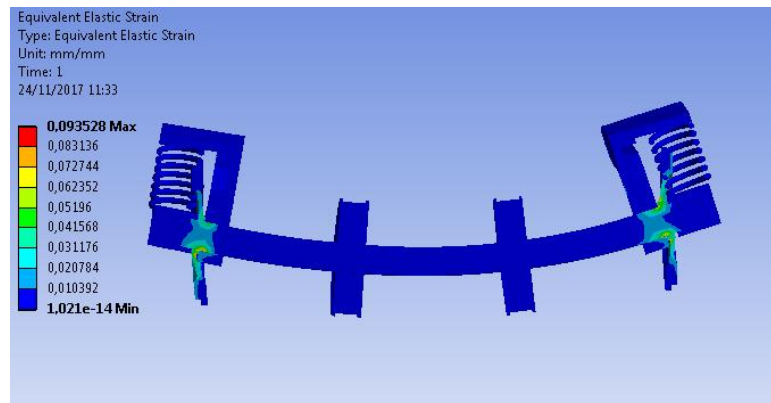


Figure IV.15 : Localisation des déformations sur le bogie.

### IV.3.1 Étude du châssis

#### IV.3.1.1 La maquette numérique du châssis.

Le modèle numérique utilisé dans l'étude du châssis est illustré à la figure IV.16. Le châssis a été maillé à l'aide d'un élément tétraédrique défini par  $10$  nœuds ayant trois degrés de liberté translationnels à chaque nœud. Le modèle des éléments finis comprenait  $33262$  éléments et  $53967$  nœuds.

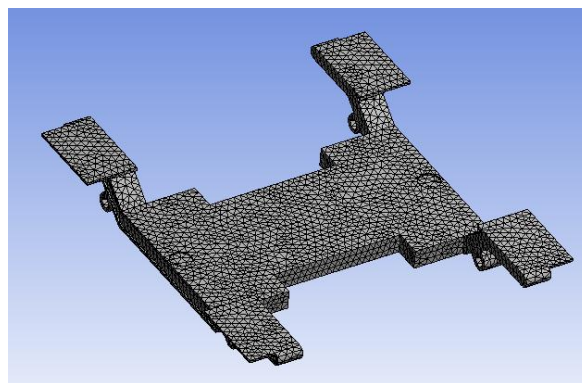


Figure IV.16: Modèle numérique du châssis.

#### IV.3.1.2 Etude statique

La figure IV.17 montre les résultats du calcul de la contrainte équivalente maximale de l'état de charge de fonctionnement du bogie. A partir de ces figures, on constate que la contrainte équivalente maximale de la condition de charge de fonctionnement est de  $333.01$  MPa, et elle apparaît dans la position où il y a un contact avec la boîte d'essieu du bogie.

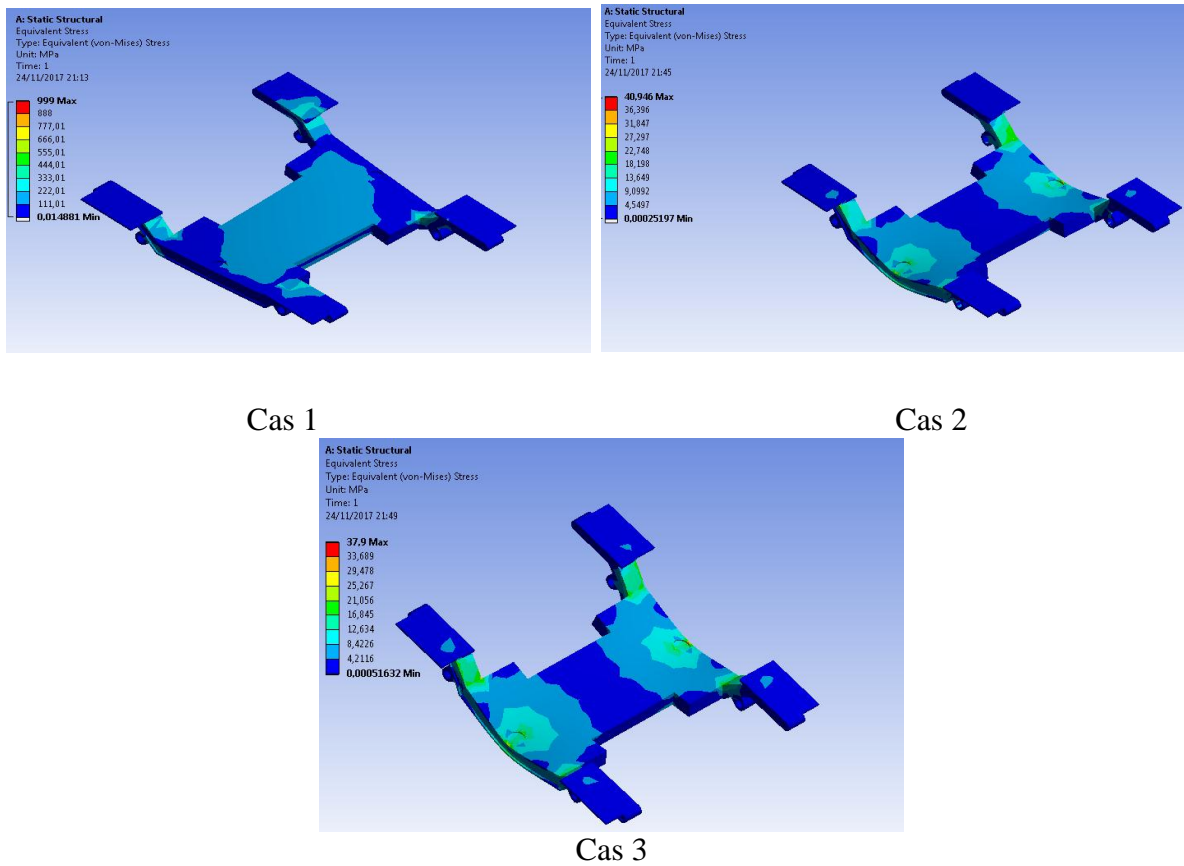
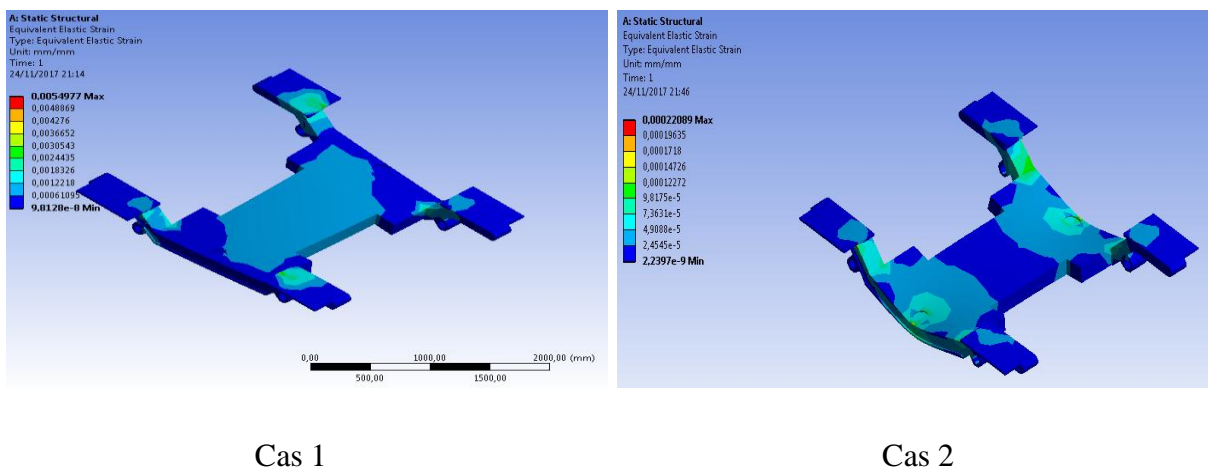
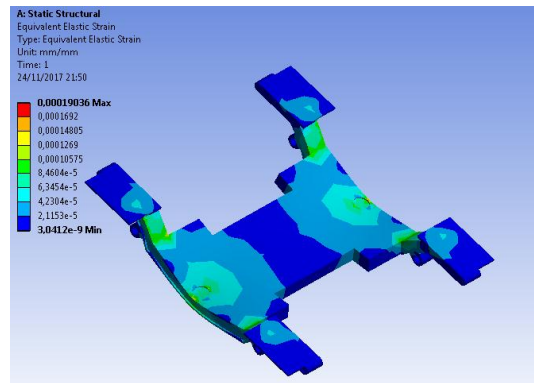


Figure IV.17 : Variation de la contrainte de Von Mises.

La figure IV.18 présente les déformations élastiques dans les trois cas de chargement statique. Les valeurs sont respectivement : 0.002 ; 0.0002 et 0.00014. La déformation maximale est localisée dans le cas 3 dans la position du contact avec la boîte à essieu.



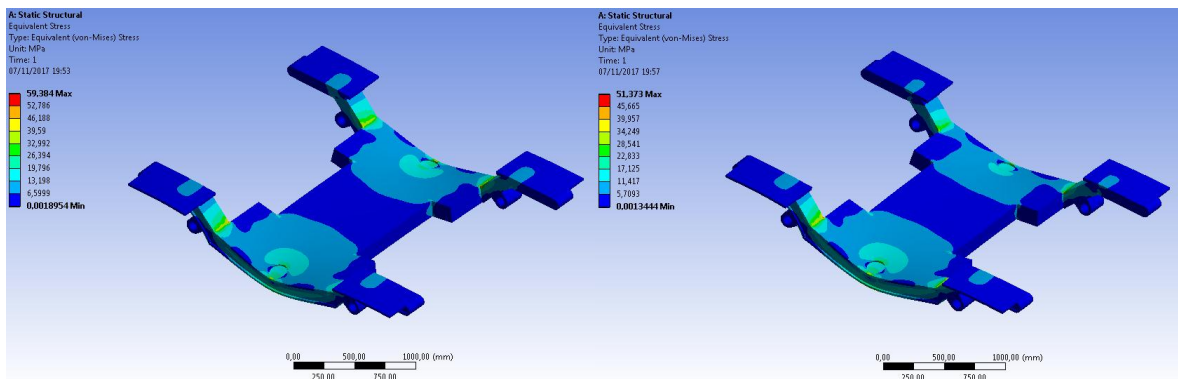


Cas 3

Figure IV.18 : Evolution des déformations.

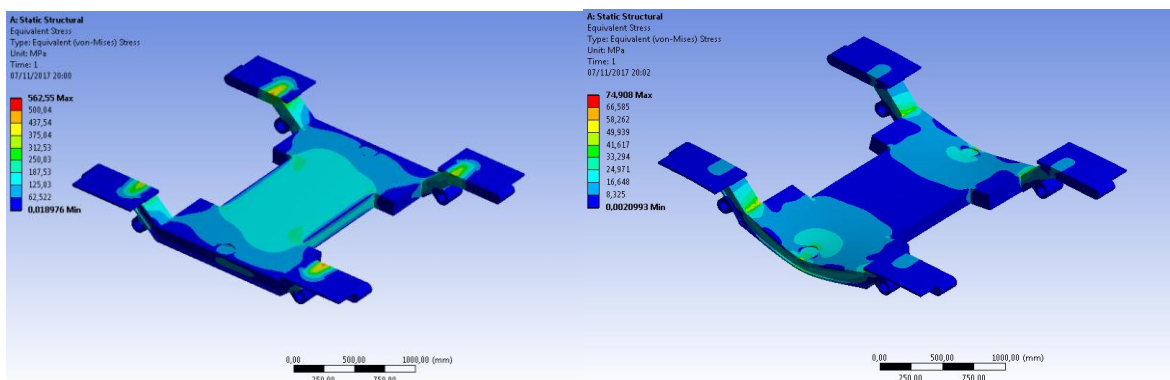
IV.3.1.3 Etude dynamique

La figure IV.19 montre le résultat du calcul de la contrainte équivalente maximale de l'état de charge de fonctionnement du bogie. De la figure IV.19, nous constatons que la contrainte équivalente maximale de la condition de charge de fonctionnement est de  $448 \text{ MPa}$ , et elle apparaît dans la position de la boîte à essieu du bogie.



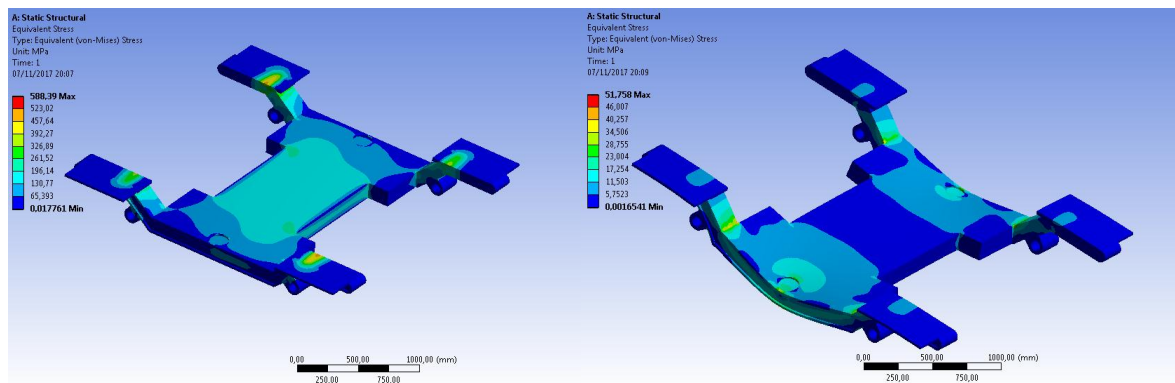
Cas 1

Cas 2



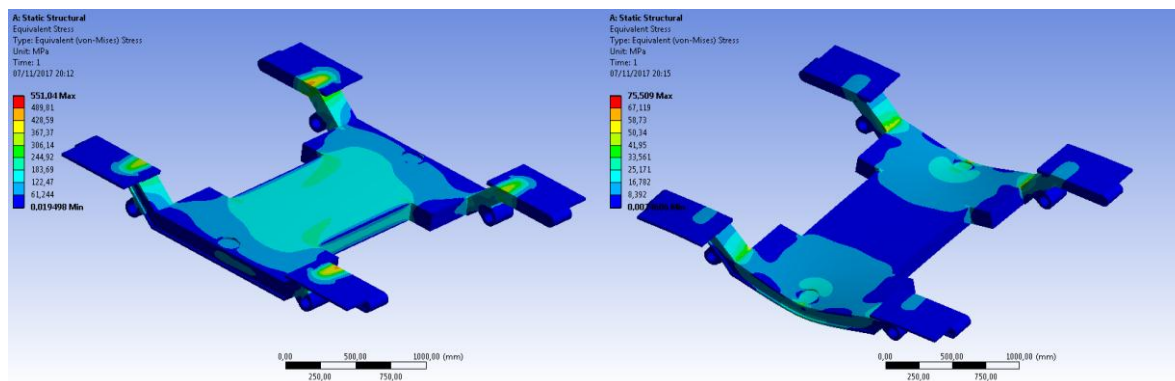
Cas 3

Cas 4



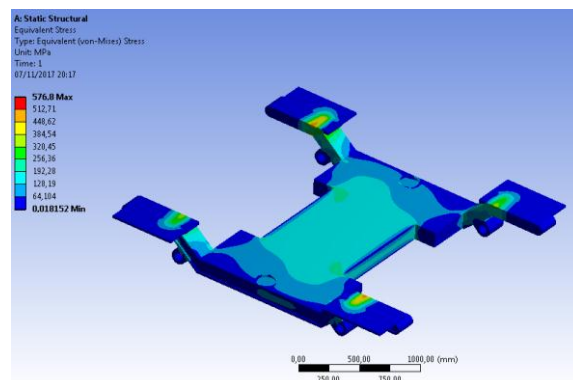
Cas 5

Cas 6



Cas 7

Cas 8

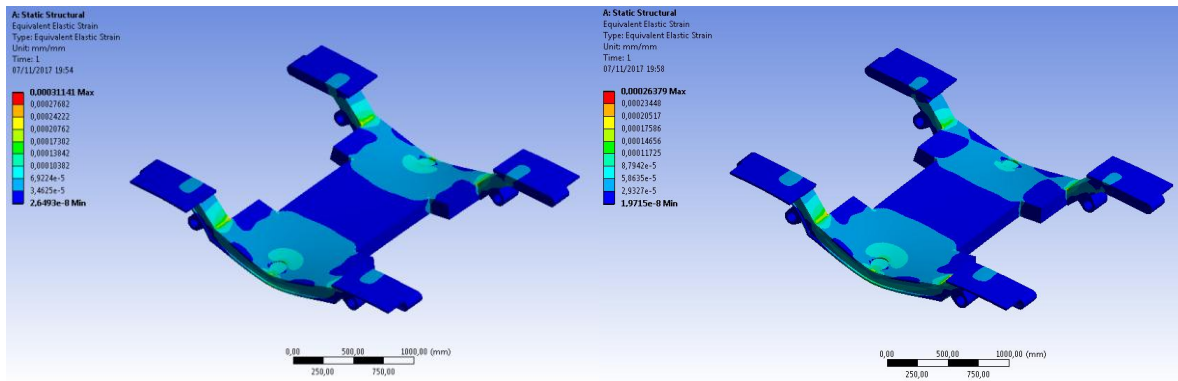


Cas 9

Figure IV.19 : Contrainte de Von Mises.

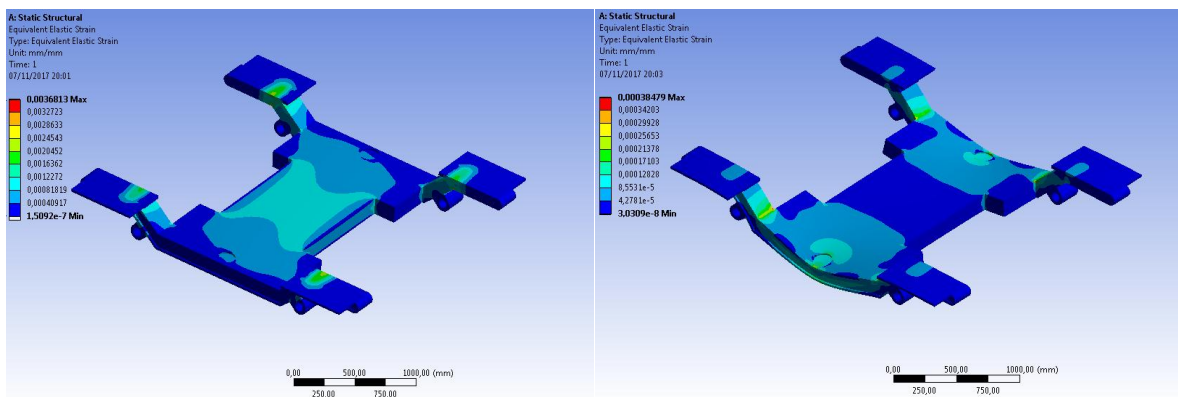
Les figures IV.20 présentent les déformations élastiques dans les différents cas de chargement dynamique du bogie. La figure montre très clairement que les déformations sont très importantes dans la zone de contact avec la boîte d'essieu sous forme de déformation en traction de valeur  $0,002$ .





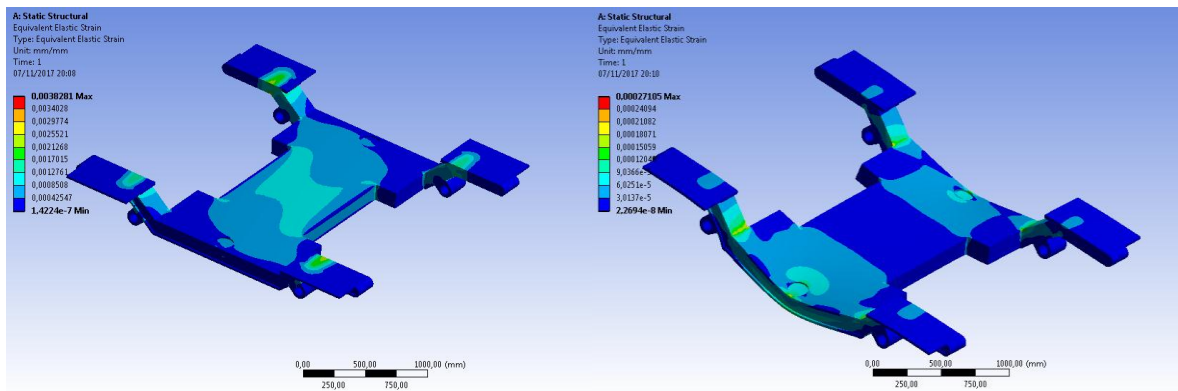
Cas 1

Cas 2



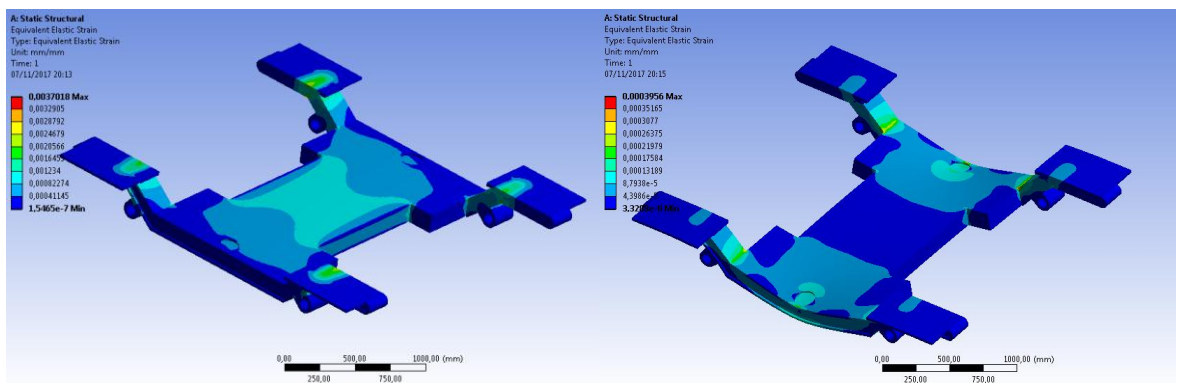
Cas 2

Cas 3



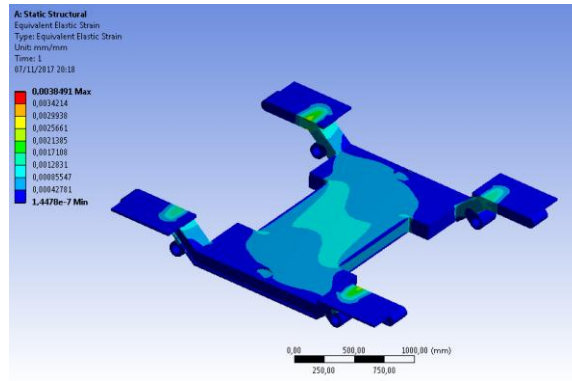
Cas 5

Cas 6



Cas 7

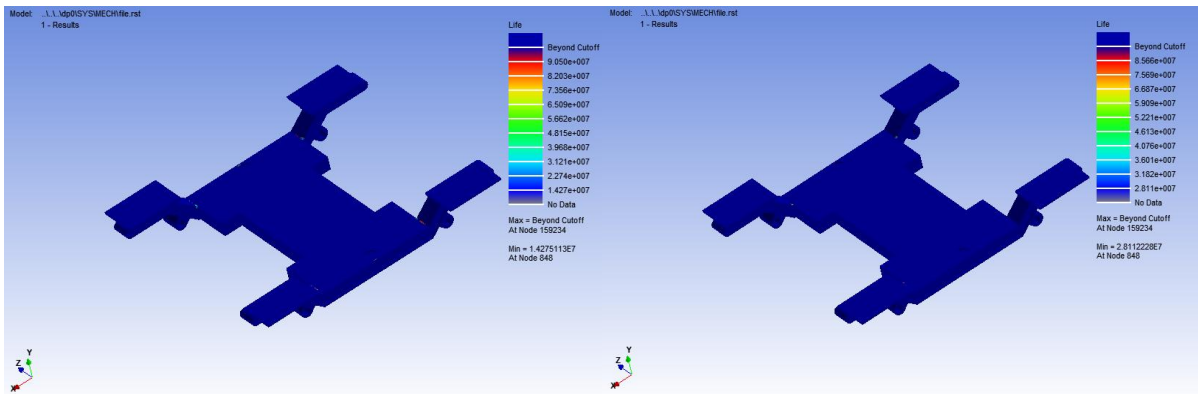
Cas 8



Cas 9

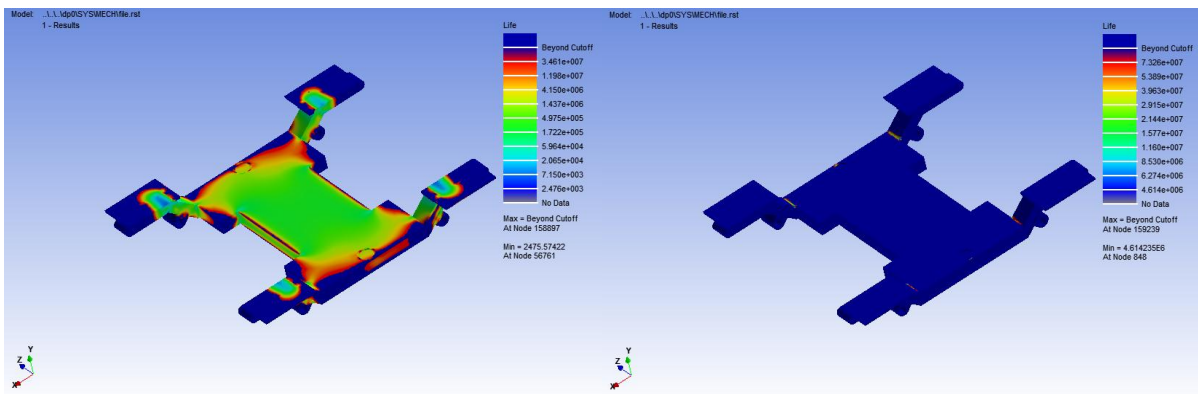
Figure IV.20 : Evolutions des déformations.

La durée de vie minimale en fatigue du châssis a été obtenue à 2054 cycles (cas 9) dans la zone de contact avec la boîte d’essieu et 4.652E6 cycles (cas 8) dans la même zone (figure IV.21). Cette diminution de la durée de vie est sous l’effet des charges  $F_y$  et le déplacement imposé  $T_{twist}$ .



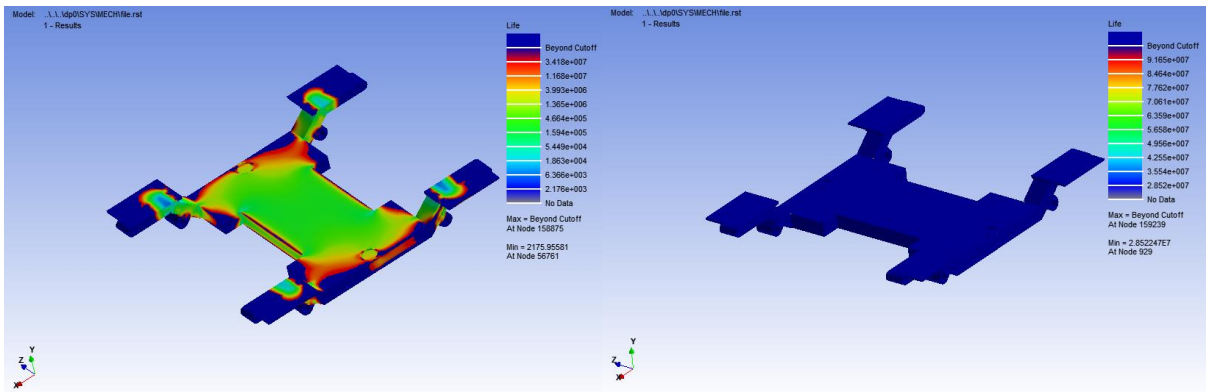
Cas 1

Cas 2



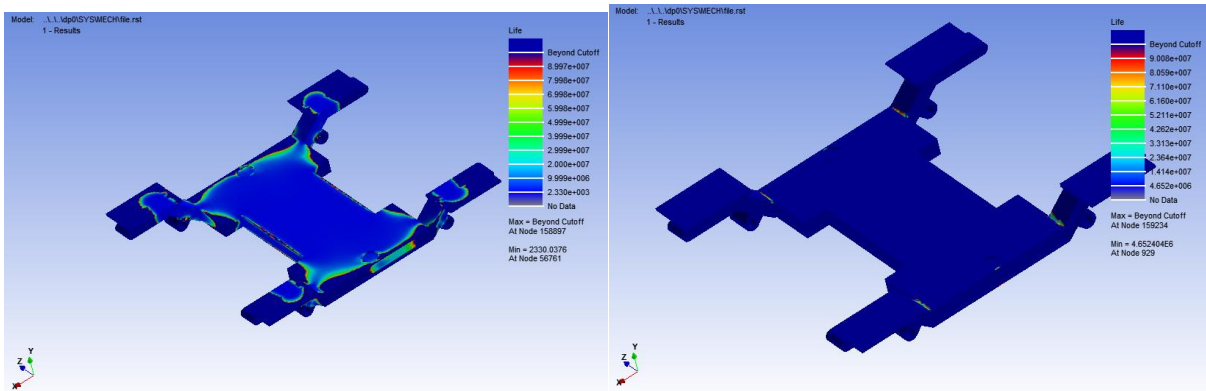
Cas 3

Cas 4



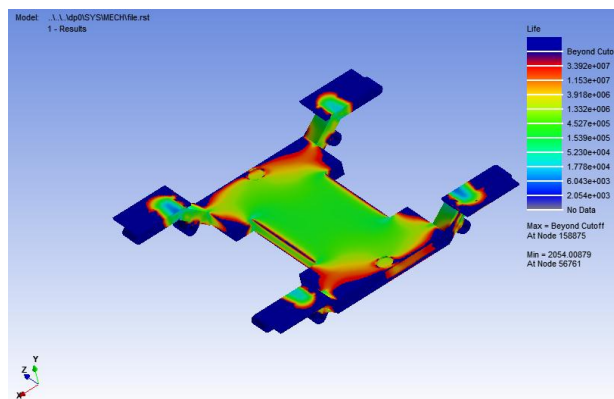
Cas 5

Cas 6



Cas 7

Cas 8



Cas 9

Figure IV.21: Evaluation de la durée de vie du châssis.

Le tableau suivant présente la variation de durée de vie du châssis dans la zone critique (en contact avec la boîte d'essieux). On constate que la valeur minimale est située dans les cas 3, 5, 7 et 9, ce qui nous a permis de dire que l'influence des charges  $F_y$  et  $T_{twist}$  sont très importantes.



	Durée de vie min	durée de vie max
cas 1	1,43E+07	9,05E+07
cas 2	2,81E+07	8,57E+07
cas 3	2,48E+03	3,46E+07
cas 4	4,61E+06	7,33E+07
cas 5	2,18E+03	3,42E+07
cas 6	2,85E+07	9,17E+07
cas 7	2,33E+03	9,00E+07
cas 8	4,65E+06	9,01E+07
cas 9	2,05E+03	3,39E+07

Tableau IV.1 : La durée de vie max et min du châssis.

La figure ci-dessous montre la jonction entre le châssis et l'essieu du bogie. C'est la zone qui représente une forte concentration des contraintes et des déformations d'après la modélisation numérique suivant les cas de chargement en statique.

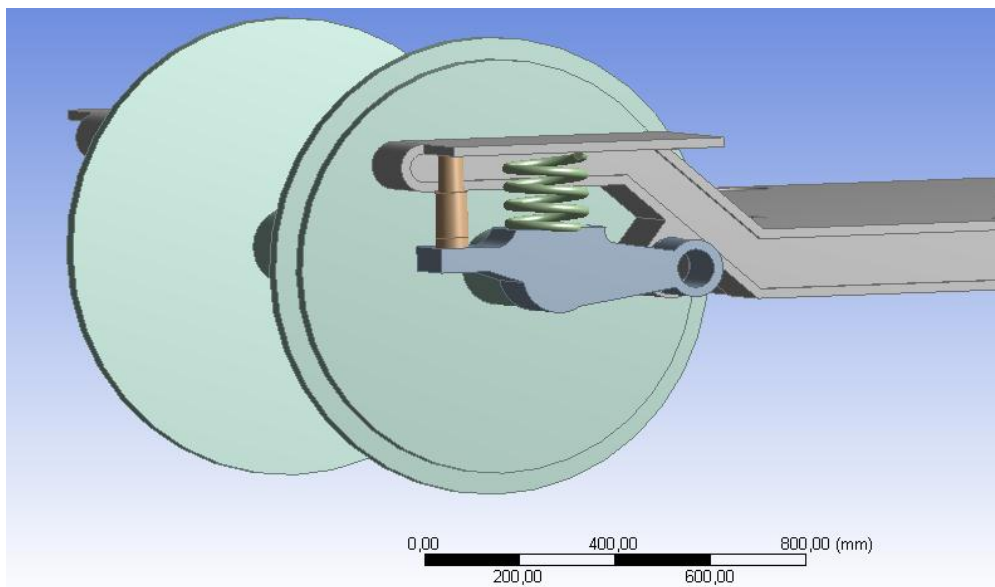


Figure IV.22 : Jonction entre le châssis et l'essieu du bogie.

Suite à ces résultats et afin de déterminer l'influence de  $F_y$  et  $T_{twist}$ , on a accentué notre étude sur le 9<sup>ème</sup> cas où les charges  $F_z$  sont très élevées.

La figure IV.23 présente l'évolution de la durée de vie du châssis, où on constate que la durée de vie minimale augmente rapidement, dans le cas où il n'y a pas des déplacements imposés  $T_{twist}$  d'une valeur de  $4.769E6$ .

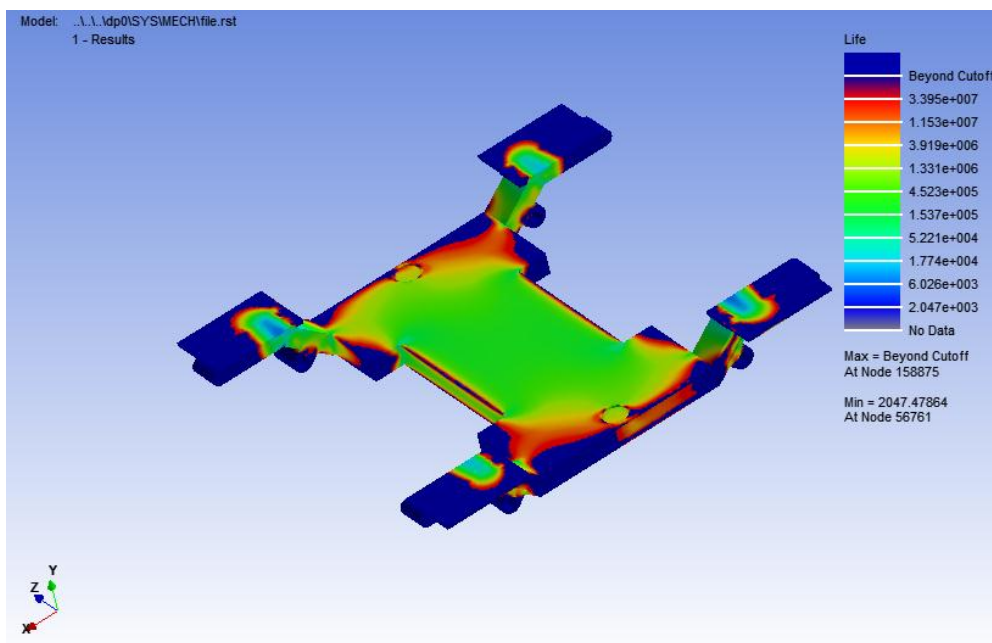


Figure IV.23 : La durée de vie sans  $F_y$ .

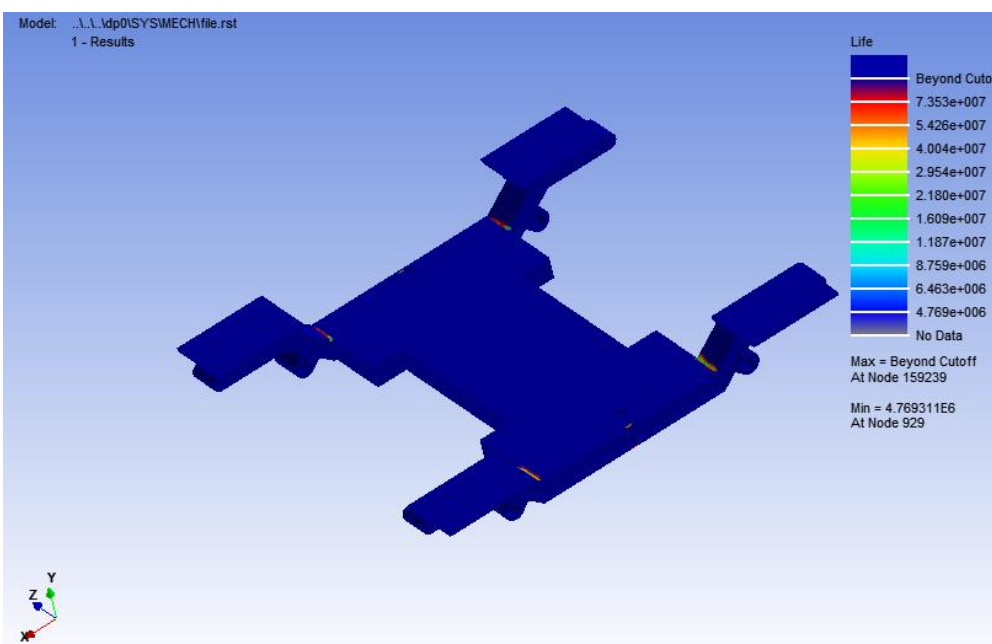


Figure IV.24 : La durée de vie sans  $T_{twist}$ .

### IV.3.2 Etude des essieux

#### IV.3.2.1 Etude statique

Les chargements appliqués sur les essieux de train dans l'état d'arrêt sont des chargements constants. On s'intéresse dans cette partie d'étude à modéliser le comportement de fissure sous chargement mécanique constant. Dont le but de déterminer le comportement mécanique d'essieu dans le cas où le train est en arrêt.

Pour déterminer les zones dangereuses dans notre essieu, on a effectué une étude sur un essieu de train que nous avons défini précédemment.

Les conditions aux limites mécaniques sont présentées sur la Figure IV.25. L'analyse a été effectuée en considérant une charge répartie égale à 25 tonnes, elle est appliquée sur la section de contact avec la boîte d'essieu, nous bloquons le déplacement suivant  $Y$  dans le plan de symétrie  $XZ$  sur la surface de contact avec la roue.

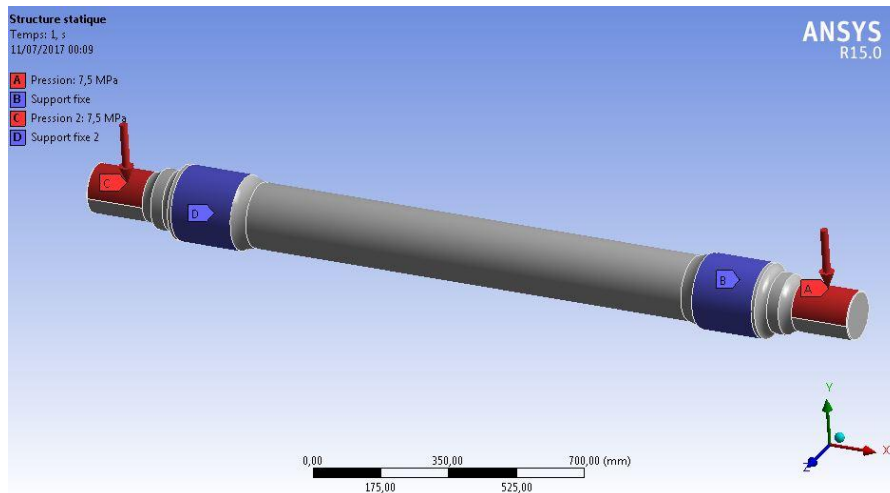


Figure IV.25 : Les chargements et les fixations d'axe.

La figure IV.26 montre la distribution des contraintes équivalentes de Von Mises sur toute la longueur d'essieu. Nous avons constaté que les contraintes maximales de Von Mises étaient de  $141,89 \text{ MPa}$ , soit une valeur deux fois inférieure à la limite d'élasticité. Des zones de concentrations de contraintes apparaissent au voisinage des zones de contact roue-axe.

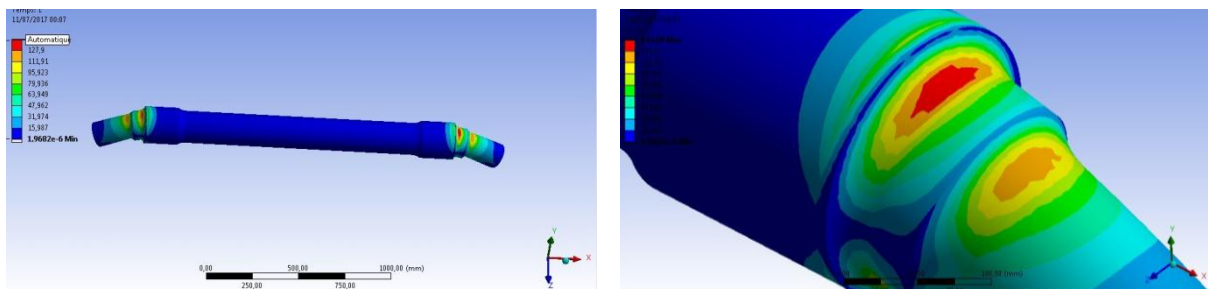


Figure IV.26 : Variation de la contrainte de Von Mises sur l'axe de train.

Considérons une fissure plane circonférentielle de front semi-elliptique de longueur  $2c=40\text{mm}$  et de profondeur  $a=10\text{mm}$  perpendiculaire à l'axe longitudinal, elles sont situées dans les positions de concentration de contrainte maximale (figure IV.27). Le facteur d'intensité de contrainte le long du front de fissure a été obtenu par la méthode J-integral.

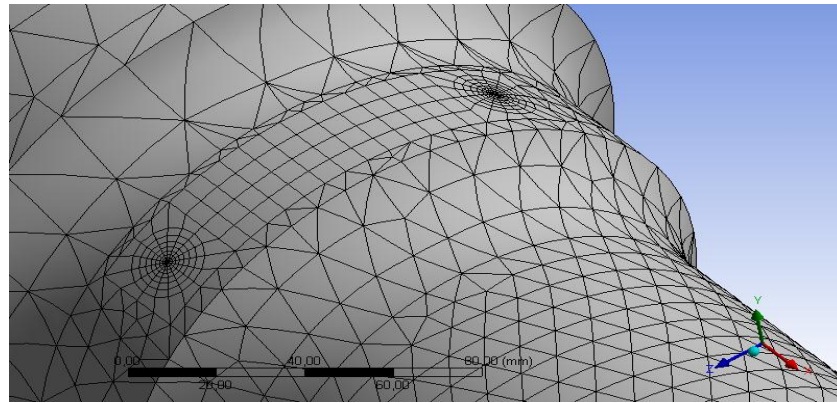
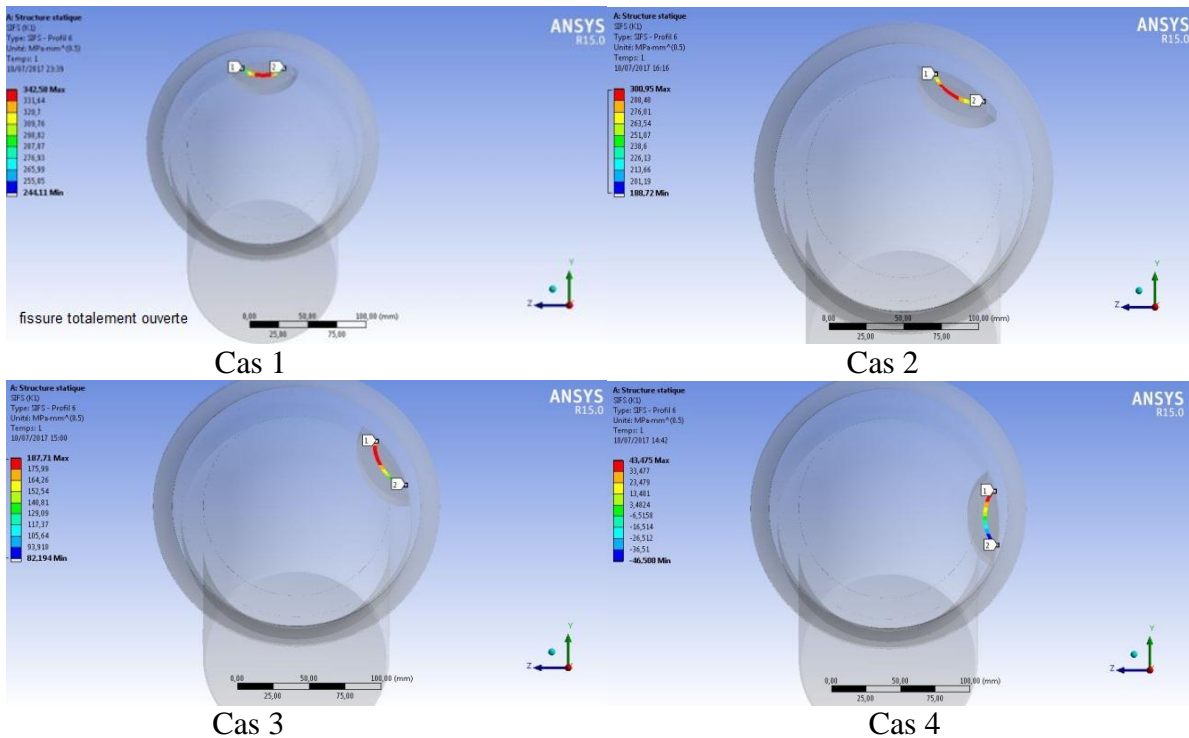


Figure IV.27 : Maillage de la fissure.

Pour bien comprendre la localisation dangereuse de la fissure en fonction de la rotation de l'essieu, on a fait un calcul de  $K_I$  en fonction de l'angle de rotation  $\theta$ .

La figure IV.28 présente les différents cas du front de fissure en fonction de cet angle. On constate que les contraintes maximales de traction sont situées au milieu du front de fissure C'est-à-dire quand  $\theta=0^\circ$ , par contre, les contraintes maximales de compression sont localisées au milieu du front de fissure à  $\theta=180^\circ$ , cela montre bien le principe d'ouverture et de fermeture de la fissure de l'essieu.



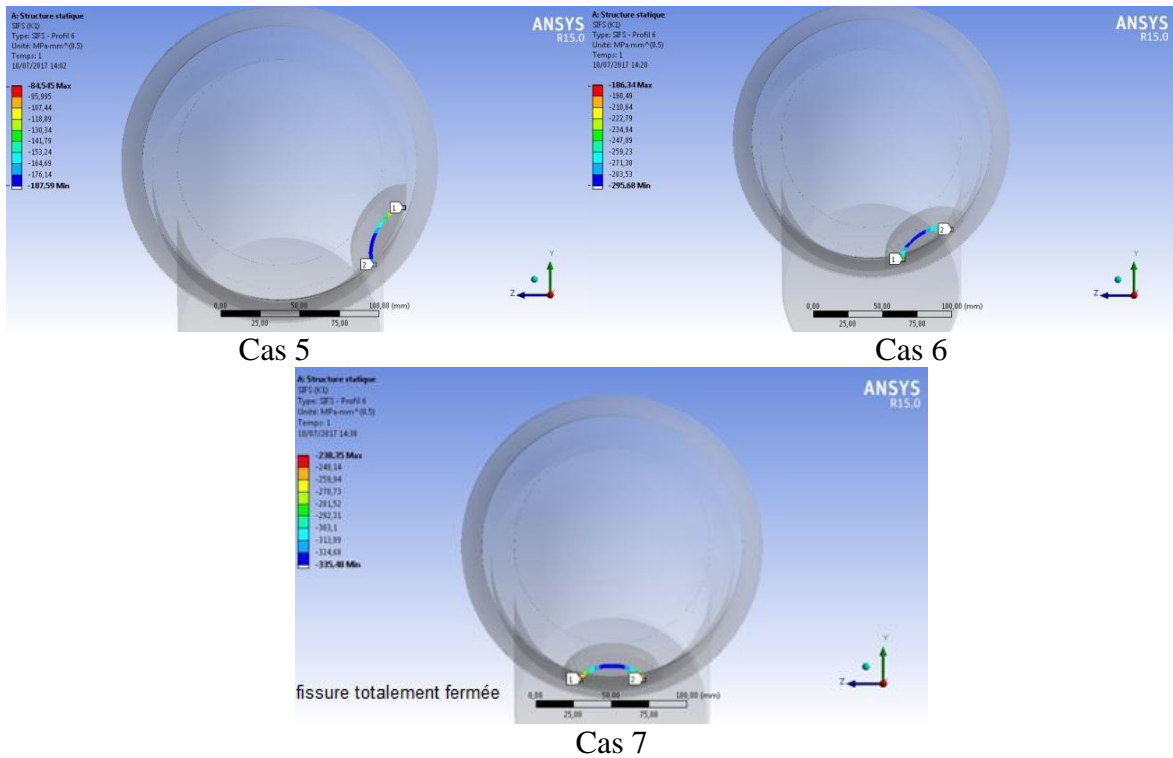


Figure IV.28 : Variation de  $K_I$  en tête de fissure.

Les valeurs des  $K_I$  le long de la tête de fissure en fonction de la variation d'angle  $\vartheta$  sont présentées sur la figure IV.29. On remarque que la fissure est totalement fermée à angle  $180^\circ$  et totalement ouverte à l'angle  $0^\circ$ . Le facteur d'intensité de contrainte atteint une valeur maximale de  $320\text{MPa}\cdot\text{m}^{0,5}$  à l'ouverture totale.

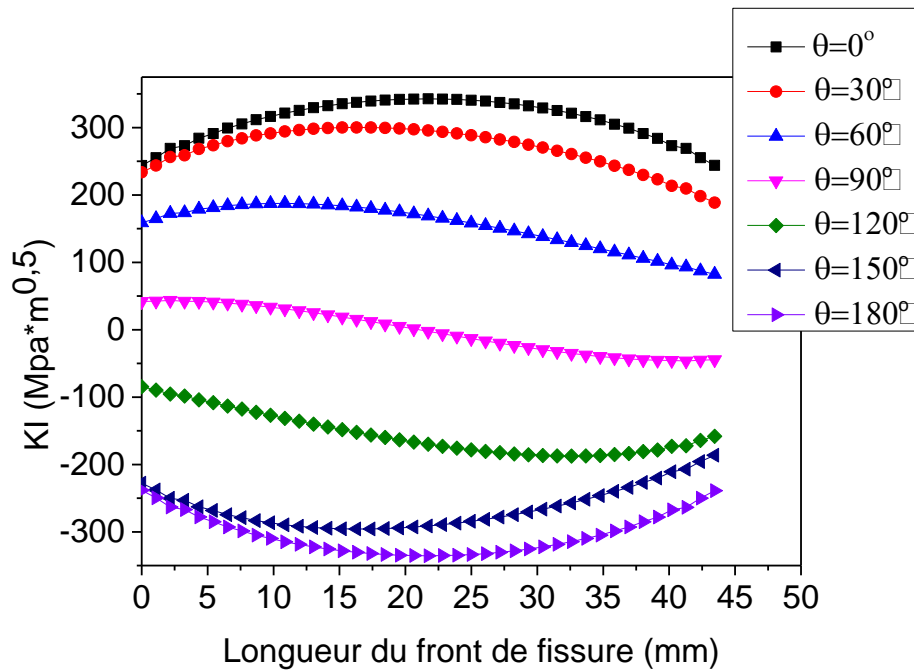


Figure IV.29 : Variation de  $K_I$  sur le front de fissure.

La Figure IV.30 présente l'évolution de facteur d'intensité de contrainte. On remarque tout d'abord que l'allure des courbes obtenues par notre modélisation est compatible avec celle obtenue par la référence [25] présentée à la figure IV.31, avec des conditions de chargement différentes, ce qui explique les petites différences.

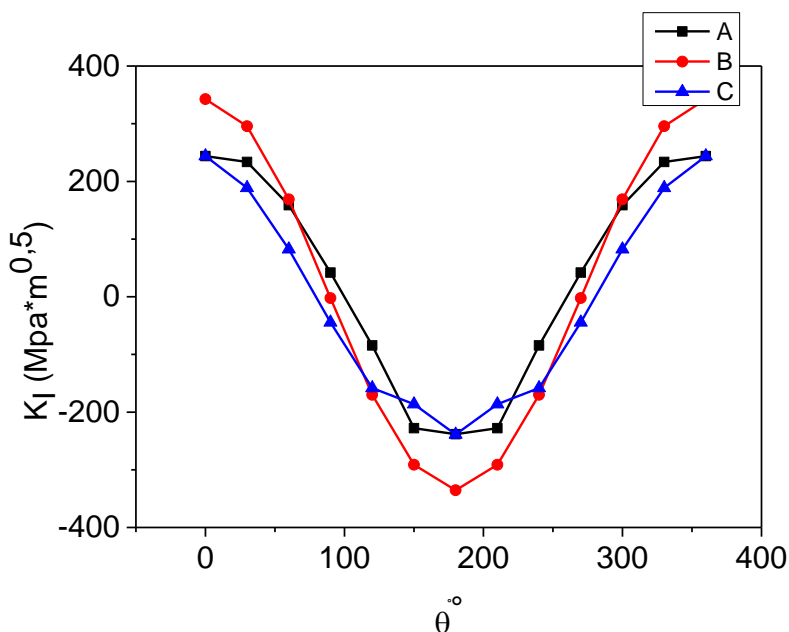


Figure IV.30 : Evolution du FIC dans les points A, B, C.

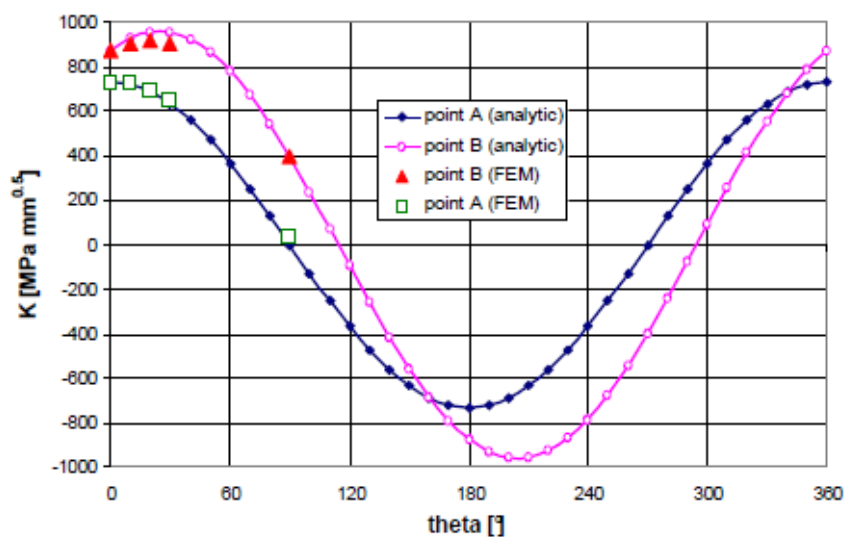


Figure IV.31 : Evolution du FIC dans les points A, B. [24].

### IV.3.2.2 Etude dynamique avec amplitude variable

Dans un premier temps et pour valider notre modèle de calcul, on a exploité un rapport d'expertise (réalisé par un laboratoire italien de recherche sur les accidents ferroviaires) présenté sur la figure IV.32, il montre la valeur maximale de la longueur de fissure à 90mm, mesurée après l'accident, provoquant une rupture brutale de l'essieu. En appliquant les mêmes conditions sur notre modèle de calcul; on trouve la valeur de 88.2mm avec un taux d'erreur de 2%. Ce qui est montré la pertinence de notre modèle numérique.



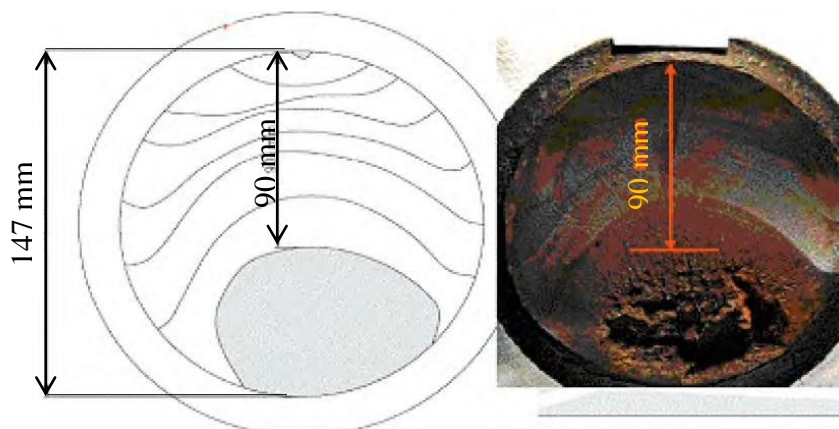


Figure IV.32: Rupture brutale d'un essieu de train. [4]

Les essieux ferroviaires sont soumis en service à des chargements variables dus aux conditions de travail. Ainsi, il est nécessaire d'acquérir une meilleure compréhension du comportement en fatigue dans des conditions de chargement réelles. C'est la raison pour laquelle on considère le comportement de la nuance de l'acier XC38 sous plusieurs chargements d'amplitude variable.

Dans le cadre de l'étude sur les axes ferroviaires, Beretta et al [24], ont réalisé un nombre important de mesures des mouvements d'essieu. Parmi les très nombreux enregistrements disponibles, l'intérêt s'est porté en particulier sur un relevé dont les conditions du travail sévère (figure IV.33). A partir de l'ensemble des résultats portant sur ce relevé, nous avons alors choisi un rapport de surcharge/charge ( $R_{sur}/R_c = 1,2$ ) plus proche à la réalité.

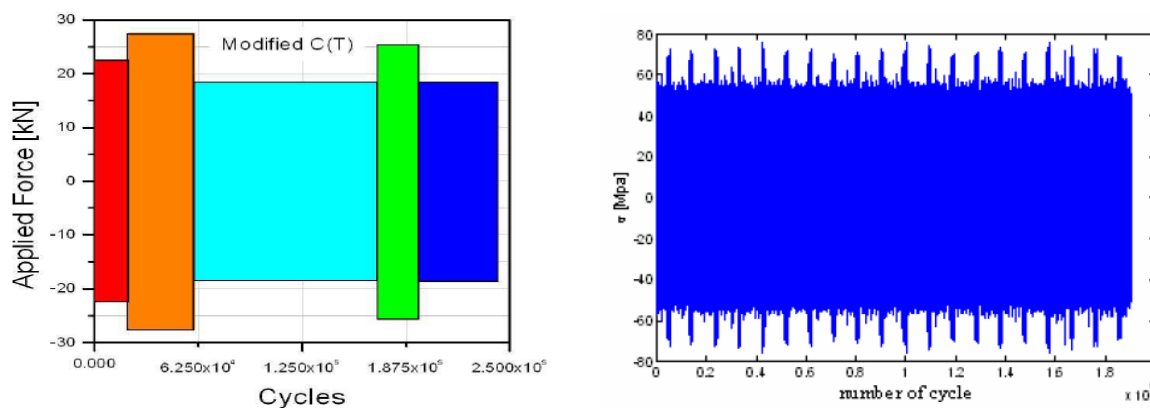


Figure IV.33 : Spectre du chargement appliqué sur l'essieu. [24]

Considérons une fissure plane circonférentielle de front semi-elliptique dont l'essieu de train est supposé élastique linéaire et isotrope.

Dans notre étude on a commencé par une initiation d'une fissure avec une profondeur de  $a_0=4mm$ , et un rapport de contrainte  $R=-1$ , la contrainte nominale est de  $7.5MPa$ .

À partir d'un spectre de chargement réel issu d'enregistrements en service (figure IV.33), on a extrait deux types de chargements variables représentatifs, et on a alors procédé en deux étapes :

## a) Etape 1 : Surcharge unitaire

La charge unitaire comprend trois types de chargement :

Cas 1 : chargement à amplitude constante.

Cas 2 : chargement comme une succession de blocs : chaque bloc est constitué de dix cycles suivis d'un cycle avec un taux de surcharge de 1,2.

Cas 3 : chargement comme une succession de blocs : chaque bloc est constitué de deux cycles suivis d'un cycle avec un taux de surcharge de 1,2.

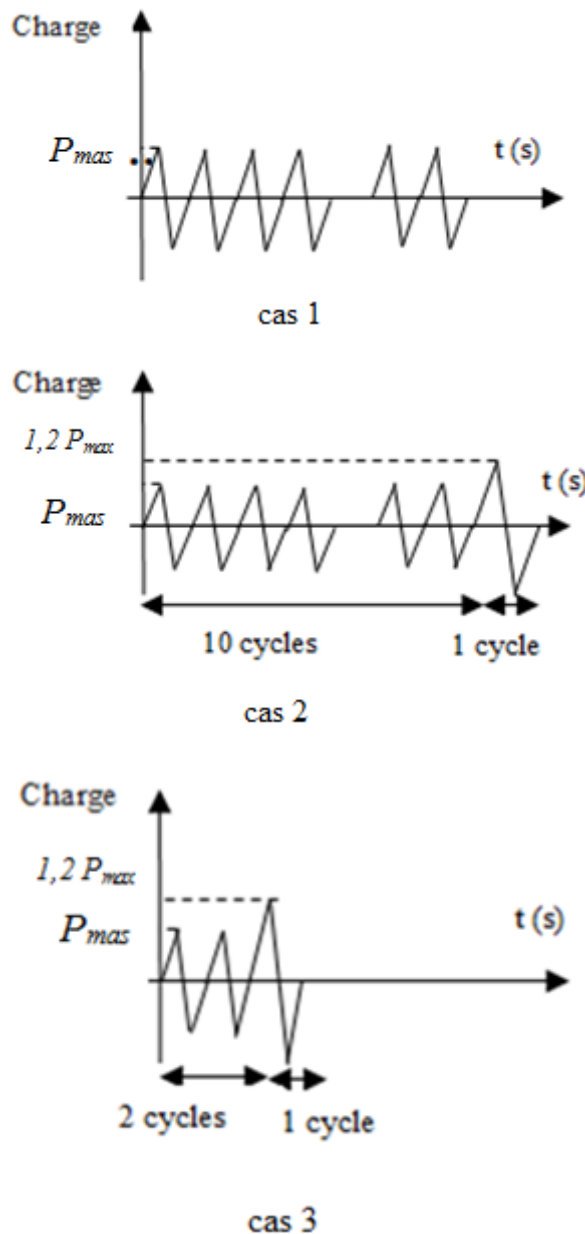


Figure IV.34: Chargements appliqués.

La figure IV.35 montre l'évolution de la longueur de la fissure en fonction du nombre de cycle des trois cas cités précédemment.

Il est apparait clairement que la fissure se propage lentement avant  $6,9 \cdot 10^9$  cycles dans le troisième cas,  $8,3 \cdot 10^9$  cycles dans le deuxième cas et  $8,9 \cdot 10^9$  cycles dans le premier cas, elle atteint la valeur de  $2,50 \cdot 10^{-2} m$ . Ensuite la fissure augmente très rapidement dans les trois cas



de chargement jusqu'à la rupture brutale (valeur de  $9.6 \cdot 10^{-2} m$ ), ceci explique l'importance du nombre de cycle sur sa propagation.

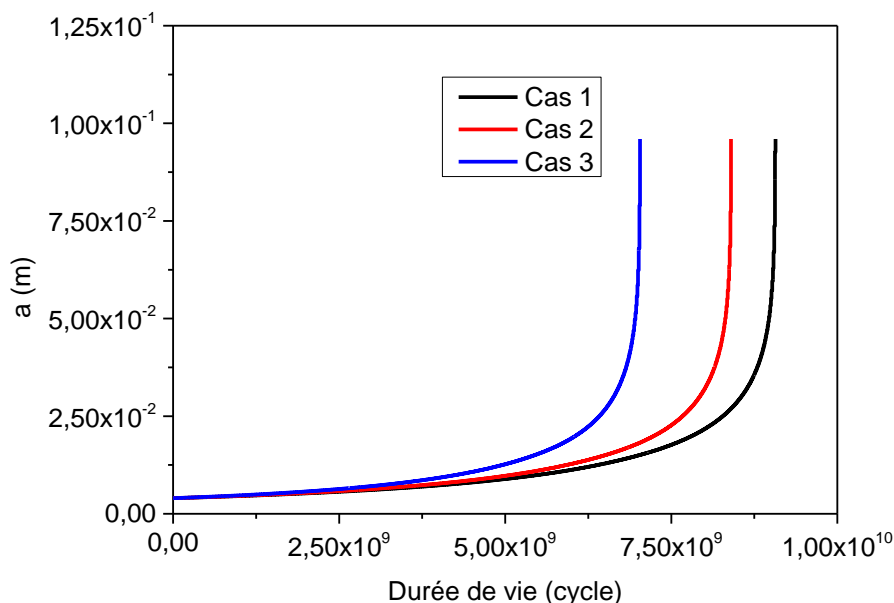


Figure IV.35: Variation de longueur de la fissure.

La figure IV.36 montre l'évolution de la vitesse de propagation de fissure ( $da/dN$ ) en fonction du nombre de cycles dans les trois sollicitations.

Il est apparait très clairement qu'aucune propagation en surface n'est observée avant  $6.9 \cdot 10^9$  cycles dans le troisième cas,  $8.3 \cdot 10^9$  cycles dans le deuxième cas et de la valeur de  $8.9 \cdot 10^9$  cycles pour le premier cas, on relève que  $da/dN$  augmente très rapidement pour atteindre environ  $1.31 \cdot 10^{-8} m$  vers  $7.029 \cdot 10^9$  cycles pour le troisième cas, et environ de  $1.375 \cdot 10^{-8} m$  vers  $8.401 \cdot 10^9$  cycles pour la deuxième et environ de  $7.412 \cdot 10^{-9} m$  vers  $9.065 \cdot 10^9$  cycles.

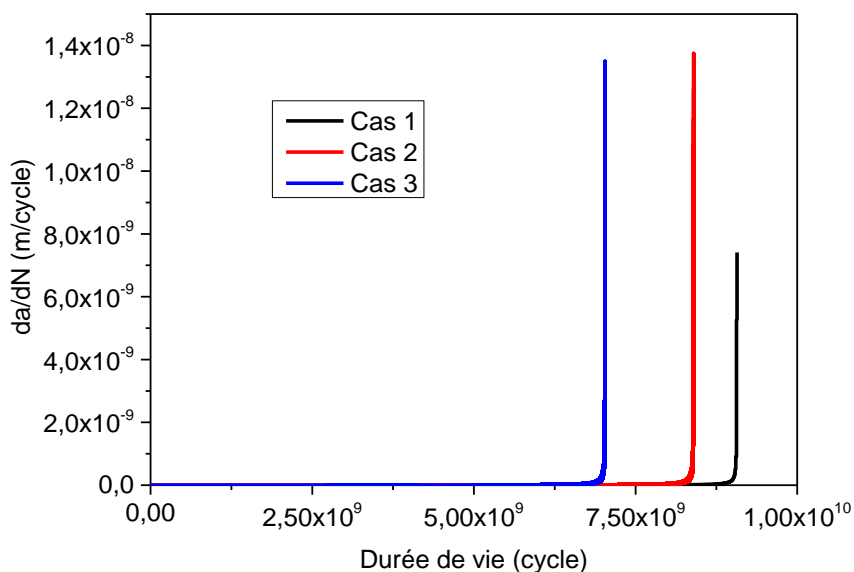


Figure IV.36 : Variation de la vitesse de propagation de fissure.

Figure IV.37 montre l'évolution instantanée de  $\Delta K$  en fonction de la durée de vie de l'essieu. On observe, suivant les trois cas de chargement, que  $\Delta K$  varie d'une manière alternée entre 1.178 et 1.41 MPa \* m<sup>0.5</sup> suivant le cas de chargement appliqué, ceci est détectée lorsque le nombre de cycle est inférieur à 6.9\*10<sup>9</sup> cycles dans le troisième cas, où on remarque une diminution de la durée de vie. Les mêmes remarques sont valables pour les deux autres cas (1 et 2) où  $\Delta K$  augmente respectivement à partir de la valeur 8.3\*10<sup>9</sup> cycles et 8.9\*10<sup>9</sup> cycles. Ceci explique l'influence du type de la sollicitation sur la durée de vie.

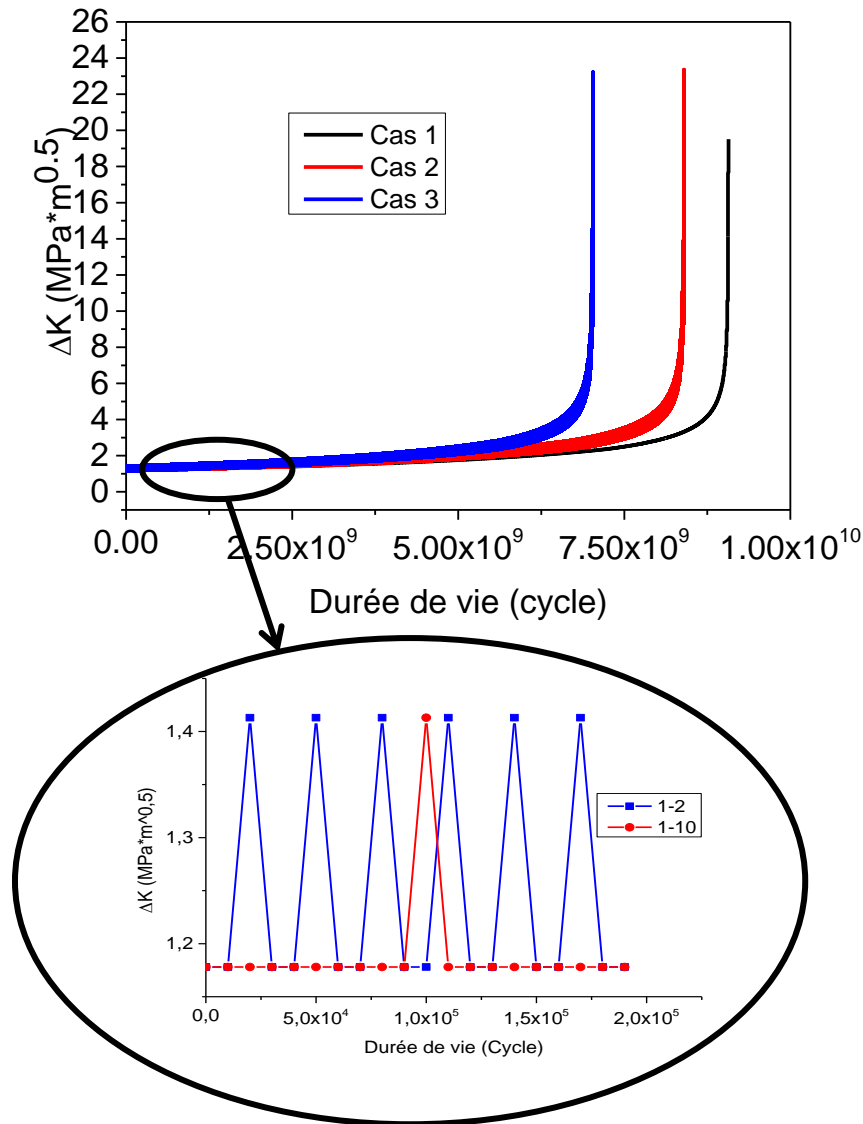


Figure IV.37: Variation du facteur d'intensité e contrainte.

Les trois cas de chargement (1, 2 et 3) sont considérés aussi en fonction de la fréquence dans le but de faire apparaître son influence sur la durée de vie de l'essieu. On a pris le cas où le chargement appliqué est d'une amplitude constante. On remarque que la relation entre la variation de la fréquence et la durée de vie est inversement proportionnelle. L'influence de fréquence est très importante surtout dans le cas d'un chargement normal.

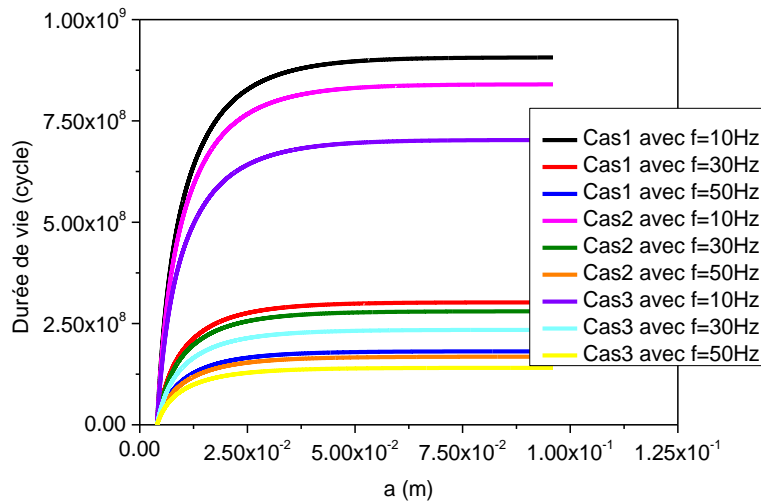


Figure IV.38: Influence de fréquence sur la durée de vie.

**Etape 2 : Surcharge par bloc**

Nous avons alors choisi trois types de chargement:

- Nous avons alors construit le premier chargement comme une succession de blocs : chaque bloc est constitué de cinq cycles suivis de dix cycles avec un taux de surcharge de 1,2.
- Nous avons alors construit le deuxième chargement comme une succession de blocs : chaque bloc est constitué de vingt cycles suivis de cinquante cycles avec un taux de surcharge de 1,2.
- Nous avons alors construit le troisième chargement comme une succession de blocs : chaque bloc est constitué de cinquante cycles suivis de cent cycles avec un taux de surcharge de 1,2.

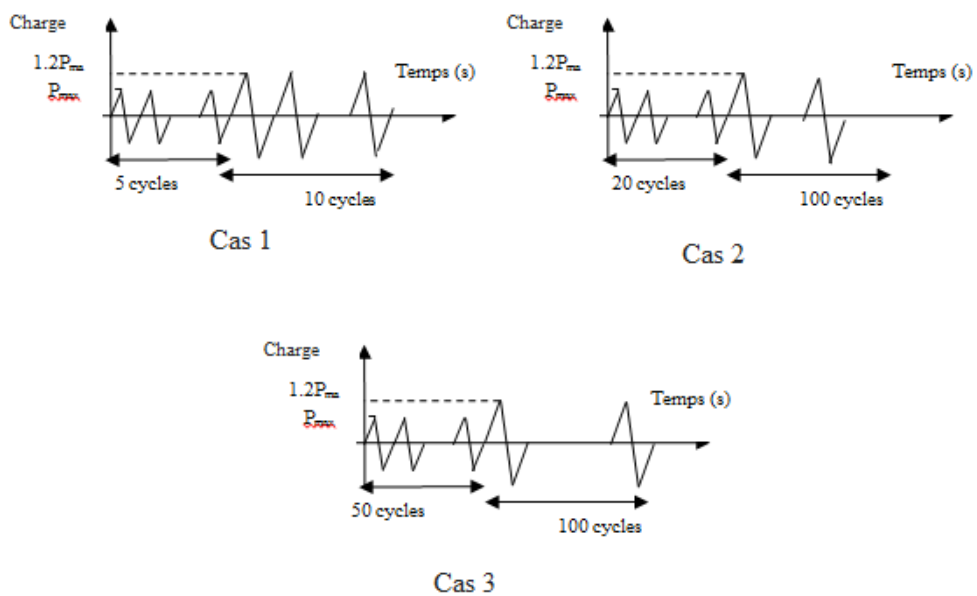


Figure IV.39 : Chargement appliquée (1, 2, 3).

La figure IV.40 montre l'évolution de la longueur de la fissure en fonction du nombre de cycle des trois cas cités précédemment. Il est appaait clairement que la fissure se propage lentement avant  $5 \cdot 10^9$  cycles dans le deuxième cas,  $5.5 \cdot 10^9$  cycles dans premier cas et le troisième cas. Ceci explique l'importance du nombre de cycle sur la propagation de la fissure.

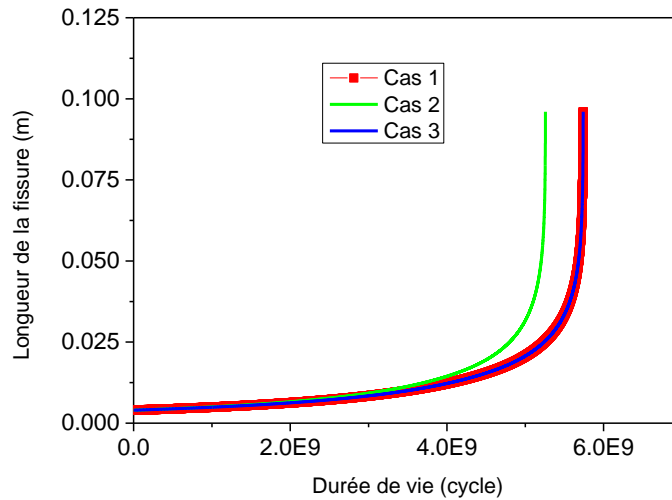


Figure IV.40: Variation de longueur de la fissure.

La figure suivante montre l'évolution instantanée de  $\Delta K$  en fonction de la durée de vie de l'essieu. On observe, suivant les trois cas de chargement, que  $\Delta K$  varie d'une manière alternée suivant le cas de chargement appliqué, ceci est détectée lorsque le nombre de cycle est inférieur à  $5 \cdot 10^9$  cycles dans le deuxième cas, où on remarque une diminution de la durée de vie. Les mêmes remarques sont valables pour les deux autres cas (1 et 3) où  $\Delta K$  augmente à partir de la valeur  $5.5 \cdot 10^9$  cycles. Ceci explique l'influence du type de la sollicitation sur la durée de vie.

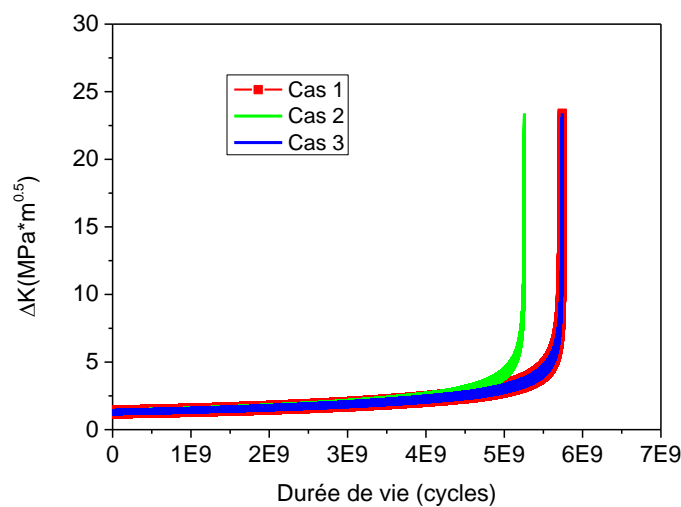


Figure IV.41 : Evolution de  $\Delta K$ .

Les figures IV.42 a et b montrent deux parties distinctes dans l'évolution de la longueur de fissure, en effet la première où on constate une augmentations plus au moins rapide, mais à partir de la valeur  $4.5 \cdot 10^9$  cycles (partie 2), on enregistre une augmentation brusque de la longueur de fissure ce qui explique l'apparition de la zone de rupture de l'essieu. On constate également l'influence du nombre de cycle par bloc (figure 43) qui montre que la diminution du 2ème bloc favorise l'allongement de la durée et au contraire.

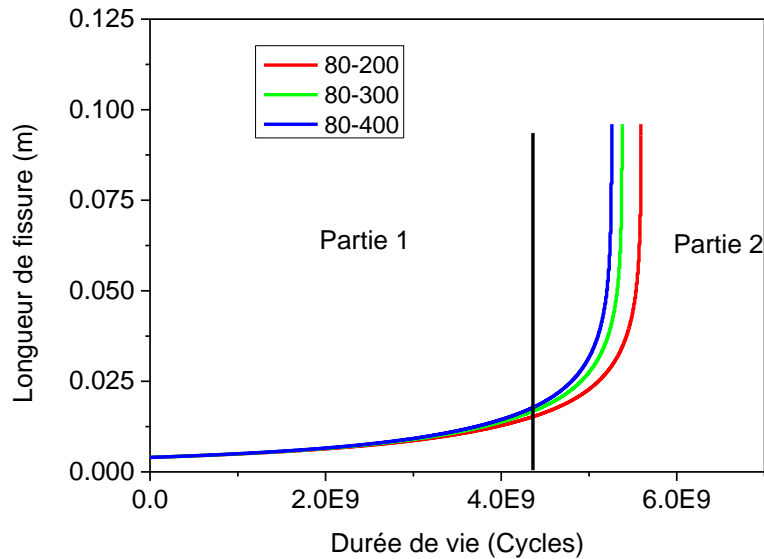


Figure IV.42a : Influence du premier bloc sur la durée de vie d'essieu.

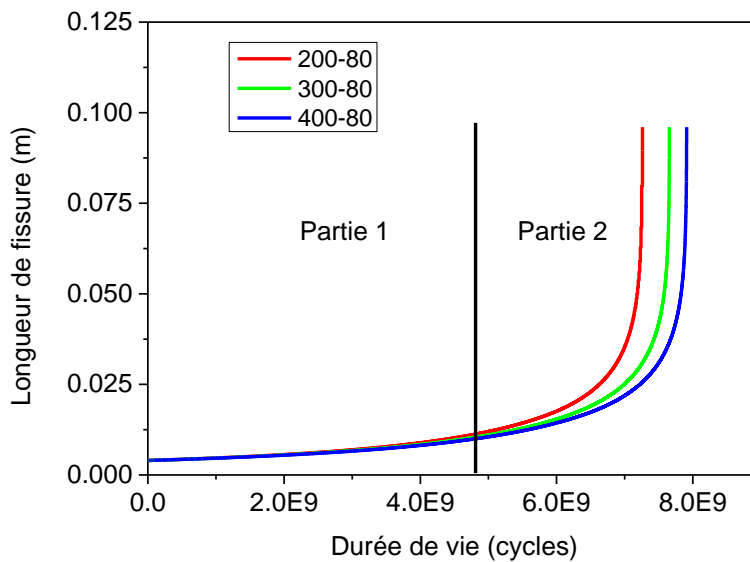


Figure IV.42b : Influence du premier bloc sur la durée de vie d'essieu.

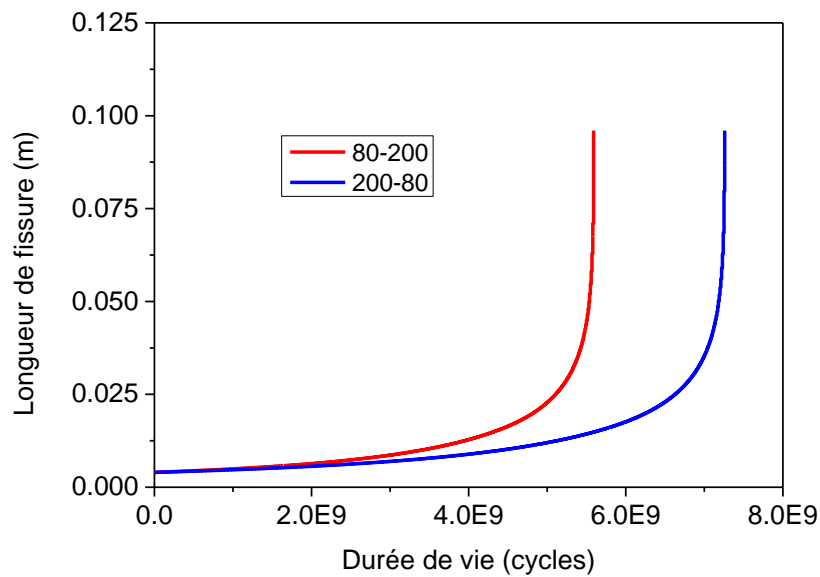


Figure IV.43 : Influence du deuxième bloc sur la durée de vie d'essieu.

## IV.4 Proposition d'un nouveau système de suspension

### IV.4.1 Système existant

La suspension verticale est assurée par des ressorts hélicoïdaux qui agissent en parallèle avec un amortisseur hydraulique pour réduire les amplitudes de tangage en fonction de la vitesse. La figure IV.44 présente le modèle de système existant de la suspension primaire.

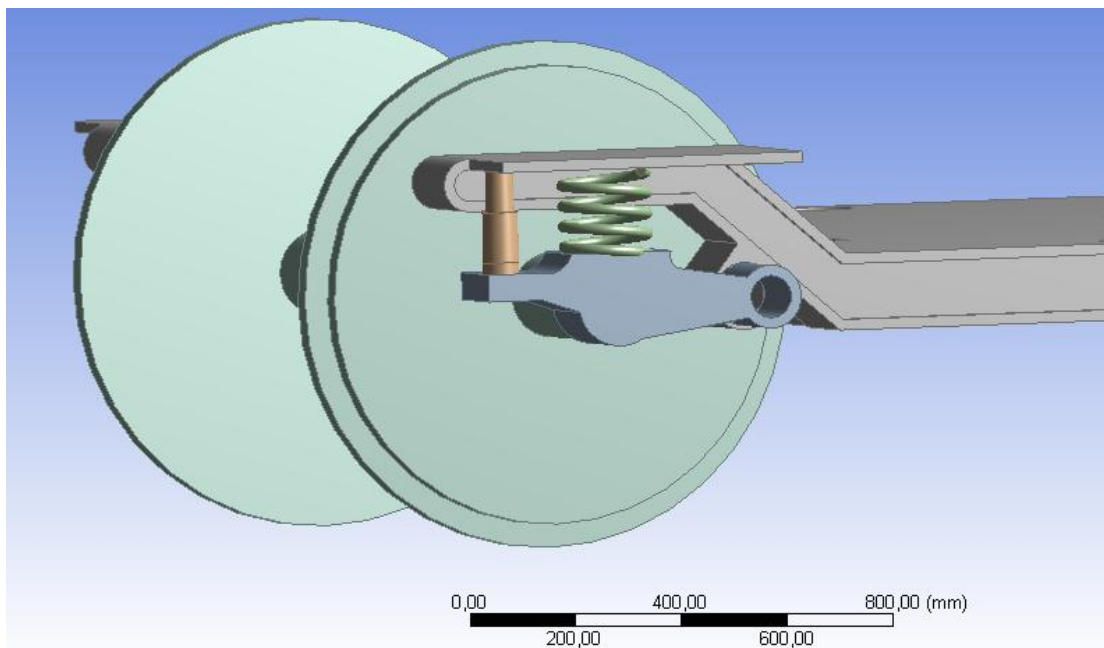


Figure IV.44 : Suspension primaire existante.

D'après certaines références bibliographiques[76,77,78,79,80], on a découvert que la suspension conçue par des ressorts en multicouches (acier-caoutchouc) sont très efficaces,

comparés à ceux qui sont conçus par un ressort et un amortisseur. (Figure IV.45 a, b). D'après l'étude de la fatigue du châssis et de l'axe, on a trouvé que l'influence de déplacement et de fréquence sont très importants sur la durée de vie de notre mécanisme, à partir de cet résultat on a constaté qu'il faudrait améliorer la liaison entre l'axe et le châssis, ce qui implique l'amélioration de la suspension primaire du bogie.

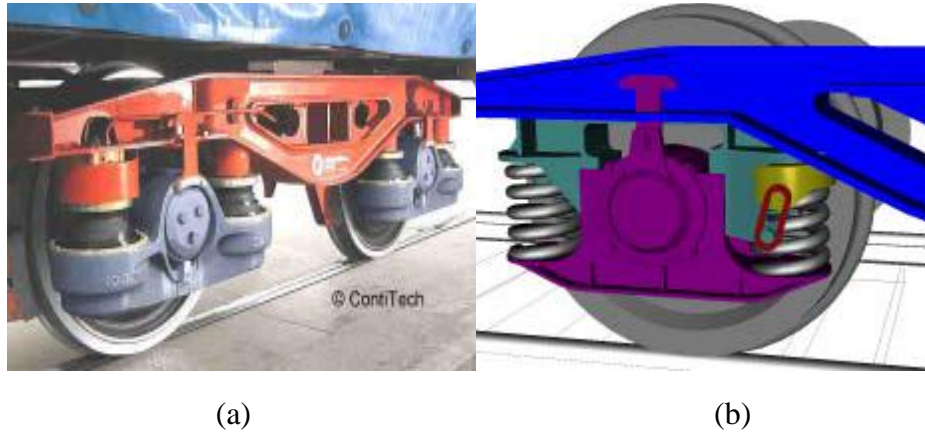


Figure IV.45 : Suspension du bogie Y25. [76]

#### IV.4.2 Nouveau système

La figure IV.46 présente le bogie avec la nouvelle suspension par des ressorts en multicouche (acier et caoutchouc).

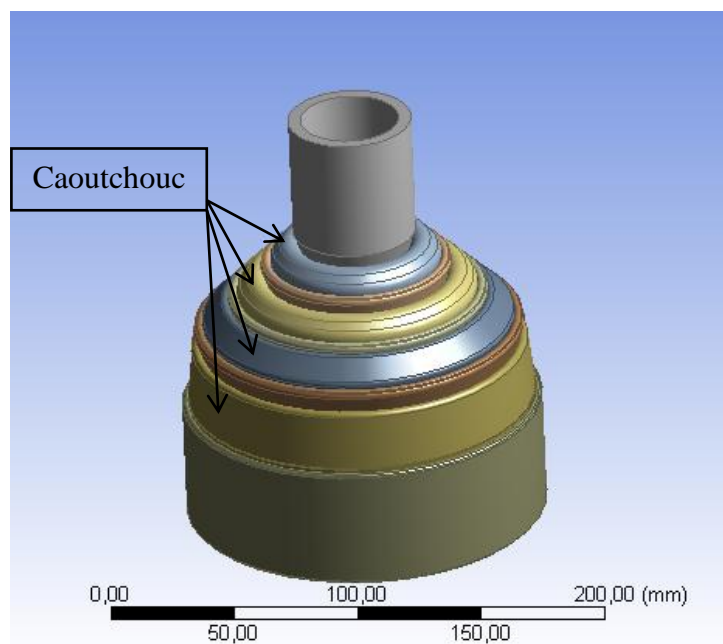


Figure IV.46 : Élément de suspension de la nouvelle conception.

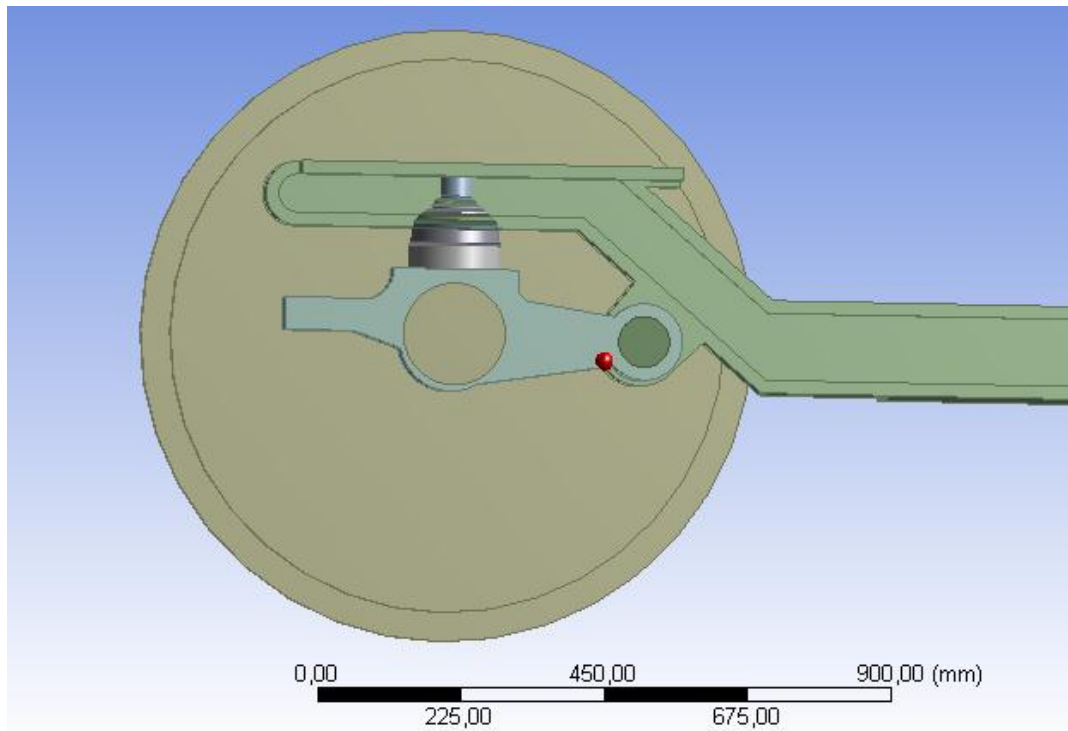
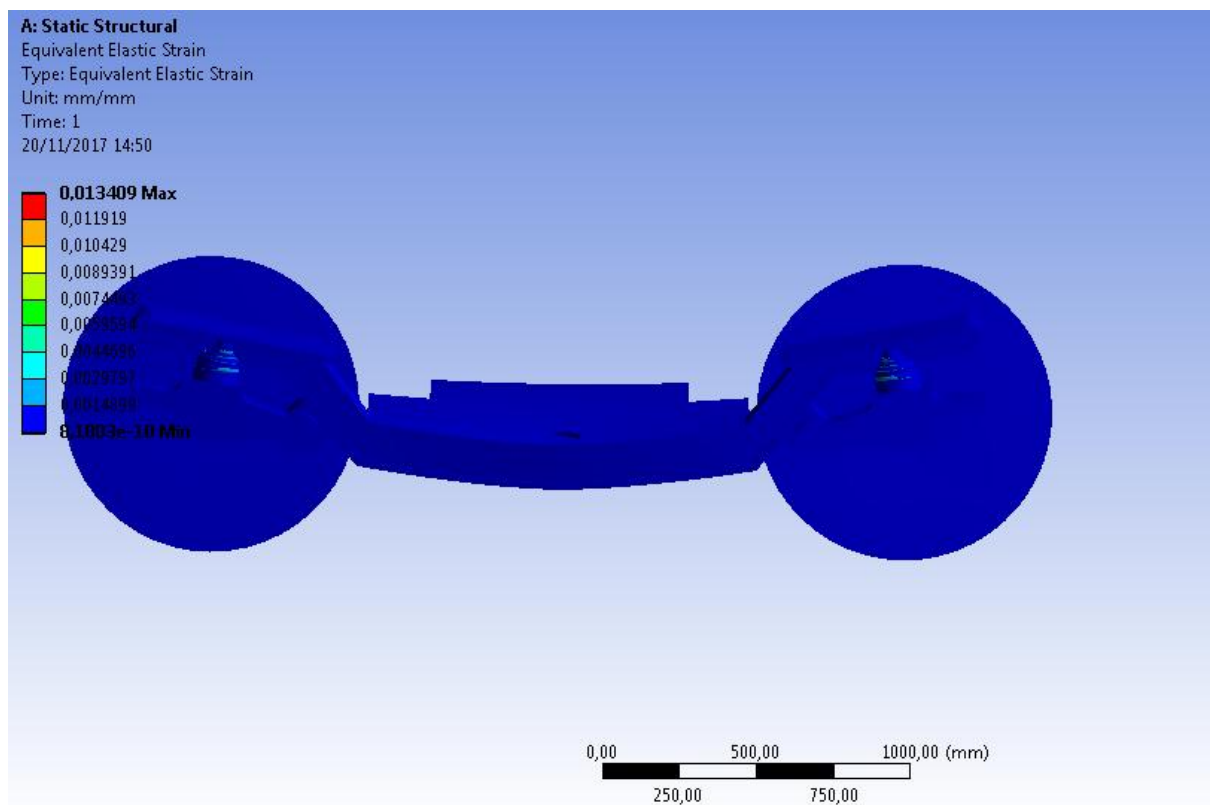


Figure IV.47 : Modèle numérique de la nouvelle conception.

Les résultats présentés à la figure IV.48 (a, b, c) montre la variation des déformations sur le bogie de train. On constate que les déformations sont localisées au niveau de l'élément multicouche de valeurs inférieures par-rapport à l'ancien système (figure IV.49).



(a)



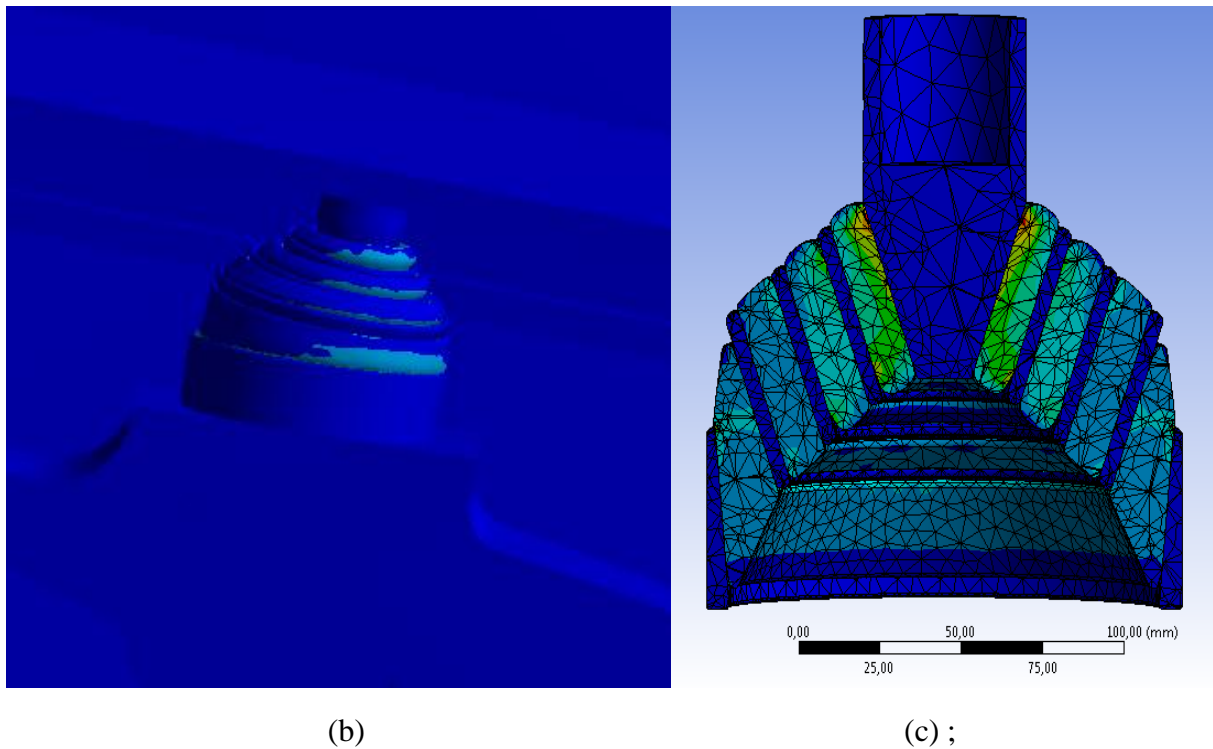


Figure IV.48 : Evolution de déformation de nouveau système.

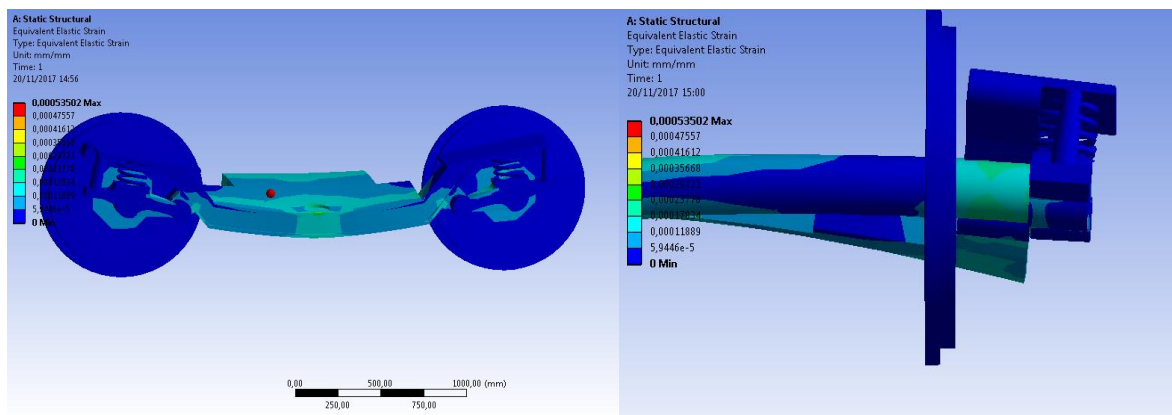


Figure IV.49 : Evolution de déformation de l'ancien système.

Le résultat obtenu, après modification, exprime l'importance de la conception préconisée dans notre étude.

# *Conclusion Générale*

# Conclusion Générale

Le transport ferroviaire est un des moyens les plus efficaces en transport de personnes et de marchandises. Il contribue de façon substantielle au développement économique à cause de plusieurs avantages (confort, coûts etc.). Notre pays est concerné par cette dynamique et a investi, ces dernières années, des sommes colossales dans le secteur des transports ferroviaire par la mise en service de plusieurs autorails desservant plusieurs régions. Cependant, plusieurs problèmes d'exploitation et notamment des incidents voire des accidents se sont apparus durant cette mise en service. La présente étude a été initiée à la demande des services des ateliers de maintenance de la société des chemins de fer Algériens (Ateliers de Maintenance Ferroviaire), et se suite à des défaillances prématurées constatées au niveau du boggie de l'autorail, après un temps d'exploitation très court. Le problème soulevé nécessite un travail d'expertise très complexe. Notre contribution était, par manque des dispositifs expérimentaux, de faire une modélisation généralisée du boggie et ses principaux éléments en créant une maquette numérique. Après plusieurs constatations sur site, il s'est avéré que le phénomène d'endommagement par fatigue était l'une des causes principales des composants du boggie. 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 l'un des éléments du bogie (axe, châssis...). L'objectif de cette thèse est l'étude de l'endommagement par fatigue du châssis et de l'axe ferroviaire par la méthode des éléments finis. Le logiciel Ansys est utilisé dans cette étude. Pour remonter les causes ayant induit cet endommagement et mettre en évidence les types de charges qui peuvent exister. On a considéré deux aspects de chargement : statique et dynamique. Avant de procéder aux différents chargements, on a approché la taille du maillage par deux approches numérique et analytique, la dernière est basée sur la méthode d'Irwin. Le maillage approprié représente l'élément tétraédrique avec la taille de 25mm, reste le plus adapté dans notre cas.

- Chargement statique : À partir de ce type de chargement, on a déterminé les contraintes de Von Mises et les déformations maximales, qui donnent une appréciation générale de toute la maquette numérique. La valeur maximale des contraintes est située au niveau de la zone de contact avec la boîte d'essieux. (*333.01 MPa*)
- Chargement dynamique : Avec ce type de chargement, on a essayé de prédire la durée de vie à la fatigue du châssis pendant sa période de service. On a trouvé que la durée de vie minimale est située dans la zone de contact avec la boîte d'essieux. (*2054 cycles*)

L'axe de l'essieu représente le composant le plus pénalisant du boggie. Selon plusieurs études récentes, la modélisation des charges aléatoires sont très difficiles et c'est à partir de cette difficulté que plusieurs travaux ont distingués deux types de chargement :

**Cas 1 : Surcharge unitaire** : La charge unitaire comprend trois types de chargement :

- chargement à amplitude constante.

- chargement comme une succession de blocs : chaque bloc est constitué de dix cycles suivis d'un cycle avec un taux de surcharge de 1,2.
- chargement comme une succession de blocs : chaque bloc est constitué de deux cycles suivis d'un cycle avec un taux de surcharge de 1,2.

Les résultats obtenus sous forme de courbes montrent l'évolution de la longueur de la fissure en fonction du nombre de cycle des trois cas cités précédemment.

Il ressort que la fissure se propage lentement avant  $6.9 \cdot 10^9$  cycles dans le troisième cas,  $8.3 \cdot 10^9$  cycles dans le deuxième cas et  $8.9 \cdot 10^9$  cycles dans le premier cas, elle atteint la valeur de  $2.50 \cdot 10^{-2}$ . Ensuite la fissure augmente très rapidement dans les trois cas de chargement jusqu'à la rupture brutale (valeur de  $9.6 \cdot 10^{-2} m$ ), ceci explique l'importance du nombre de cycle sur sa propagation.

On a également présenté l'évolution instantanée de  $\Delta K$  en fonction de la durée de vie de l'essieu. On observe, suivant les trois cas de chargement, que  $\Delta K$  varie d'une manière alternée entre 1.178 et  $1.41 \text{ MPa} \cdot m^{0.5}$  suivant le cas de chargement appliqué, ceci est détectée lorsque le nombre de cycle est inférieur à  $6.9 \cdot 10^9$  cycles dans le troisième cas, où on remarque une diminution de la durée de vie. Les mêmes remarques sont valables pour les deux autres cas (1 et 2) où  $\Delta K$  augmente respectivement à partir de la valeur  $8.3 \cdot 10^9$  cycles et  $8.9 \cdot 10^9$  cycles. Ceci explique l'influence du type de la sollicitation sur la durée de vie.

### Cas 2 : Surcharge par bloc

Nous avons alors choisi trois types de chargement:

- Nous avons alors construit le deuxième chargement comme une succession de blocs : chaque bloc est constitué de cinq cycles suivis de dix cycles avec un taux de surcharge de 1,2.
- Nous avons alors construit le deuxième chargement comme une succession de blocs : chaque bloc est constitué de vingt cycles suivis de cinquante cycles avec un taux de surcharge de 1,2.
- Nous avons alors construit le troisième chargement comme une succession de blocs : chaque bloc est constitué de cinquante cycles suivis de cent cycles avec un taux de surcharge de 1,2.

Les résultats obtenus montrent l'évolution de la longueur de la fissure en fonction du nombre de cycle des trois cas cités précédemment.

Il est ressort que la fissure se propage lentement avant  $5 \cdot 10^9$  cycles dans le deuxième cas,  $5.5 \cdot 10^9$  cycles dans premier cas et le troisième cas. Ceci explique l'importance du nombre de cycle sur la propagation de la fissure.

D'après l'étude de la fatigue du châssis et de l'axe, on a trouvé que l'influence de déplacement et de fréquence son très importants sur la durée de vie de notre mécanisme, à partir de cet résultat on a constaté qu'il faudrait améliorer la liaison entre l'axe et le châssis, ce qui implique l'amélioration de la suspension primaire. Ceci a donné lieu à une réflexion sur une proposition d'une nouvelle conception faisant intervenir de nouvelles caractéristiques

du matériau utilisé (ressort multicouche). Les résultats obtenus, en termes de déformations et de contraintes, prouvent une grande amélioration par rapport à l'ancien système.

À travers cette étude numériques et les constatations sur site, on confirme que le modèle prédictif numérique obtenu est capable de localiser les zones fissurées sur l'axe et le châssis du boggie et permettra d'instaurer une vérification instantanée par la mise d'un capteur. L'intensité des fissures est accélérée par les phénomènes des vibrations qui influencent directement la durée de vie des composants essentiels. La solution préconisée, pour réduire les chocs transmis à l'axe, revêt un caractère stratégique pour assurer une exploitation durable et en toute sécurité de l'autorail.

En perspectives de ce travail, on préconise la modélisation par des systèmes analogiques de tout le boggie qui débouchera sur la prise en compte de tous les éléments qui sont sources d'excitations et ayant une incidence directe sur les vibrations.

## References

1. Kapoor, A., Fletcher, D.I. (2006). Post hatfield rolling contact fatigue. The effect of residual stress on contact stress driven growth in rail. Part 1: the model. Rapport, newrail Report NO. WR061106-2. Newcastle University.
2. Benoît., Trollé. (2014). Simulation multi-échelles de la propagation des fissures de fatigue dans les rails Thèse de doctorat. Université de Lyon France.
3. Rami., Hamam. (2007). Simulation de la propagation des fissures par fatigue dans les toiles des roues de train sous chargement à amplitude variable. Thèse de doctorat. école normale supérieure de Cachan France.
4. Fedele, L., Giuliani, P. M. (2013). Train accident investigation report of 29 June 2009 in Viareggio station.
5. Yameogo, A. (2004). Etude expérimentale et numérique de l'amorçage et de la propagation de fissures de fretting dans un assemblage roue/essieu ferroviaire. Thèse de doctorat de l'école centrale de Paris
6. Fouvry,S., Kapsa, P. (2000). Etude des dégradations sur l'axe essieu des TGV Ouest rapport final d'expertise.
7. Roderick, A. Smith. (2011). Predicting real world axle failure and reliability, London.
8. Smith,R.A et Hillmansen,S. (2004). A brief historical overview of the fatigue of railway axles, Proc. Inst. Mech. Engn. Part E, J. rail and rapid transit, 218.
9. James, Gallon. (1848). Appendix B5. In: Report of the commission to inquire into the use of iron to railway structures, London.
10. Benyon, J.A., Watson, AS. (2001). The use of Monte-Carlo analysis to increase axle inspection interval. In proceedings of the 13<sup>th</sup> International wheelset Congress, Rome, Italy.
11. Kammerer, M. (1945). La fatigue des essieux détermination de leur forme et leurs dimensions. Revue Générale des Chemins de Fer.
12. Hirakawa, K., Toyama, K., Kubota, M. (1998). The analysis and prevention of failure in railway axles. Int J fatigue; 20:135– 44.
13. Smith, A. (2000). Fatigue of railway axles: a classic problem revisited. In: Proceedings of 13th European conference on fracture (ECF), San Sebastian, Spain; p. 173–81.
14. (1992). Transportation safety board of Canada, transportation in Canada, annual report.
15. Beretta,S., Ghidini,A., Lombardo,F. (2005). Fracture mechanics and scale effects in the fatigue of railway axles. Engineering fracture mechanics 72.195–208.
16. Krzysztof, Kubiak. (2006). Quantification de la fissuration d'un contact soumis à des sollicitations complexes en fretting wear et fretting fatigue. Université polytechnique de LODZ. Polonais.
17. Yasniy,O., Lapusta,Y., Pyndus,Y., Sorochak, A., Yasniy,V. (2013). Assessment of lifetime of railway axle. International journal of fatigue 50. 40–46.
18. Luke, M., Varfolomeev, I., Lütkepohl, K., Esderts,A. (2010). Fracture mechanics assessment of railway axles: Experimental characterization and computation. engineering failure Analysis 17. 617–623.

19. Luke, M., Varfolomeev, I., Lütkepohl, K., Esderts, A. (2011). Fatigue crack growth in railway axles: Assessment concept and validation tests. *Engineering fracture mechanics* 78. 714–730.
20. Beretta, S., Carboni, M. (2011). Variable amplitude fatigue crack growth in a mild steel for railway axles: Experiments and predictive models. *Engineering fracture mechanics* 78. 848–862.
21. Răduță, A., Locovei, C., Nicoară, M., Cucuruz, L.R. (2010). On the influence of residual stresses on fatigue fracture of railway axles. Romania.
22. Carboni, M. (2008). An analysis of UT echoes coming from fatigue cracks and artificial defects on railway axles. Italy.
23. Beretta, S., Cerrini, A., Faustini, V. A short crack model for fatigue limit of press-fittings in railway axles. Italy.
24. Beretta, S., Madia, M., Schodel, M., Zerbst, U. (2008). Sif solutions for cracks in railway axles under rotating bending. Italy.
25. Torabi, A.R., Aliha, M.R.M. (2013). Determination of permissible defect size for solid axles loaded under fully-reversed rotating bending. *Engineering solid mechanics* 1. 27-36.
26. Bayraktar, M., Tahrali, N., Guclu, R. (2010). Reliability and fatigue life evaluation of railway axles. *Journal of mechanical science and technology* 24. (3) 671~679.
27. Makino, T., Sakai, H. (2013). Fatigue property of railway axles for shinkansen Vehicles. Nippon steel & sumitomo metal technical report no.105 December. Japan.
28. Seo, J.W., Hur, H.M., Jun, H.K., Kwon, S.J., Lee, D.H. (2017). Fatigue design evaluation of railway bogie with full-scale fatigue test. *Advances in materials science and engineering*, article ID 5656497.
29. Ozsoy, M., Pehlivan, K., Firat, M., Ozsoy, N., Ucar, V. (2014). Structural strength and fatigue life calculation of Y32 bogie frame by finite element method. Special issue of the international conference on computational and experimental science and engineering.
30. Younesian, D., Solhmirzaei, A., Gachloo, A. (2009). Fatigue life estimation of MD36 and MD523 bogies based on damage accumulation and random fatigue theory. *Journal of mechanical science and technology* 23. 2149~2156.
31. Zakaria, Y. (2014). Analyzing A bogie frame behavior By using the experimental method And Ansys simulations. *U.P.B. Sci. Bull, Series D, Vol. 76, Iss. 4.*
32. Kim, J.S. (2006). Fatigue assessment of tilting bogie frame for Korean tilting train: analysis and static tests, *engineering failure analysis*, vol. 13, pp. 1326-1337.
33. Jishan, Li., Jinhai, Wang., Jianwei Yang, Xi. Li et Haitao, Wang. (2015). The experiment study for fatigue strength of bogie frame of beijing subway vehicle under overload situation, *the open mechanical engineering journal*, vol. 9, pp. 260-265.
34. Shukla, S., Gupta, R., Vyas, N. S. (2009). Weight reduction in an Indian railway CASNUB bogie bolster considering fatigue strength, *international journal of vehicle structures and systems*, vol. 2(3), pp 102-109.
35. Valeriy, Bubnov., Sergey, Myamlin et Nikolay, Mankevych. (2013). Theoretical and experimental investigations of strength properties of cast parts for freight cars bogie with axle load 245 kN, the 8th international conference Vilnius, Lithuania, may 9-10.



36. Zerbst,U., Madler,K., Hintze,H. (2005). Fracture mechanics in railway applications— an overview. *engineering fracture mechanics* 72. 163–194
37. Bardia, Esmaellou. (2011). Approche cinétique du comportement en fatigue du polyamide 66 renforcé par 30% de fibres de verre thèse de doctorat, ENSAM SMI de paris. Ecole doctorale n° 432 : Science des métiers de l'ingénieur. Doctorat Paris tech.
38. Brek,Samir. (2012). Modélisation numérique de la propagation de l'endommagement et de la rupture dans les matériaux composites stratifiés sous sollicitations thermomécaniques et cycliques thèse de doctorat, département de génie mécanique. faculté de technologie université Hadj Lakhdar de Batna.
39. Brand,A., Flavenot, J.F., Gregoire,R., Tournier,C. (1992). Données technologiques sur la fatigue, CETIM, Paris
40. Goodman, J. (1899). *Mechanics applied to engineering*. Longmans Green, london.
41. Smith, J. (1942). Influence de l'écart limite sur la résistance à la fatigue des métaux. *Bull. Un. Illinois*, 26.
42. Tchankov, D. S., Ohta, A., Suzuki, N., Yoshio, Maeda. (1999). Random loading fatigue life assessments for notched plates, *international Journal of fatigue* 21, p.941–946.
43. Cerveny, R. (1994). Thèse de doctorat, étude de la propagation des fissures de fatigue dans l'alliage d'aluminium 7010-T7651 (fermeture et influence de microstructure et de la géométrie des éprouvettes).
44. Peloux, R.M. (1969). *Trans ASM*, 62, p. 281-285.
45. Meraha, N., Bui-Quoc,T., Bernard, M. (1999). Creep-fatigue crack growth in notched SS-304 plates at 600°C *Engineering Fracture Mechanics* 63, p. 39-55.
46. Masounave,J et Bâillon, J.-P. (1975). *Scripta Met.*, 9,p. 723.
47. Suresh,S et Ritchie, R.O. (1984). Fatigue crack growth threshold concept, the metallurgie society of AIME, Philadelphie, 227-261.
48. Oni, O. (1986). Contribution à l'étude des fissures courtes se propageant en fatigue dans les aciers, université de technologie de Compiègne.
49. Zhu, S.J., Peng, L.M., Moriya,T., Mutoh, Y. (2000). Effect of stress ratio on fatigue crack growth in TIAL intermetallics at room and elevated temperatures, *materials science and engineering A290*, p.198-206.
50. Radhakrishnan, V.M et Mutoh,Y. (1986). On fatigue crack growth in stage I, the behaviour of short fatigue crack, EGF Pub.1, mechanical engineering publication, London, p.87-99.
51. Pineau,A. (1986). *Small Fatigue Cracks TMS-AIME*, Warrendale, PA, p. 191.
52. Sadananda,K et Vasudevan, A.K. (1997). Analysis of high temperature fatigue crack growth behavior, *Int. J. Fatigue* Vol. 19, Supp. No. 1, p.S183–S189.
53. Bathias, C., Pineau,A., Pluvinage, G.I et Rabbe,P. (1977). In *fatigue proc. 4th int. conf. On fracture*, Waterloo, D.R.M. Taplin ed. Univ. of waterloo press, 2, p. 1283-1286.
54. Ritchie, R.O., Boyce, B.L., Campbell, J.P., Roder,O., Thompson, A.W., Milligan, W.W. (1999). Thresholds for high-cycle fatigue in a turbine engine Ti–6Al–4V alloy, *International Journal of Fatigue* 21, p.653-662.
55. Klesnil.M et Lucas,P. (1972). Effect of stress cycle asymmetry on fatigue crack growth *material science and engineering*, 9, p. 231-240.
56. Thart, W. G. J. (1977). Residual strength of (0+-45) and (45+-0) carbon/apoxy laminates *Nat. Aerospace lab.NLR report TR77115*. Amsterdam.
57. Forman, R.G., Mettu, S.R. (1992). Behavior of surface and corner cracks subjected to tensile and bending loads in Ti-6Al-4V alloy. *Fracture mechanics 22nd symposium*,



- Vol. 1, ASTM STP 1131, H.A. saxena and D.L. McDowell, eds. American society for testing and materials, Philadelphia.
58. Forman, R.G., Menu, S.R. (1992). Behavior of surface and corner cracks subjected to tensile and bending load in Ti-6Al-4V alloy. fracture mechanics 22 nd symposium vol 1, ASTM STP 1131 H.A saxena And D.L Mcdowell eds. American society for testing and materials, Philadelphia.
  59. Walker, Ek. (1970). The effect of stress ratio during crack propagation and fatigue for 2024-T3 and 7076-T6 aluminum. In: Effect of environment and complex load history on fatigue life. ASTM STP 462. Philadelphia: American society for Testing and materials, pp.1-14.
  60. Adib, A.M.L., Baptista, C.A.R.P. An exponential equation of fatigue crack growth in titanium. materials science and engineering A, 452-453, pp.321-325.
  61. Elber, W. (1970). Fatigue crack closure under cyclic tension. Engineering fracture mechanics, 2, pp. 37-45.
  62. Elber, W. (1971). The significant of fatigue crack closure. In: Damage tolerance in aircraft structures, ASTM STP 486. Philadelphia, PA: American society for testing and Materials, pp. 230-242.
  63. Hirakawa, K., Toyama, K., Kubota, M. (1998). The analysis and prevention of failure in railway axles, Japan.
  64. Bathias, C et Baille, J.P. (1997). La fatigue des matériaux et des structures. Hermes.
  65. Xavier, Decoopman. (1999). Influence des conditions de chargement sur le retard à la propagation d'une fissure de fatigue après l'application d'une surcharge. Thèse de doctorat.
  66. Wheeler, O.E. (1972). Spectrum loading and crack growth. Journal of Basic Engineering, vol. 4 pp. 181.
  67. Dugdale, D.S. (1960). Yielding of steel sheets containing slits. Journal of the Mechanics and Physics of Solids, vol. 8 pp. 100-108.
  68. Willenborg, J., Engle, R.M et wood, H.A. (1971). Crack retardation model using an effective stress concept. AFFDL-TM 71-1-FBR.
  69. Jean, Campedelli. (2012). Modélisation globale statique des systèmes mécanique hypérestatiques pré-chargé. Application à un bogie moteur, thèse de doctorat.
  70. Giampaolo. M., Alessandro. C. (2005). Design of railway bogies in compliance with new EN 13746 European standard. Italie.
  71. Rapin, P. Méthode des éléments finis .Lauréat de l'institut ingénieur de l'école supérieure d'électricité. Technique de l'ingénieur.
  72. Deepa, George., Beena, A. P., Zacharias, A. G. (2014). Fracture analysis in typical cracked configurations. International journal of emerging technology and advanced engineering website: www.ijetae.com (ISSN 2250-2459, ISO 9001:2008 certified journal, volume 4, issue 12, December) India.
  73. Boljanović, S. (2012). Fatigue strength analysis of a semi-elliptical surface crack. Scientific technical review, Vol.62, No.1, pp.10-16.
  74. Le, H. N. (2005). Modélisation numérique de la propagation d'une fissure sous l'effet d'un cyclage mécanique ou thermique, mémoire de master MEI-MSI, LMPM-ENSMA.
  75. Courtin, S. (2004). Propagation de fissures de fatigue dans une géométrie de gorge de vilebrequin en présence de contraintes résiduelles de galetage, mémoire de thèse. Université de Poitiers, Poitiers, France.
  76. Boljanović, S. (2012). Fatigue strength analysis of a semi-elliptical surface crack. scientific technical review, Vol.62, No.1, pp.10-16

77. Ioan, Sebesan., Nicusor, laurentiu., Zaharia. Marius., Adrian. Spiroiu., Leonida. Fainus. (2015). rubber suspension, a solution of the future for railway vehicles. Romania.
78. Madalina, Dumitriu. (2016). A nonlinear model of mix coil spring – rubber for vertical suspension of railway vehicle. Romainie.
79. Dobrinka, Atmadzhova., Nencho, Nenov. (2012). study of the rubber metal springs fatigue of primary spring suspension of electric locomotives. Mechanical engineering Vol. 10, No 1, pp. 63 – 70.
80. Chang, Su. Woo. (2015). Hyun Sung Park useful lifetime prediction of chevron rubber Spring for railway vehicle. International journal of mechanical, aerospace, industrial, mechatronic and manufacturing engineering Vol: 9, No: 8.
81. Catalogue of spare parts Algeria SNTF- (2008).

### Résumé

L'étude de la fatigue des systèmes mécaniques est d'une grande importance pour réserver leur sécurité. Le présent travail de recherche est consacré à l'étude du phénomène d'endommagement par fatigue du boggie de l'autorail, suite à l'apparition prématurée de fissures au niveau de l'axe d'essieu. Le logiciel Ansys est utilisé pour la modélisation de la maquette numérique basée sur la méthode des éléments finis. Le modèle prédictif obtenu a permis de mettre en évidence, sous différents chargements cycliques, les facteurs influents la propagation des fissures et leurs impacts sur la durée de vie du système.

**Mots clefs :** *Fracture, Chargement cyclique, Durée de vie, Axe, Train*

### Abstract

The study of the fatigue of mechanical systems is of great importance to reserve their safety. The present research work is dedicated to the study of the phenomenon of fatigue damage of the bogie of the railcar, following the premature appearance of cracks in the axis of the axle. The Ansys software is used for modeling the digital model which is based on the finite element method. The predictive model obtained made it possible to highlight, under different cyclic loadings, the factors influencing the propagation of cracks and their impacts on the lifetime of the system.

**Keywords:** *Fracture, Cyclic load, Lifetime, Axel, Train.*

### ملخص

ان دراسة إرهابك النظم الميكانيكية لها اهمية كبيره للاحتفاظ بسلامتها. يدرس هذا العمل ظاهرة الضرر الناجم عن الإرهابك الذي يصيب عربة المقطورة، بسبب الظهور المبكر لشقوق على مستوى المحور. اعتمدنا على برنامج Ansys لنمذجة النموذج الرقمي الذي يستند على طريقة العناصر المحدودة، و قد مكننا النموذج التنبئي المحصل عليه من ابراز مختلف العوامل المؤثرة في تمدد الشقوق ، و التي تؤثر على مدة حياة النظام وذلك تحت تاثير حمولات دورية مختلفة.

**كلمات مفتاحية** *انكسار، حمولات دورية، مدة الحياة ، المحور، القطار.*