

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE
MINISTRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE
UNIVERSITÉ DES FRÈRES MENTOURI CONSTANTINE 1
FACULTÉ DES SCIENCES DE LA TECHNOLOGIE
DÉPARTEMENT DE GÉNIE MÉCANIQUE



N° d'ordre :235/Ds/2018

N° de Série :14/GM/2018

THESE

Présentée pour l'obtention du diplôme de

DOCTORAT EN SCIENCES

Spécialité : Génie Mécanique

OPTION : Construction Mécanique.

Etude et Modélisation de la Propagation des Fissures sous Chargement Thermique Cyclique

PAR

M^{me} **KHAMMAR Leila**

Soutenu le : 28 /11 / 2018

Devant le jury :

Président :

Mr. BOUCHOUCHA Ali Prof Université des Frères Mentouri Constantine1

Rapporteur :

Mr. MECIBAH Mohamed Salah Prof Université des Frères Mentouri Constantine1

Examineurs :

Mr. BOUSSAID Ouzine Prof Université Badji Mokhtar Annaba

Mr. BENCHOUIA Nedjmeddine MCA Université Mohammed Cherif Messadia- Soukahras

Remerciement

Je voudrais tout d'abord remercier *Mr. Mohamed Salah MECIBAH*, Professeur à l'Université de Constantine 1, d'avoir accepté de diriger cette thèse. Pour sa disponibilité et la grande qualité de ses conseils tant sur le plan scientifique que sur le plan humain, qu'il trouve ici l'expression de ma sincère reconnaissance.

J'adresse aussi mes plus vifs remerciements à *Mr. Ali BOUCHOUCHA*, Professeur à l'Université de Constantine 1 pour m'avoir fait l'honneur de présider mon jury de thèse.

Je remercie vivement *Mr. BOUSSAID Ouzine*, Professeur à l'Université de Badji Mokhtar-Annaba, ainsi que *Mr. BENCHOUJA Nedjm Eddine*, Maître de conférences, Université Mohammed Cherif Messadia- Soukahras, d'avoir participé au jury de la thèse.

Je remercie chaleureusement mon mari *Mr. Redouane ZELLAGUI*, Docteur à l'université de Constantine, pour sa participation active de ma thèse, ses conseils judicieux, encouragements et l'intérêt constant qu'il a manifesté tout au long de cette étude.

Mes dernières pensées vont à ma famille à qui je dédie cette thèse. A la mémoire de mon père *Abdullah*, à ma mère *Nadia*, à qui je dis mon affection. A mes petits-enfants *Djamil & Acil*. A la famille *KHAMMAR* et *ZELLAGUI* pour leur soutien moral.

Table des matières

Nomenclature	
Liste des figures	
Liste des tableaux	
Introduction générale.....	1
Chapitre I : Revue bibliographique.....	4
I.1 Introduction.....	5
I.2 Types de fissures	5
I.3 Observations des réseaux de fissures dans les applications industrielles	6
I.3.1 La corrosion sous contrainte	6
I.3.2 Les problèmes d'origine thermique	7
I.3.2.1 La fissuration des outils de travail à chaud	8
I.3.2.2 Fissuration dans les centrales nucléaires	8
I.3.2.3 Fissuration dans les disques de frein	9
I.4 Origine des fissures de faïençage	10
I.5 Phénomène de fatigue thermique	11
I.5.1 Introduction	11
I.5.2 La fatigue thermomécanique	12
I.5.3 La fatigue sous contraintes thermiques	13
I.6 Synthèse	14
I.7 Système de freinage.....	14
I.7.1 Description d'un disque de frein.....	15
I.8 Bilan des études concernant le cyclage thermique du disque de frein.....	16
I.8.1 Analyse de la température du disque de frein par la méthode des éléments finis.....	16
I.8.2 Contrainte thermique du disque de frein par la méthode des éléments finis.....	19
Chapitre II : Propagation des fissures par Fatigue.....	25
II.1 Mécanique linéaire de la rupture (MLR).....	26
II.1.1 Concentration des contraintes près d'un défaut.....	26

II.1.2 Description du champ des contraintes à l'extrémité d'une fissure à l'aide du facteur d'intensité des contraintes.....	28
II.1.3 Principe de superposition en MLR.....	30
II.1.4 Fonctions poids.....	32
II.2 Rupture par fatigue.....	32
II.2.1 Diagramme de la durée de vie en fatigue	34
II.2.1.1 Courbe de Wöhler	34
II.2.1.2 Représentation analytique de la courbe de Wöhler.....	36
• Formule de Wöhler (1870).....	37
• Formule de Basquin (1910).....	37
• Formule de Stromeier (1914).....	37
• Formule de Weibull (1949).....	38
II.2.2 Les paramètres d'influence en fatigue.....	38
II.2.2.1 Nature du chargement.....	38
II.2.2.2 Effet d'échelle.....	38
II.2.2.3 Influence de la contrainte moyenne	39
II.2.2.3.1 Diagramme de Haig.....	39
II.2.2.3.2 Le diagramme de Goodman-Smith [50,51].....	40
II.3 Amorçage et propagation d'une fissure en fatigue	41
II.3.1 Seuil de propagation de fissure de fatigue.....	42
II.3.2 Lois de propagation des fissures à amplitude constante.....	45
• lois de Paris et Erdogan.....	45
• Lois de Forman.....	46
• Equation de Nasgro.....	46
• Modèle de Walker.....	46
• Modèle d'Elber	48
II.3.3 Phénomène de fermeture.....	48
II.3.4 Zones plastiques à fond de fissure de fatigue	50
Chapitre III : Présentation du système étudié : Le disque de frein.....	53
III.1 Introduction	53
III.2 Modes de transfert de chaleur	54
III.2.1 Conduction	54
III.2.2 Convection	55

III.2.3 Rayonnement	56
III. 3 Définitions	56
III.3.1 Champ de température	56
III.3.2 Gradient de température	57
III.3.3 Flux de chaleur	57
III.4 Modélisation thermique du problème	58
III.4.1 L'équation de la chaleur.....	58
III.4.2 Calcul du flux de chaleur entrant dans le disque	59
III.4.2.1 Introduction	59
III.4.2.3 Puissance de freinage totale.....	60
III.4.2.4 Expression du flux thermique initial	62
III.4.3 Convection	63
III.4.4 Conditions initiales et conditions aux limites	63
III.5 Etude mécanique du contact plaquette/disque	64
III.5.1 Introduction	64
III.5.2 Simulation du problème par ANSYS	64
III.5.3 Création du modèle sur ANSYS Workbench	65
III.5.4 Choix du maillage	65
III.5.5 Description paramétrique du freinage étudié.....	66
III.5.6 Détermination de la pression hydraulique	68
III.6 Modélisation du chargement et des conditions aux limites	68
III.6.1 Conditions aux limites appliquées au disque	68
III.6.2 Conditions aux limites et chargement appliquées aux plaquettes	69
III.7 description du disque de frein plein et plaquette choisis.....	69
• disque de frein.....	69
• Plaquettes de frein	70
Chapitre IV : Modélisation et résultats	71
IV.1 Introduction.....	72
IV.2 Rappel sur les éléments finis.....	72
IV.3 Adaptation du maillage à une fissure 3D dans le modèle des éléments finis.....	73
IV.3.1 Calcul analytique du facteur d'intensité de contrainte (FIC) : K_I	74
IV.3.2 Choix du maillage adapté	75
IV.4 Etude cyclique.....	81
IV.4.1 Introduction.....	81

IV.4.2 Evolution de la température.....	81
IV.4.3 Analyse thermique cyclique du disque de frein.....	84
IV.4.3.1 Evolution de la contrainte thermique.....	84
• Cas d'une fissure linéaire.....	84
• Cas d'une fissure elliptique.....	85
IV.4.3.2 Evolution de la déformation thermique.....	87
• Cas d'une fissure linéaire.....	88
• Cas d'une fissure elliptique.....	88
IV.4.3.3 Evolution du facteur d'intensité des contraintes.....	89
• Cas d'une fissure linéaire.....	90
• Cas d'une fissure elliptique.....	91
IV.4.4 Etude thermomécanique cyclique.....	93
IV.4.4.1 Evolution de la contrainte thermomécanique.....	93
• Cas d'une fissure linéaire.....	94
• Cas d'une fissure elliptique.....	94
IV.4.4.2 Evolution de la déformation thermomécanique.....	96
• Cas d'une fissure linéaire.....	97
• Cas d'une fissure elliptique.....	98
IV.4.4.3 Evolution du facteur d'intensités de contraintes (FIC).....	99
• Cas d'une fissure linéaire.....	99
• Cas d'une fissure elliptique.....	100
IV.4.4.4 Evolution de la pression de contact.....	101
• Cas d'une fissure linéaire.....	101
• Cas d'une fissure elliptique.....	102
IV.5 Prédiction numérique de la propagation de fissure.....	103
Conclusion.....	107
Références bibliographiques.....	112
Résumé	

Nomenclature

A	Aire de la surface fissurée	mm^2
A	Constante	/
a	Décélération	m^2/s
a	Largeur de la fissure	mm
A_d	Surface de disque balayée par une plaquette	mm^2
A_c	Surface de plaquette en contact avec le disque	mm^2
A_F	Surface frontale	mm^2
$2c$	Longueur de la fissure	mm
a_{cr}	Taille critique de la fissure	mm
B	Constante	/
b	Constante	/
C	Constante	/
c'	Constante de Paris (dépend au matériau)	/
c_w	Constante équivalente au paramètre C de la loi de Paris.	/
C_X	Coefficient de forme= 0,3 à 0,4 sur voiture	/
C_p	Chaleur spécifique	$\text{J/kg} \cdot ^\circ\text{C}$
D	Constante du matériau	/
$\frac{da}{dN}$	Vitesse de propagation de fissure	m/cycle
$\frac{\partial T}{\partial n}$	Dérivée de la température le long de la normale	$^\circ\text{C}$
E	Module élastique	GPa
f	La contribution de fermeture de la fissure	/
F_{disc}	Force du disque	N
F_D	Force motrice	N
F_{FH}	Effort de freinage rapporté à l'essieu arrière	N
F_{FV}	Effort de freinage rapporté à l'essieu avant	N
F_G	Effort de pesanteur	N
F_P	Effort exercé par le conducteur	N
F_R	Force de frottement	N
F_{RA}	Force de résistance de l'air	N
F_{RP}	Force de résistance due à la pente	N
F_{RRH}	Force de résistance au roulement de la roue arrière	N
F_{RRV}	Force de résistance au roulement de la roue avant	N
F_{QH}	Charge statique rapportée à l'essieu arrière	N

F_{QV}	Charge statique rapportée à l'essieu avant	N
F_S	Effort de freinage	N
F_i	Composantes, selon x et y, des forces de volume	N
F_g	Fonction de la géométrie	/
f_{ij}	Fonction adimensionnelle dépend du mode de sollicitation	/
f_r	Coefficient de résistance au roulement	/
f_φ	Constante	/
f_w	Constante	/
$h(x_i)$	Fonction de poids	/
h	Constante	/
h	Coefficient de transfert de chaleur par convection	$Wm^{-2}oC^{-1}$
H	Hauteur du centre de gravité du véhicule	mm^2
g_{ij}	Fonction addimensionnelle dépend de l'état de contrainte et de la géométrie du corps fissuré	/
g	Accélération de la pesanteur	m/s^2
K_I	Facteur de concentration de contrainte en mode I	$MPa.m^{0.5}$
K_{IC}	Facteur d'intensité de contrainte critique	$MPa.m^{0.5}$
K_{max}	Valeur maximale du facteur d'intensité de contrainte	$MPa.m^{0.5}$
K_{min}	Valeur minimale du facteur d'intensité de contrainte	$MPa.m^{0.5}$
K_{ouv}	Facteur d'intensité de contrainte d'ouverture	$MPa.m^{0.5}$
k	Constante dépend du type de de sollicitation	/
ΔK_{seuil}	Seuil de propagation de fissure	$MPa.m^{0.5}$
$\Delta K_{seuil,0}$	Valeur du seuil pour $R = 0$	$MPa.m^{0.5}$
ΔK_{eff}	Variation du facteur d'intensité des contraintes effective	$MPa.m^{0.5}$
l	Intersection des courbes $\delta = f(\Delta K)$	/
L	Distance entre l'essieu avant et l'essieu arrière	mm
L_H	Distance entre l'axe du l'essieu avant et le centre de gravité du véhicule	mm
L_V	Distance entre l'axe du l'essieu arrière et le centre de gravité du véhicule	mm
m	Masse du véhicule	kg
m_{tot}	Masse totale du disque avec les plaquettes	kg
M_1, M_2, M_3	Constantes	/

N	Nombre de cycle	/
N_r	Nombre de cycle provoquant la rupture	/
n	Constante de Paris (dépend au matériau)	/
n_w	Constante équivalente au paramètre n de la loi de Paris	/
\vec{n}	Vecteur unitaire de la normale	/
p	Constante dépendant au matériau pour la loi de Nasgro	/
P	Pression hydraulique	MPa
P_{tot}	Puissance de freinage	W
P_F	Puissance de freinage rapporté au disque de frein	W
P_R	Puissance de freinage due au roulement	W
P_{FV}	Puissance de freinage au point V	W
P_{FH}	Puissance de freinage au point H	W
P_{FV1}	La puissance de freinage apportée au disque de frein	W
Q_V	Flux de chaleur	W
Q'_V	Flux de chaleur par unité de surface	W/m ²
q	Constante dépendant au matériau pour la loi de Nasgro	/
q	Flux de chaleur généré à l'intérieur du système	W
R	Rapport de charge	/
R_m	Contrainte ultime du matériau	MPa
R_e	Limite d'élasticité du matériau	MPa
r	Rayon à fond d'entaille	mm
r_p	Rayon de la zone pastique	mm
r_{mon}	Rayon la zone périphérique (monotone) plastifiée	mm
r_{cyc}	Rayon de la zone « doublement » plastifiée	mm
r_0	Distance d'équilibre	mm
r_d	rayon du disque	mm
r_{pneu}	rayon du pneu	mm
(r, θ)	Coordonnées cylindriques	/
S	Aire de la surface de contact solide / fluide	mm ²
t	Epaisseur de l'échantillon	mm
t_z	Temps de freinage	s
T_0	Température initiale	°C
T_p	Température de la surface	°C

T_{∞}	Température du milieu environnant la surface	°C
U_x, U_y	Déplacement suivant l'axe x et y respectivement	mm
$U(R)$	Fonction dépend du rapport de charge	/
u_i	Composantes, selon x et y, du vecteur déplacement sur le contour	mm
	Γ	
v_0	Vitesse initiale	m/s
ν	Coefficient Poisson	/
ν^*	Constante	/
V	Vitesse de glissement du point considéré	m/s
ω	Vitesse de rotation	rad/s
(x, y, z)	Coordonnées cartésiennes	/
Z	Efficacité de freinage	/

Caractères grecs

ε_t	Déformation totale	/
ε_{th}	Déformation thermique	/
ε_m	Déformation mécanique	/
ε_e	Déformation élastique	/
ε_p	Déformation plastique	/
ε_p	Facteur d'exploitation	/
φ	Flux de chaleur	W
Φ	Densité de flux de chaleur	W/m ²
\emptyset	Coefficient représente la proportion de l'effort de freinage rapportée aux roues arrière	/
λ	Conductivité thermique	Wm ⁻¹ K ⁻¹
μ	Coefficient de frottement	/
ρ	Densité	kg/m ³
ρ_a	Masse volumique de l'air	kg/m ³
ρ_m	Masse volumique du matériau	kg/m ³
σ	Constante de Stephan = $5,67 \times 10^{-8}$	Wm ⁻² K ⁻⁴
σ_{min}	Contrainte minimale	MPa
σ_{max}	Contrainte maximale	MPa

σ_m	Contrainte moyenne	MPa
$\sigma_\infty(x)$	Chargement appliqué sur la pièce	MPa
σ_{ij}	Tenseur de contrainte	MPa
σ_i	Composantes selon x et y du vecteur contrainte sur le contour Γ	MPa
σ_a	Contrainte alternée	MPa
σ_D	Limite de fatigue ou limite d'endurance	MPa
σ_R	Limite à la rupture	MPa
σ_L	Contrainte locale	MPa
$\sigma_{clivage}$	Contrainte de rupture par clivage	MPa
$\Delta\sigma$	Variation de la contrainte	MPa
γ_s	Energie de création de surface	/
τ_{xy}	Tenseur de cisaillement	MPa
\mathcal{J}	Constante	/
Γ	Périmètre de la surface fissurée	mm
γ_w	Paramètre de Walker qui dépend du rapport de charge	/
γ	Paramètre qui prend des valeurs généralement comprises entre 0 et 1	/
δ	Constante	/

Abréviations

ABS	Système antiblocage
FIC	Facteur d'intensité de contraintes
MLR	Mécanique linéaire de la rupture
Ti, AL, V	Titanium, Aluminium, Vanadium
S-N	Courbe (<i>Stress- Number of cycles</i>).

Opérateurs mathématiques

\overrightarrow{grad}	Gradient
div	Divergence d'un vecteur

Liste des figures

Figure I.1	Types de faïençage.....	5
Figure I.2	Fissure macroscopique ou macrofissure sur disque de frein	6
Figure I.3	Eprouvettes ayant séjourné dans un bain d'acide, l'échantillon supérieur était exempt d'effort, l'échantillon inférieur a été soumis à une charge constante	7
Figure I.4	Fatigue thermique d'un outil de moulage par gravité à chaud	7
Figure I.5	Domages observés sur des outils de travail à chaud	8
Figure I.6	Photographie d'un disque de frein d'un pick-up Ford	9
Figure I.7	Réseaux de faïençage en surface de disques issus de l'exploitation en service	10
Figure I.8	Evolution du faïençage en fonction de l'état de contrainte (éprouvette tubulaire en fatigue thermique)	10
Figure I.9	Classification des différents types de fatigue oligocyclique selon Spera	11
Figure I.10	Définition de cycles types de fatigue thermomécanique	12
Figure I.11	Réponse en contrainte-déformation de la surface d'une pièce sous cyclage thermique rapide	13
Figure I.12	Photographie (a) et schéma de principe (b) de l'essai SPLASH. (c) Faïençage obtenu sur un acier 304L après 20000 cycles	14
Figure I.13	Désignation des principaux éléments du système de freinage.....	15
Figure I.14	Le disque plein.....	15
Figure I.15	Gorge calorifique.....	16
Figure I.16	Caméra thermique.....	23
Figure II.1	Défaut elliptique dans une plaque infinie.....	27
Figure II.2	Définition des axes (x,y) et des coordonnées (r, θ) au voisinage de l'extrémité d'une fissure	28
Figure II.3	Définition des modes de sollicitation	29
Figure II.4	Contrainte $\sigma_{yy}(\theta = 0)$ perpendiculaire au plan de fissuration	30
Figure II.5	Solide non fissuré soumis au chargement $\sigma_{\infty}(x)$ conduisant à une répartition $\sigma(x)$ sur le plan A-B	31
Figure II.6	Application du principe de superposition	31
Figure II.7	Représentation schématique d'un chargement de fatigue	33

Figure II.8	Différentes zones de la courbe de Wöhler.....	34
Figure II.9	Accommodation.....	35
Figure II.10	Rochet.....	35
Figure II.11	Adaptation.....	36
Figure II.12	Diagramme de Haig	39
Figure II.13	Diagramme de Haig (Gerber, Goodman et Söderberg)	40
Figure II.14	Représentation classique d'un diagramme de Goodman-Smith.....	41
Figure II.15	Stades I et II de la fissuration par fatigue.....	42
Figure II.16	Courbe de la propagation de fissure.....	42
Figure II.17	Influence de la taille des grains sur le seuil de propagation	43
Figure II.18	Influence du rapport de charge et de la température sur le seuil de propagation.....	44
Figure II.19	Influence de la fréquence d'essai sur la vitesse de propagation et le seuil	45
Figure II.20	Influence du rapport de charge	49
Figure II.21	Définition de la partie efficace du cycle de chargement	49
Figure II.22	Représentation schématique des différents mécanismes de fermeture, induite par la plasticité, l'oxydation ou la rugosité. $K_{cl} > K_{min}$ est le facteur d'intensité de contrainte à la fermeture de fissure ..	50
Figure II.23	Schématisation des zones de déformation en avant de la fissure.	50
Figure II.24	Mécanismes de la déformation plastique à fond de fissure de fatigue	51
Figure III.1	Lois de Fourier.....	55
Figure III.2	Définition d'un élément de surface d'échange.....	55
Figure III.3	Elément en rayonnement.....	56
Figure III.4	Gradient de température.....	57
Figure III.5	Bilan thermique.....	58
Figure III.6	Définition des forces agissantes sur un véhicule lors du freinage....	59
Figure III.7	Efforts agissant sur un véhicule freiné, freinage d'arrêt sur plat.....	61
Figure III.8	Création du modèle et conditions aux limites.....	65
Figure III.9	Maillage du disque de frein et plaquette.....	65
Figure III.10	Maillage d'une fissure linéaire.....	66
Figure III.11	Maillage d'une fissure elliptique.....	66
Figure III.12	Cycle de freinage du système ABS	67
Figure III.13	Caractéristiques géométriques du disque utilisé [88].....	69

Figure III.14	Caractéristiques géométriques des plaquettes de frein	70
Figure IV.1	Eléments le plus fréquemment utilisés	73
Figure IV.2	Création des différents Splines	74
Figure IV.3	Configuration et notations de la fissure elliptique.....	74
Figure IV.4	Elément tétraédrique à 10 nœuds.....	75
Figure IV.5	Echantillon carré et conditions aux limites.....	76
Figure IV.6	Contours du Maillage en tête de la fissure.....	77
Figure IV.7	Evolution de K_I en tête de fissure.....	78
Figure IV.8	Erreur de K_I entre les contours.....	78
Figure IV.9	Evolution de $K_{I \text{ analytique}}$ et $K_{I \text{ numérique}}$	79
Figure IV.10	Erreur de $K_{I \text{ analytique}}$ et $K_{I \text{ numérique}}$	79
Figure IV.11	Influence de la taille de maillage.....	80
Figure IV.12	Influence du rapport d'échelle.....	80
Figure IV.13	Evolution de la température dans le disque de frein.....	82
Figure IV.14	Evolution de la température du disque de frein en fonction du temps.....	83
Figure IV.15	Evolution de la température des deux modes de freinage en fonction du temps	83
Figure IV.16	Evolution de la température en fonction du temps en tête de fissure.....	84
Figure IV.17	Champ de distribution de contrainte thermique d'un disque comprend une fissure linéaire.....	85
Figure IV.18	Champ de distribution de contrainte thermique d'un disque comprend une fissure elliptique.....	86
Figure IV.19	Evolution de la contrainte thermique en surface et au cœur de la fissure linéaire.....	87
Figure IV.20	Evolution de la contrainte thermique en surface et au cœur de la fissure elliptique.....	87
Figure IV.21	Champ de distribution de la déformation thermique dans le cas d'une fissure linéaire.....	88
Figure IV.22	Champ de distribution de la déformation thermique dans le cas d'une fissure elliptique.....	89
Figure IV.23	Evolution du FIC dans une fissure linéaire du disque de frein.....	90

Figure IV.24	Evolution du FIC sur la longueur de la fissure linéaire à différents instants.....	90
Figure IV.25	Evolution du FIC en tête de fissure elliptique.....	91
Figure IV.26	Evolution du FIC sur la longueur de la fissure elliptique à différents instants.....	92
Figure IV.27	Evolution de K_I en fonction du temps au cœur de la fissure linéaire.....	93
Figure IV.28	Evolution de K_I en fonction du temps au cœur de la fissure elliptique.....	93
Figure IV.29	Champ de distribution de la contrainte thermomécanique dans le cas d'une fissure linéaire.....	94
Figure IV.30	Champ de distribution de la contrainte thermomécanique dans le cas d'une fissure elliptique.....	95
Figure IV.31	Déformation du disque- Effet parapluie de la référence [94].....	96
Figure IV.32	Déformation du disque- effet parapluie de notre simulation.....	97
Figure IV.33	Champ de distribution de la contrainte thermomécanique dans le cas d'une fissure linéaire.....	97
Figure IV.34	Champ de distribution de la contrainte thermomécanique dans le cas d'une fissure elliptique.....	98
Figure IV.35	Evolution du FIC en fonction du temps dans le cas d'une fissure linéaire.....	99
Figure IV.36	Evolution du FIC en fonction de la longueur de la tête de la fissure linéaire à différents instants.....	100
Figure IV.37	Evolution du FIC en tête de fissure elliptique.....	100
Figure IV.38	Evolution du FIC en fonction de la longueur de la tête de la fissure elliptique à différents instants.....	101
Figure IV.39	Champ de distribution de la pression de contact au niveau de la plaquette dans le cas d'une fissure linéaire.....	102
Figure IV.40	Champ de distribution de la pression de contact au niveau de la plaquette dans le cas d'une fissure elliptique.....	103
Figure IV.41	Evolution de la longueur de fissure.....	104
Figure IV.42	Evolution de la vitesse de propagation de fissure.....	104
Figure IV.43	Evolution instantanée de ΔK	105

Liste des tableaux

Tableau III.1	Propriétés thermo-élastiques utilisées dans la simulation	65
Tableau III.2	Caractéristique du véhicule	67

Introduction générale

Introduction générale

La fatigue thermique est un phénomène quasi omniprésent dans notre environnement, aussi bien dans la vie de tous les jours que dans le domaine industriel. En effet, les fluctuations de température, qu'elles soient saisonnières, hebdomadaires, journalières ou plus fréquentes, ont un caractère endommageant par le fait que les fluctuations se répètent au cours du temps. Citons rapidement quelques exemples : l'écaillage de peinture dû à des effets couplés de variations d'humidité et de température ; les fissures qui se forment au fond d'une tasse à café dues aux nombreux remplissages de liquide chaud dans une tasse dont les parois sont nettement plus froides, les nombreuses fissures présentes dans le sol lors des périodes de sécheresse dues à une variation d'humidité et de température.

Alors que dans les tasses de café les conséquences des réseaux de fissures dues à la fatigue thermique, connus aussi sous le terme de faïençage thermique, se résument dans la plupart des cas à une légère fuite qui conduit au remplacement de la tasse pour un coût de quelques euros, dans d'autre cas, les conséquences sont beaucoup plus importantes et engendrent des coûts également plus importants, par exemple aux États-Unis en 1978, de nombreuses catastrophes provoquées par des fractures ont causé de nombreuses blessures et des pertes financières. Le coût annuel de la facture était estimé à 119 milliards de dollars ou 4% du produit national, le coût annuel pourrait être réduit de 35 milliards si la technologie actuelle était appliquée et pourrait être réduite de 28 milliards.

Le phénomène de fatigue thermique se rencontre dans beaucoup de domaines industriels tels que l'aéronautique, le nucléaire, le ferroviaire (et automobile) ou encore dans les procédés de mise en forme de matériaux. Dans chacun de ces domaines, durant leur cycle de vie, des éléments mécaniques se retrouvent soumis à des sollicitations thermiques répétées. Ce phénomène se conclut très souvent par la formation de fissures et parfois même d'un réseau de fissures dommageables pour le fonctionnement des installations.

Le disque de frein constitue l'un des exemples qui est exposé au phénomène de la fatigue thermique, car il soumit à de fortes contraintes thermiques pendant le freinage de routine et à des contraintes thermiques extraordinaires lors d'un freinage brusque. On sait que des

décélération élevées typiques des véhicules de tourisme génèrent des températures aussi élevées que 900°C en une fraction de seconde. Ces grandes excursions de température ont deux résultats possibles: un choc thermique qui génère des fissures de surface; et / ou de grandes quantités de déformation plastique dans le disque de frein.

En l'absence de chocs thermiques, on trouve qu'un nombre relativement faible de cycles de freinage à forte accélération génère des fissures macroscopiques traversant l'épaisseur et le rayon du disque de frein.

Cette thèse se situe dans ce contexte. On a pris le disque de frein automobile comme un exemple d'étude dont l'objectif principal est de modéliser la propagation de deux types de fissure (linéaire et elliptique qui sont localisés au niveau de la piste de frottement du disque de frein) sous un chargement thermique cyclique et aussi sous un chargement thermomécanique cyclique à amplitude constante dont le but est de déterminer le type de fissure le plus dangereux pour la prédiction de leur tenue en fatigue.

Pour commencer, nous exposons dans le chapitre I la problématique de la fissuration sur des pièces industrielles soumises à des variations de température à des niveaux élevés et donc à la fatigue thermique. Après une présentation rapide des types de fissure, nous aborderons les phénomènes qui conduisent à leur apparition que ce soit dans la vie courante ou dans un domaine industriel. Dans ce contexte, il était indispensable de définir le phénomène de la fatigue thermique, et d'exposer un bilan des études sur le phénomène de la fissuration dans le disque de frein que nous avons pris comme exemple de cette étude, enfin nous avons présenté quelques études concernant l'analyse de la température et de la fissuration ainsi que la contrainte de ce dernier par la méthode des éléments finis.

Le chapitre II est consacré à la fatigue des systèmes de freinage tout en montrant les modes de sollicitation, puis nous nous intéressons à la détermination des paramètres d'influence en fatigue, on passe ensuite à exposer les lois fondamentales de propagation des fissures à amplitude constante.

Le chapitre III comprend deux parties essentielles, la première consiste à une étude purement thermique dont le but est de calculer le flux de la chaleur initial entrant dans le disque qui est localisé au niveau de la zone de contact, on passe dans la deuxième partie de ce chapitre à une étude mécanique qui comprend le calcul de la pression hydraulique qui est supposée constante le long de la surface, on conclut ce chapitre par une modélisation du chargement et des conditions aux limites appliqués sur le disque et sur les plaquettes.

Une modélisation par éléments finis est nécessaire dans le dernier chapitre de ce manuscrit, le chapitre IV, visera alors à traiter le problème d'une manière numérique avec l'étude de propagation tridimensionnelle de la fissure, on a présenté dans un premier temps un calcul du maillage dont le but d'adapter la taille de l'élément de maillage ainsi pour ajuster le rapport d'échelle ($Re_{ch}=a/c$) qui nous donne des solutions proche de la réalité, une analyse par la méthode des éléments finis de la propagation de deux types de fissures par le cyclage thermique d'un part et par le cyclage thermomécanique transitoire d'un autre part est traitée dans la deuxième partie du chapitre, pour bien affirmer l'influence du type de la fissure sur le comportement globale du disque de frein, pour la prédiction de la tenue en fatigue.

Finalement, après avoir obtenu les conclusions principales de cette étude, nous dresserons quelques perspectives en vue d'améliorer notre connaissance du phénomène de fissuration par la fatigue thermique.

Chapitre 1
Revue bibliographique

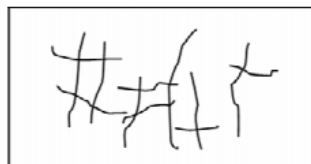
I.1 Introduction

Le phénomène de fatigue thermique est très courant dans l'industrie. En effet, les conditions de fonctionnement des installations industrielles soumettent les différents éléments des structures à une grande variété de sollicitations thermiques et/ou mécaniques. Ces sollicitations peuvent avoir un caractère cyclique au cours du temps sur une section d'une composante. L'expérience industrielle a montré que la rupture des composants en fonctionnement est le plus souvent due à la fatigue. Dans ce chapitre, nous allons regarder plus généralement la problématique de la fissuration sur des pièces industrielles soumises à des variations de température à des niveaux élevés et donc à la fatigue thermique. Après une présentation rapide des types de fissure, nous aborderons les phénomènes qui conduisent à leur apparition que ce soit dans la vie courante ou dans un domaine industriel. Dans ce contexte, il était indispensable de définir le phénomène de la fatigue thermique, et d'exposer un bilan des études sur le phénomène de la fissuration dans le disque de frein que nous avons pris comme exemple de cette étude, enfin nous avons présenté quelques études concernant l'analyse de la température et de la fissuration ainsi que la contrainte de ce dernier par la méthode des éléments finis.

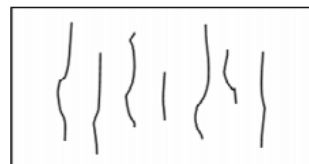
I.2 Types de fissures

Sous chargement thermique cyclique, deux niveaux de fissuration peuvent être distingués : *le faïençage et les macrofissures*.

✓ *Faïençage* : Le réseau de fissures ou faïençage multidirectionnel est un ensemble de fissures au minimum bidirectionnelles dans le plan d'observation, formant des cellules plus ou moins fermées (Figure I.1a). Nous parlerons de fissuration multiple ou de faïençage unidirectionnel lorsqu'on rencontre un ensemble de fissures globalement parallèles les unes aux autres et ne constituant pas de cellules (Figure I.1b).



a Réseau de fissures ou faïençage multidirectionnel



b Fissuration multiple ou faïençage unidirectionnel

Figure I.1: Types de faïençage.

✓ *Fissures macroscopiques* : Nous nommerons fissure macroscopique ou macro-fissure, toute fissure, isolée ou non, dont la longueur en surface dépasse plusieurs millimètres. Quand une telle fissure est située dans un réseau de faïençage, comme dans la figure I.2, sa longueur excède nettement la maille du réseau.

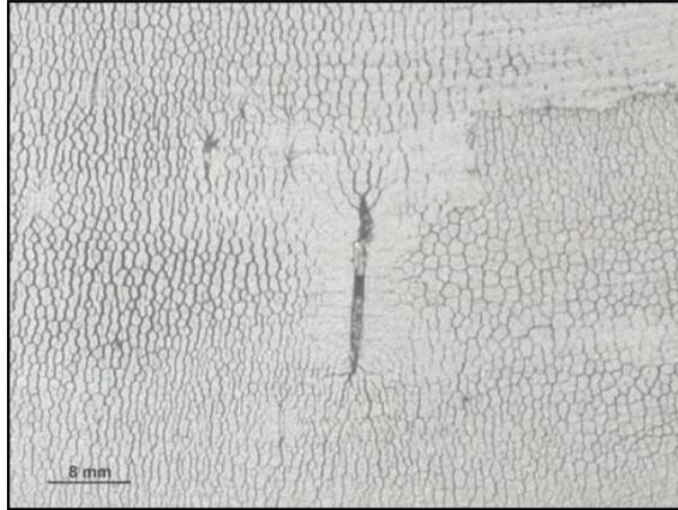


Figure I.2: Fissure macroscopique ou macrofissure sur disque de frein [1]

I.3 Observations des réseaux de fissures dans les applications industrielles

Dans l'industrie, les phénomènes de fissuration sont associés parfois à des problèmes de corrosion sous contrainte, mais le plus souvent à des problèmes d'origine thermique.

I.3.1 La corrosion sous contrainte

La corrosion sous contrainte est l'effet simultané d'un milieu corrosif et d'un chargement mécanique. D'après la littérature [2,3], elle se manifeste le plus souvent par la fissuration multiple avec des fissures soit transgranulaires, soit intergranulaires, même dans le cas de matériaux supposés ductiles et inoxydables. Cette fissuration est due à la rupture du film protecteur du matériau et peut conduire à terme à la rupture de la structure. La figure I.3 compare des éprouvettes ayant séjourné longtemps en milieu corrosif sans (en haut) et avec (en bas) chargement mécanique de traction. Les fissures sont ici intergranulaires, parallèles et perpendiculaires à l'axe de traction.



Figure I.3: Eprouvettes ayant séjourné dans un bain d'acide, l'échantillon supérieur était exempt d'effort, l'échantillon inférieur a été soumis à une charge constante [4].

1.3.2 Les problèmes d'origine thermique

Lorsqu'une pièce subit localement des variations cycliques de température, des gradients thermiques apparaissent et induisent des contraintes par dilatations entravées. Ces variations cycliques de température et de contrainte peuvent conduire à un endommagement dit de fatigue thermique [5, 6]. Il se manifeste généralement par l'apparition de réseaux de fissures assez courtes en surface et peu profondes, on parle de faïençage thermique, et dans certains cas de fissures macroscopiques. Les exemples industriels sont nombreux : outils de formage et de moulage à chaud (Figure I.4), cylindres de laminoirs, moules de fonderie, disques de frein, conduites de mélanges de fluides à différentes températures, etc.

La relation entre faïençage et fissures macroscopiques est mal connue, elle semble dépendre de l'application considérée. On observe ainsi des cas de fissures macroscopiques obtenues par coalescence de fissures de faïençage ou au contraire des fissures macroscopiques dans des zones apparemment peu faïencées.

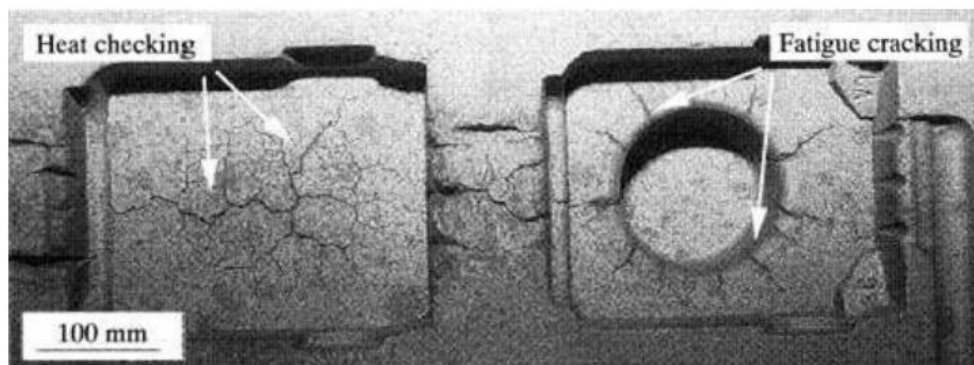


Figure I.4: Fatigue thermique d'un outil de moulage par gravité à chaud [7].

I.3.2.1 La fissuration des outils de travail à chaud

Les moules de fonderie, les cylindres de laminoirs et les outils de formage à chaud sont autant de structures où l'on voit apparaître du faïençage uni- ou multidirectionnel. Pendant une opération de formage à chaud, la surface de l'outil en contact avec la pièce à former subit un choc chaud très rapide. Une fois la pièce formée, la surface de l'outil est rapidement refroidie à l'aide d'un liquide de refroidissement. De la même façon, les moules de fonderie subissent un choc thermique mais sont refroidis plus lentement. Les matrices, forges et coquilles de centrifugation sont soumises à des sollicitations similaires. Les opérations se succédant un grand nombre de fois, tous ces outils sont donc soumis à la fatigue thermique, pouvant, à long terme, se conclure par une rupture de la structure.

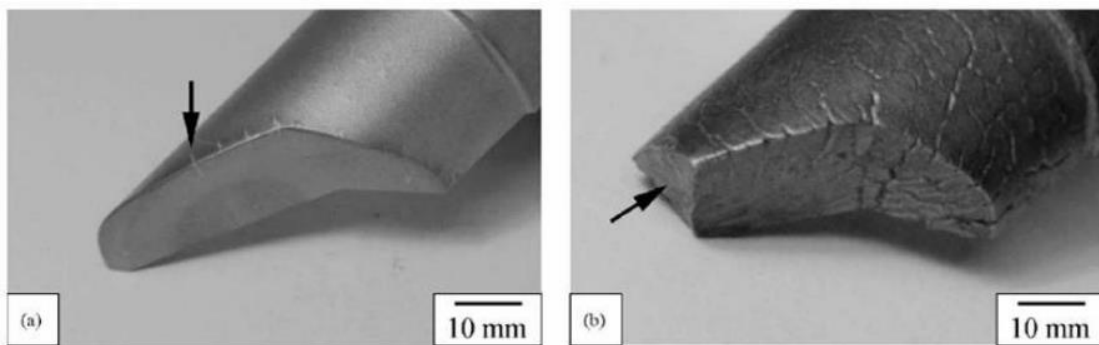


Figure I.5: Dommages observés sur des outils de travail à chaud [8].

I.3.2.2 Fissuration dans les centrales nucléaires

Plusieurs cas de fissurations multiples ont été observés lors de contrôle de centrales nucléaires. A Civaux, près de Poitiers, le réacteur était à l'arrêt depuis 5 jours quand une fuite d'eau a été détectée sur le circuit de refroidissement [9]. C'est 30m^3 à l'heure qui s'échappent, sous forme de vapeur d'eau radioactive à 180°C dans l'enceinte du réacteur. C'est précisément un des deux circuits prévus pour le refroidir lorsqu'il est à l'arrêt qui fuit. La localisation de la fuite n'était pas facile : l'équipe d'EDF mettra plus de huit heures à résoudre le problème et à isoler le secteur défectueux alors que, normalement, selon les documents qui décrivent la marche à suivre en cas de problème de sûreté de la centrale, ce type d'incident devrait être traité en une petite demi-heure. Cette fissuration a été causée par un phénomène de fatigue thermique. En effet, le circuit de refroidissement avait été modifié par rapport aux réacteurs précédents. Une zone de mélange de fluides à différentes températures serait à l'origine de cette fissure. Dans cette canalisation les températures évoluent, en effet, beaucoup dans le

temps à cause du régime turbulent qui y sévit. Des études menées entre autres par Maillot [10] sur le matériau utilisé dans ces canalisations ont montré que cette sollicitation pouvait entraîner un amorçage et une propagation de fissure par fatigue thermique.

I.3.2.3 Fissuration dans les disques de frein

Les disques de frein transforment l'énergie mécanique en chaleur. Pour les trains ou les voitures, c'est l'énergie cinétique du véhicule qui est dissipée par le frottement des plaquettes sur les disques. L'ensemble plaquette - disque s'échauffe sous cette action et refroidit à l'air ambiant. Ces freinages étant répétés, les disques de frein sont soumis à la fatigue thermomécanique. Dans l'automobile, de nombreuses études ont montré que les freinages pouvaient engendrer des températures pouvant dépasser 700°C en quelques secondes. L'endommagement peut se traduire par une rupture des disques de frein. Comme le montre la figure I.6, les fissures, généralement radiales au niveau de la piste de frottement, peuvent s'étendre de façon circonférentielle en pied de bol. Elles sont bien sûr inacceptables [11] car elles ne sont pas forcément perceptibles par les usagers et qu'elles mettent en cause la sécurité des passagers du véhicule.

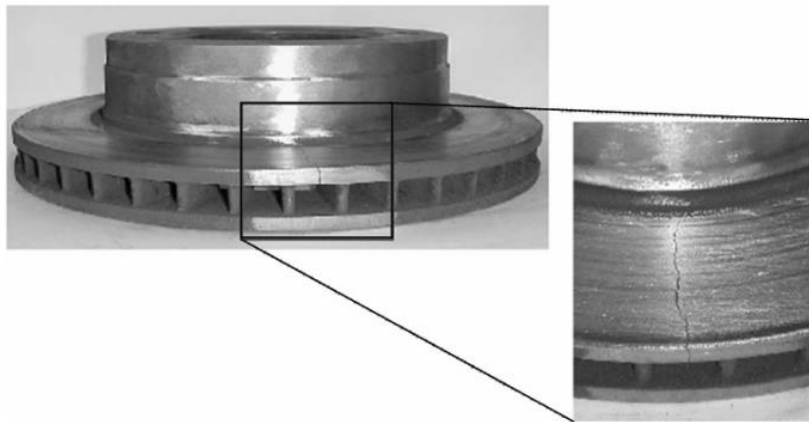


Figure I.6: Photographie d'un disque de frein d'un pick-up Ford [12].

On observe une fissure radiale de la bordure extérieure du disque jusqu'au bol.

Dans le freinage automobile, des fissures macroscopiques sont également parfois observées dans les disques de frein. Les photographies de la figure I.7 montrent, à titre d'exemple, que la surface de frottement des disques présente des réseaux de faïençage très marqués, parfois plus accentués dans la direction radiale, et des fissures macroscopiques pouvant atteindre plusieurs centimètres de longueur dans la direction radiale.

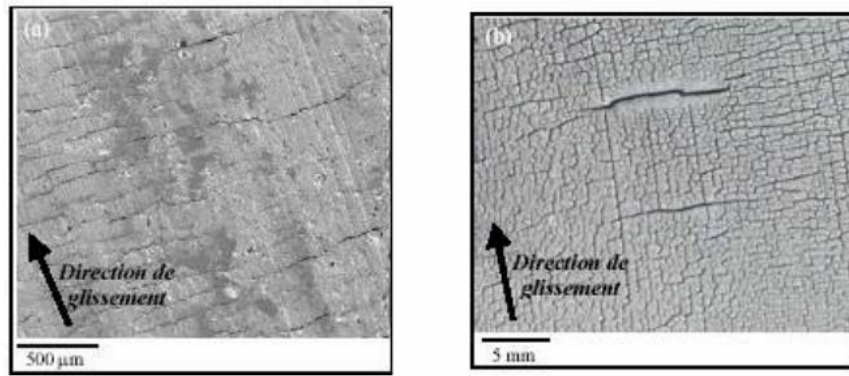


Figure I.7: Réseaux de faïençage en surface de disques issus de l'exploitation en service [13].

1.4 Origine des fissures de faïençage

Les réseaux de microfissures ne sont généralement pas aléatoires. En général, l'orientation des microfissures est définie par les directions des contraintes principales [14]. Cette correspondance a été montrée dans l'étude des outils de formage à chaud [15]. Des essais sont opérés sur des éprouvettes tubulaires, refroidies par eau à l'intérieur, et alternativement chauffées et refroidies à l'extérieur, respectivement par induction et par air comprimé (Figure I.8 à gauche). La figure I.8, à droite, montre que, l'état de contrainte varie le long de l'axe de l'éprouvette. Il est équibiaxial (orthoradial et longitudinal) au centre, conduisant à un réseau équibiaxé de fissures, et quasiment uniaxial (orthoradial) aux extrémités, conduisant à une fissuration uniquement longitudinale dans ces zones.

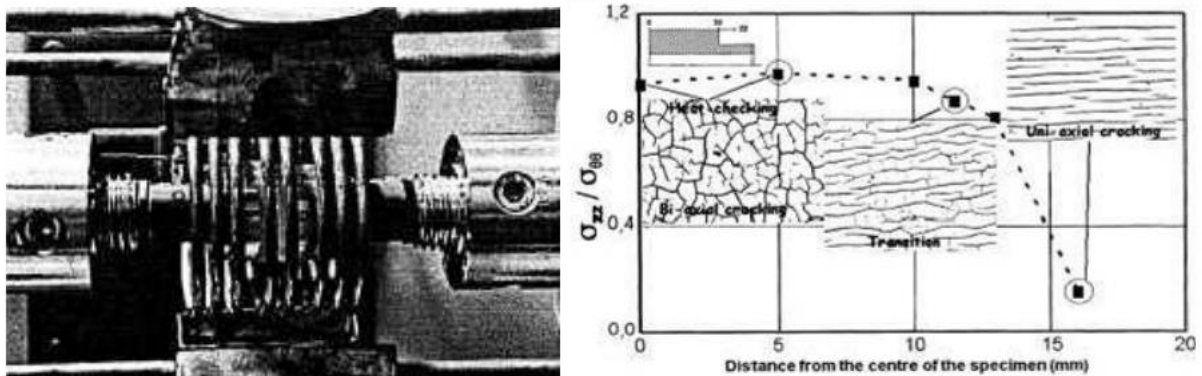


Figure I.8: Evolution du faïençage en fonction de l'état de contrainte (éprouvette tubulaire en fatigue thermique) [15].

Le faïençage est donc étroitement lié à la sollicitation. Une sollicitation équibiaxée engendre généralement un réseau de fissures multidirectionnel alors qu'une sollicitation uniaxiale favorise une fissuration multiple uniaxiale.

I.5 Phénomène de fatigue thermique

I.5.1 Introduction

Avant de rentrer dans les types de la fatigue thermique, il est important de bien la définir. Une première définition de la fatigue thermique que l'on peut citer est celle donnée par Auger [16]: La fatigue thermique consiste en une répétition simultanée de cycles de contraintes thermiques et de contraintes mécaniques qui conduit à des ruptures ou à des déformations provoquées par des phénomènes de fluage. Cette définition associe contraintes d'origine thermique et contraintes mécaniques à la fatigue thermique ce qui semble moins précis que la définition donnée par Spera [17] pour que la fatigue thermique correspond à une dégradation graduelle et à une fissuration du matériau par chauffage et refroidissement alternés, durant lesquels la dilatation libre est partiellement ou totalement entravée. Ici, les contraintes mécaniques résultent d'un chargement thermique et non plus d'un chargement mécanique, celui-ci étant associé aux conditions aux limites du système.

La classification de Spera [17], généralement reprise par tous les auteurs, divise la fatigue thermique en deux sous-catégories selon le type d'entrave à la dilatation libre. Le schéma de cette classification est présenté dans la figure I.9.

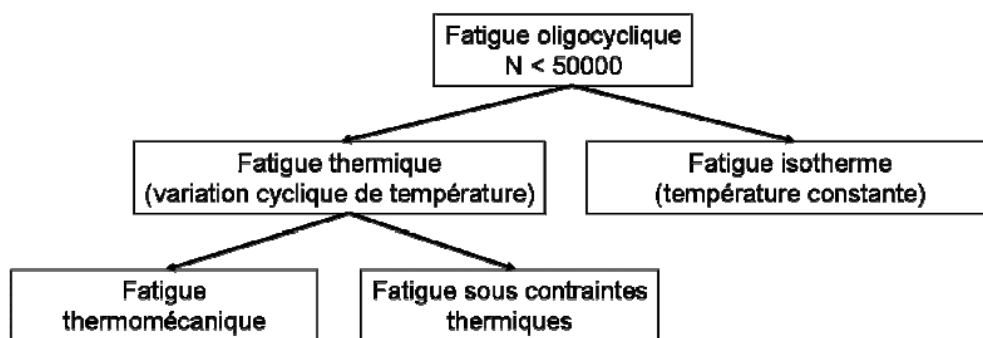


Figure I.9: Classification des différents types de fatigue oligocyclique selon Spera [17].

La fatigue thermomécanique est ainsi la fatigue thermique dans laquelle les entraves à la dilatation libre sont externes. Elle est recréée en laboratoire par une technique où, durant le cyclage thermique, des forces extérieures sont appliquées pour reproduire les contraintes qui apparaissent dans la structure réelle. La fatigue sous contraintes thermiques correspond à la fatigue thermique dans laquelle les entraves à la dilatation libre sont internes. Dans la plupart des cas, c'est ce qui se produit réellement.

I.5.2 La fatigue thermomécanique

L'essai de fatigue thermomécanique est un essai sur une éprouvette de forme simple. L'idée est de faire subir à l'éprouvette un cycle de chauffage / refroidissement et, simultanément, un cycle de déformation mécanique. On peut alors distinguer deux types principaux de couplage entre le cycle mécanique et le cycle thermique : les essais en phase et les essais en opposition de phase. Un essai est dit en phase lorsque la température maximale est atteinte en même temps que la déformation maximale, et en opposition de phase quand la déformation maximale est atteinte en même temps que la température minimale. Cette définition est schématisée à la figure I.10.

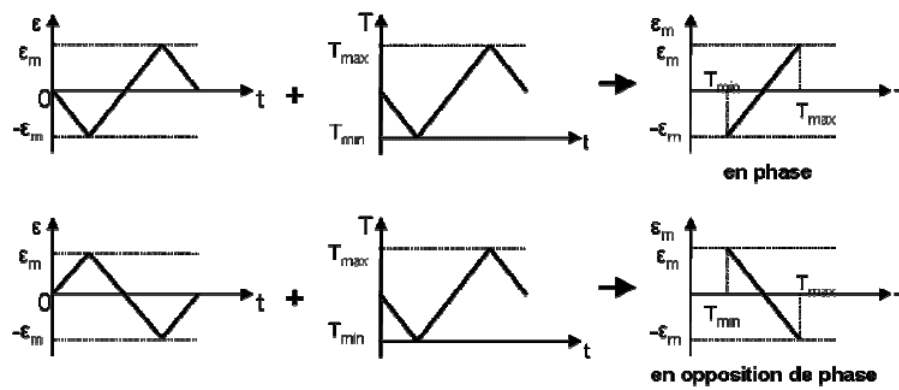


Figure I.10: Définition de cycles types de fatigue thermomécanique [18].

La déformation totale ε_t est la somme de la déformation thermique ε_{th} et de la déformation mécanique ε_m . On a alors :

$$\varepsilon_t = \varepsilon_{th} + \varepsilon_m \quad \text{I. 1}$$

Avec:

ε_p

$$\varepsilon_m = \varepsilon_e +$$

I. 2

Où ε_e est la déformation élastique et ε_p la déformation plastique.

L'avantage des essais de fatigue thermomécanique est que toutes les grandeurs sont connues. Il permet ainsi de définir et de tester des modèles d'endommagement et de comportement. Par contre, il est assez éloigné des conditions réelles de fonctionnement des structures.

I.5.3 La fatigue sous contraintes thermiques

La fatigue sous contraintes thermiques correspond à la fatigue thermique dans laquelle les entraves à la dilatation libre sont internes. Par exemple, lors de la phase de chauffage, la couche externe d'une pièce est chauffée rapidement par un flux de chaleur et soumise à des contraintes de compression par effet de bridage des dilatations par le métal froid sous-jacent. Les gradients thermiques induits par le chauffage peuvent être suffisamment sévères pour qu'une plastification en compression se produise. Le refroidissement ramène ensuite le système à une déformation thermique nulle. La couche externe plastifiée induit alors des contraintes résiduelles de traction, pouvant, là aussi, entraîner un écoulement plastique, atténuant généralement la déformation plastique de compression [19]. Le champ de contrainte, généralement biaxial, conduit ainsi à une fissuration en réseau maillé caractéristique. La répétition successive du cycle thermique entraîne une variation de déformation cyclique du matériau [20, 21]. La boucle de sollicitation qui lui est associée est décrite schématiquement sur la figure I.11 dans le cas uniaxial suivant les hypothèses d'état de contrainte plane, de comportement élastique, sans écrouissage [22]. Le cycle stabilisé est celui défini par le trajet DEBC à savoir, compression puis traction avec variation d'amplitude de déformation plastique en compression, durant le chauffage suivi du refroidissement.

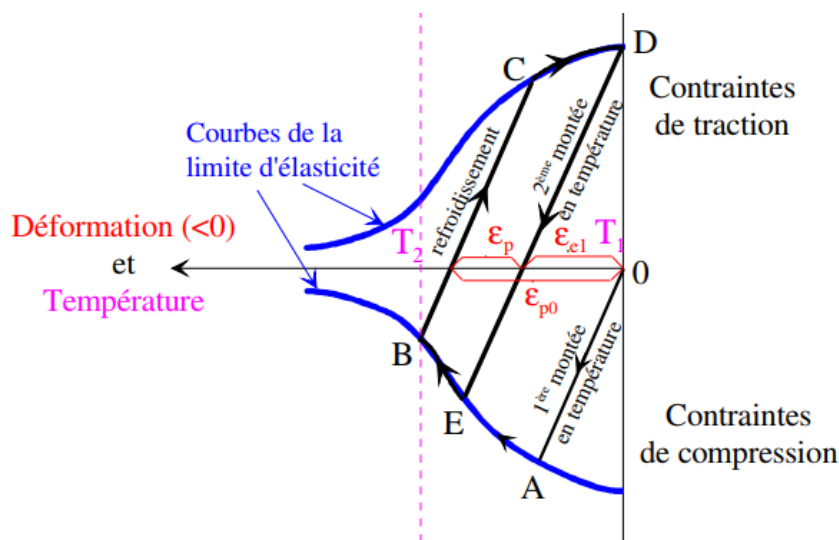


Figure I.11: Réponse en contrainte-déformation de la surface d'une pièce sous cyclage thermique rapide [22].

Les essais sous contraintes thermiques sont donc plus représentatifs des sollicitations réelles. On peut alors étudier la fatigue thermique d'une structure réelle à partir d'une éprouvette de

forme plus simple, comme par exemple l'essai SPLASH utilisé par Maillot [23] (Figure I.12). La modélisation par éléments finis permet de déterminer les sollicitations subies par les éprouvettes. Mais bien d'autres essais de type « structure » sont présentés dans la littérature.

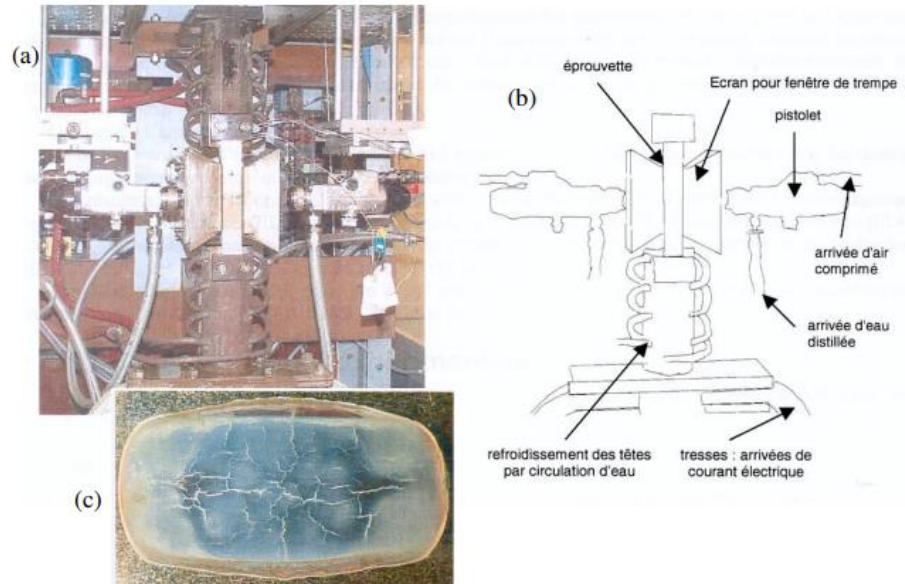


Figure I.12: Photographie (a) et schéma de principe (b) de l'essai SPLASH. (c) Faïençage obtenu sur un acier 304L après 20000 cycles [23]

I.6 Synthèse

Une sollicitation thermique cyclique en température d'une pièce entravée en partie ou en totalité est susceptible d'entraîner sa fissuration par fatigue thermique. Elle peut être amplifiée par les phénomènes qui modifient la microstructure en surface : oxydation, changement de phase etc... Il existe différents niveaux de fissuration : le faïençage composé de fissures courtes qui présentent différentes géométries dépendantes de l'orientation de la sollicitation mécanique induite par le champ de température, et la fissure macroscopique dès lors qu'une fissure est nettement plus longue que celle du réseau de faïençage, Notre étude s'inscrit dans ce cadre, nous avons pris le disque de frein automobile comme exemple pour étudier la propagation des fissures sous un chargement thermique cyclique.

I.7 Système de freinage

Le système de freinage est performant pour les véhicules munis de roues en contact avec le sol : automobile, avion, train, etc. et pour diverses machines. Ce système transforme l'énergie cinétique du véhicule en chaleur. Le disque de frein est constitué:

- D'un disque fabriqué généralement en fonte lié à la roue par l'intermédiaire du moyeu;
- De deux plaquettes, composées chacune d'une garniture en matériau composite collée ou rivetée sur un support métallique ;
- D'un étrier en acier, solidaire de l'essieu (par l'intermédiaire du pivot par exemple), qui supporte les plaquettes ; en forme de chape, il recouvre un secteur du disque ;
- D'un piston hydraulique dans le cas d'un étrier flottant ou coulissant ou deux pistons dans le cas d'un étrier fixe posés contre les supports des plaquettes.

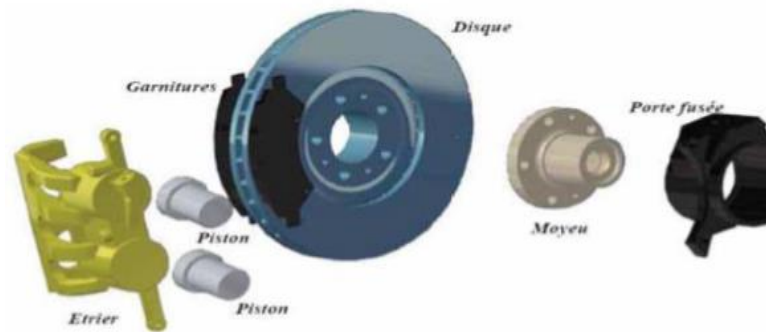


Figure I.13: Désignation des principaux éléments du système de freinage.

I.7.1 Description d'un disque de frein

Le disque de frein est composé d'un anneau plein avec deux pistes de frottement (Figure I.14), d'un bol qui est fixé sur le moyeu et sur lequel est fixée la jante et d'un raccordement entre les pistes et le bol. Ce raccordement est nécessaire, car l'anneau et la partie du bol qui est fixée au moyeu ne sont pas sur un même plan pour des questions d'encombrement et de logement des plaquettes et de l'étrier. La jonction entre le bol et les pistes est souvent usinée en forme de gorge pour limiter le flux de chaleur issu des pistes vers le bol afin d'éviter un échauffement excessif de la jante et du pneumatique. Les pistes de frottement sont dites extérieures quand elles se situent du côté de la jante et intérieures quand elles se situent du côté de l'essieu.

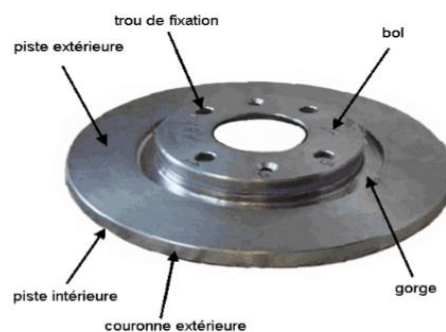


Figure I.14: Le disque plein.

La région de la gorge du bol est aussi très sollicitée. En effet, le disque tend à se mettre en cône à cause des dilatations des pistes chaudes, mais ce déplacement est retenu par la présence du bol qui est moins chaud et par celle de l'étrier. De ce fait, de grandes concentrations de contraintes naissent dans cette zone. Lors d'essais très sévères sur banc dynamométrique, on peut parfois voir apparaître une fissure circonferentielle (du côté externe et/ou du côté interne du disque) qui se propage et provoque la rupture brutale du bol. Les gradients dans la gorge du bol s'expliquent de la même manière. En début de freinage, la température du bol est de 20° C tandis que celle des pistes est de quelques centaines de degrés. De plus, dans le but d'éviter l'élévation de la température du moyeu (ce qui engendrerait des élévations de température du pneu, très critique pour son comportement), la gorge est usinée de manière à ne pas transmettre trop de chaleur au bol (Figure I.15). Avec cet usinage, la température du bol baisse effectivement, mais les gradients thermiques augmentent dans cette zone. Ceux-ci engendrent des contraintes thermiques qui expliquent la rupture de bol observée lors d'essais expérimentaux sévères.

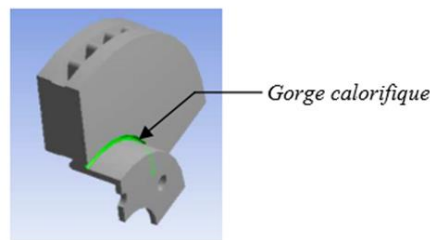


Figure I.15: Gorge calorifique.

I.8 Bilan des études concernant le cyclage thermique du disque de frein

I.8.1 Analyse de la température du disque de frein par la méthode des éléments finis

La nature du problème d'ingénierie à résoudre impose la structure du modèle d'éléments finis qui pourrait, par exemple, être axisymétrique ou tridimensionnelle. Un modèle axisymétrique repose sur l'hypothèse que la géométrie et la charge ne varient pas dans la direction circonferentielle, ce qui implique que les mesures (température, contrainte, etc.) sont également invariantes dans la direction circonferentielle. En utilisant des modèles tridimensionnels complexes, un disque de frein entier peut être modélisé afin d'obtenir de telles variables. Cependant, un secteur angulaire d'un disque de frein peut également être modélisé en trois dimensions en utilisant le concept de symétrie cyclique.

Après la modélisation de la géométrie du disque de frein, les conditions aux limites, c'est-à-dire que l'entrée d'énergie et la production d'énergie doivent être spécifiées. L'entrée d'énergie se présente sous la forme d'un flux de chaleur généré sur les surfaces de frottement pendant l'application du freinage. La sortie d'énergie du freinage est définie comme le taux d'énergie thermique transféré à l'air ambiant. Une telle énergie thermique est perdue à partir de la structure par les processus de convection et de rayonnement mais implique également une conduction vers d'autres parties du véhicule, par exemple le moyeu et la roue. Blot [24] a défini plusieurs procédures numériques pour l'analyse de la température des disques de frein et il a découvert que la méthode des éléments finis était la plus rapide et la plus précise pour l'étude de la performance des disques de frein. De plus, le temps et le coût de fabrication pourraient être considérablement réduits.

Sheridan et Kutchev [25] ont passé en revue les techniques de modélisation de la réponse thermique des disques de frein allant des analyses tridimensionnelles simples aux analyses tridimensionnelles complexes, y compris les méthodes de calcul des conditions aux limites thermiques. Ils ont suggéré que plus de 90% de toute la chaleur dissipée à la température ambiante a été transférée par convection dans la plupart des conditions de freinage. De plus, la précision des modèles de disques de frein thermique dépendait de la façon dont les conditions aux limites thermiques étaient déterminées. En plus de spécifier avec précision l'entrée et la sortie d'énergie, les propriétés du matériau (par exemple la conductivité thermique, la chaleur spécifique, etc.) ont eu une grande influence sur la réponse de température.

Le flux de chaleur généré au niveau de la surface de frottement peut être transféré à la fois sur le disque et sur les plaquettes. La quantité d'énergie thermique transférée dans le disque de frein dépend de la spécification des matériaux de friction et de disque. Yano et Murata [26] ont effectué un travail expérimental pour déterminer la quantité de chaleur provenant de l'interface de frottement dans le disque par conduction. Le volume ou la quantité de chaleur transférée aux plaquettes, au disque et à l'air ambiant a été obtenue à partir des gradients de température mesurés et des coefficients de transfert de chaleur. Selon leurs expériences, la conduction thermique des surfaces de frottement au disque était d'environ 72% de la chaleur générée.

Ferdani et Holme [27] ont étudié l'influence des matériaux des disques de frein sur la fissuration à travers la mesure de la température du disque pendant l'application du freinage à l'aide d'un pyromètre infrarouge à double longueur d'onde. Les résultats ont révélé que la

fissuration du disque de frein était liée à la température maximale générée sur les surfaces de frottement. De plus, les fontes à forte teneur en carbone présentaient moins de fissures que les matériaux à faible teneur en carbone.

Zlatomir et Miodrag [28] ont examiné une étude sur la charge thermique de multidisques de friction utilisés comme freins de service d'un véhicule à grande vitesse en simulant les régimes de freinage correspondants et en mesurant les grandeurs caractéristiques sur un banc d'essai inertiel, il ont déterminé les paramètres dépendants du processus de freinage. Les résultats obtenus ont été analysés et comparés aux valeurs admissibles de la charge thermique du matériau des disques de frein testés. Après un certain nombre de cycles de freinage par inspection visuelle des freinages, l'état des éléments de freinage a été déterminé. Les limites de vitesse pour le freinage du véhicule à des rapports de boîte de vitesses supérieurs, qui peuvent entraîner un endommagement permanent des freins ont été déterminées. Ils ont déterminé les limites de vitesse pour ce type de freinage qui peuvent entraîner un endommagement permanent des freins.

Dans le but d'appréhender le phénomène de propagation de fissure par fatigue thermique induisant un gradient de température dans l'épaisseur. Lee [29] a présenté un dispositif expérimental original, permettant de soumettre une éprouvette parallélépipédique de 304L à un cyclage thermique entre 350°C et 100°C, en l'absence de chargement mécanique. Deux entailles semi-circulaires (profondeur 0,1mm, de largeur 4mm) ont été usinées. Les essais interrompus réalisés ont permis de caractériser et quantifier la propagation de la fissure existante en surface et au cœur. Dans une deuxième partie, Lee a effectué une simulation de la propagation d'une fissure sous cyclage thermique, avec remaillage en front de fissure à chaque pas de calcul. La comparaison avec les résultats d'essais montre une très bonne concordance sur l'évolution de la forme du front de fissure ainsi que sur les cinétiques de propagation au bord et au cœur. Une approche analytique a également été développée en se basant sur le calcul du facteur d'intensité de contraintes (FIC). Une approche bidimensionnelle a d'abord été mise en place qui a permis de mieux comprendre l'influence de différents paramètres thermiques et géométriques. Enfin, une approche tridimensionnelle, avec une fissure demeurant elliptique pendant la propagation, a abouti à une prédiction de la propagation en largeur et profondeur de la fissure tout à fait comparable à celle obtenue numériquement, mais avec des temps de calcul bien moindres.

Ellis [30] a étudié l'influence de différents matériaux de plaquettes sur plusieurs disques de frein où des défaillances ont été constatées. Plusieurs matériaux de disques de frein, couramment utilisés en Europe, ont été soumis à des essais cycliques entre des températures de surface de 100°C et 600°C en utilisant un dynamomètre à inertie contre les matériaux durs et souples. Les résultats ont montré que la plupart des matériaux de disque de frein subissaient plus de fissures lorsqu'ils étaient testés contre le matériau dur. Cependant, les disques de frein en fonte à haute teneur en carbone ont été capables de résister à la fissuration des deux matériaux.

Jimbo et Mibe [31] ont introduit un nouveau disque de frein en fonte à haute teneur en carbone, faible teneur en silicium et additif de molybdène pour améliorer la conductivité thermique. En outre, l'influence de la variation de la teneur en carbone et de la composition chimique de plusieurs disques de frein différents a été étudiée. Les résultats expérimentaux ont révélé que le matériau proposé réduit le degré de fissuration sur les surfaces de frottement.

I.8.2 Contrainte thermique du disque de frein par la méthode des éléments finis

D'Cruz [32] a étudié les contraintes thermiques inélastiques dans un disque de frein en fonte avec une surface de contrainte de Von Mises. Les données d'entrée pour le modèle de matériau ont été obtenues à partir de la courbe déformation- contrainte en compression uniquement sur la base du fait que les disques de frein étaient principalement soumis à une charge thermique de compression. Si la déformation plastique s'est produite sous tension dans d'autres zones, la contrainte thermique de traction a été calculée à la main à partir de la courbe déformation- contrainte et de la déformation plastique prédite.

En revanche, Bailey et Buckingham [33] ont appliqué la technique d'imagerie thermique afin d'obtenir les distributions de température en tant que données introduites dans l'analyse des contraintes thermiques. La procédure d'utilisation de cette technique a été divisée en plusieurs étapes. Les données de température provenant d'une caméra qui a enregistré des images thermiques du disque de frein ont été utilisées pour générer le flux thermique d'entrée sur la surface de frottement. A partir d'une analyse de température par éléments finis en régime permanent utilisant ce flux de chaleur, les températures nodales dans le disque pourraient être obtenues. Un modèle élément finis similaire a ensuite été utilisé pour le calcul de la contrainte thermique dans lequel l'effet de la variation de température circonférentielle a également été pris en compte. Dans cette analyse, des courbes déformation- contrainte non linéaires en traction seulement pour la fonte ont été utilisées. Avec la technique d'imagerie thermique, les

estimations de la répartition de chaleur entre le disque et les plaquettes et les effets d'une distribution de pression non uniforme sont inutiles. Cependant, sa validité repose sur la précision des températures mesurées dans l'expérience. En pratique, une application de freinage induit à la fois des contraintes thermiques et mécaniques dans un disque. Comme déjà indiqué, la contrainte thermique induite se produit à partir du gradient de température non linéaire, ce qui peut entraîner une accumulation de déformation plastique. Cependant, les charges mécaniques (pression normale à la surface du disque, force de freinage par frottement, force centrifuge et force d'inertie due à la décélération du disque pendant le freinage) peuvent également affecter les niveaux de contrainte globaux.

Un travail réalisé par Kajela [34] dans le but d'étudier la température et la contrainte thermique du disque de frein en fonte grise pendant la première phase de freinage en utilisant la méthode analytique, il a comparé les résultats à celle obtenus par la méthode des éléments finis. Son étude est concentrée sur la variation de température en fonction de l'épaisseur seulement. Les zones exposées à des températures élevées sont triées pour l'analyse, le disque en particulier, en excluant le moyeu et les ailettes car elles sont destinées au contact avec le disque. Le modèle du disque de frein existant pour une voiture du modèle DD6470C est choisi pour son étude. Il a supposé que les dimensions du disque, les propriétés du matériau et la vitesse maximale admissible de cette voiture comme des données pour la méthode analytique et même pour la méthode des éléments finis. Analytiquement, la distribution de la température causée par l'application du flux thermique sur l'épaisseur du disque est résolue par la méthode des solutions partielles. La simulation par éléments finis est réalisée par la méthode de couplage thermique structurelle de base de données qui est effectuée par le logiciel ANSYS 14.0 dont le but d'évaluer le champ de contrainte ainsi que le champ de température. En raison de la symétrie circonférentielle et axiale du disque, il a pris la moitié de l'épaisseur du disque dans la direction axiale, et $15,65^\circ$ est utilisé dans la direction circonférentielle. Les résultats montrent que les valeurs maximales de température et de contrainte de compression sont localisées sur la surface, ce qui affecte les propriétés tribologiques telles que les dommages et les défaillances sur la surface du disque. En outre, il a constaté qu'une charge thermique élevée entraîne une décoloration du frein et une faible durée de vie en fatigue de la fonte en raison de la rupture de la surface du disque. Un bon accord a été obtenu entre la méthode des éléments finis et celle analytique.

Koetnuyom [35] a étudié l'analyse des contraintes thermiques des disques de freins automobiles pour développer les propriétés du modèle du disque choisi en fonte grise coulée

soumis à des cycles thermiques sévères en utilisant le code de calcul Abaqus. En raison de la symétrie, le modèle final du disque était un segment de 20° du disque de frein et du moyeu maillé en utilisant près de 3020 éléments solides nodaux avec une fonction d'interpolation quadratique. De plus, des travaux expérimentaux ont été entrepris pour obtenir les propriétés du disque en traction et en compression en fonction de la température. Ces données ont été utilisées pour générer le modèle approprié par les éléments finis pour définir avec précision les différentes propriétés de rendement dépendant de la température de la fonte en traction et en compression. Une comparaison de la réponse thermique des conceptions des disques ventilés vers l'arrière et vers l'avant: le disque ventilé à l'arrière subit une distorsion thermique plus faible mais au prix d'une accumulation plus importante de déformation plastique, en particulier près du point de fixation des ailettes. Le résultat indique que les températures augmentent irrégulièrement avec le temps de freinage et que le disque est soumis à des températures maximales atteint 380°C à la fin de l'application du freinage. Le résultat de contrainte thermique montre que les contraintes élastiques maximales de Von Mises au niveau du col étaient de 273 MPa et 442 MPa proches du rayon de congé interne de la pale en raison des contraintes appliquées à la dilatation libre des surfaces de frottement du disque.

Belhocine [36] a présenté une étude du comportement thermomécanique des disques de frein automobiles pour la prédiction de leur tenue en fatigue en utilisant le code de calcul Ansys V.11 qui est basé sur la méthode des éléments finis.

Dans un premier temps, Belhocine a développé une étude purement mécanique du contact sec entre le disque et les plaquettes tout en modélisant le chargement et les conditions aux limites autour du disque. Il a utilisé le même code de calcul pour visualiser les déplacements, les déformations globales dans le disque, les contraintes de cisaillement, les contraintes de Von Mises et les outils de contact des plaquettes tout en effectuant une étude paramétrique telle que (le module de Young des plaquettes, le coefficient de frottement, le type de chargement, la vitesse de rotation du disque,..) pour voir sa sensibilité sur les résultats de calcul, il a montré que ces types de solutions technologiques représentent de réelles pistes d'amélioration qui répond au besoin de l'ingénieur en charge de la conception des disques de frein.

Hogskolan [37] a étudié la simulation des contraintes thermique par fatigue dans un disque de frein en prenant en considération le flux de chaleur produit par la friction entre le disque et les plaquettes pour un certain nombre de cycles de freinage répétés, il a déterminé les champs des températures dans le disque ainsi que les contraintes pour le freinage répété, ce qui pourrait

être utilisé pour calculer la durée de vie en fatigue du disque. L'approche couplée a été utilisée pour un problème thermo-mécanique qui a été divisé en deux parties, l'analyse thermique et l'analyse de contrainte thermique. L'analyse thermique a été obtenue en incluant la chaleur de frottement et en adoptant une approche eulérienne. L'analyse des contraintes thermiques, qui était l'objet principal de sa thèse, a été suivie en utilisant le code de calcul Abaqus.

Samie et Sheridan [38] ont étudié les effets du frottement sur la répartition de la pression entre le disque et les plaquettes avec un étrier flottant utilisant la technique des éléments finis. Les résultats de calcul dans le cas statique ont montré que les distributions de pression intérieure et extérieure variaient parce que les emplacements des forces normales agissant sur les plaquettes étaient différents sur les côtés du piston et des doigts de l'étrier flottant. De plus, les distributions de pression avec les forces de frottement prises en compte étaient différentes dans le cas statique dû au moment établi entre la butée et l'interface de frottement.

Nakatsuji et Okubo [39] ont mené une étude sur l'initiation de fissures ressemblant à des poils qui se sont formées autour de petits trous dans la bride de disques en une pièce pendant les conditions de surcharge. L'étude a montré que la contrainte cyclique induite thermiquement affecte fortement l'amorçage de la fissure dans les disques de frein. En utilisant la méthode des éléments finis, la distribution de la température sous surcharge a été analysée. Des analyses 3D de transfert de chaleur instationnaire ont été réalisées en utilisant ANSYS. Un 1/8 du disque d'une seule pièce a été divisé en éléments finis, et le modèle avait une demi-épaisseur en raison de la symétrie dans la direction de l'épaisseur.

Des modèles numériques récents, présentés pour faire examiner les contraintes thermiques, Hamraoui et Zouaoui [40,41] ont montré que les gradients thermiques peuvent atteindre des niveaux importants qui dépendent de la chaleur dissipée par le frottement, de la vitesse de glissement et du coefficient de convection thermique. De nombreux travaux ont porté sur l'évaluation de la température dans les disques solides soumis à un chauffage par friction. La répartition de la température due au processus de frottement nécessite une bonne connaissance des paramètres de contrainte. En effet, l'interface est toujours imparfaite du fait de la rugosité d'un point de vue mécanique et thermique.

Manjunath [42] a analysé le comportement thermomécanique du contact sec du disque de frein pendant la phase de freinage. Il a utilisé l'analyse thermo-structurale couplée pour déterminer la déformation et la contrainte de Von Mises établies dans le disque plein et ventilé avec deux matériaux différents pour améliorer les performances du disque de frein.

Une comparaison entre les résultats analytiques et les résultats obtenus par la méthode des éléments finis est effectuée et toutes les valeurs obtenues à partir de l'analyse sont inférieures à leurs valeurs admissibles. Par conséquent, la conception, le matériau et le disque de frein qui conviennent le mieux sont recommandés en fonction des critères de performance, de résistance et de rigidité.

Des recherches ont été faites par Voloaca [43] dont le but de traiter les résultats qui présente une étude s'appuie sur la comparaison des résultats obtenue par la méthode des éléments finis et par des tests expérimentaux de la contrainte thermique (figure I.16). L'étude a été faite pour un freinage intensif de 100 à 0 km/h, un régime fréquemment rencontré dans le commerce actuel, rendant possible la comparaison de deux types de disques de frein. Ainsi, il a été possible de mettre en évidence l'influence des caractéristiques de construction et des propriétés des matériaux, des disques de frein étudiés, sur les contraintes thermiques.



Figure I.16 Caméra thermique

Les simulations des contraintes thermiques dans un disque de frein pendant une opération de freinage sont réalisées en utilisant une approche séquentielle où la température générée lors d'une analyse de chaleur par friction est utilisé comme entrée pour l'analyse des contraintes [44]. L'analyse de la température de frottement est basée sur la méthode Eulérienne, qui nécessite un temps de calcul significativement plus bas que l'approche lagrangienne. L'analyse des contraintes est réalisée en utilisant un modèle de matériau dépendant de la température avec des comportements de durcissement isotropes et cinématiques. Les résultats prédisent la présence de contraintes de traction résiduelles dans la direction circonférentielle pour les deux comportements de durcissement. Ces contraintes résiduelles peuvent provoquer l'apparition de fissures radiales sur la surface du disque après quelques cycles de freinage. Il a découvert une bande chaude au milieu du disque pour une plaquette non utilisée. Les résultats montrent

également qu'en raison de l'usure des plaquettes, on obtient des distributions de température différentes sur la surface du disque pour chaque nouveau cycle de freinage et après quelques cycles de freinage, deux bandes chaudes apparaissent sur la surface du disque.

Chapitre II

Propagation des fissures par Fatigue

II.1 Mécanique linéaire de la rupture (MLR)

La mécanique linéaire de la rupture s'applique aux matériaux ayant un comportement élastique obéissant à la loi de Hooke. Même si des corrections liées à la présence d'une zone plastifiée près d'une zone de concentration de contraintes (entaille, fissure) ont été proposées par la suite, ces analyses reposent sur l'hypothèse que la plasticité reste confinée ne sont valables que pour des structures dont le comportement est globalement élastique. Depuis les années 60, les concepts de mécanique de la rupture sont développés pour rendre compte des différents types de comportement non linéaire des matériaux (plasticité étendue, viscoplasticité et viscoélasticité) ainsi que des effets dynamiques. La plupart de ces développements sont des extensions de la mécanique linéaire de la rupture (MLR). Aussi il est important de bien présenter les équations fondamentales de la MLR pour mieux comprendre les concepts plus avancés de la mécanique de la rupture [45].

II.1.1 Concentration des contraintes près d'un défaut

Si on considère un défaut de forme elliptique de longueur $2c$ et de rayon à fond d'entaille r (figure II.1), la contrainte locale à l'extrémité A est:

$$\sigma_L(A) = \sigma_a \left(1 + \frac{2c}{a}\right) = \sigma_a \left(1 + 2\sqrt{\frac{c}{r}}\right) \quad \text{II.1}$$

Dans le cas d'une entaille très aiguë, $r \ll a$, on a alors :

$$\sigma_L(A) \approx 2\sigma_a \sqrt{\frac{c}{r}} \quad \text{II.2}$$

Le facteur amplifiant la contrainte est le rapport $K = 2\sqrt{c/r}$ appelé facteur de concentration de contrainte.

Le facteur de concentration de contrainte K peut devenir très grand pour des entailles aiguës telles que des fissures.

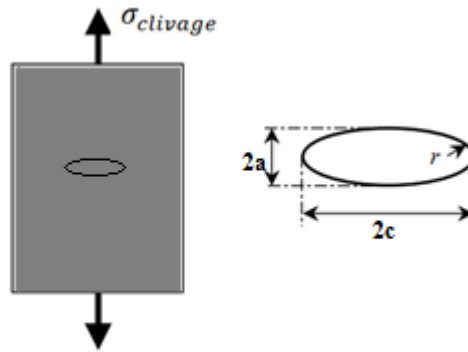


Figure II.1: Défaut elliptique dans une plaque infinie [45].

Si on prend par exemple le rayon à fond d'entaille r de l'ordre d'une distance inter atomique, la contrainte locale devient :

$$\sigma_L(A) \approx 2\sigma_{clivage} \sqrt{\frac{c}{r_0}} \quad \text{II.3}$$

La contrainte de rupture par clivage $\sigma_{clivage}$ (macroscopique) mesurée expérimentalement est donnée par :

$$\sigma_{clivage} = \sqrt{\frac{E\gamma_s}{4c}} \quad \text{II.4}$$

En considérant l'expression de l'énergie de création de surface $\gamma_s \approx \frac{Er_0}{100}$, on a :

$$\sigma_{clivage} = \frac{E}{20} \sqrt{\frac{r}{c}} \quad \text{II.5}$$

Si le rapport $\sqrt{r/c}$ est suffisamment petit, on obtient des valeurs de la contrainte de rupture par clivage $\sigma_{clivage}$ comparables aux résultats expérimentaux. La relation II.6 est une estimation de la contrainte de rupture expérimentale par clivage car l'hypothèse de milieu continu n'est plus valable lorsqu'on se place à l'échelle atomique. Des simulations numériques où les liaisons entre atomes sont modélisées par des ressorts non linéaires, montrent que cette contrainte de rupture par clivage est de la forme :

$$\sigma_{clivage} = \alpha \sqrt{\frac{E\gamma_s}{c}} \quad \text{II.6}$$

II.1.2 Description du champ des contraintes à l'extrémité d'une fissure à l'aide du facteur d'intensité des contraintes

La forme générale du champ des contraintes au voisinage de l'extrémité d'une fissure dans un matériau dont le comportement est élastique et linéaire est de la forme :

$$\sigma_{ij} = \frac{K}{\sqrt{2\pi r}} f_{ij}(\theta) + \sum_{m=0}^{\infty} \alpha_m r^{\frac{m}{2}} g_{ij}^{(m)}(\theta) \quad \text{II.7}$$

Les coordonnées (r, θ) sont repérées par rapport à l'extrémité de la fissure (figure II.2). Les fonctions adimensionnelles f_{ij} et g_{ij} dépendent du mode de sollicitation, et g_{ij} de l'état de contrainte et de la géométrie du corps fissuré aussi.

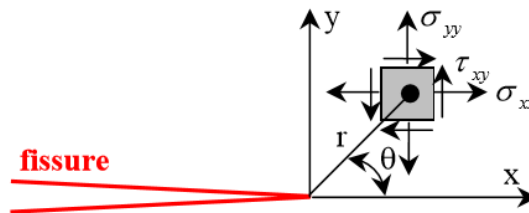


Figure II.2: Définition des axes (x, y) et des coordonnées (r, θ) au voisinage de l'extrémité d'une fissure [45].

Au voisinage immédiat de l'extrémité de la fissure, les contraintes présentent une singularité en $1/\sqrt{r}$, c'est à dire lorsque $r \rightarrow 0$ elles tendent vers l'infini. La zone la plus critique est donc le voisinage immédiat de l'extrémité de la fissure.

Il a été montré que toutes les sollicitations sur la fissure peuvent être ramenées à la superposition de trois modes élémentaires (figure II.3)

Notons que dans le cas des modes II et III, les lèvres de fissures restent en contact et entraînent donc des frottements qui diminuent l'énergie disponible pour la propagation de fissure. Ces deux modes sont ainsi généralement moins dangereux que le mode I.

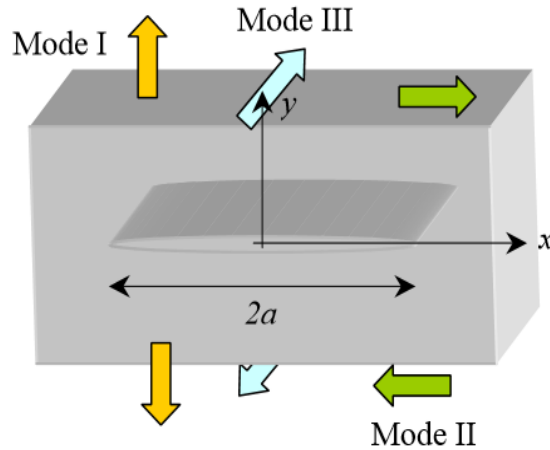


Figure II.3: Définition des modes de sollicitation [45].

En mode I

$$\begin{cases} \sigma_{xx} = \frac{K_I}{\sqrt{2\pi r}} \cos \frac{\theta}{2} \left(1 - \sin \frac{\theta}{2} \sin \frac{3\theta}{2}\right) \\ \sigma_{yy} = \frac{K_I}{\sqrt{2\pi r}} \cos \frac{\theta}{2} \left(1 + \sin \frac{\theta}{2} \sin \frac{3\theta}{2}\right) \\ \tau_{xy} = \frac{K_I}{\sqrt{2\pi r}} \cos \frac{\theta}{2} \sin \frac{\theta}{2} \sin \frac{3\theta}{2} \end{cases} \quad \text{II.8}$$

Les déplacements sont donnés par les équations II.9 et II.10

Avec: $k = 3 - 4\nu^*$ en déformation plane

Et: $k = \frac{3-\nu^*}{1-\nu^*}$ en contrainte plane

$$U_x = \frac{K_I}{2\mathcal{J}_G} \sqrt{\frac{r}{2\pi}} \cos \frac{\theta}{2} \left(k - 1 + \cos^2 \frac{\theta}{2}\right) \quad \text{II.9}$$

$$U_y = \frac{K_I}{2\mathcal{J}_G} \sqrt{\frac{r}{2\pi}} \cos \frac{\theta}{2} \left(k + 1 + \cos^2 \frac{\theta}{2}\right) \quad \text{II.10}$$

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

$$K_I = \sqrt{2\pi} \lim_{r \rightarrow 0} \sigma_{22}(r, \theta) f^{1/2} \quad \text{II.11}$$

La figure II.4 présente la contrainte perpendiculaire au plan de fissuration

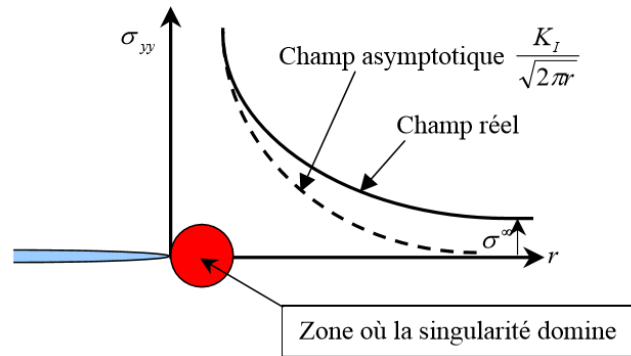


Figure II.4: Contrainte $\sigma_{yy}(\theta = 0)$ perpendiculaire au plan de fissuration [45].

Le facteur d'intensité des contraintes (FIC) K_I définit l'amplitude de la zone de singularité. Les contraintes dans cette zone augmentent proportionnellement à K_I qui caractérise alors complètement les conditions à l'extrémité de la fissure ; si le K_I est connu, on peut déterminer les champs des contraintes, des déformations et des déplacements en fonction des coordonnées (r, θ) . Le FIC est l'un des concepts les plus importants de la mécanique de la rupture.

II.1.3 Principe de superposition en MLR

Dans les matériaux élastiques linéaires, les composantes des contraintes, des déformations et des déplacements sont additives : c'est l'application du principe de superposition. Cependant, il faut respecter certaines règles: ainsi par exemple deux contraintes normales selon la direction x peuvent s'ajouter entre elles, mais une contrainte normale ne peut en aucun cas s'additionner avec une contrainte de cisaillement. Il en est de même pour les facteurs d'intensité des contraintes (FIC): on ne peut additionner des FIC que s'ils concernent le même mode de sollicitation (mode I, II ou III). On a ainsi :

$$K_I^{(total)} = K_I^{(A)} + K_I^{(B)} + K_I^{(C)} \dots$$

La figure II.5 représente un solide non fissuré soumis à un chargement de traction $\sigma_\infty(x)$

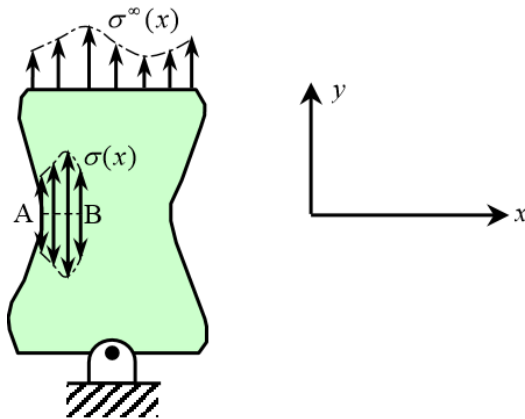


Figure II.5: Solide non fissuré soumis au chargement $\sigma_{\infty}(x)$ conduisant à une répartition $\sigma(x)$ sur le plan A-B [45].

Ce chargement se traduit par une répartition des contraintes $\sigma(x)$ sur le plan A-B.

Supposons maintenant que le corps se fissure le long du plan A-B, et qu'il reste soumis à $\sigma^{\infty}(x)$ comme le montre la figure II.6. Si on élimine le chargement $\sigma^{\infty}(x)$ et qu'on applique aux lèvres de la fissure le chargement $\sigma(x)$, le principe de superposition montre que le FIC K_I demeure inchangé. On a ainsi :

$$K_I^{(a)} = K_I^{(b)} + K_I^{(c)} = K_I^{(b)} \text{ puisque } K_I^{(c)} = 0$$

Il faut bien noter que le chargement $\sigma(x)$ qui apparaît sur la figure II.6 est celui qui s'appliquait sur le plan AB lorsque la structure n'était pas fissurée (voir figure II.5).

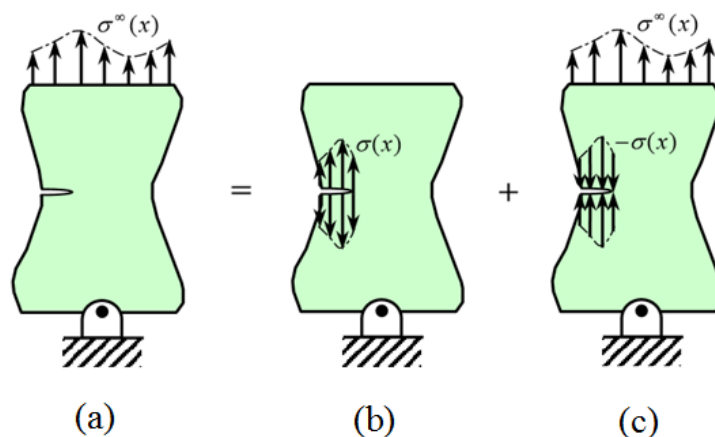


Figure II.6: Application du principe de superposition [45].

II.1.4 Fonctions poids

Lorsqu'on cherche à connaître le FIC pour une structure fissurée, la valeur de K déterminée ne s'applique que pour des conditions limites données: différentes conditions limites conduisent à différentes valeurs de K pour une même géométrie de la structure. Cependant, la géométrie étant fixée, la solution pour des conditions limites données contient suffisamment d'informations pour déterminer le FIC lorsqu'on change ces conditions limites. Considérons deux conditions de chargement arbitraires pour une structure fissurée. Nous supposons que la fissure est sollicitée en mode I, dans les deux chargements et que la solution $K_I^{(1)}$ pour le chargement (1) est connue.

Rice a montré, en considérant des intégrales indépendantes des contours d'intégration, que la solution pour le chargement (2) s'exprimait en fonction de la solution (1) par :

$$K_I^{(2)} = \frac{E}{2K_I^{(1)}} \left[\oint_{\Gamma} \sigma_i \frac{\partial u_i^{(1)}}{\partial c} d\Gamma + \oint_A F_i \frac{\partial u_i^{(1)}}{\partial c} dA \right] \quad \text{II.12}$$

Où Γ et A sont respectivement le périmètre et l'aire de la surface fissurée, u_i , σ_i et F_i les composantes, selon x et y , du vecteur déplacement, du vecteur contrainte sur le contour Γ et des forces de volume. Le chargement (1) étant choisi de façon arbitraire, il s'ensuit que la fonction :

$$h(x_i) = \frac{E}{2K_I^{(1)}} \frac{\partial u_i^{(1)}}{\partial c} \quad \text{II.13}$$

Où x_i sont les coordonnées x et y , est indépendante des conditions de chargement. La fonction h , de dimension $\sqrt{\text{Longueur}}$, est appelée fonction de poids.

II.2 Rupture par 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 :

$$R = \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}} \quad \text{II.14}$$

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

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} \quad \text{II.15}$$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} \quad \text{II.16}$$

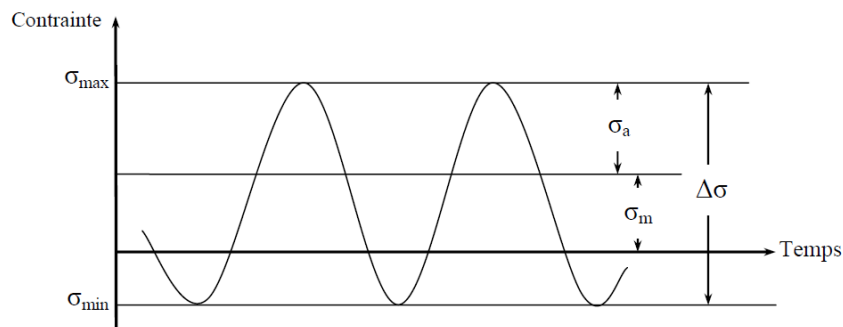


Figure II.7: Représentation schématique d'un chargement de fatigue [46].

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 [47].

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 [47].

II.2.1 Diagramme de la durée de vie en fatigue

II.2.1.1 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 (σ, 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.8) [48].

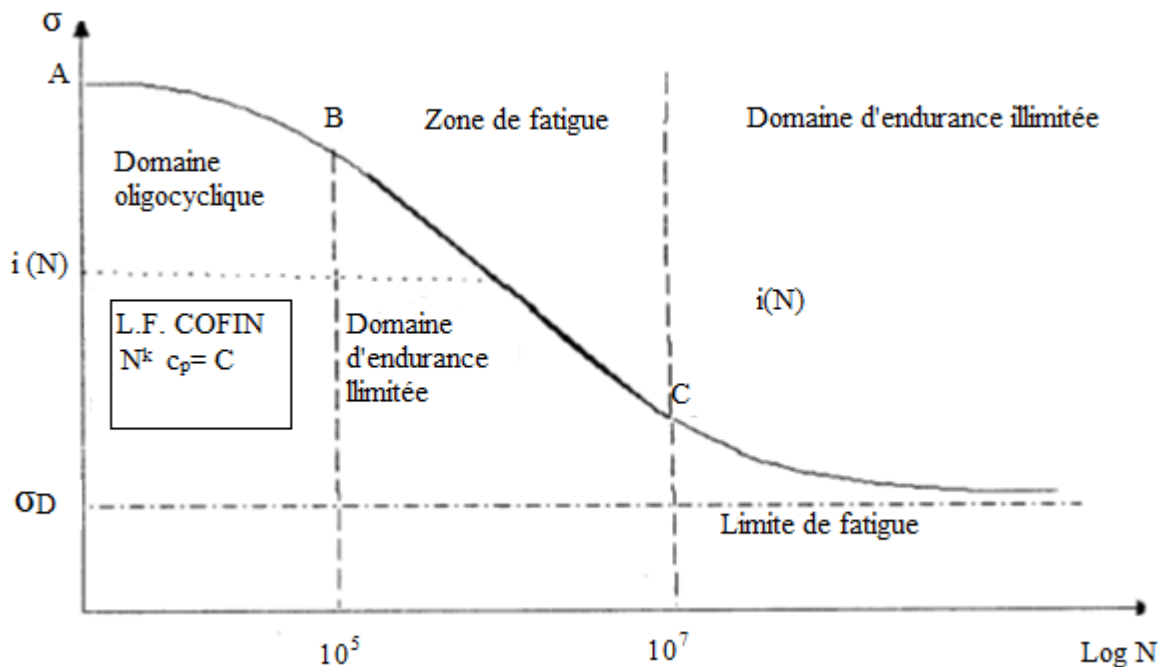


Figure II.8: Différentes zones de la courbe de Wöhler.

❖ **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.

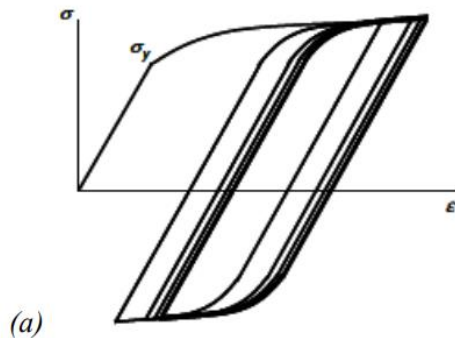


Figure II.9: Accommodation.

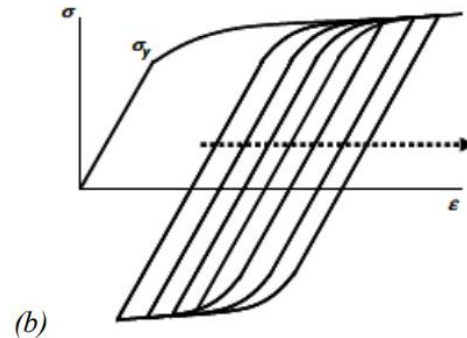


Figure II.10: Rochet.

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 ε_P peut être souvent reliée au nombre de cycles à la rupture par une relation simple de la forme (loi de Manson-Coffin) :

$$N^k \varepsilon_P = D \quad \text{II.17}$$

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.

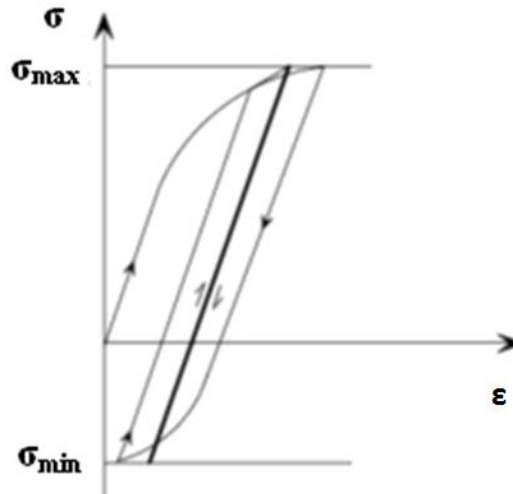


Figure II.11: Adaptation.

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 σ , notée σ_D , il n'y a jamais rupture par fatigue quel que soit le nombre de cycles appliqué.

σ_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.2.1.2 Représentation analytique de la courbe de Wöhler

Plusieurs expressions analytiques ont été proposées pour représenter la courbe 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 ($\log N$; σ) 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 σ_a au nombre de cycles à rupture N_r et à la limite de fatigue σ_D , nous ne retiendrons que celles qui représentent le mieux des résultats d'essais de fatigue à savoir :

- **Formule de Wöhler (1870)**

$$\sigma_a = h - b \log N_r \quad \text{II.18}$$

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

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

- **Formule de Basquin (1910)**

$$\ln \sigma_a = h - b \log N_r \quad \text{II.19}$$

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 :

$$\log(\sigma_a + \sigma_D) = h - b \log N_r \quad \text{II.20}$$

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

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

- **Formule de Weibull (1949)**

$$\frac{\sigma_a - \sigma_D}{\sigma_R - \sigma_D} = \left(\frac{C}{A + N_r} \right)^{\frac{1}{b}} \quad \text{II.21}$$

II.2.2 Les paramètres d'influence en fatigue

II.2.2.1 Nature du chargement

Le chargement peut être monotone ou variable (et même aléatoire, spectre). Dans le cas des chargements monotones les paramètres prépondérants sont [48]:

- 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 σ_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.2.2.2 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 a donné une interprétation phénoménologique. Bazant a ensuite apporté une explication quantitative grâce à la mécanique de la rupture [48].

II.2.2.3 Influence de la contrainte moyenne

Le tracé de la courbe 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 σ_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 σ_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 [49]. Nous les rappellerons ici très succinctement.

II.2.2.3.1 Diagramme de Haig

Sur ce diagramme, l'amplitude de contrainte σ_a est portée en fonction de la contrainte moyenne σ_m à laquelle a été réalisé l'essai de fatigue (figure II.12). Deux points particuliers sont à considérer :

- Le point A qui représente la limite d'endurance σ_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.

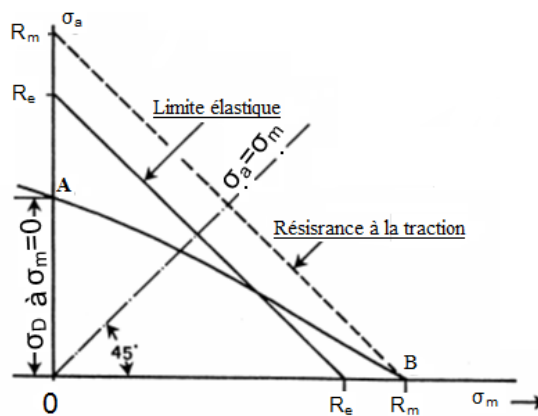


Figure II.12: Diagramme de Haig [48].

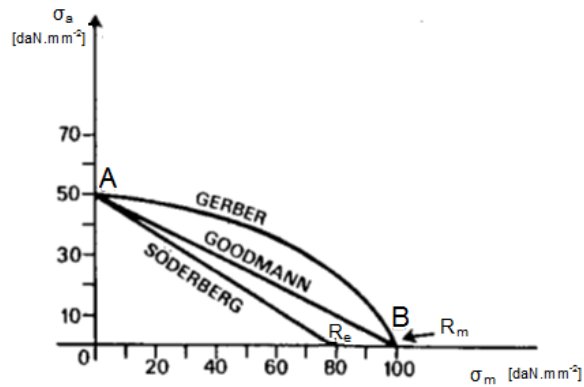


Figure II.13: Diagramme de Haig (Gerber, Goodman et Söderberg) [48].

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 :

$$\sigma_a = \sigma_D \left(\frac{\sigma_m}{R_m} \right) \quad \text{II.22}$$

La parabole de Gerber :

$$\sigma_a = \sigma_D \left(1 - \left(\frac{\sigma_m}{R_m} \right)^2 \right) \quad \text{II.23}$$

La droite de Söderberg

$$\sigma_a = \sigma_D \left(1 - \left(\frac{\sigma_m}{R_e} \right) \right) \quad \text{II.24}$$

II.2.3.3.2 Le diagramme de Goodman-Smith [50,51]

Les contraintes maximale et minimale sont représentées en fonction de la contrainte moyenne σ_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 $= 0$.
- le point C : à contrainte minimale nulle $\sigma_{min} = 0$ (cas d'une contrainte répétée).

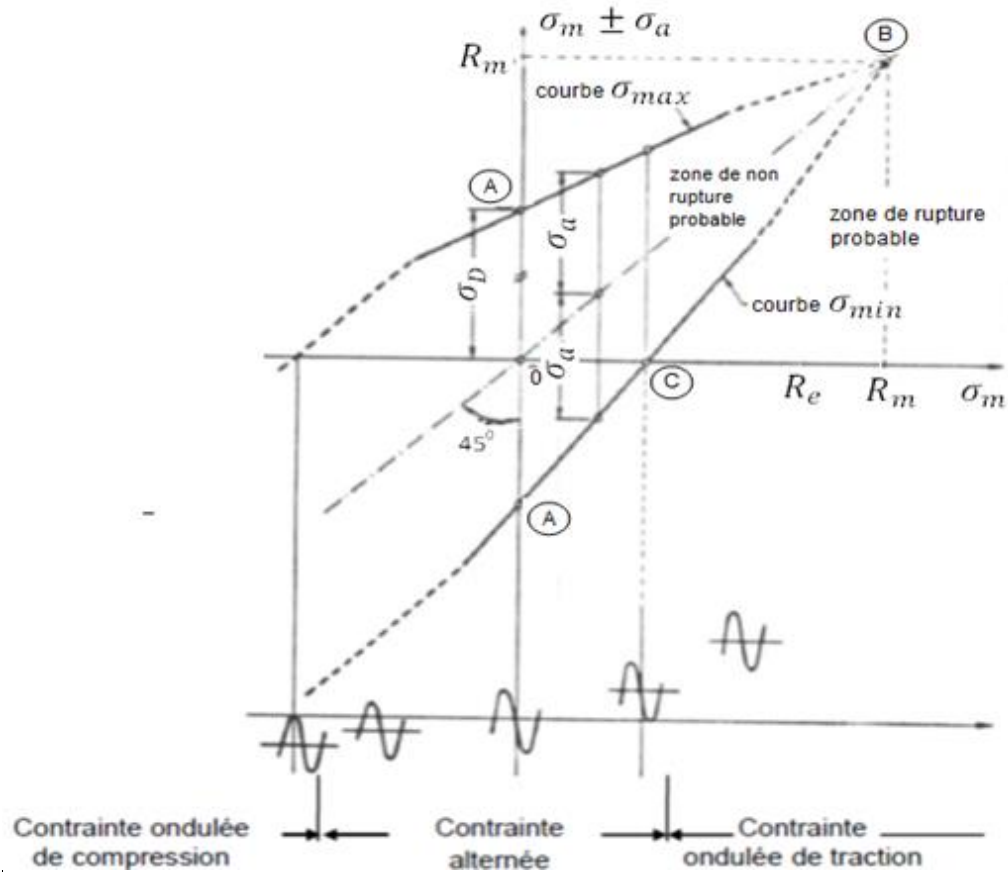


Figure II.14: Représentation classique d'un diagramme de Goodman-Smith.

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 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.15).

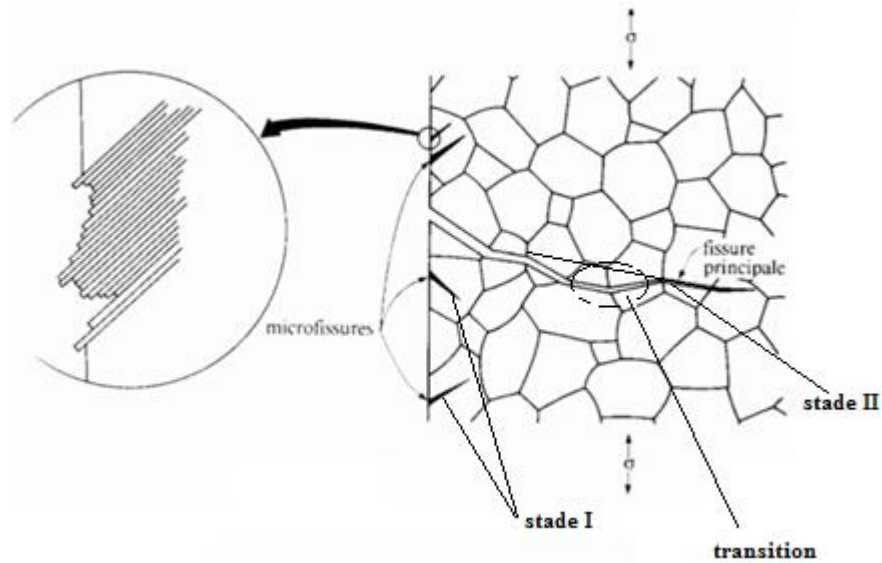


Figure II.15: Stades I et II de la fissuration par fatigue.

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 [52]. 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 [53].

II.3.1 Seuil de propagation de fissure de fatigue

Sur une courbe de propagation, lorsque ΔK diminue on atteint une valeur pour laquelle la vitesse de propagation devient infiniment faible appelée « seuil de propagation », et notée ΔK_{seuil} (figure II.16).

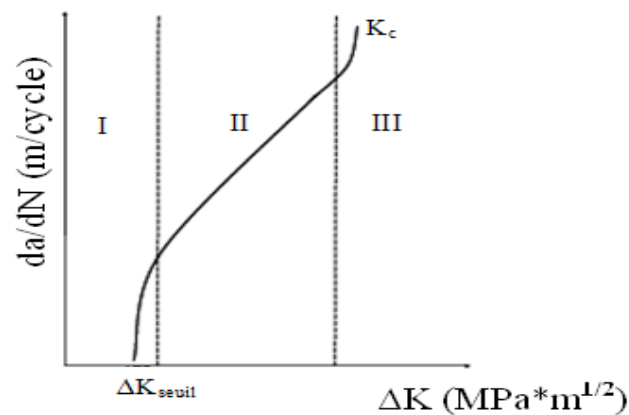


Figure II.16: Courbe de la propagation de fissure.

La valeur de ΔK_{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 ΔK . 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 ΔK_{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.17).

Une faible taille de grain est en revanche bénéfique pour la limite d'élasticité σ_e et la limite d'endurance σ_D .

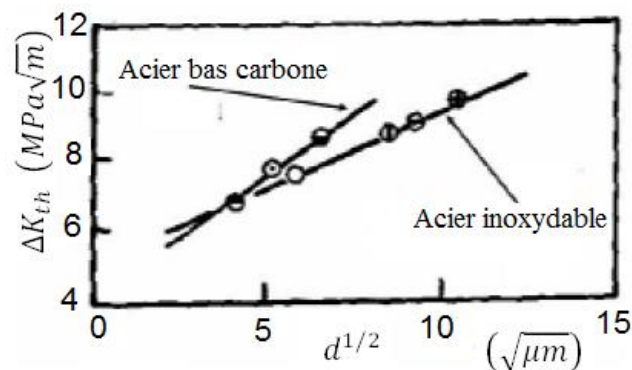


Figure II.17: Influence de la taille des grains sur le seuil de propagation [58].

- *Influence des paramètres extrinsèques sur ΔK_{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 [54, 55, 56, 57] (figure II.18).

Pour [57], 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.

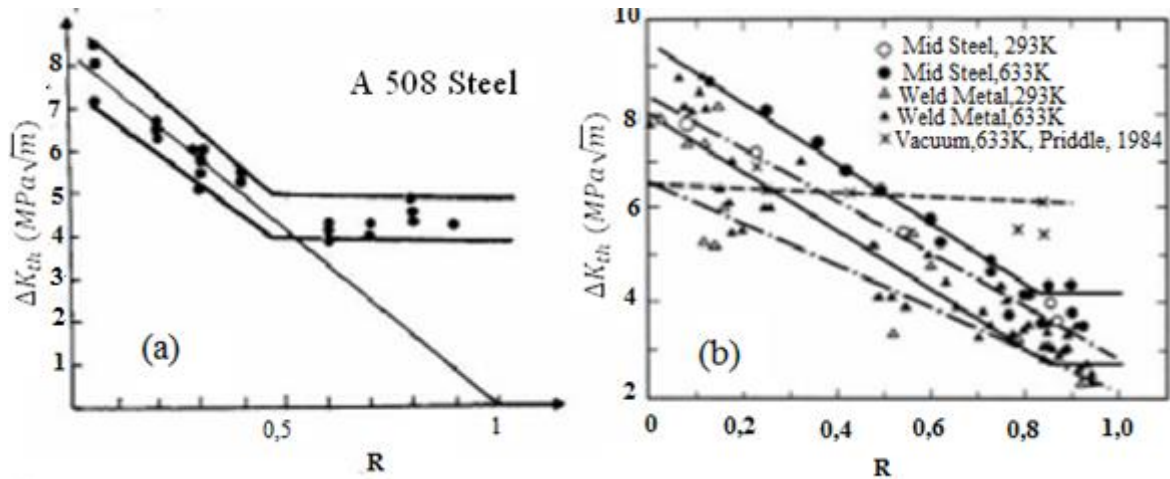


Figure II.18: Influence du rapport de charge et de la température sur le seuil de propagation.

(a): [59], (b): [60].

Par contre les facteurs suivants ne semblent pas exercer d'influence sur le seuil de propagation [61, 56] :

-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 [62] 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.19).

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 ΔK 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 [56].

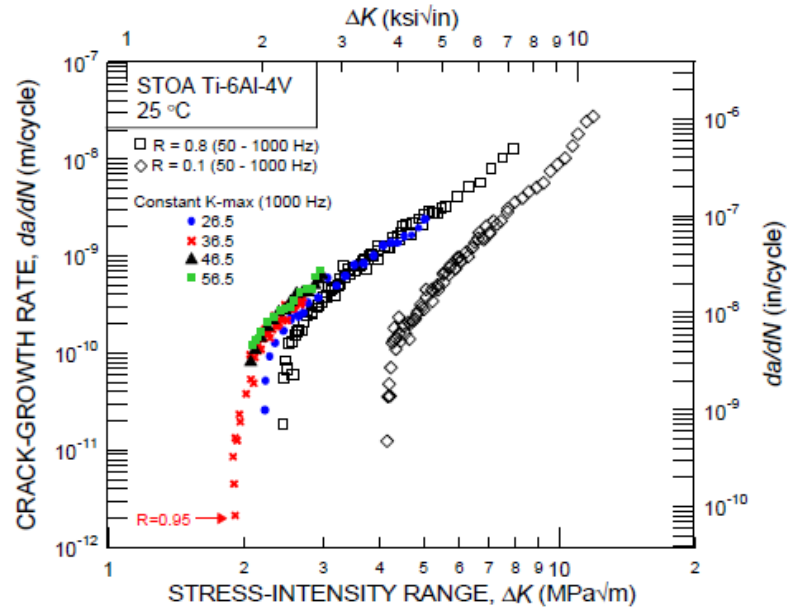


Figure II.19: Influence de la fréquence d’essai sur la vitesse de propagation et le seuil [62].

Klesnil et al [63] 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 :

$$\Delta K_{seuil}(R) = (1 - R)^\gamma \Delta K_{seuil,0} \tag{II.25}$$

où $\Delta K_{seuil,0}$ désigne la valeur du seuil pour $R = 0$ et γ 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 Lois de propagation des fissures à amplitude constante

- *lois de Paris et Erdogan*

De nombreux auteurs [64] ont constaté la validité de l’expression proposée par Paris. Cette expression permet de déterminer la vitesse de fissuration dans le domaine II.

$$\frac{da}{dN} = c'(\Delta K)^n \tag{II.26}$$

Où :

da/dN : La vitesse de propagation des fissures.

$\Delta K = K_{max} - K_{min}$: Amplitude du 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 [65] ont proposé la relation suivante :

$$\frac{da}{dN} = \frac{c'(\Delta K_{eff})^n}{(1-R) \cdot K_{IC} - \Delta K_{eff}} \quad \text{II.27}$$

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 [65].

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

$$\frac{da}{dN} = c' \left[\left(\frac{1-f}{1-R} \right) \Delta K \right]^n \frac{\left(1 - \frac{\Delta K_{seuil}}{\Delta K} \right)^p}{\left(1 - \frac{K_{max}}{K_{IC}} \right)^q} \quad \text{II.28}$$

- **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 [66] afin d'améliorer la loi de Paris en incluant l'effet du rapport de charge. Walker a proposé le paramètre ΔK , 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.29):

$$\overline{\Delta K} = K_{max}(1-R)^{\gamma_w} \quad \text{II.29}$$

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

$$\overline{\Delta K} = \frac{\Delta K}{(1-R)^{1-\gamma_w}} \quad \text{II.30}$$

Par conséquent la loi de Walker est représenté par :

$$\frac{da}{dN} = c_w \left[\frac{\Delta K}{(1-R)^{1-\gamma}} \right]^{n_w} \quad \text{II.31}$$

Les paramètres c_w et n_w sont respectivement équivalent 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 γ_w .

Adib et Baptista [67] ont développé une nouvelle relation exponentielle (équation II.32), appelée modèle α, β dans le but de fournir une meilleure description de la vitesse de fissuration:

$$\frac{da}{dN} = A e^{\beta/\Delta K} \quad \text{II.32}$$

Où $A = e^\alpha$

Un paramètre δ , est introduit afin de relier les paramètres α, β et l'amplitude du facteur d'intensité de contraintes ΔK .

$$\delta = \ln \left(\frac{da}{dN} \right) \Delta K = \alpha \Delta K + \beta \quad \text{II.33}$$

α et β 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 α, β suit exactement les résultats expérimentaux comparativement par rapport au modèle de Paris [67] pour les mêmes résultats expérimentaux.

- **Modèle d'Elber**

Elber [68,69] 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 :

$$\frac{da}{dN} = c' \cdot \Delta K_{eff}^n \quad \text{II.34}$$

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

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

$$\Delta K_{eff} = U(R) \cdot \Delta K \quad \text{II.35}$$

Avec :

$$U(R) = \frac{K_{max} - K_{ouv}}{K_{max} - K_{min}} \quad \text{II.36}$$

La fonction $U(R)$ a fait l'objet de plusieurs études. Elber [69] fut le premier à déterminer la fonction $U(R)$ pour l'alliage d'aluminium 2024 T351 dans un état de contrainte plane :

$$U(R) = 0.5 + 0.4R \quad -0.1 \leq R \leq 0.7 \quad \text{II.37}$$

II.3.3 Phénomène de fermeture

Le phénomène de fermeture des fissures remonte à la constatation des différences observées entre les vitesses de fissuration pour un même matériau mais pour différents rapports de charge. Ce phénomène était alors appelé « effet de rapport de charge R » (Figure II.20). L'explication de ce phénomène a été apportée en 1971 par les travaux d'Elber et la mise en évidence expérimentale du phénomène de fermeture de fissure. La notion de fermeture traduit le fait que la fissure puisse se fermer prématurément avant d'atteindre la charge minimale. Le phénomène de fermeture résulte de plusieurs paramètres tels que la longueur de fissure, le type de chargement et de l'environnement ; ainsi, il est essentiel d'en tenir compte pour toute étude portant sur la fissuration. De plus, le phénomène de fermeture constitue un aspect fondamental si l'on souhaite comparer les fissures courtes et longues. Pendant le chargement cyclique de fatigue, les trois mécanismes primaires responsables partiellement de la fermeture des fissures au-dessus de la charge minimale sont : la fermeture induite par la plasticité, la fermeture induite par les dépôts d'oxydes sur les surfaces fraîchement rompues et la fermeture induite par la rugosité [70].

Sinha [71] a attribué les différences observées entre les vitesses de propagation de fissures de fatigue dans les deux orientations T-L et L-T pour l'alliage Ti-6Al-4V à la différence de

niveau de fermeture. Le même argument est donné pour justifier les différences de vitesses de propagation des fissures courtes et longues pour un faible rapport de charge ($R = 0,1$). Lorsqu'on prend en compte la diminution de l'intensité des contraintes dues à l'effet de fermeture, les vitesses de propagation de fissures de fatigue sont alors similaires pour les essais conduits sous rapport de charge faible ($R=0,1$) comme élevé ($R=0,8$).

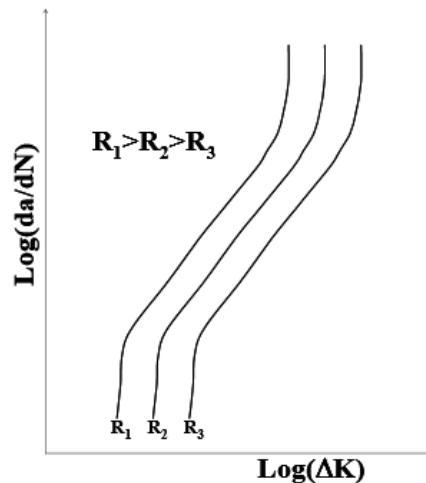


Figure II.20: Influence du rapport de charge [72].

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.21).

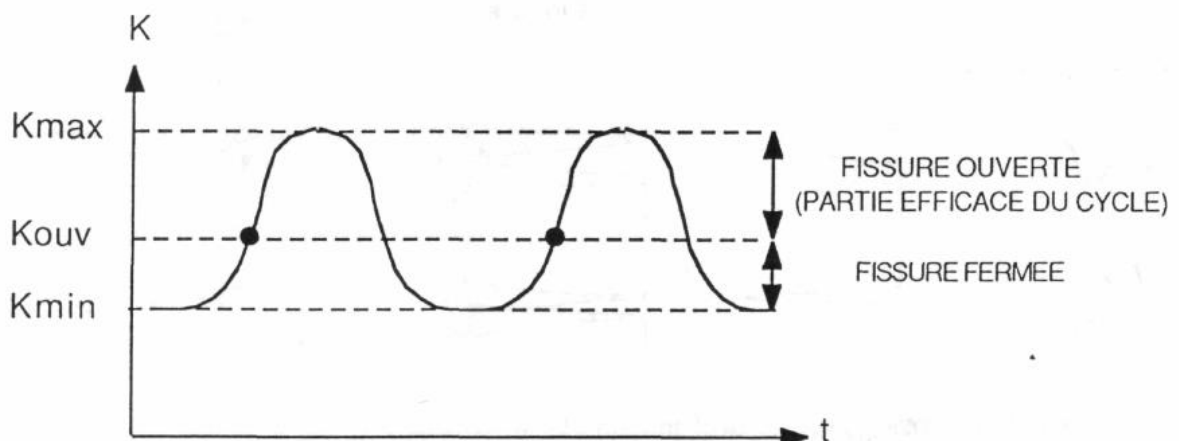


Figure II.21: Définition de la partie efficace du cycle de chargement [69].

Elber attribuait l'origine du phénomène de fermeture aux contraintes résiduelles de compression dans le sillage de la fissure. De nombreuses études ont été menées sur la fermeture et ont fait apparaître plusieurs causes principales présentées sur la figure II.22.

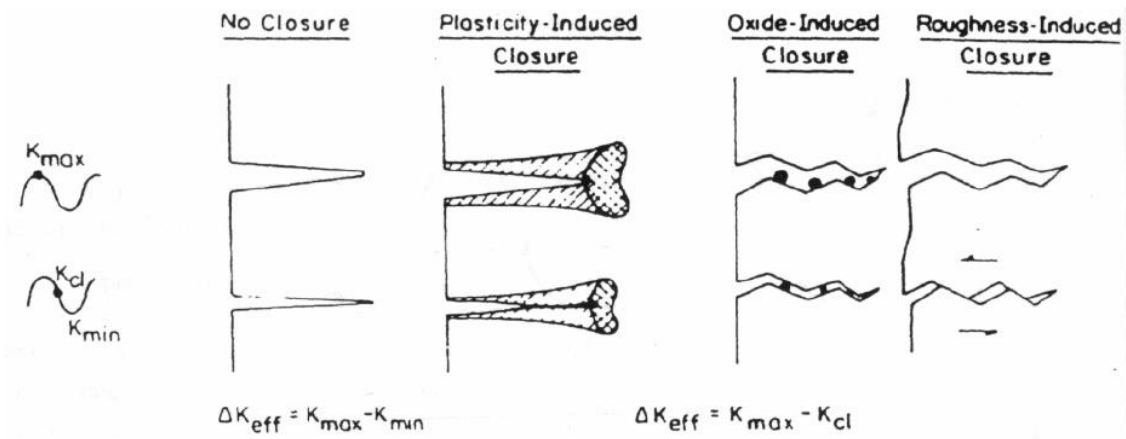


Figure II.22: Représentation schématique des différents mécanismes de fermeture, induite par la plasticité, l'oxydation ou la rugosité. $K_{cl} > K_{min}$ est le facteur d'intensité de contrainte à la fermeture de fissure [73].

II.3.4 Zones plastiques à fond de fissure de fatigue

En avant d'une fissure par fatigue, on distingue trois zones (Figure II.23) [74] :

- La plus éloignée du fond de fissure où les déformations restent essentiellement élastiques ;
- Une seconde où les déformations plastiques sont faibles et uniformes. Cette zone est créée lors de l'ouverture de la fissure ;
- Une troisième où les déformations sont importantes, en particulier au voisinage immédiat de l'extrémité de la fissure.

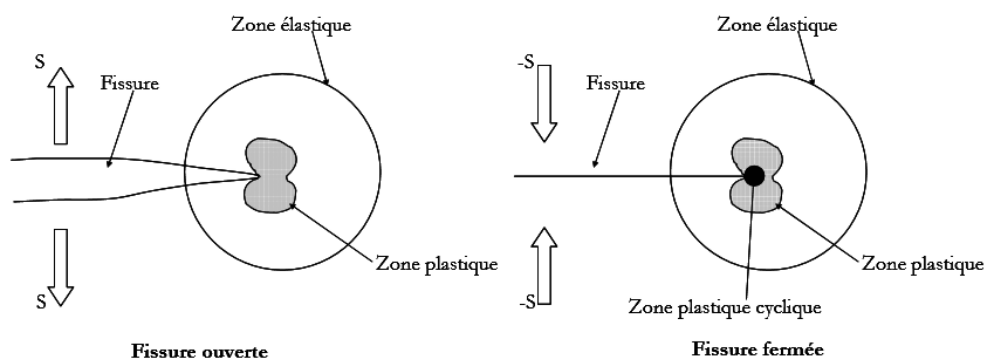


Figure II.23: Schématisation des zones de déformation en avant de la fissure [72].

Dans le cas d'un chargement monotone, nous pouvons en effet imaginer l'existence d'une zone plastifiée en tête de fissure, la théorie d'Irwin évalue le rayon r_p de cette zone plastifiée à fond de fissure, dans le mode I, pour un état de contraintes planes à :

$$r_p = \frac{1}{2\pi} \left(\frac{K_I}{R_e} \right)^2 \tag{II.38}$$

Avec K_I le facteur d'intensité de contrainte et R_e la limite d'élasticité. Dans le cas d'une sollicitation cyclique (fatigue), ce rayon va être atteint lors du passage de 0 à K_{max} d'où l'expression suivante du rayon :

$$r_{mon} = \frac{1}{2\pi} \left(\frac{K_{max}}{R_e} \right)^2 \tag{II.39}$$

Cette zone plastifiée va être principalement modifiée par la fermeture de la fissure à chaque cycle. Même lorsque la contrainte nominale reste dans le domaine de la traction, il se produit au moment de la fermeture, une compression locale. En effet, lors de la décharge (passage de K_{max} à 0), la contrainte diminue et dans une toute petite zone en tête de la fissure, on dépasse la limite élastique en compression (supposée égale à $-R_e$). Le rayon de la zone « doublement » plastifiée est alors donné par :

$$r_{cyc} = \frac{1}{2\pi} \left(\frac{K_{max}}{2R_e} \right)^2 = \frac{1}{8\pi} \left(\frac{K_{max}}{R_e} \right)^2 \tag{II.40}$$

Par conséquent, la zone plastifiée centrale (cyclique) est quatre fois plus petite que la zone plastifiée périphérique (monotone) (Figure II.24).

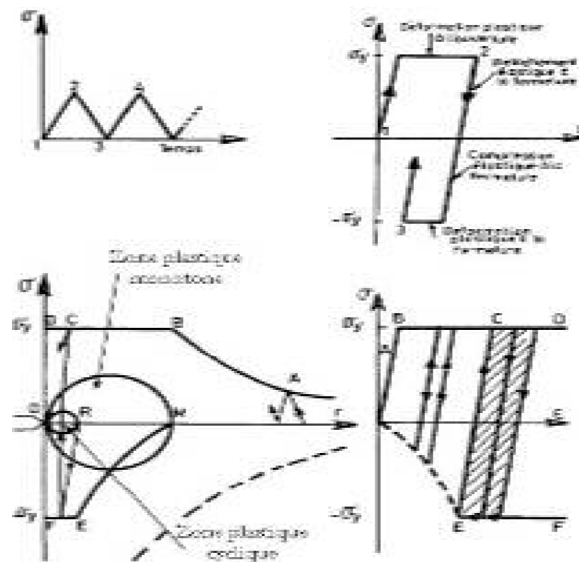


Figure II.24: Mécanismes de la déformation plastique à fond de fissure de fatigue [75].

Ce modèle simple prévoit donc que la section de la zone plastifiée est un cercle. En réalité, la forme et la taille de cette zone dépendent de plusieurs paramètres. Le modèle d'Irwin, très clair pour décrire la notion de plastification à fond de fissure, est mal adapté pour faire une étude précise du phénomène.

Chapitre III
Présentation du
système étudié : Le
disque de frein

III.1 Introduction

Un système de freinage a pour fonction primordiale de transformer l'énergie mécanique en une énergie calorifique. Cette énergie est caractérisée par un échauffement global du disque et des plaquettes lors d'une phase de freinage. Dans un premier temps on commence ce chapitre par des petites définitions concernant le transfert de chaleur, puis nous nous intéressons dans la deuxième partie de ce chapitre par une étude purement thermique tel que le calcul du flux de la chaleur initial entrant dans le disque qui est localisé au niveau de la zone de contact, on passe à une étude mécanique comprend le calcul de la pression de contact qui est supposée constante le long de la surface, on conclut ce chapitre par une modélisation du chargement et des conditions aux limites appliqués sur le disque et sur les plaquettes.

III.2 Modes de transfert de chaleur

Lorsque deux systèmes sont à des températures différentes, le système le plus chaud cède de la chaleur au plus froid. Il y a un échange thermique ou encore un transfert thermique entre ces deux systèmes. Cette situation se rencontre dans de nombreuses situations industrielles (moteurs thermiques ou même électriques, centrales électriques au fuel au gaz, etc..., électronique) ou domestique (chauffage de l'habitat) [76]. Un transfert d'énergie donne lieu à un flux de chaleur qui correspond à un déplacement de l'énergie du plus chaud vers le plus froid.

Le transfert de chaleur au sein d'une phase ou, plus généralement, entre deux phases, se fait de trois façons :

III.2.1 Conduction

C'est le transfert de chaleur au sein d'un milieu opaque, sans déplacement de matière, sous l'influence de différence de température. La propagation de la chaleur par conduction à l'intérieur d'un corps s'effectue selon deux mécanismes distincts : une transmission par les vibrations des atomes ou molécules et une transmission par les électrons libres.

Le transfert de chaleur par conduction s'appuie sur la loi de Fourier [77]:

$$\vec{\varphi} \Rightarrow -\lambda \overrightarrow{\text{grad } T} \quad \text{III. 1}$$

Qui relie la densité de puissance et le gradient local de température. λ est la conductivité thermique du matériau considéré.

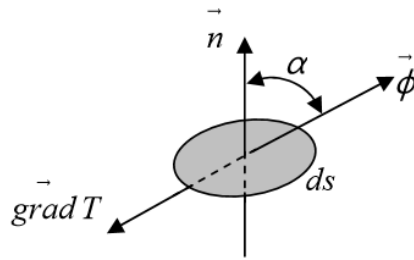


Figure III.1: Lois de Fourier.

III.2.2 Convection

La convection est un transfert de chaleur dans un milieu matériel avec mouvement de matière. Ce mode de transfert ne concerne donc que les fluides ou les échanges entre un solide et un fluide. Ce mécanisme de transfert est régi par la loi de Newton [77]:

$$\varphi = hS(T_p - T_\infty)$$

III. 2

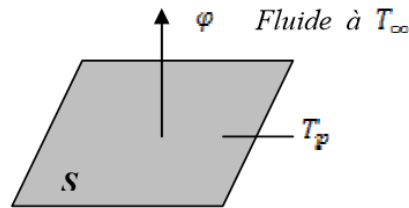


Figure III.2: Définition d'un élément de surface d'échange.

Avec :

- φ Flux de chaleur transmis par convection (W)
- h Coefficient de transfert de chaleur par convection ($Wm^{-2}C^{-1}$)
- T_p Température de la surface ($^{\circ}C$)
- T_∞ Température du milieu environnant la surface ($^{\circ}C$)
- S Aire de la surface de contact solide / fluide (m^2)

La transmission de chaleur par convection est désignée, selon le mode d'écoulement du fluide, par convection libre et convection forcée. Lorsqu'il se produit au sein du fluide des courants dus simplement aux différences de température, on dit que la convection est naturelle ou libre. Par contre si le mouvement du fluide est provoqué par une action externe, telle qu'une pompe ou un ventilateur, le processus est appelé convection forcée.

III.2.3 Rayonnement

C'est un transfert d'énergie électromagnétique entre deux surfaces (même dans le vide). Dans les problèmes de conduction, on prend en compte le rayonnement entre un solide et le milieu environnant [77], dans ce cas, nous avons la relation:

$$\varphi = \sigma \varepsilon_p S (T_p^4 - T_\infty^4) \quad \text{III.3}$$

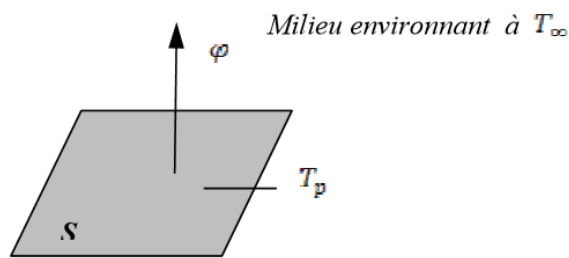


Figure III.3: Élément en rayonnement.

Avec :

φ	Flux de chaleur transmis par rayonnement (W)
σ	Constante de Stephan ($5,67 \times 10^{-8} \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-4}$)
ε_p	Facteur d'émission de la surface
T_p	Température de la surface (K)
T_∞	Température du milieu environnant la surface (K)
S	Aire de la surface (m^2)

III. 3 Définitions

III.3.1 Champ de température

Les transferts d'énergie sont déterminés à partir de l'évolution dans l'espace et dans le temps de la température : $T = f(x, y, z, t)$. La valeur instantanée de la température en tout point de l'espace est un scalaire appelé champ de température. On distingue deux cas [77] :

- Champ de température indépendant du temps : le régime est dit permanent ou stationnaire.
- Evolution du champ de température avec le temps : le régime est dit variable ou instationnaire.

III.3.2 Gradient de température

Si l'on réunit tous les points de l'espace qui ont la même température, on obtient une surface dite isotherme. La variation de température par unité de longueur est maximale le long de la normale à la surface isotherme. Cette variation est caractérisée par le gradient de température [77]:

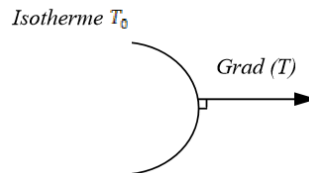


Figure III.4: Gradient de température.

$$\overrightarrow{\text{grad}(T)} = \vec{n} \frac{\partial T}{\partial n}$$

III. 4

Avec :

\vec{n} Vecteur unitaire de la normale

$\frac{\partial T}{\partial n}$ Dérivée de la température le long de la normale

III.3.3 Flux de chaleur

La chaleur s'écoule sous l'influence d'un gradient de température par conduction des hautes vers les basses températures. La quantité de chaleur transmise par unité de temps et par unité d'aire de la surface isotherme est appelée densité de flux de chaleur.[77]

$$\Phi = \frac{1}{S} \frac{dQ}{dt}$$

III. 5

Où S est l'aire de la surface (m^2).

On appelle flux de chaleur la quantité de chaleur transmise sur la surface S par unité de temps, elle est exprimée en W .

III.4 Modélisation thermique du problème

La modélisation du comportement thermique de l'ensemble disque –plaquettes permet d'analyser l'évolution et la répartition de la température au niveau de la zone de contact. La modélisation des écoulements et des échanges de chaleur permet de comprendre et de quantifier les phénomènes physiques sans avoir recours à des essais expérimentaux.

III.4.1 L'équation de la chaleur

Soit v une partie quelconque de V limitée par la surface S .

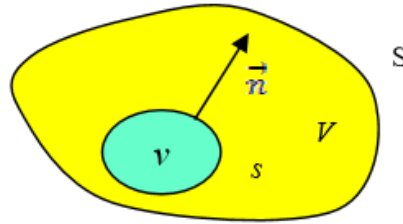


Figure III.5: Bilan thermique.

La puissance thermique stockée dans v est égale à la somme de la puissance thermique générée par les sources volumiques contenues dans v et de la puissance thermique reçue sous forme de flux à travers la surface s [78] :

$$\int_v \rho_m C_P \frac{\partial T}{\partial t} dv = \int_v q dv + \int_s -\vec{n} \cdot (-\lambda \cdot \overrightarrow{\text{grad}} T) ds \quad \text{III. 6}$$

Avec :

ρ_m La masse volumique du matériau (kg/m^3)

C_P La capacité thermique massique ($J/kg K$)

\vec{n} La normale unitaire à s dirigée vers l'extérieur de v

En transformant la relation (III.6) en intégrale de volume à l'aide du théorème d'Ostrogradski, il en résulte :

$$\int_v (\rho_m C_P \dot{T} - \text{div}(-\lambda \cdot \overrightarrow{\text{grad}} T) - q) dv = 0 \quad \text{III. 7}$$

$$\text{Ou } \dot{T} = \frac{\partial T}{\partial t}$$

De l'équation (III.7), on déduit l'équation de chaleur suivante:

$$\rho_m C_P \dot{T} - \text{div}(-\lambda \cdot \overrightarrow{\text{grad}} T) - q = 0 \quad \text{III. 8}$$

Pour un matériau homogène et isotrope, l'équation (III.8) dans le repère orthonormé (x, y, z) s'écrit :

$$\rho_m c_p \dot{T} = \lambda \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) + q \quad \text{III.9}$$

III.4.2 Calcul du flux de chaleur entrant dans le disque

III.4.2.1 Introduction

Les performances en freinage des véhicules sont de toute évidence une des caractéristiques cruciales pour la sécurité. Dans la perspective d'accroître la sécurité, des efforts importants ont été consentis ces dernières années pour améliorer le freinage. Des normes réglementent le freinage dans la plupart des pays.

III.4.2.2 Les efforts agissants aux roues lors du freinage

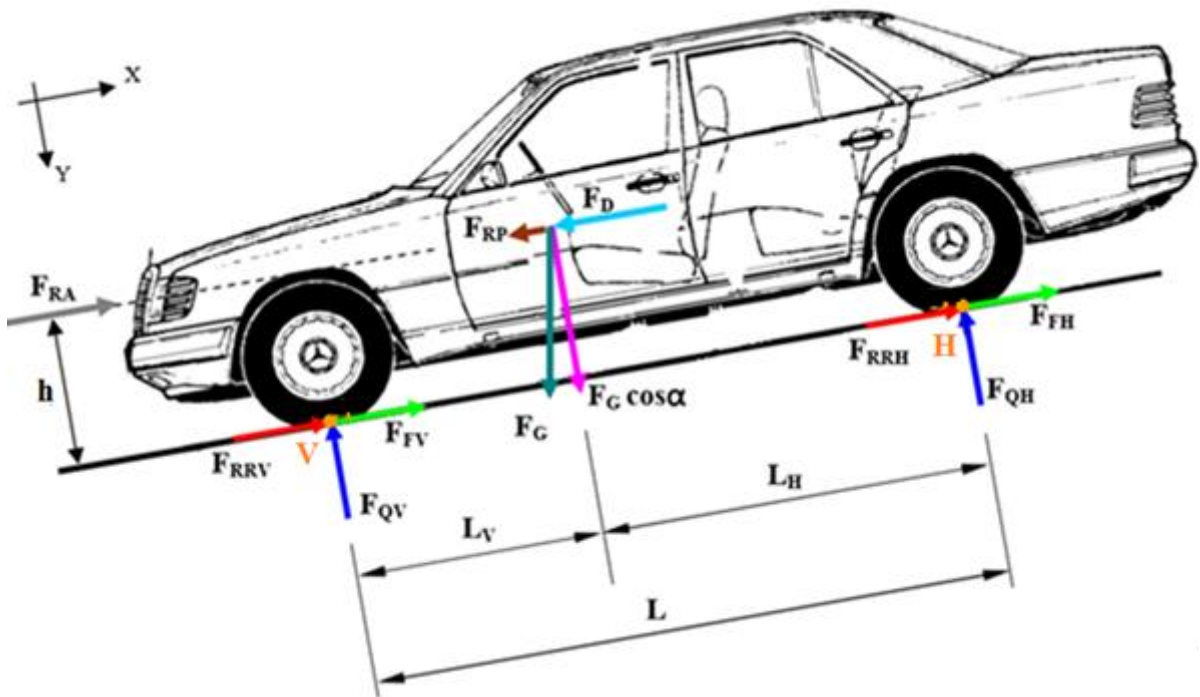


Figure III.6: Définition des forces agissantes sur un véhicule lors du freinage.

En observant la situation décrite à la figure III.6, on peut écrire l'équilibre longitudinal et transversal du véhicule selon les axes x, y locaux de la voiture.

$$\sum F_X = 0 \Rightarrow F_{RRV} + F_{FV} + F_{RRH} + F_{FH} + F_{RA} - (F_{RP} + F_D) = 0$$

$$F_{FV} + F_{FH} = F_{RP} + F_D - F_{RRV} - F_{RA} - F_{RRH}$$

$$F_F = F_{RP} + F_D - F_{RR} - F_{RA} \quad \text{III.10}$$

Avec :

$$F_F = F_{FV} + F_{FH}$$

$$F_{RR} = F_{RRV} + F_{RRH}$$

$$\sum F_Y = 0 \Rightarrow F_G \cos \alpha - (F_{QV} + F_{QH}) = 0$$

$$F_{QH} = F_G \cos \alpha - F_{QV} \quad \text{III. 11}$$

$$\sum M_B = 0 \Rightarrow F_{QV}L + F_{RA}H - H(F_{RP} + F_D) - HF_G \sin \alpha$$

$$F_{QV} = \frac{[(F_{RP} + F_D) + F_G \sin \alpha - F_{RA}]H}{L} \quad \text{III. 12}$$

Pour un véhicule routier, la force au roulement $F_{RR} = F_G f_r \cos \alpha$ est due au plat formé par un pneumatique sur la route, f_r est le coefficient de résistance au roulement. Pour un pneu haut pression $f_r = 0,015$ [36].

$$F_{RP} = F_G \sin \alpha \quad \text{III. 13}$$

La force aérodynamique est donnée par :

$$F_{RA} = C_X A_F \frac{\rho_a}{2} v^2 \quad \text{III. 14}$$

Avec :

C_X Coefficient de forme = 0,3 à 0,4 sur voiture

A_F Surface frontale en (m^2) ; en première approche, pour un véhicule routier de tourisme, on peut prendre : $A_F = 0,8 \times \text{hauteur} \times \text{largeur}$

ρ_a Masse volumique de l'air

III.4.2.3 Puissance de freinage totale

$$P_{tot} = P_R + P_F \quad \text{III. 15}$$

$$P_F = \sum F_F v = (F_{FV} + F_{FH})v \quad \text{III. 16}$$

$$P_R = \sum F_R v = (F_{RR} - F_{RP} + F_{RA})v \quad \text{III. 17}$$

Dans le cas d'un freinage sur plat, on néglige les résistances dues au roulement et à la pente ($F_{RR} = F_{RP} = 0$), la pénétration dans l'air est généralement négligeable, pour cette raison on prend ($F_{RA} = 0$).

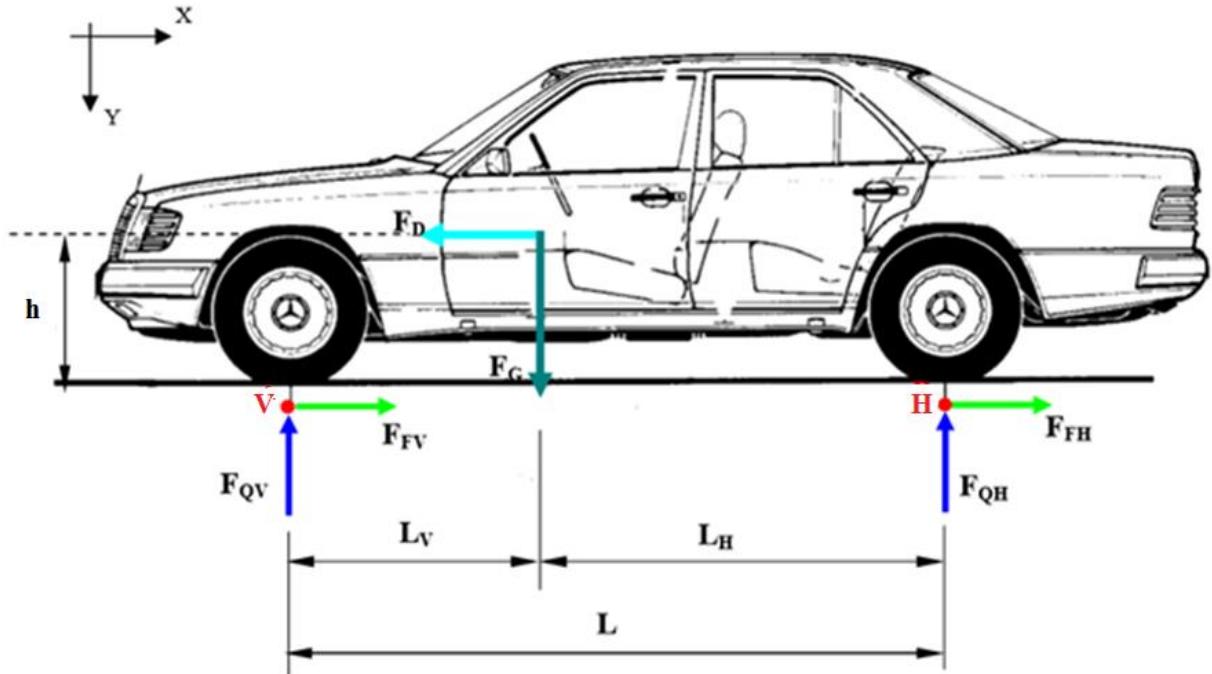


Figure III.7 : Efforts agissant sur un véhicule freiné, freinage d'arrêt sur plat.

$$P_R = \sum F_R v = (F_{RR} - F_{RP} + F_{RA})v = 0 \quad \text{III. 18}$$

$$P_F = \sum F_F v = (F_{FV} + F_{FH})v \quad \text{III. 19}$$

$$(F_{FV} + F_{FH}) = F_D = ma \quad \text{III. 20}$$

$$P_{tot} = P_F = mav \quad \text{III. 21}$$

Soit ϕ le coefficient qui représente la proportion de l'effort de freinage rapportée aux roues arrière $P_{FH} = \phi mav$ alors $P_{FV} = (1 - \phi)mav$ si a est constante, on a :

$$v(t) = v_0 - at \quad \text{III. 22}$$

$$P_{FV} = (1 - \phi)ma(v_0 - at) \quad \text{III. 23}$$

La puissance de freinage apportée au disque de frein est égale à la moitié de la puissance totale :

$$P_{FV1} = \frac{(1 - \phi)}{2} ma(v_0 - at) \quad \text{III. 24}$$

A l'instant $t=0$, on a donc

$$P_{FV1} = \frac{(1-\phi)}{2} m a v_0 \quad \text{III. 25}$$

On définit alors l'efficacité du freinage par le rapport entre la décélération (a) et l'accélération (g) :

$$Z = \frac{a}{g} \quad \text{III. 26}$$

$$P_{FV1} = \frac{(1-\phi)}{2} m g Z v_0 \quad \text{III. 27}$$

III.4.2.4 Expression du flux thermique initial

L'énergie mécanique dissipée en chaleur par le frottement des plaquettes sur les disques est due par l'action de freinage. L'ensemble plaquette-disque s'échauffe sous cette action et refroidit à l'air ambiant. Ces freinages étant répétés, on dit que les disques de frein sont soumis à la fatigue thermomécanique. Dans notre domaine de recherche, de nombreuses études ont montré que les freinages pouvaient engendrer des températures pouvant dépasser 700°C en quelques secondes.

Si on considère que le disque de frein peut absorber totalement la quantité de chaleur produite.

$$Q_v = \frac{(1-\phi)}{2} m_{tot} g v \quad \text{III. 28}$$

L'expression du flux de chaleur injecté dans le disque par unité de surface est donc :

$$Q'_v = \frac{(1-\phi) m_{tot} g v}{2 \cdot 2A_d} \quad \text{III. 29}$$

La grandeur Q'_v doit donc être uniquement localisée sur la surface réelle de contact. Où A_d est la surface de disque balayé par une plaquette de frein.

Si on introduit le facteur d'exploitation ϵ_p de la surface frottante

$$\epsilon_p = \frac{Q'_v}{Q'_{v \max}} \quad \text{III. 30}$$

On obtient ainsi, l'équation du flux thermique initial de friction entrant dans le disque, qui se calcule comme suit :

$$Q'_{v\max} = \frac{(1 - \Phi) m_{tot} g v}{2 \cdot 2A_d \epsilon_p} \quad \text{III. 31}$$

III.4.3 Convection

Un système de freinage convertit une énergie mécanique en une énergie calorifique qui doit être dissipée essentiellement par convection dans l'air. Ces deux phénomènes influent très peu dans le cas d'un freinage isolé, mais sont au contraire très importants en cas de freinages répétés (qui présente notre cas de calcul) ou de freinages de maintien [79, 80]. Une comparaison entre différents modèles de convection sur les différentes surfaces d'un disque ventilé ou non est présentée dans [81]. Y figure également une identification expérimentale d'un modèle de coefficient d'échange h_s d'un disque en rotation donné par la relation :

$$h_s = 0,142 \frac{\left(0,0254 + 5,710^{-5} \frac{(T_p + T_\infty)}{2}\right)}{2\pi r_d} \left[\frac{2\pi w r_d^2}{13,4 + 0,121 \frac{(T_p + T_\infty)}{2} 10^{-6}} \right]^{0,75} \quad \text{III. 32}$$

Avec :

T_p Température de la paroi (température moyenne des nœuds de la surface de friction)

w Vitesse de rotation instantanée du disque

T_∞ Température de l'air ambiant

r_d Rayon moyen du disque

III.4.4 Conditions initiales et conditions aux limites

- Les températures suivantes ont été prises en compte; La température initiale du disque, la fixation du disque et la température ambiante, toutes égales à 22 ° C à l'instant $t=0$ [82],
- Un flux de chaleur entrant dans le disque (conduction) localisé dans la zone de contact disque-plaquette dans les deux côtés,
- Un échange de chaleur par convection sur toute la surface du disque,

- L'effet de l'humidité dans l'air et du transfert de chaleur par le rayonnement n'ont pas pris en compte.

III.5 Etude mécanique du contact plaquette/disque

III.5.1 Introduction

La complexité des systèmes physiques ou technologiques destinés à être conçus ou étudiés a conduit à employer des méthodes numériques basées sur le principe d'approcher une solution nominale le plus possible, mais celles-ci exigent de grands calculs nécessitant des calculateurs efficaces.

Une étude du contact entre le disque et les plaquettes de frein est nécessaire pour l'évaluation de la pression contact et des efforts de cisaillement ainsi que les contraintes équivalentes de Von Mises et les déformations qui représentent le chargement mécanique imposé au disque. De plus, le flux de chaleur qui est engendré par le frottement est dépendant du contact. Son expression théorique est [83] :

$$\Phi = \mu VP \quad \text{III. 33}$$

μ est le coefficient de frottement local, V la vitesse de glissement du point considéré et P la pression hydraulique.

III.5.2 Simulation du problème par ANSYS

Dans cette étude, on a modélisé le disque et la plaquette en utilisant le logiciel d'élément finis Multiphysics ANSYS 15 en caractérisant pour chaque pièce les propriétés mécaniques des matériaux. Le type d'analyse choisi est structurale statique. La simulation a lieu pour durée totale de freinage $t=30$ [s] et en adoptant le pas de temps pour les mêmes conditions du cas thermique :

- Pas du temps initial = 0,01 [s]
- Pas du temps initial minimal = 0,001 [s]
- Pas du temps initial maximal = 0,1 [s]

Le tableau ci-dessous présente les propriétés thermo-élastiques utilisées dans la simulation.

	Disque	Plaquette
Conductivité thermique – λ [W/m.°C]	57	5
Masse volumique – ρ [kg/m ³]	7250	1400
Chaleur spécifique – C_p [J/kg.°C]	460	1000
Module élastique – E [GPa]	138	1
Coefficient Poisson – ν []	0,3	0.25

Tableau III.1: Propriétés thermo-élastiques utilisées dans la simulation [36].

III.5.3 Création du modèle sur ANSYS Workbench

La figure III.8 présente le modèle géométrique du disque avec les plaquettes tout en montrant les différentes conditions aux limites.

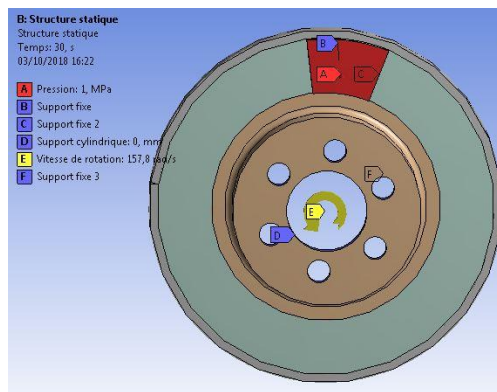


Figure III.8: Création du modèle et conditions aux limites.

III.5.4 Choix du maillage

Les figures III.9, III.10, III.11 présentent respectivement le maillage du disque de frein avec les plaquettes, le maillage de la fissure linéaire et elliptique.

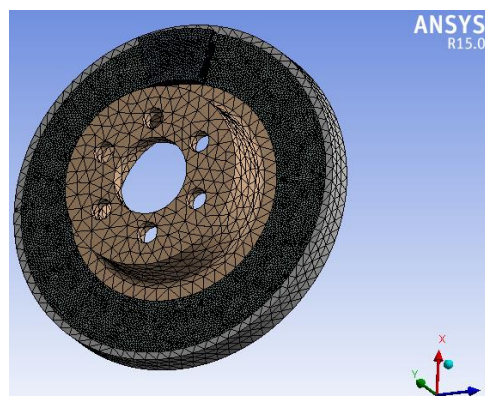


Figure III.9: Maillage du disque de frein et plaquette.

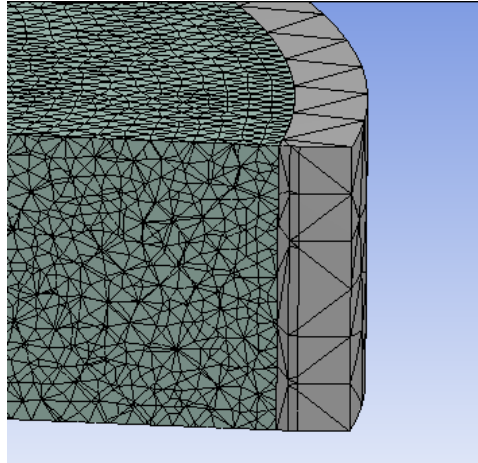


Figure III.10: Maillage d'une fissure linéaire.

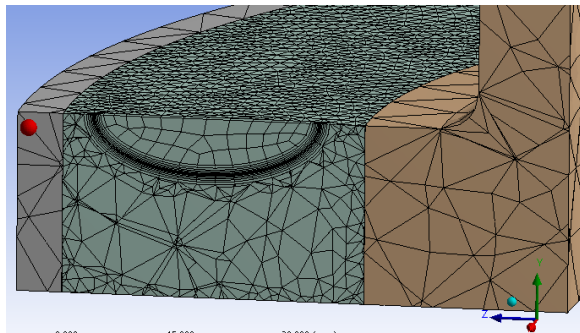


Figure III.11: Maillage d'une fissure elliptique.

IV.5.5 Description paramétrique du freinage étudié

Le principe du modèle généralement dans la littérature prend en compte à chaque instant l'évolution du contact disque-plaquette. Cette répartition du contact permet de calculer et d'appliquer le flux de chaleur créée par frottement. Par ailleurs, la répartition du poids du véhicule est prise en considération. On suppose que 60% des forces de freinage est soutenu par les freins avant (les deux rotors), soit 30 % pour un seul disque [84].

L'énergie cinétique [85] pour une roue considérant une décélération constante est:

$$0.3 * \frac{1}{2} * m * v_0^2 = \int_0^{t_z} P(t) dt = 2 * F_{disc} \int_0^{t_z} v_{disc}(t) dt$$

$$F_{disc} = \frac{0.3 * \frac{1}{2} * m * v_0^2}{2 * \frac{r_d}{r_{pneu}} \left(v_0 * t_z - \frac{1}{2} * a * t_z^2 \right)} \quad \text{III. 34}$$

$$\dot{Q}(t) = F_{disc} * v_{disc}(t) = F_{disc} * \frac{r_d}{r_{pneu}} * (v_0 - a * t) \quad \text{III. 35}$$

La figure III.12 présente la répartition du flux de chaleur sur le disque de frein du système ABS, la simulation est faite durant trois cycles de freinage, la durée d'un cycle égale à 10 secondes.

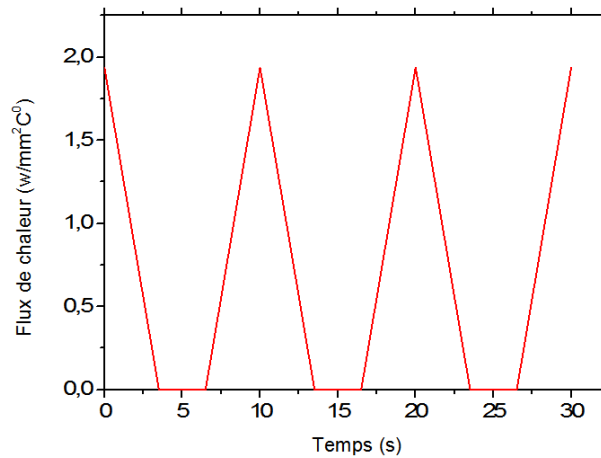


Figure III.12: Cycle de freinage du système ABS [36].

Le changement d'énergie est égal au flux de chaleur sur la surface du disque. Ce rapport est utilisé pour calculer la charge thermique sur le disque de frein. Les autres données utilisées pour l'analyse figurent dans le tableau III.2.

Masse du véhicule – m [kg]	1385
Vitesse initiale – v_0 [m/s]	40
Décélération – a [m/s^2]	6.15
Temps de freinage – t_z [s]	6.5
Rayon effectif du disque de frein – r_d [mm]	100.5
Rayon de la roue – r_{pneu} [mm]	380
Coefficient de friction disque/plaquette – μ [/]	0.2
Surface de contact – A_c [mm^2]	35797

Tableau III.2: Caractéristique du véhicule [36].

III.5.6 Détermination de la pression hydraulique

La pression extérieure entre le disque et les plaquettes se calcule à partir de l'équation de la force appliquée au disque (équation III.36); pour une voie plate, la pression hydraulique est [86] :

$$P = \frac{F_{disque}}{A_c \cdot \mu} = 1 [\text{MPa}] \quad \text{III.36}$$

Avec A_c présente la surface totale du contact

La vitesse de rotation du disque se calcule comme suit :

$$w = \frac{v_0}{r_{pneu}} = 157,89 \text{ rad/s} \quad \text{III. 37}$$

Pour appliquer le modèle mécanique d'élément finis, nous considérons les hypothèses suivantes :

- La pression de freinage est uniformément répartie sur la zone de contact du disque et les plaquettes.
- Le coefficient de frottement reste constant pendant le freinage.
- Les matériaux du disque et des plaquettes sont homogènes et leurs propriétés sont invariables avec la température.

III.6 Modélisation du chargement et des conditions aux limites

III.6.1 Conditions aux limites appliquées au disque

- La rotation du disque est prise en compte, en tenant sa vitesse angulaire $\omega=157,89$ rad/s suivant y [87].
- Les nœuds du diamètre intérieur sont bloqués suivant la direction radiale et axiale en laissant la direction tangentielle libre (support cylindrique).
- Le disque est encastré par les 6 perçages au niveau du bol de fixation qui permettent de maintenir le disque sur le moyeu dans les trois directions de l'espace.

III.6.2 Conditions aux limites et chargement appliquées aux plaquettes

Les conditions aux limites appliquées aux plaquettes sont définies en fonction des mouvements autorisés par l'étrier. En effet, un des rôles de l'étrier est de retenir les plaquettes qui ont la tendance naturelle à suivre le mouvement du disque lorsque les deux structures sont en contact. L'étrier maintient aussi les plaquettes dans la direction z.

Ainsi, les conditions imposées aux plaquettes sont :

- La plaquette est encastrée sur ses bords dans le plan orthogonal à la surface de contact, autorisant ainsi un mouvement de corps rigide dans la direction normale au contact tel que l'on peut le trouver dans un montage de frein automobile [87].

- Un support fixe dans la plaquette extérieure.

Le chargement mécanique est représenté par les plaquettes qui viennent presser le disque et qui engendrent des frottements dus à la rotation de ce dernier. L'effort de serrage des plaquettes provient de la pression d'un piston hydraulique cylindrique sur la plaquette où on a seulement une condition de chargement :

- Une pression hydraulique P de 1 MPa appliquée sur la plaquette intérieure.

Le frottement μ dépend de beaucoup de paramètres (pression, vitesse de glissement, température, humidité, etc.) et varie donc au cours d'un freinage. Pour simplifier notre étude, il est pris constant durant les calculs.

III.7 description du disque de frein plein et plaquette choisis

- *disque de frein:*

La figure III.13 présente les dimensions géométriques du disque de frein plain utilisé dans notre étude; il s'agit d'un disque (131*24mm), en acier à haute teneur en carbone.

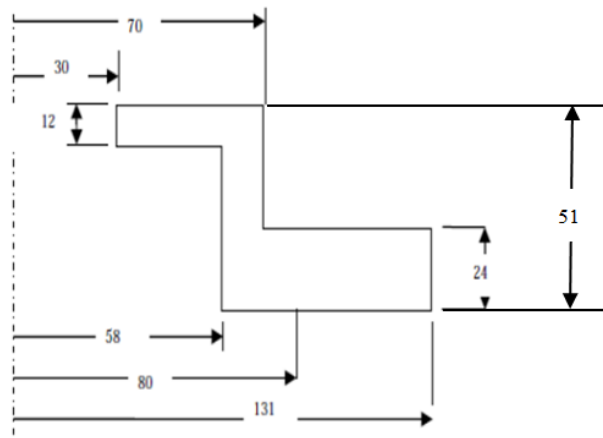


Figure III.13: Caractéristiques géométriques du disque utilisé [88].

- *Plaquettes de frein:*

Les dimensions géométriques de la plaquette sont :(Figure III.14).

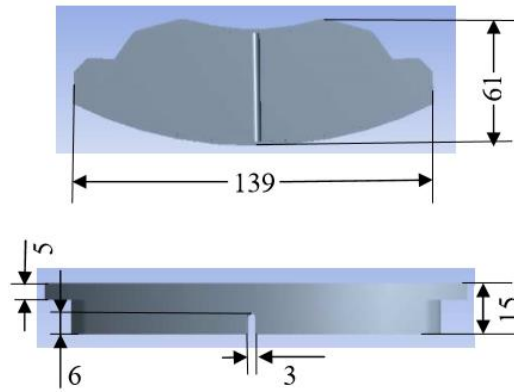


Fig.III.14 : Caractéristiques géométriques des plaquettes de frein [36].

Chapitre IV
Modélisation et
résultats

IV.1 Introduction

Le flux de chaleur produit par le frottement entre un disque et un système de plaquettes conduit à une température élevée qui provoque des contraintes thermiques dans le disque et après un certain nombre de cycles de freinage répétés, des fissures peuvent être initiées.

Dans ce chapitre, on a présenté dans un premier temps un calcul du maillage dont le but d'adapter la taille du maillage ainsi pour ajuster le rapport d'échelle ($Re_{ch}=a/c$) qui nous donne des solutions proche de la réalité.

La deuxième partie de ce chapitre consiste à une analyse par la méthode des éléments finis du cyclage thermique transitoire d'un part et du cyclage thermomécanique d'un autre part du disque de frein dans deux cas différents, le premier cas comprend une fissure linéaire, située au niveau de la piste de frottement le long de l'épaisseur du disque, le deuxième cas correspond une fissure elliptique située sur le même endroit dont le but de prédire correctement les tendances de fissuration.

La troisième partie de ce chapitre comprend une étude de la fatigue du disque de frein, l'évaluation du facteur d'intensité de contrainte (FIC) en tête de fissure pour le freinage du système ABS, pourrait être utilisée pour calculer la durée de vie en fatigue d'un disque de frein.

La simulation par ANSYS en se basant sur la méthode des éléments finis est obtenue par l'application de 3 cycles de freinage. Un cycle est composé d'un temps de freinage de 3,5 secondes, le pas de temps $\Delta t=0,01$ sec a été utilisé dans les calculs. Dans chaque cycle de freinage, la pression hydraulique a été supposée constante [36] avec une valeur calculée de 1 MPa. En outre, le flux de chaleur sur les surfaces de frottement et la vitesse angulaire ont été supposées se diminuer linéairement et finalement devenir nulle à $t=3,5$ sec.

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 [48].

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 [48].

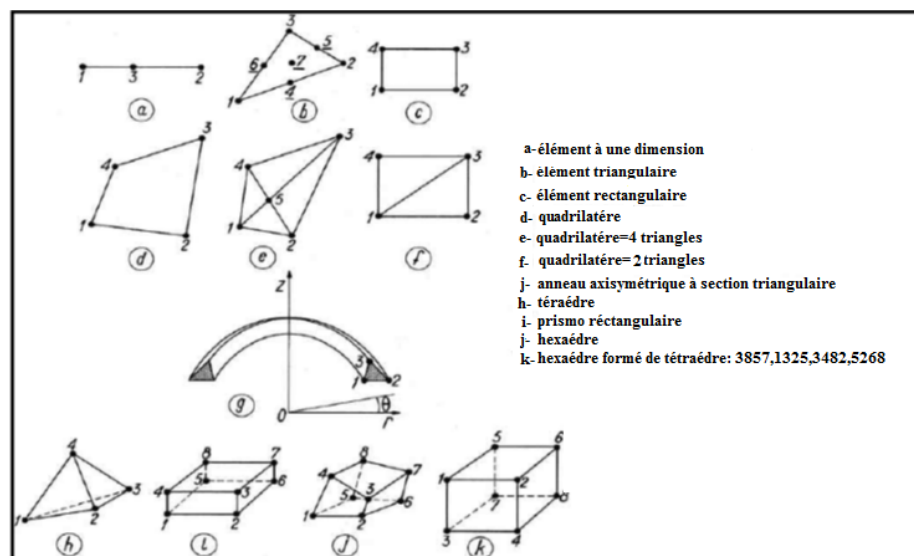


Figure IV.1: Eléments le plus fréquemment utilisés [89].

IV.3 Adaptation du maillage à une fissure 3D 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 P_1 tels que $P_{-1}P_1$ soit perpendiculaire à la ligne Spline 0 en P et avec $P_{-1}P = PP_1 = s$, où s est la distance inter-Spline. L'ensemble des points P_{-1} et P_1 définit respectivement les lignes Spline -1 et Spline 1, qui faciliteront grandement la création automatique du maillage adaptatif.

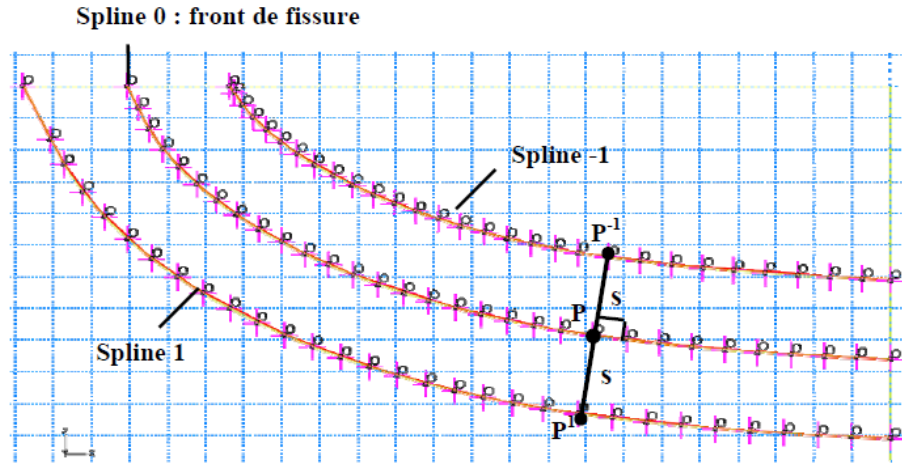


Figure IV.2 : Création des différents Splines [48].

IV.3.1 Calcul analytique du facteur d'intensité de contrainte (FIC) : K_I

La surface de la fissure elliptique dans un échantillon carré est représentée sur la figure IV.3, où 'a' et '2c' présentent respectivement la profondeur et la longueur de la fissure. Le FIC varie en fonction de l'angle φ sur la tête de fissure [90, 91].

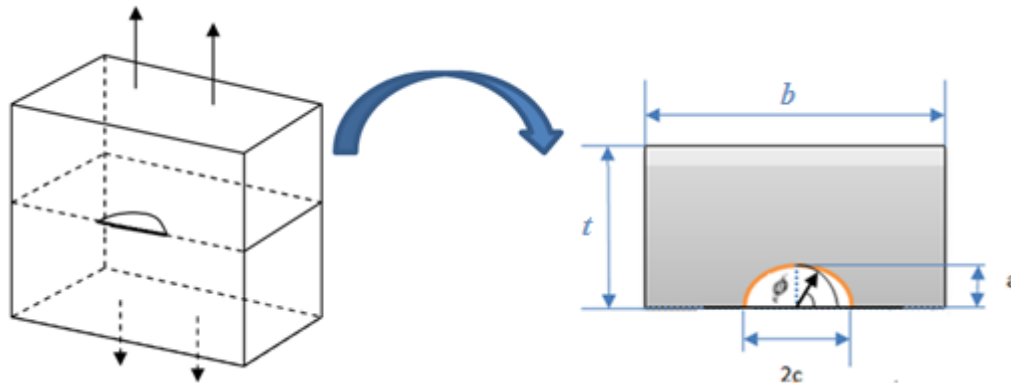


Figure IV.3: Configuration et notations de la fissure elliptique.

Dans ce cas-là, l'expression du FIC est donnée par la relation (IV.1)

$$K = \sigma F_s \left(\frac{a}{c}, \frac{a}{b}, \frac{c}{t}, \varphi \right) \sqrt{\frac{\pi a}{Q}} \tag{IV.1}$$

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

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

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

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

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

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

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

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

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

$$Q = 1 + 1,464(a/c)^{1,65} \quad \text{IV.9}$$

IV.3.2 Choix du maillage adapté

On a vu dans la littérature que l'élément tétraédrique est le plus utilisé pour la modélisation des structures complexes à plusieurs singularités en trois dimensions [29, 36, 48].

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.

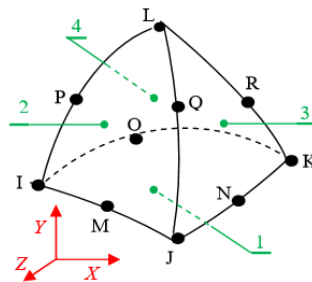


Figure IV.4: Élément tétraédrique à 10 nœuds.

On a fait l'étude du maillage sur un échantillon de forme carré et on a comparé les résultats numériques à ceux obtenus analytiquement pour faire un maillage adapté.

La figure IV.5 présente le modèle géométrique et les conditions aux limites de l'échantillon qui est modélisé avec une fissure elliptique de largeur $2c=20\text{mm}$ et de profondeur $a=3\text{mm}$ située au milieu de l'échantillon sur le plan XZ. On a appliqué une pression constante de 1 MPa sur les deux extrémités de l'échantillon suivant la direction Y.

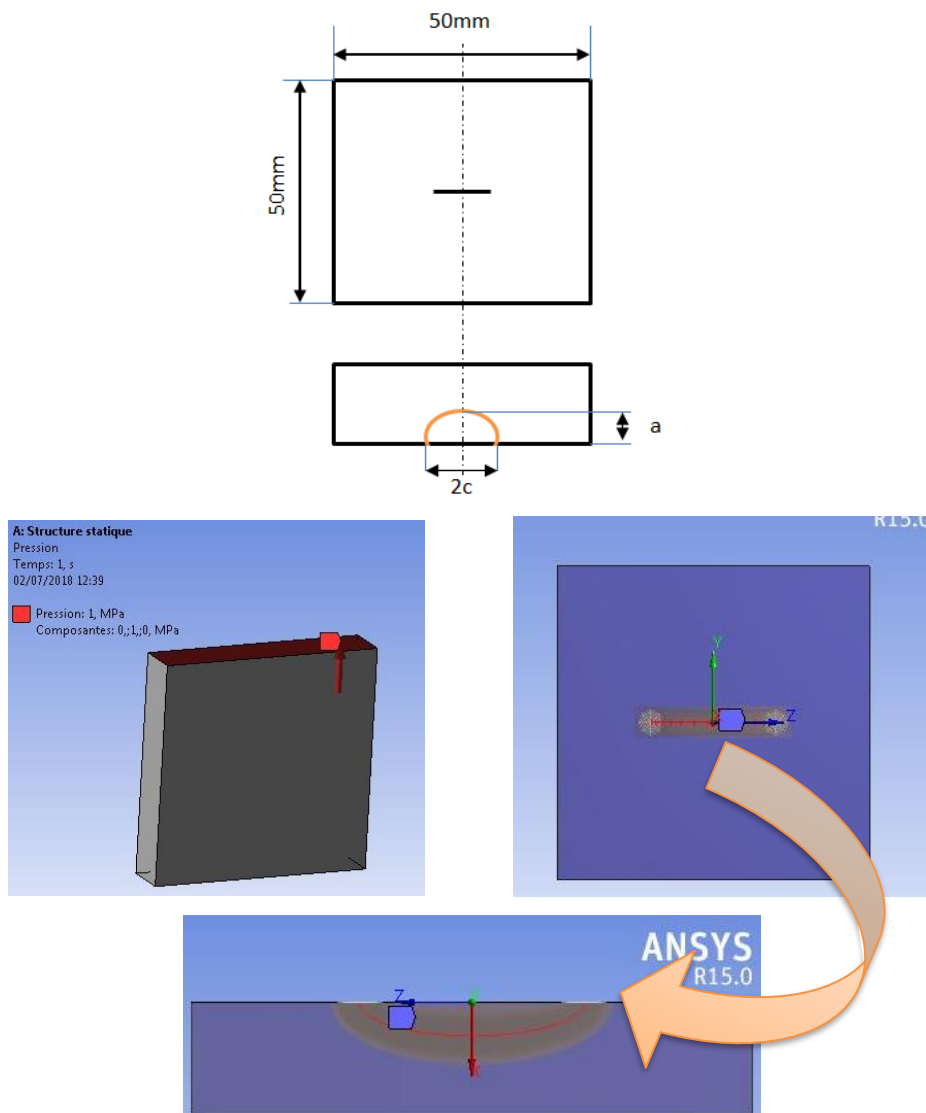


Figure IV.5: Echantillon carré et conditions aux limites.

Le calcul du facteur d'intensité de contraintes est effectué à l'aide de la commande `*CONTOUR INTEGRAL*` sur six contours différents dans le module structurel d'ANSYS.

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.

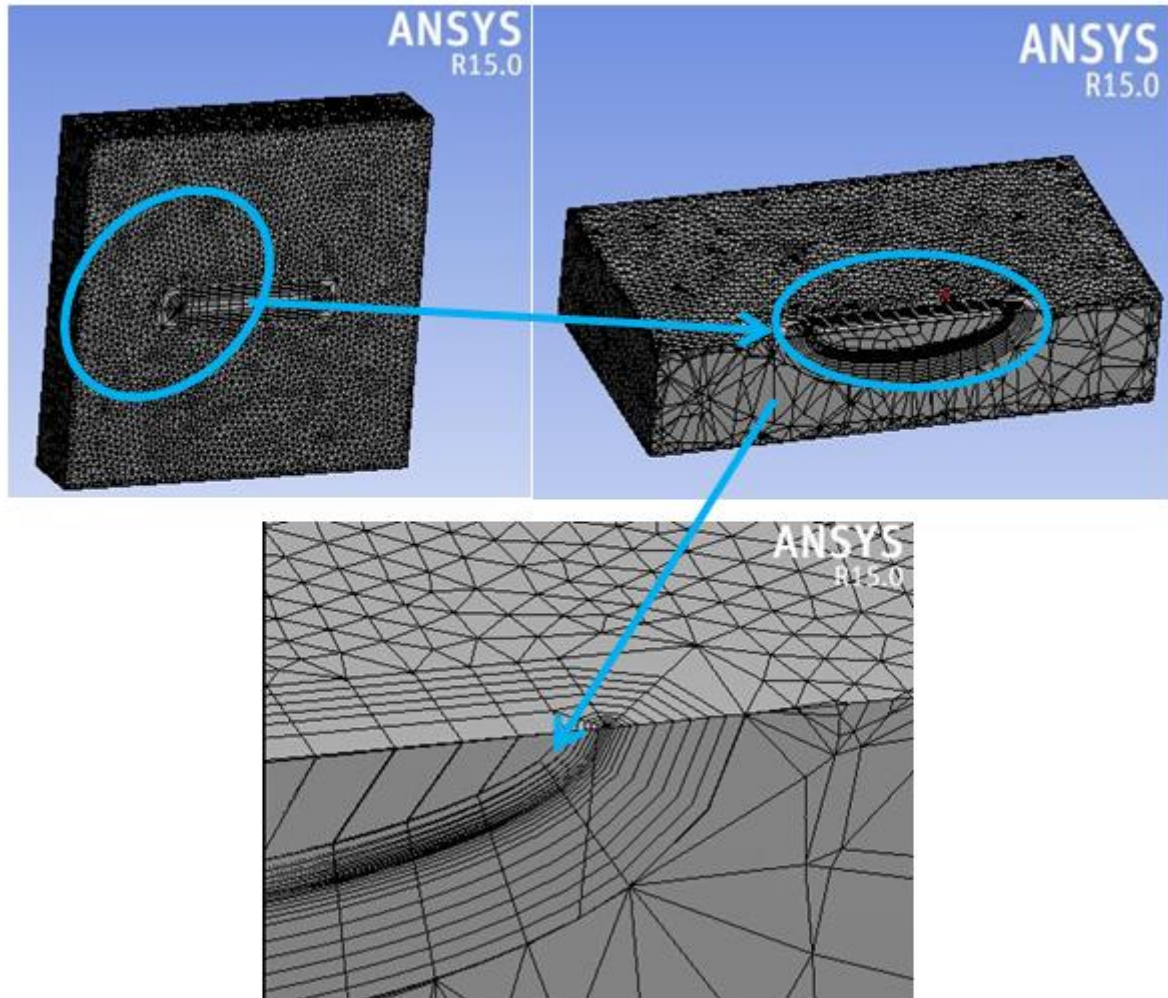
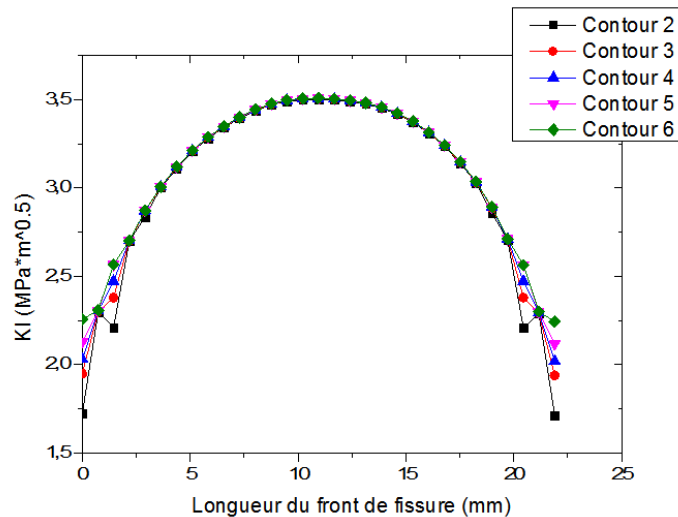
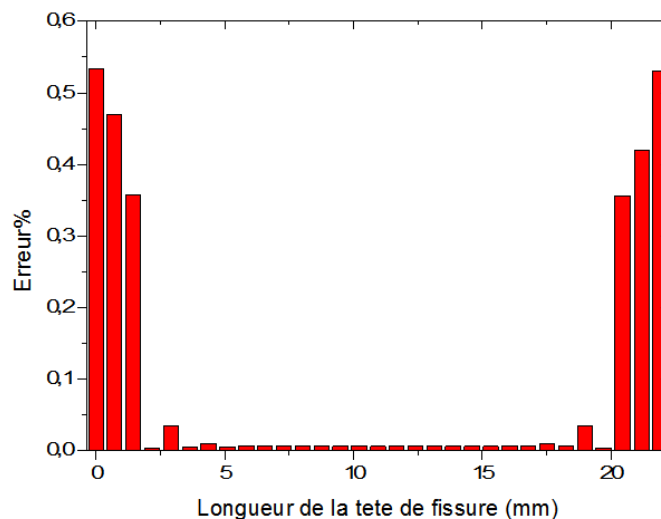


Figure IV.6 : Contours du Maillage en tête de la fissure.

Sachant que la valeur du FIC K_I pour le premier contour est faussée [92, 93], Nous traçons l'évolution du FIC en mode I, pour différents contours de 2 à 6 sur toute la longueur du front de fissure. Nous retrouvons que la valeur maximal 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 ξ_{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 ξ_{pic} en fonction de la position sur le front de fissure pour le maillage tétraédrique et pour $a=3mm$, $c=10mm$. Au cœur de la fissure, une très bonne évaluation de K_I est remarquée avec $\xi_{pic}=0,0039\%$. L'évaluation reste très bonne jusqu'à la valeur 20 mm de longueur du front de fissure. Ensuite, quand on se rapproche au bord, ξ_{pic} augmente mais demeure inférieur à 0.53%.

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 presque au milieu du front de fissure. Ensuite, quand on se rapproche au

bord, la valeur de K_I numérique devient très loin par rapport à la valeur analytique. Puisque nous nous intéressons tout particulièrement à la valeur de $K_{I\ max}$, l'évaluation reste très bonne.

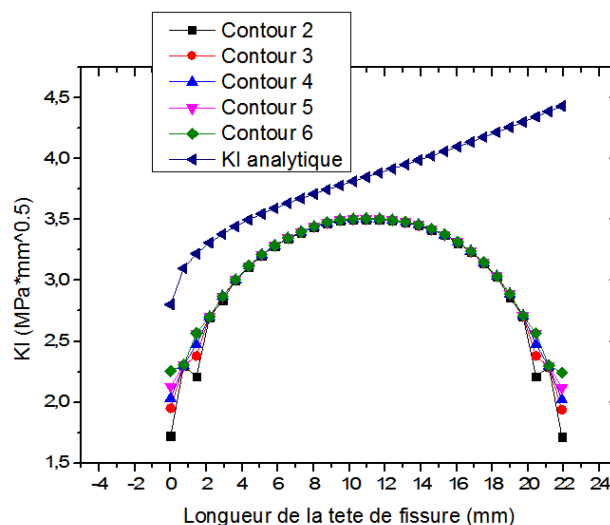


Figure IV.9: Evolution de $K_{I\ analytique}$ et $K_{I\ numérique}$.

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 $L=8,032$ mm avec $\xi_{pic}=7,18\%$, mais au cœur de la fissure la valeur de l'erreur devienne acceptable avec $\xi_{pic}=8,857\%$. Sur les bords de fissure, l'erreur est très importante ($\geq 49\%$) 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 $a=3\text{mm}$, $c=10\text{mm}$.

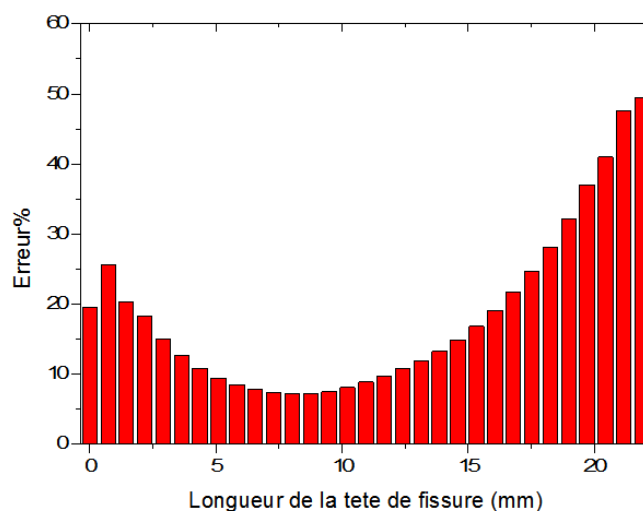


Figure IV.10: Erreur de $K_{I\ analytique}$ et $K_{I\ numérique}$.

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 thermique nécessitera des centaines d'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 $a=3mm$ et $c=10mm$.

La figure IV.11 présente l'évolution de ΔK_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 $0,25 mm$.

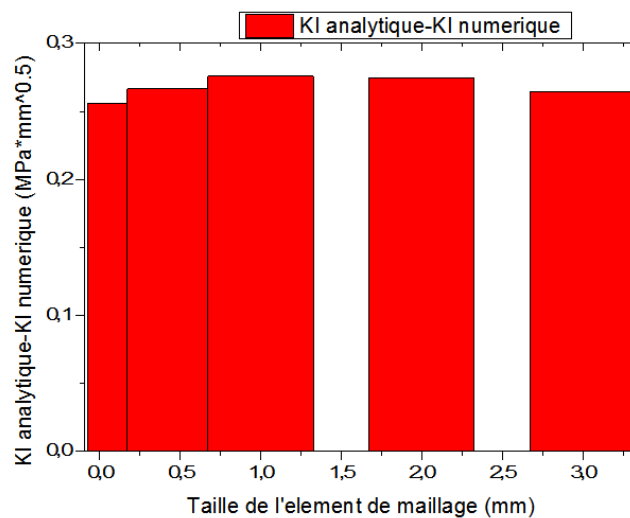


Figure IV.11: Influence de la taille de maillage.

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.12 présente la variation de K_I en fonction du rapport d'échelle R_{ech} ($=a/c$), nous observons que le ΔK_I varie entre 0 et $0.4 MPa*m^{0.5}$ et nous trouverons que le meilleur rapport est de $5/11$.

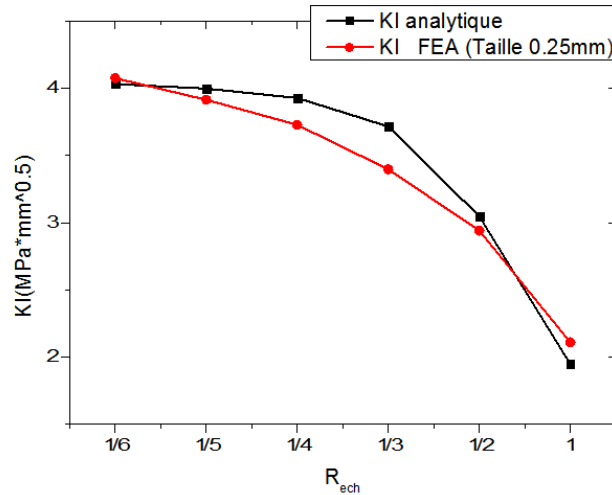


Figure IV.12: Influence du rapport d'échelle.

IV.4 Etude cyclique

IV.4.1 Introduction

Dans cette partie d'étude, la simulation par éléments finis qui tient compte de la dilatation induite par les élévations de température (cyclage thermique) et par la combinaison de la température et la pression de hydraulique (cyclage thermomécanique) a pour but de déterminer le profil des températures dans le disque de frein et en tête de fissure, et pour analyser les contraintes, les déformations et la pression de contact du disque et surtout le facteur d'intensité de contrainte (FIC) en tête de fissure pour le freinage du système ABS, ce pourrait être utilisé pour calculer la durée de vie en fatigue d'un disque.

IV.4.2 Evolution de la température

Cette analyse a été mise en œuvre pour l'exemple de freinage du système ABS. Les températures suivantes ont été prises en compte; La température initiale du disque, la fixation du disque, sont égales à 22 ° C [36].

Tout d'abord, il est important de confirmer que la distribution de la température sur le disque de frein qui est généré par l'application du flux thermique dans tous les cas mentionnés ci-dessous n'est pas influencée par le type de fissure, de sorte que la distribution thermique dans le cas d'une fissure linéaire suit le même type de variation et les mêmes valeurs que dans le cas d'une fissure elliptique.

Pour ce mode de freinage (système ABS), on constate que les températures dans le disque s'élèvent fortement après chaque cycle de freinage, elles commencent à croître d'une manière exponentielle. Plus le nombre de répétitions du freinage augmente, plus les températures maximales augmentent. L'état initial du disque change après chaque cycle, les temps d'arrêt $t=3,5s$ ne permettent qu'un refroidissement partiel. Après chaque phase de refroidissement, le disque commence de nouveau à s'échauffer.

On peut observer que vers les trous de fixation, les températures descendent rapidement de sorte que ces points ne sont pas thermiquement chargés et que l'effet des charges thermiques sur le moyeu lui-même n'est pas pris en considération.

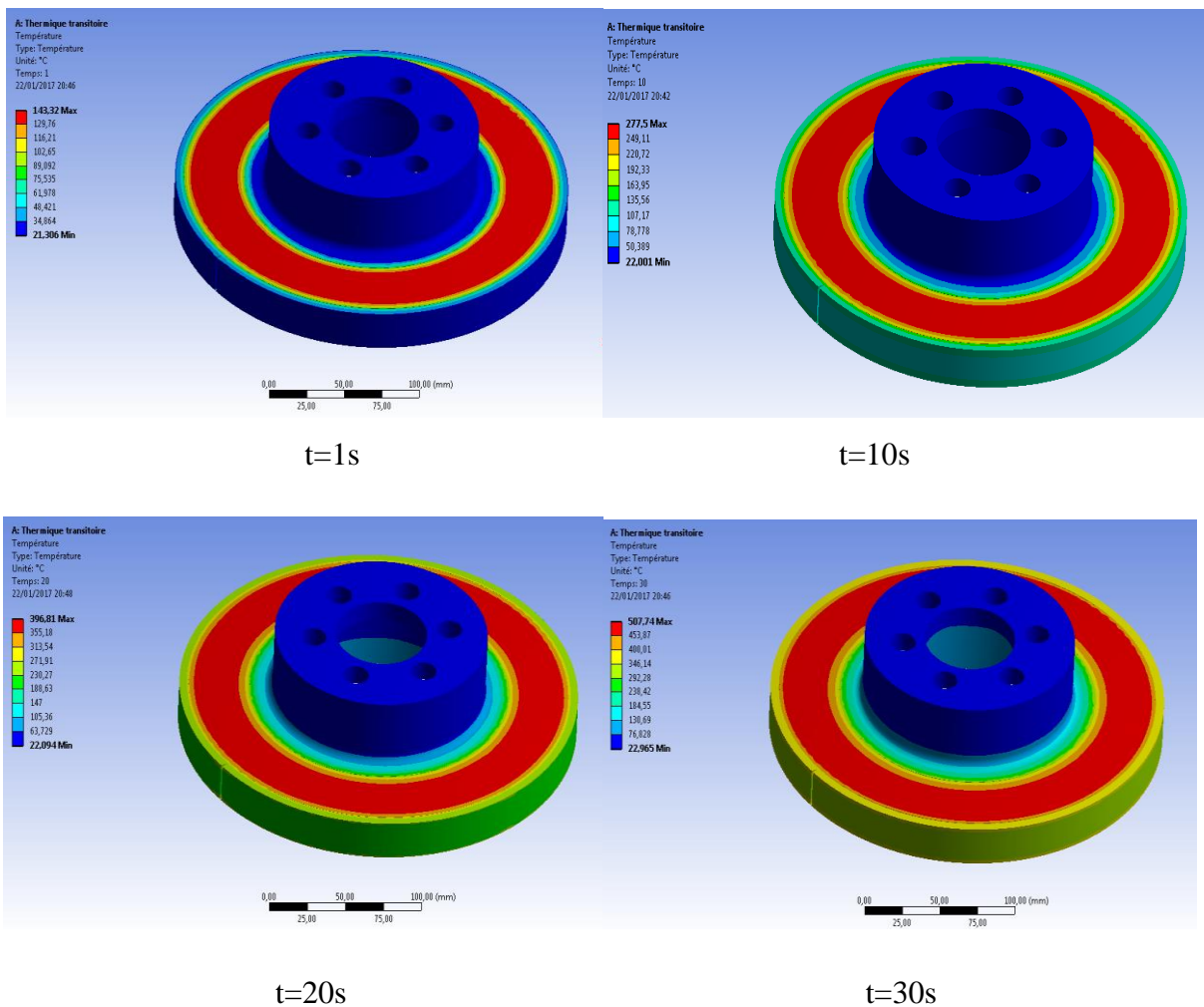


Figure IV.13: Evolution de la température dans le disque de frein.

On ce qui concerne la courbe de l'évolution de la température en fonction du temps ainsi que son évolution en tête de fissure, nous remarquons que les résultats obtenues par notre simulation sont très compatibles avec celles obtenue par la référence [36] présentée à la

figure IV.15, avec des conditions de chargement différentes, ce qui explique une petite différence.

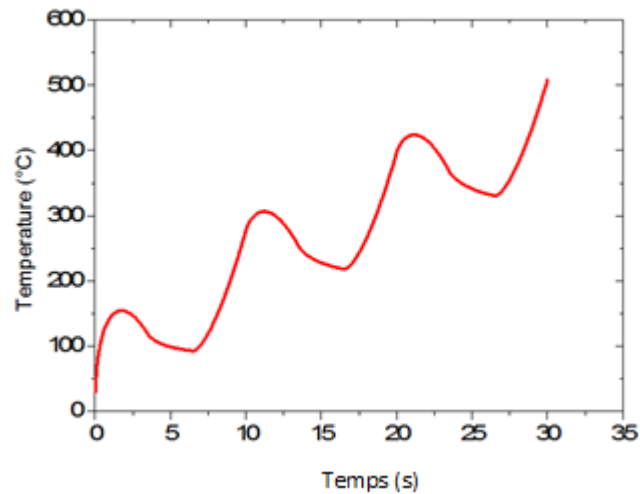


Figure IV.14: Evolution de la température du disque de frein en fonction du temps.

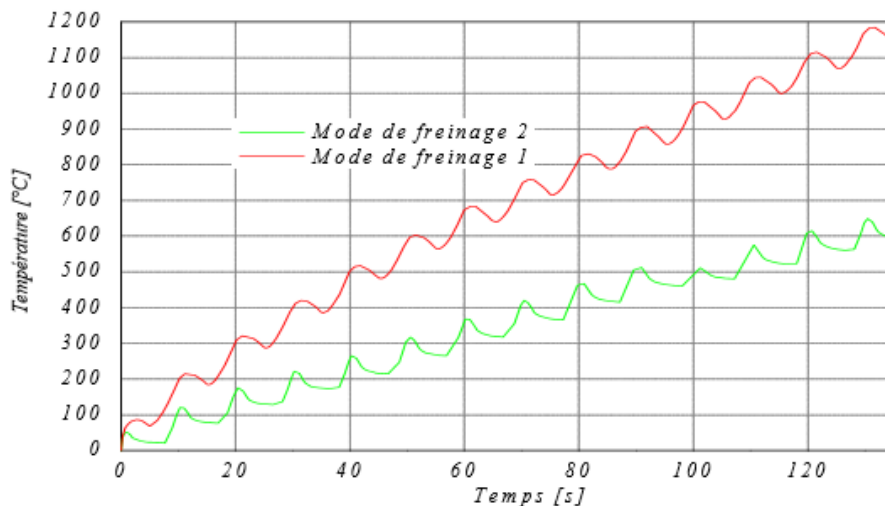


Figure IV.15: Evolution de la température des deux modes de freinage en fonction du temps [36].

Il apparait sur la figure IV.16 que l'évolution de la température en tête de fissure varie de la même façon que la variation sur le disque mais son amplitude reste petit par rapport à l'amplitude de la température du disque, notons que la température augmente du cœur vers la surface. La valeur maximale enregistrée au niveau de la tête de fissure atteint $386,76^{\circ}\text{C}$ sur la surface et de la valeur de $338,2^{\circ}\text{C}$ au cœur qui est inférieur à la valeur maximale détectée sur le disque 507°C .

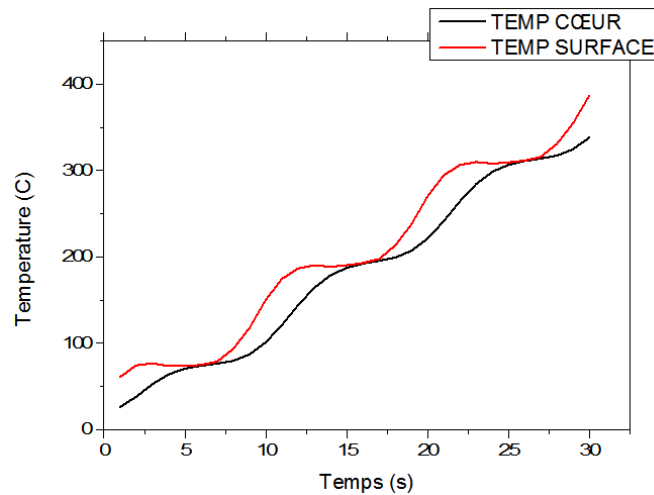


Figure IV.16: Evolution de la température en fonction du temps en tête de fissure.

IV.4.3 Analyse thermique cyclique du disque de frein

Dont le but d'étudier l'influence du type de la fissure sur le comportement global du disque de frein, on a appliqué une contrainte thermique (flux de chaleur par conduction) sur la zone du contact entre le disque et les plaquettes pendant trois cycles de freinage du système ABS, dans cette analyse, on a présenté deux types de fissure :

- Le premier cas correspond à une fissure linéaire située au niveau de la piste extérieure du disque de frein, elle a une profondeur de $a_0=6mm$, avec un rapport de contrainte $R=-1$
- Le deuxième contient une fissure elliptique localisée sur la piste extérieure dans le disque de frein avec le même rapport de charge et de profondeur $a_0=7,5mm$ et de largeur $c=15mm$

IV.4.3.1 Evolution de la contrainte thermique

- *Cas d'une fissure linéaire*

Sur la base de l'analyse effectuée, les contraintes thermiques ont été obtenues. Les résultats du disque qui comprend une fissure linéaire dans un premier cas et pour un disque comprend une fissure elliptique située sur le même endroit dans le deuxième cas sont montrés sur les figures IV.17 et IV.18.

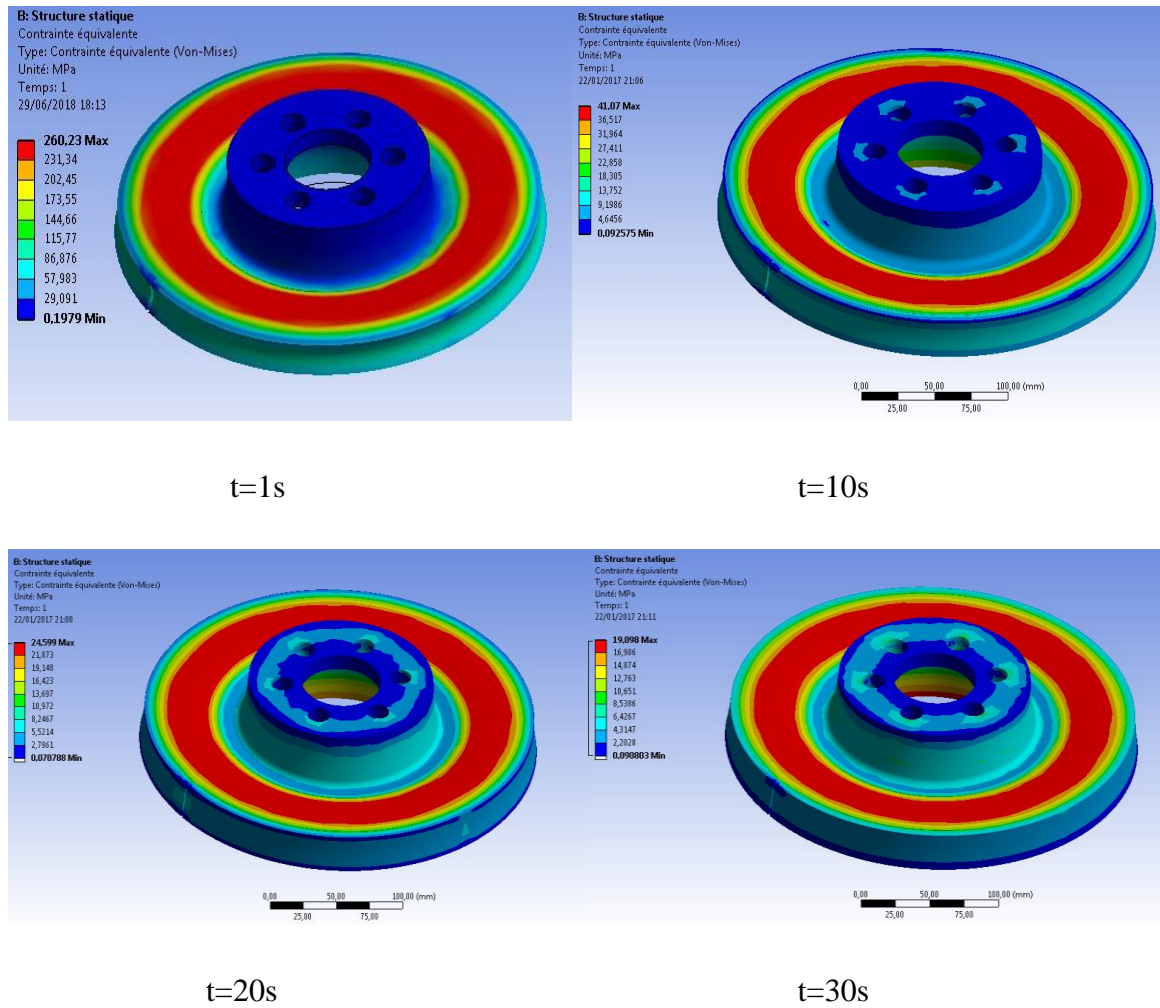
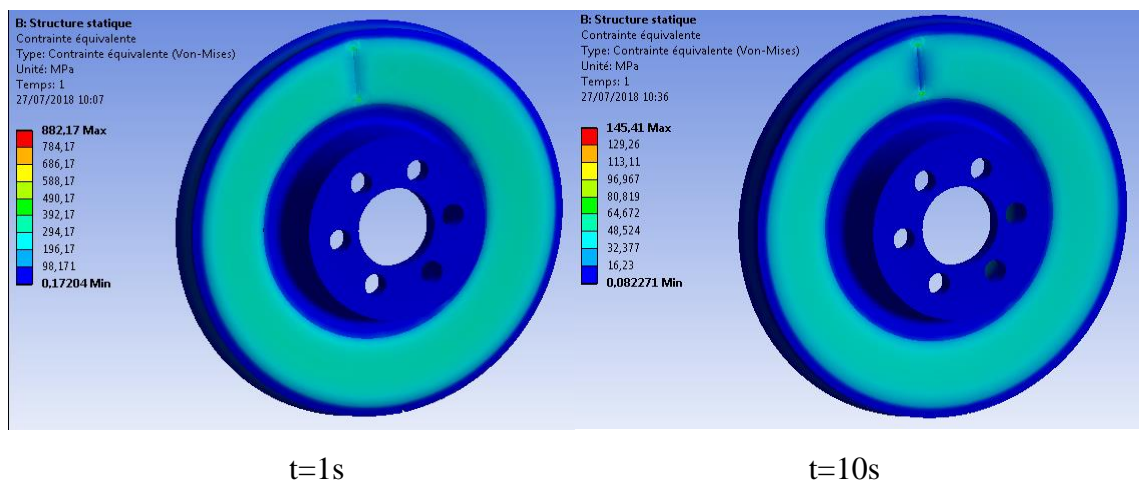


Figure IV.17: Champ de distribution de contrainte thermique d'un disque comprend une fissure linéaire.

- *Cas d'une fissure elliptique*



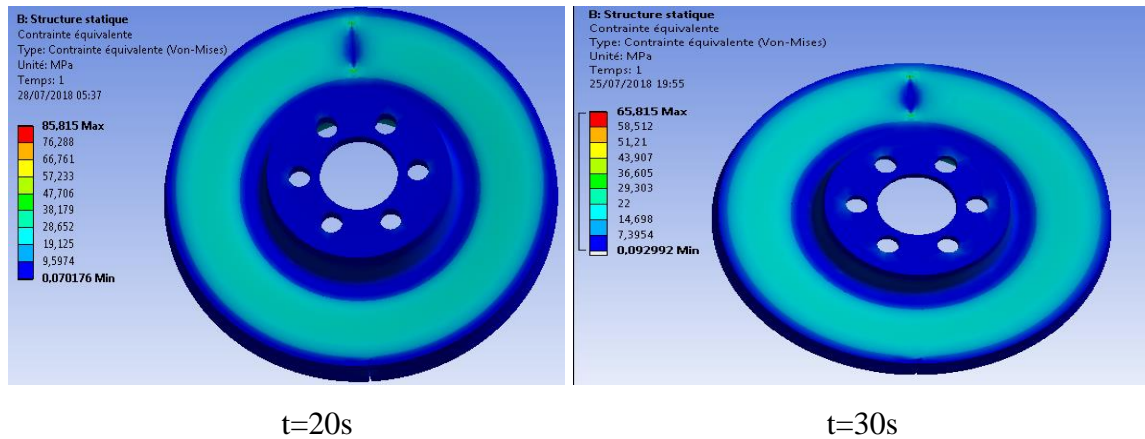


Figure IV.18: Champ de distribution de contrainte thermique d'un disque comprend une fissure elliptique.

Le début du premier cycle de freinage engendre des contraintes très importante, dont la valeur maximale enregistrée est de l'ordre de 260,23MPa pour le disque qui contient une fissure linéaire et de 392,17MPa pour le disque qui comprend une fissure elliptique à $t=1s$, elle est située dans les endroits où le disque est en contact avec les plaquettes (piste extérieure et intérieure du disque), de même, au début du deuxième et troisième cycle de freinage, on observe des pics de contraintes au moment du refroidissement avec une petite amplitude pendant toute le temps de réchauffage.

Il a été pris en compte que la contrainte au niveau des perçages de fixation et dans la zone de raccordement des pistes au bol est respectivement égale à 29,091MPa, 86,876MPa, pour le cas de la fissure linéaire, par contre, on constate qu'elle reste la même sur ces deux zones dans le cas d'une fissure elliptique (98,171MPa), et elle n'a pas notablement augmentée pendant l'application de ce type de freinage, ce fait vient que le flux thermique n'est pas appliqué au niveau de ces zones.

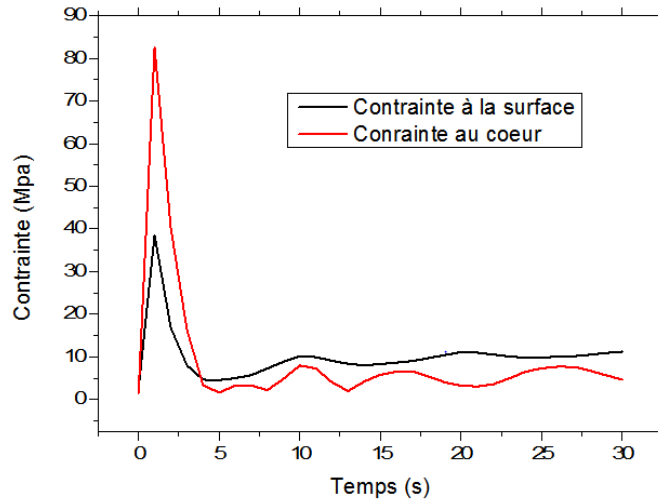


Figure IV.19: Evolution de la contrainte thermique en surface et au cœur de la fissure linéaire.

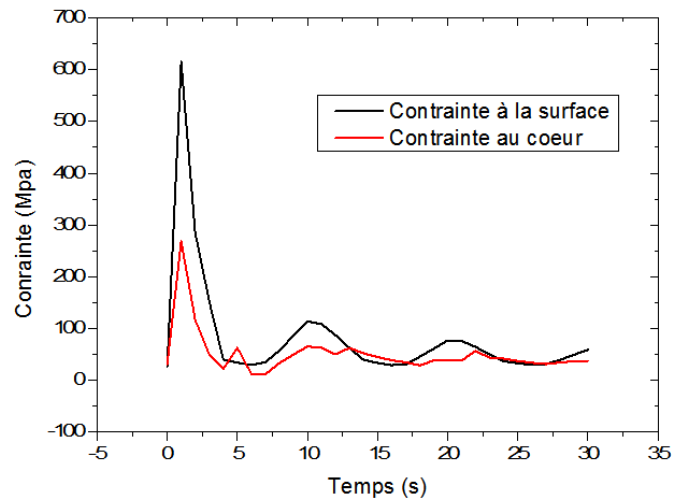


Figure IV.20: Evolution de la contrainte thermique en surface et au cœur de la fissure elliptique.

IV.4.3.2 Evolution de la déformation thermique

Dans nos conditions de freinage qui sont présentés précédemment, les résultats de la déformation thermique à différents moments de simulation dans les deux cas de disque (le premier contient une fissure linéaire et l'autre comprend une fissure elliptique) sont représentés sur les figures IV.21 et IV.22.

• *Cas d'une fissure linéaire*

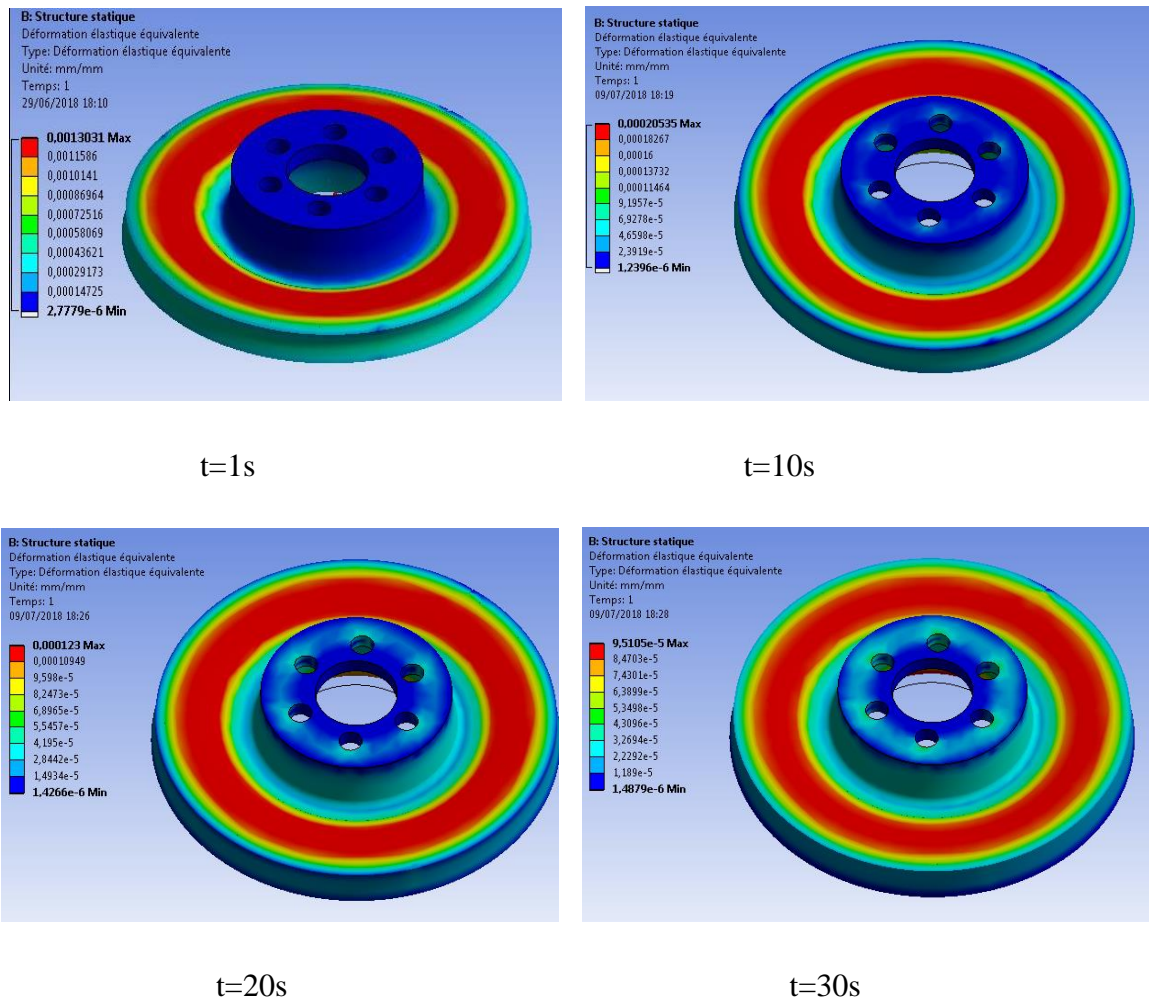
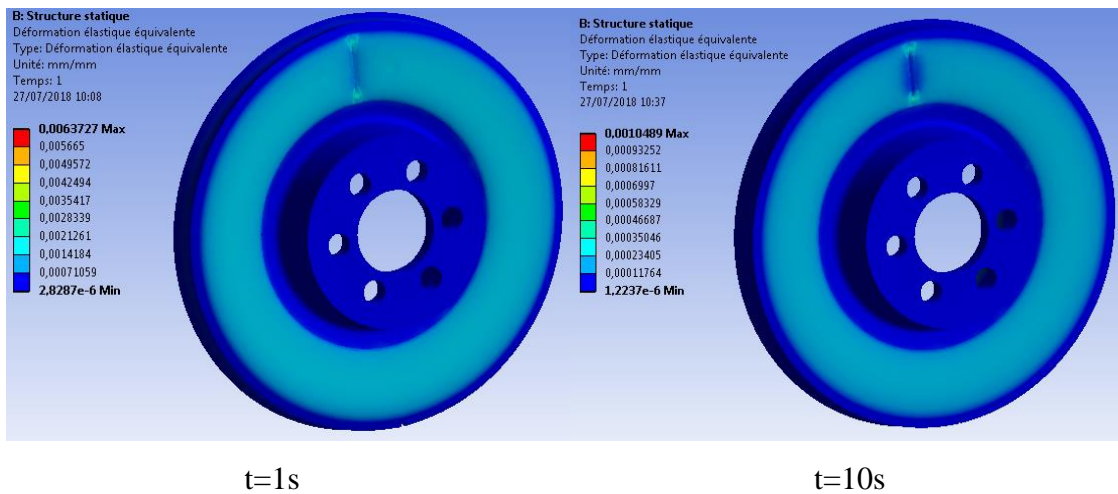


Figure IV.21: Champ de distribution de la déformation thermique dans le cas d'une fissure linéaire.

• *Cas d'une fissure elliptique*



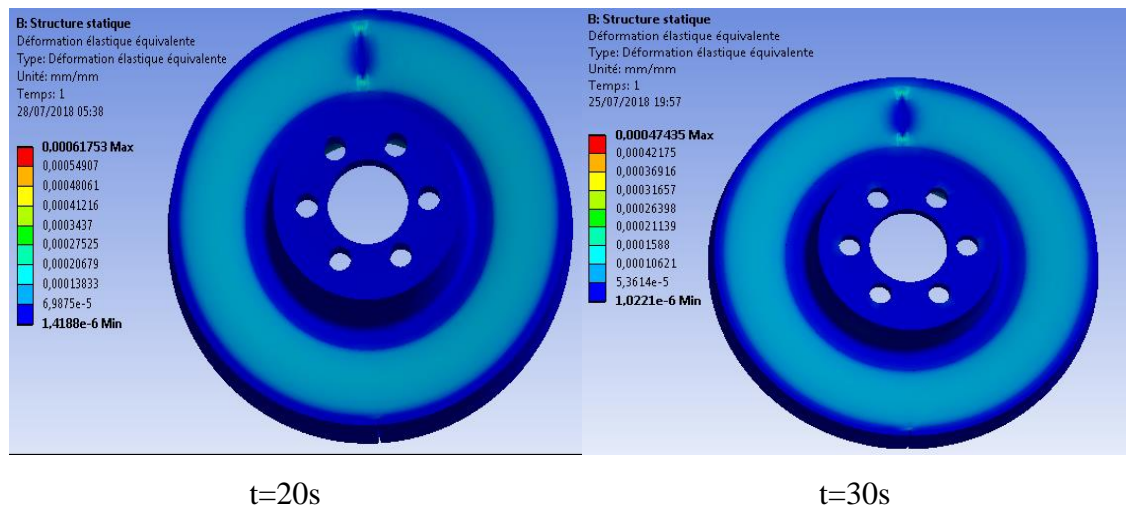


Figure IV.22: Champ de distribution de la déformation thermique dans le cas d'une fissure elliptique.

Il est apparait sur les figures IV.21 et IV.22 que le début du premier cycle de freinage génère des déformations très importantes sur les deux types de disques fissurés, dans le disque modélisé avec une fissure linéaire, la déformation maximale induite naissse à l'instant $t=1s$, elle est de $0,00130mm$. Cependant, dans le cas d'une fissure elliptique, elle atteint la valeur $0,00424mm$ (elle est 3 fois plus grande que le type de la fissure linéaire dans le même instant), dans ce cas-là, on remarque que la déformation est concentrée aux extrémités de la fissure elliptique, par contre, le cœur n'expose presque aucune déformation ($1,0221e^{-6}mm$). Cette déformation est traduite par le déplacement des pistes de frottement non-parallèles par rapport à la position initiale.

IV.4.3.3 Evolution du facteur d'intensité des contraintes

Les figures IV.23 et IV.25 montrent la distribution du facteur d'intensité des contraintes sur le disque de frein qui est modélisé avec deux types de fissure, chaque type est étudié séparément.

• *Cas d'une fissure linéaire*

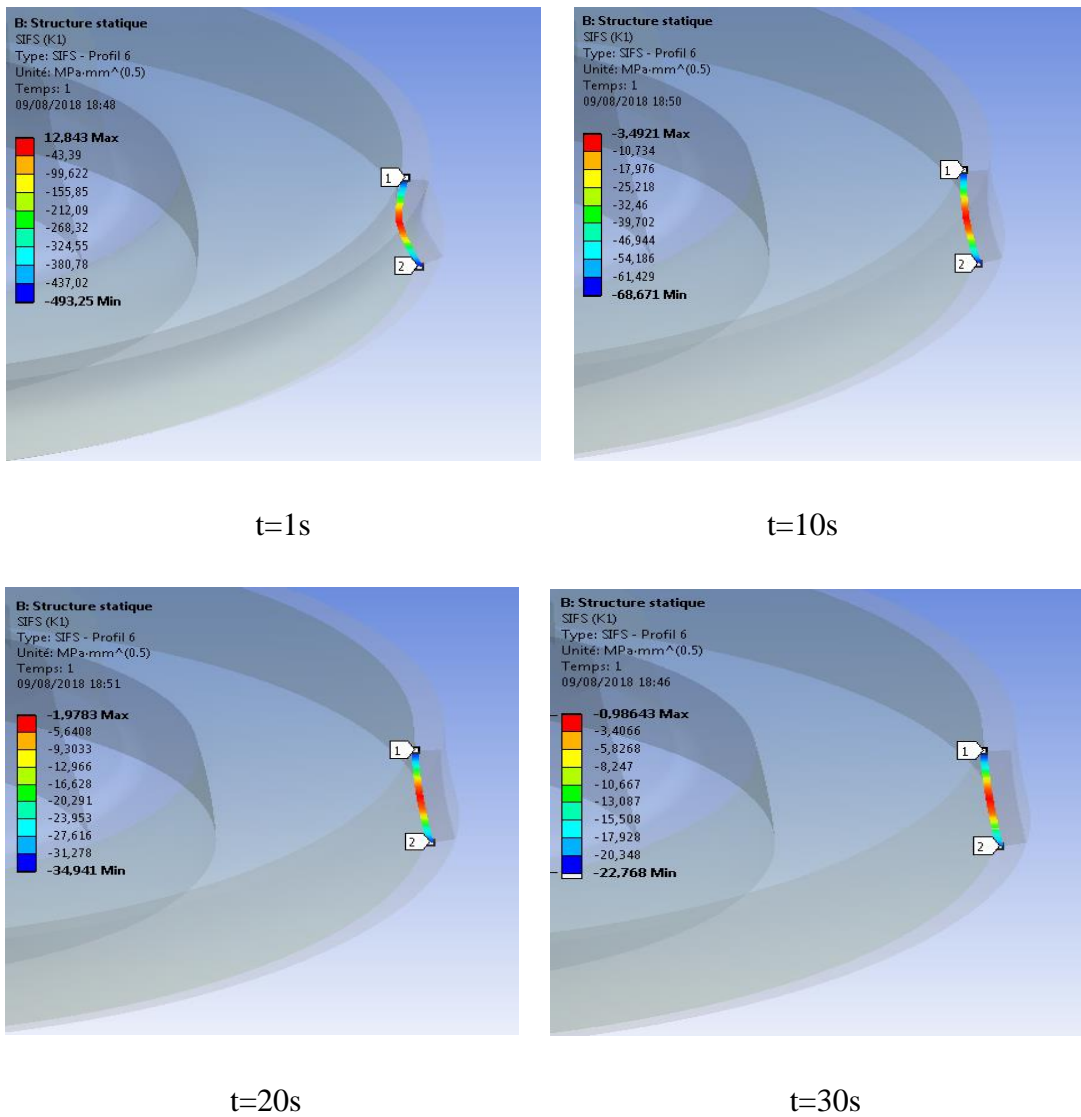


Figure IV.23: Evolution du FIC dans une fissure linéaire du disque de frein.

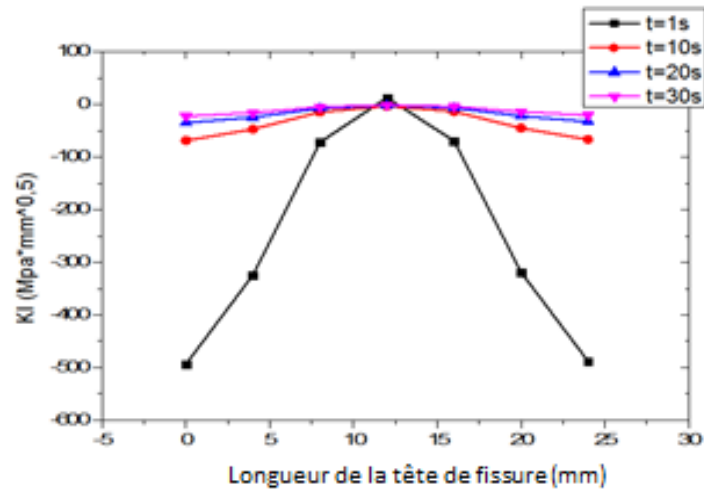


Figure IV.24: Evolution du FIC sur la longueur de la fissure linéaire à différents instants.

- *Cas d'une fissure elliptique*

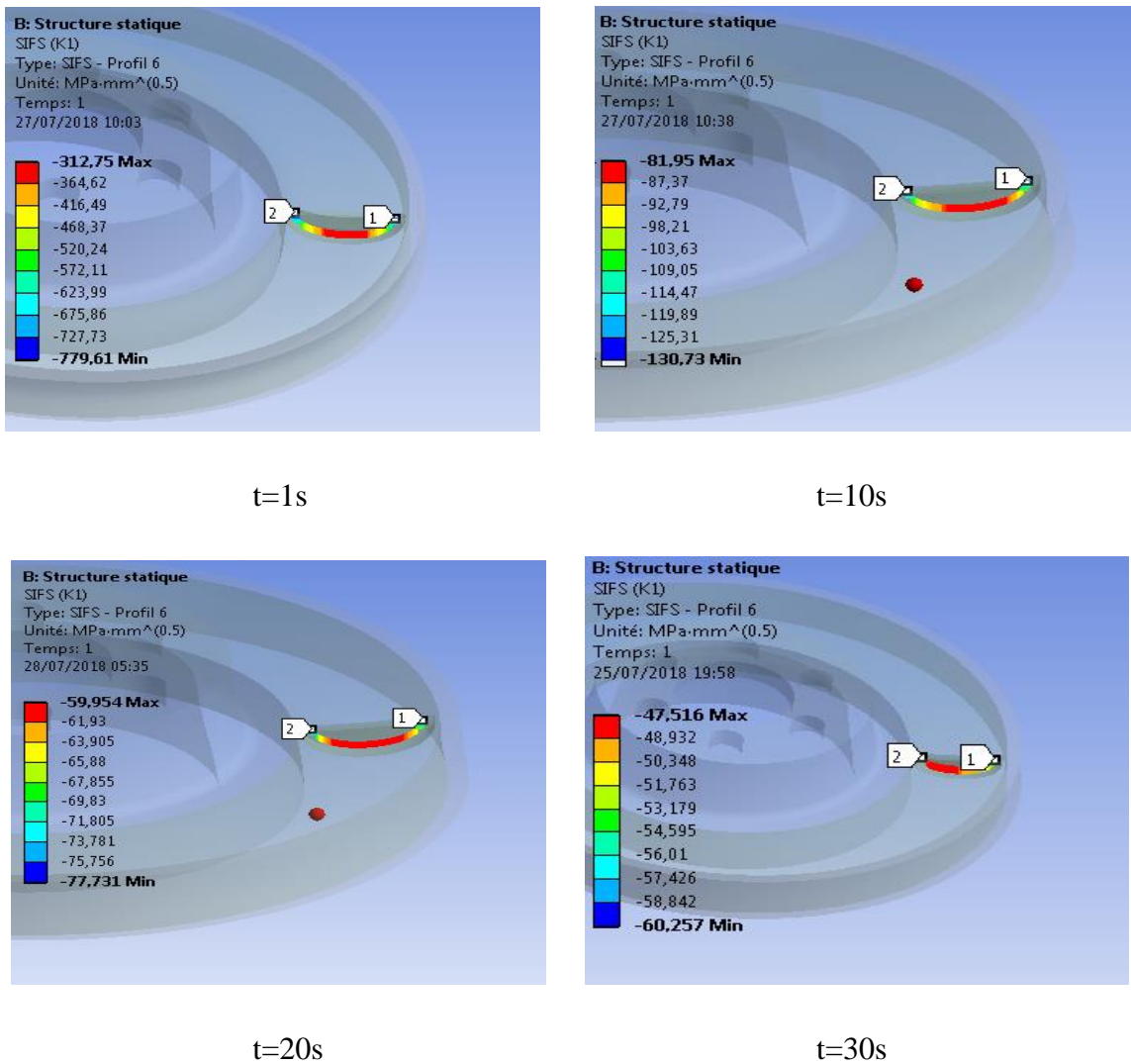


Figure IV.25: Evolution du FIC en tête de fissure elliptique.

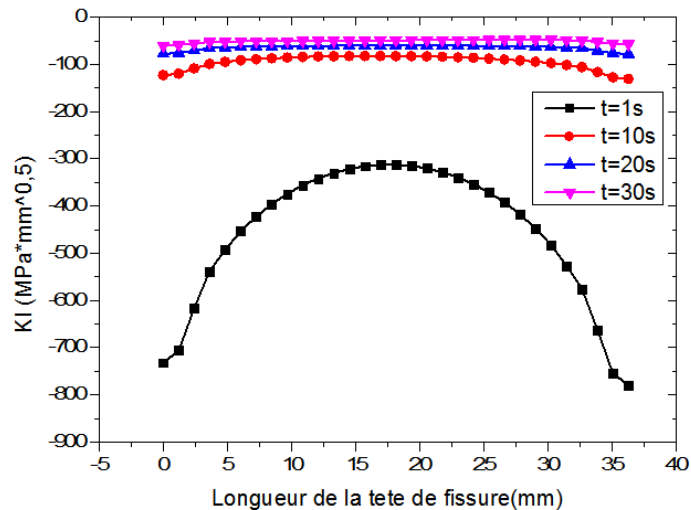


Figure IV.26: Evolution du FIC sur la longueur de la fissure elliptique à différents instants.

Au cours du temps de freinage et dans les deux cas étudiés, la répartition du FIC n'était pas homogène en tête de fissure, après quelques instants du début du freinage (avant la fin du premier cycle de freinage), on remarque dans le premier type de fissure que le FIC est carrément négatif de valeur minimale localisée sur les extrémités de la fissure de $(-500MPa.\sqrt{mm})$, ce qui interprète l'effet de fermeture de la fissure à ce moment-là, au début du deuxième cycle de freinage jusqu'à la fin de la simulation, le FIC reste négatif, dont la valeur égale à $(-22,768MPa.\sqrt{mm})$ à la fin de simulation sur les deux extrémités de la fissure.

En ce qui concerne l'évolution du FIC dans le cas d'une fissure elliptique, le premier instant engendre une valeur minimale du FIC $K_I^{min}(-779,61MPa.\sqrt{mm})$, ensuite, après chaque cycle de freinage, les valeurs du FIC restent négatives mais elles deviennent proches de plus en plus jusqu'à la valeur $(-60,257MPa.\sqrt{mm})$ qui est enregistré à la fin de simulation, on constate que le comportement de la fissure au cœur suit la même évolution que les extrémités.

Les figures IV.27 et IV.28 tracent respectivement l'évolution du FIC au cœur de la fissure linéaire et elliptique en fonction du temps.

L'évolution de K_I en fonction du temps est analogue à celle de la contrainte en tête de fissure, le FIC a un régime transitoire au début de simulation et harmonique jusqu'à la fin. K_I atteint un pic $(12,50MPa.\sqrt{mm})$ pour la fissure linéaire et $(-320MPa.\sqrt{mm})$ pour la fissure elliptique à l'instant $t=1s$. Ensuite, la surface du disque a exposé à la compression, K_I reste

négatif dans les deux types de fissures, ce qui illustre le phénomène de fermeture jusqu'à la fin de la simulation.

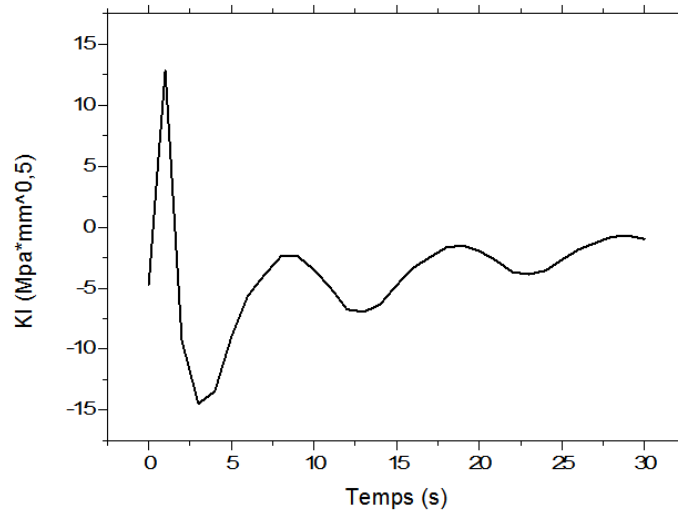


Figure IV.27: Evolution de K_I en fonction du temps au cœur de la fissure linéaire.

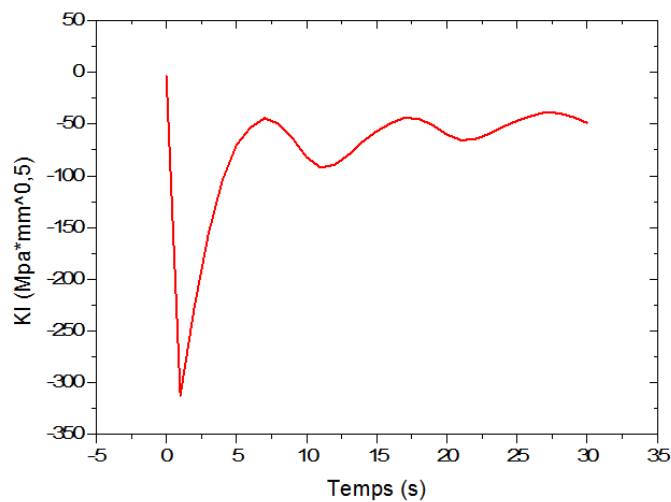


Figure IV.28: Evolution de K_I en fonction du temps au cœur de la fissure elliptique.

IV.4.4 Etude thermomécanique cyclique

IV.4.4.1 Evolution de la contrainte thermomécanique

Les figures IV.29 et IV.30 montrent la distribution de la contrainte thermomécanique à différents moments de simulation respectivement dans le cas d'une fissure linéaire et d'une fissure elliptique.

- *Cas d'une fissure linéaire*

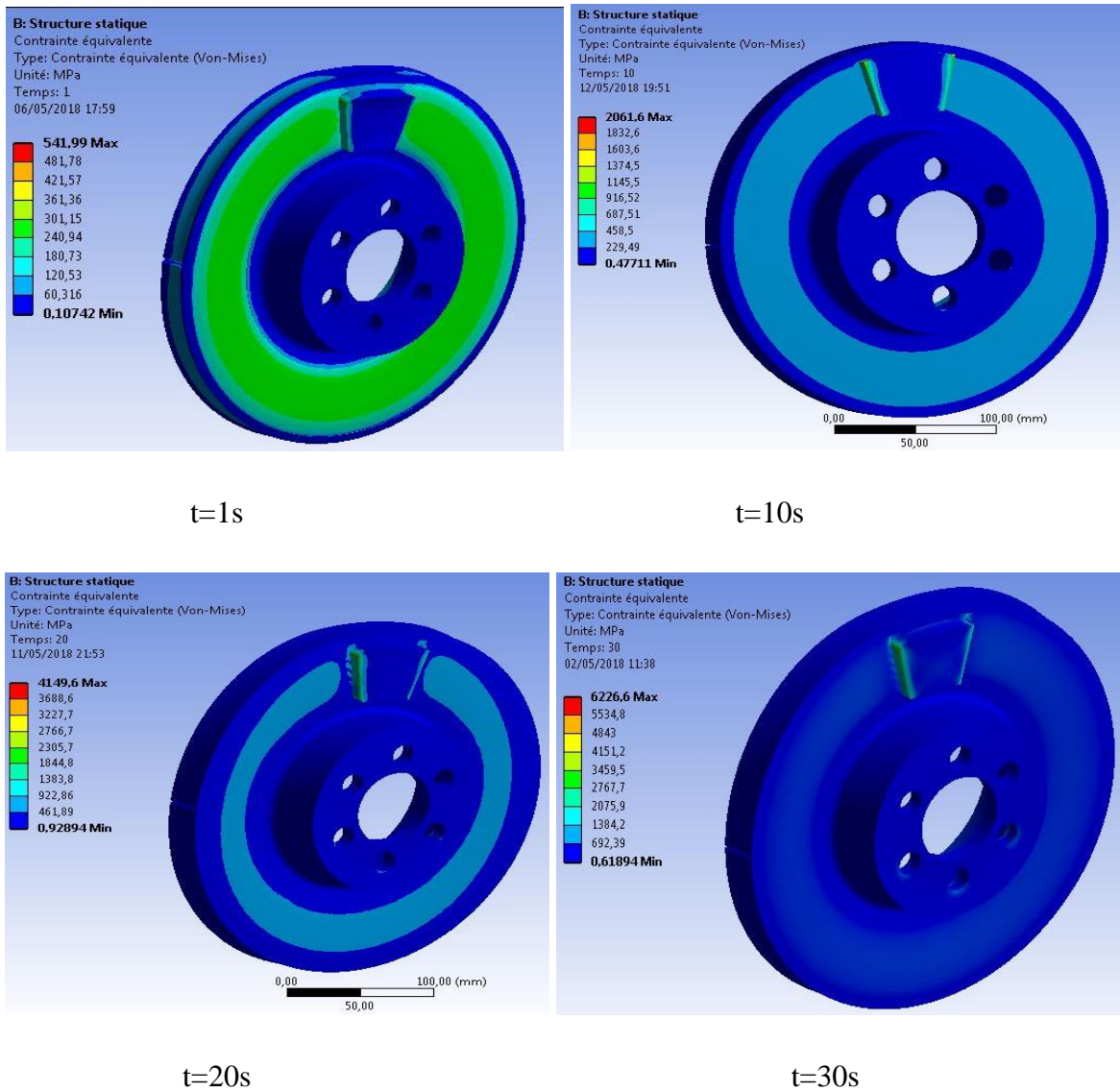


Figure IV.29: Champ de distribution de la contrainte thermomécanique dans le cas d'une fissure linéaire.

- *Cas d'une fissure elliptique*

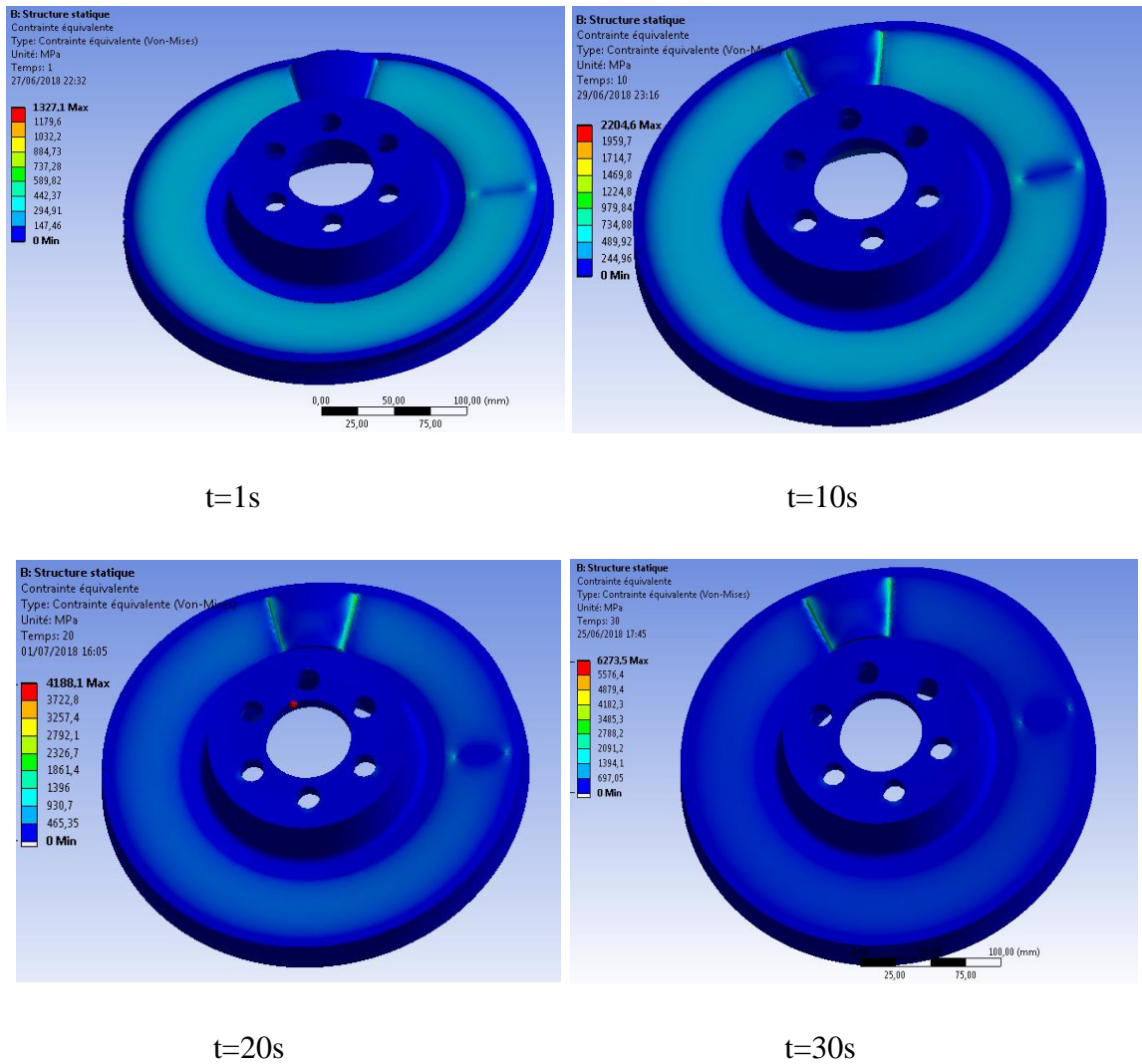


Figure IV.30: Champ de distribution de la contrainte thermomécanique dans le cas d'une fissure elliptique.

La distribution de la contrainte thermomécanique dans les deux cas de disque fissuré est très importante au niveau des deux pistes de frottement pendant chaque cycle de freinage, à la fin du 1^{er} freinage, elle prend la valeur de (489,92MPa) dans le cas d'une fissure elliptique, elle a un grand départ par rapport au type linéaire (458,5MPa). De même, dans les applications du 2^{ème} cycle de freinage, l'élévation de la contrainte est respectivement de 930,7MPa et 922,86MPa pour les deux cas étudiés, à la fin de freinage on remarque qu'une très petite différence entre la valeur maximale de la contrainte des deux types de fissures, elle est respectivement de valeurs 1394,1MPa et 1384,2MPa.

Nous remarquons que les deux extrémités de la fissure elliptique sont les zones les plus sollicitées en comparant avec la fissure linéaire située sur le même endroit, car, la valeur de la

contrainte atteint respectivement 1394,1MPa et 692,39MPa à la fin du dernier cycle de freinage.

Il est à noter que la surface inférieure de la plaquette est aussi très sollicitée par le cyclage thermomécanique par rapport au disque, elle est respectivement de valeur (6273,5MPa) et (6226,6MPa) à cause de la surface de contact qui est très réduite comparativement à la puissance de freinage qu'elle doit fournir, donc sa périodicité de changement sera être courte que celle du disque.

IV.4.4.2 Evolution de la déformation thermomécanique

Dans les conditions de freinage qui sont présentés précédemment, les résultats de l'analyse de la déformation thermomécanique dans le disque de frein avec deux types de fissure indiqué au-dessus à quatre instants différents sont représentés sur les figures IV.33 et IV.34.

On remarque tout d'abord que le champ de déformation thermomécanique obtenue par notre modélisation (figure IV.32) est compatible avec ce obtenue par la référence [94] présentée à la figure IV.31, avec des conditions de chargement différentes, ce qui explique les petites différences.

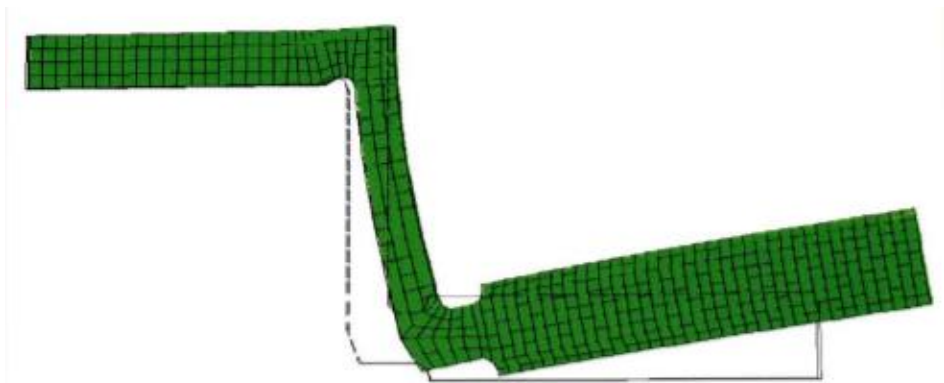


Figure IV.31: Déformation du disque- Effet parapluie de la référence [94].

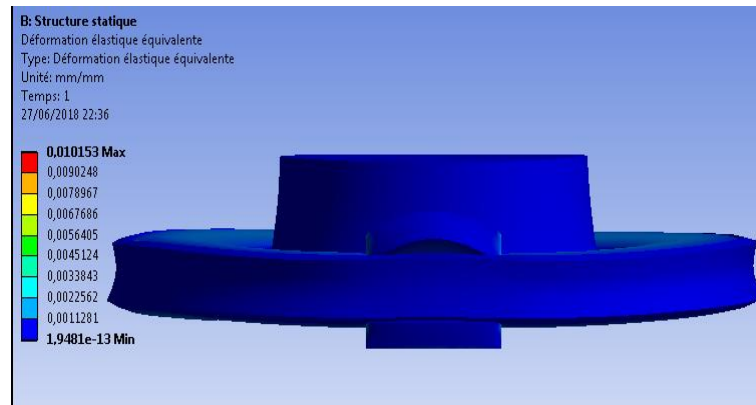


Figure IV.32: Déformation du disque- effet parapluie de notre simulation.

- *Cas d'une fissure linéaire*

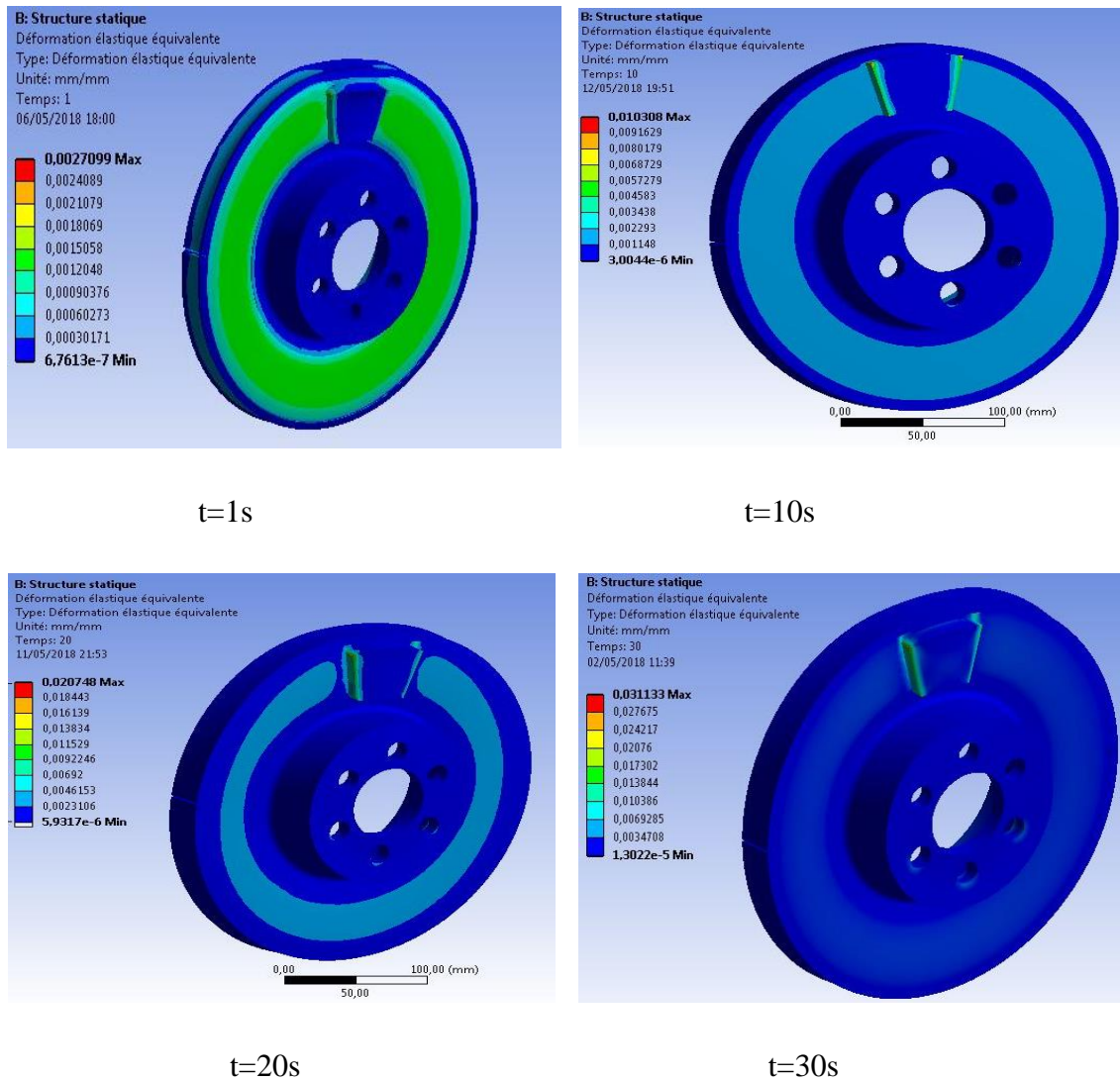


Figure IV.33: Champ de distribution de la contrainte thermomécanique dans le cas d'une fissure linéaire.

- *Cas d'une fissure elliptique*

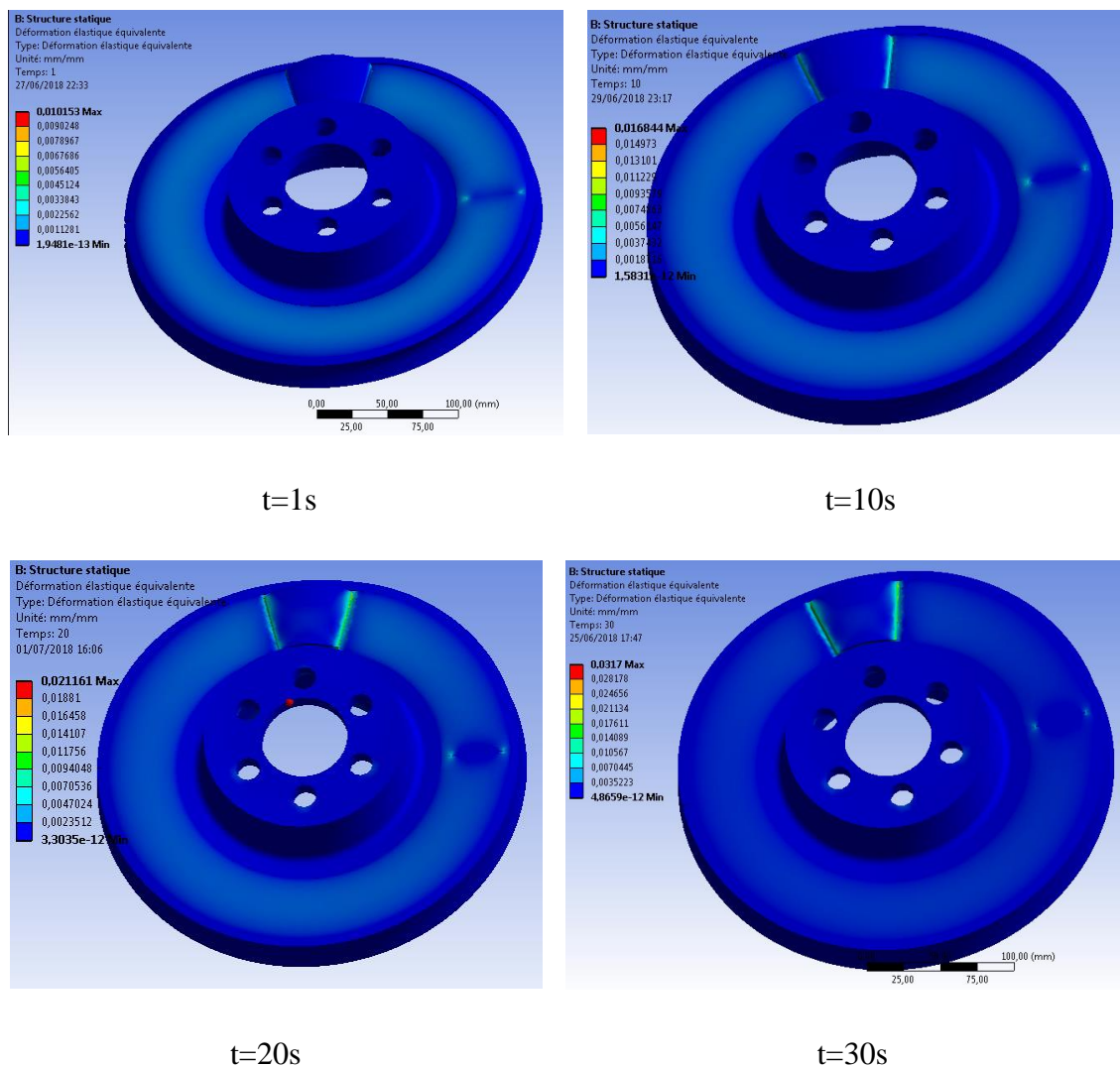


Figure IV.34: Champ de distribution de la contrainte thermomécanique dans le cas d'une fissure elliptique.

Il est appa rit très clairement que la déformation induite par le cyclage thermomécanique dans les deux cas de disques fissurés (cités précédemment) est très importante au niveau des deux pistes de frottement pendant chaque cycle de freinage.

Lors du 1^{er} freinage, elle prend la valeur de (0,0037) dans le cas d'une fissure elliptique, elle a un grand départ par rapport au type linéaire (0,0022). De même, dans les applications du 2^{ème} cycle de freinage, l'élévation de la déformation thermique est de 0,0046 et 0,0047 (respectivement pour la fissure linéaire et elliptique), à la fin de freinage on remarque qu'une petite différence entre la valeur maximale de la déformation thermomécanique des deux types de fissures, elle est respectivement de valeurs 0,0311 et 0,0317.

En ce qui concerne la déformation au niveau des deux types de fissures, on constate que les deux extrémités de la fissure elliptique sont les zones les plus sollicitées en comparant avec la fissure linéaire qui est située sur le même endroit, car la valeur de la déformation atteint 0,0105 et 0,0034 respectivement, soit une réduction de 67,61%.

IV.4.4.3 Evolution du facteur d'intensités de contraintes (FIC)

Les figures IV.35 et IV.37 présentent la répartition du facteur d'intensité de contrainte obtenue pour différents instants de simulation dans les deux cas de disque fissuré.

- *Cas d'une fissure linéaire*

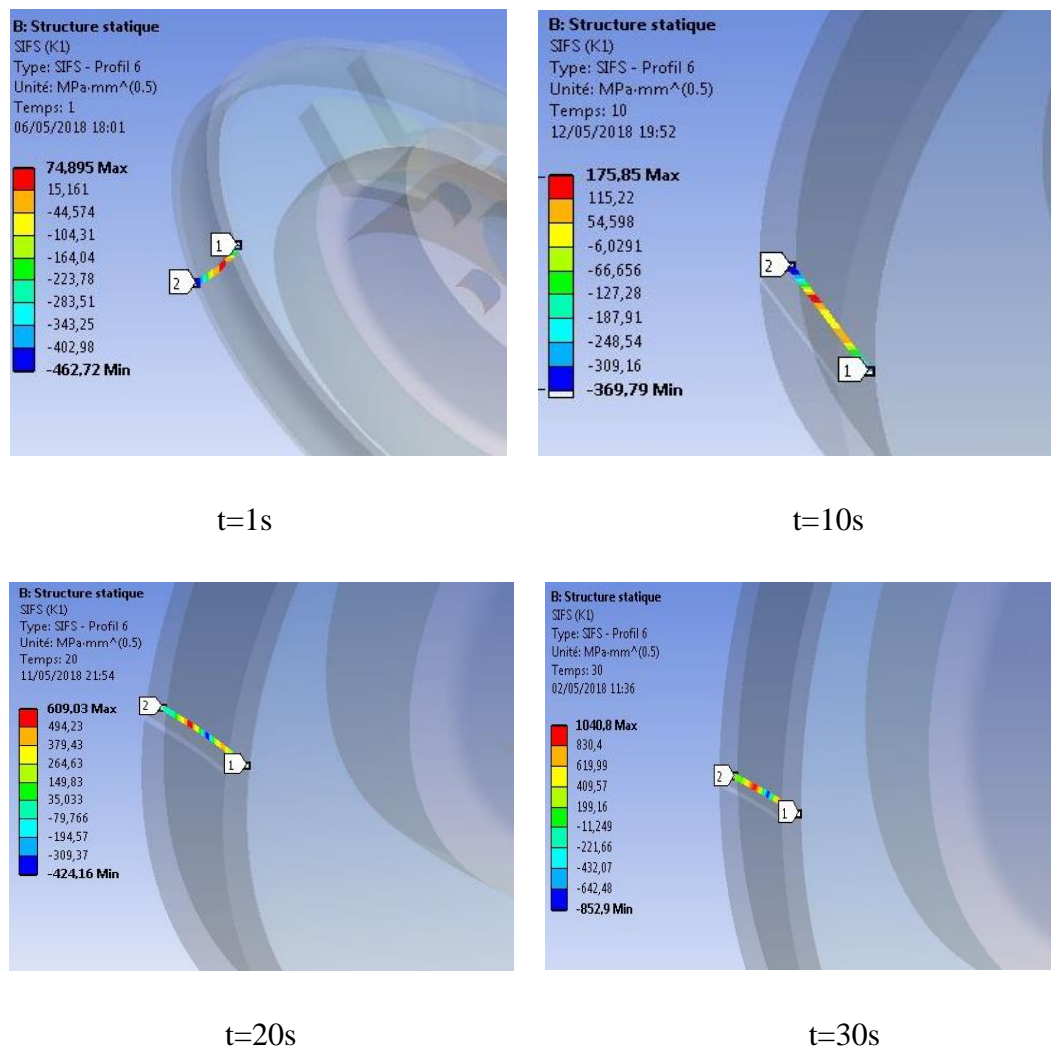


Figure IV.35: Evolution du FIC en fonction du temps dans le cas d'une fissure linéaire.

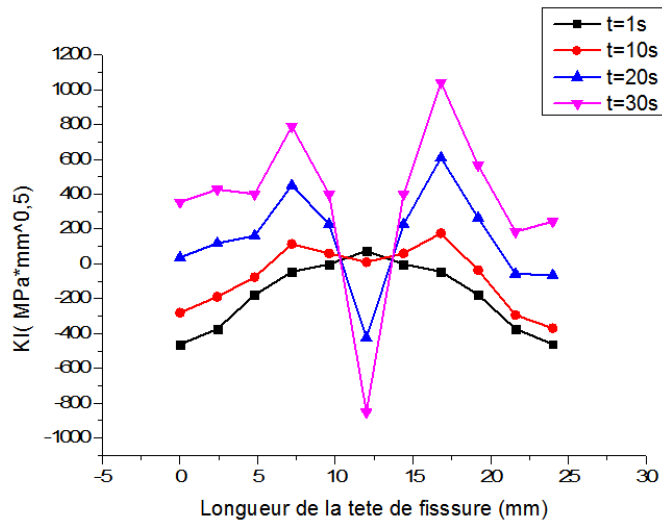


Figure IV.36: Evolution du FIC en fonction de la longueur de la tête de la fissure linéaire à différents instants.

- *Cas d'une fissure elliptique*

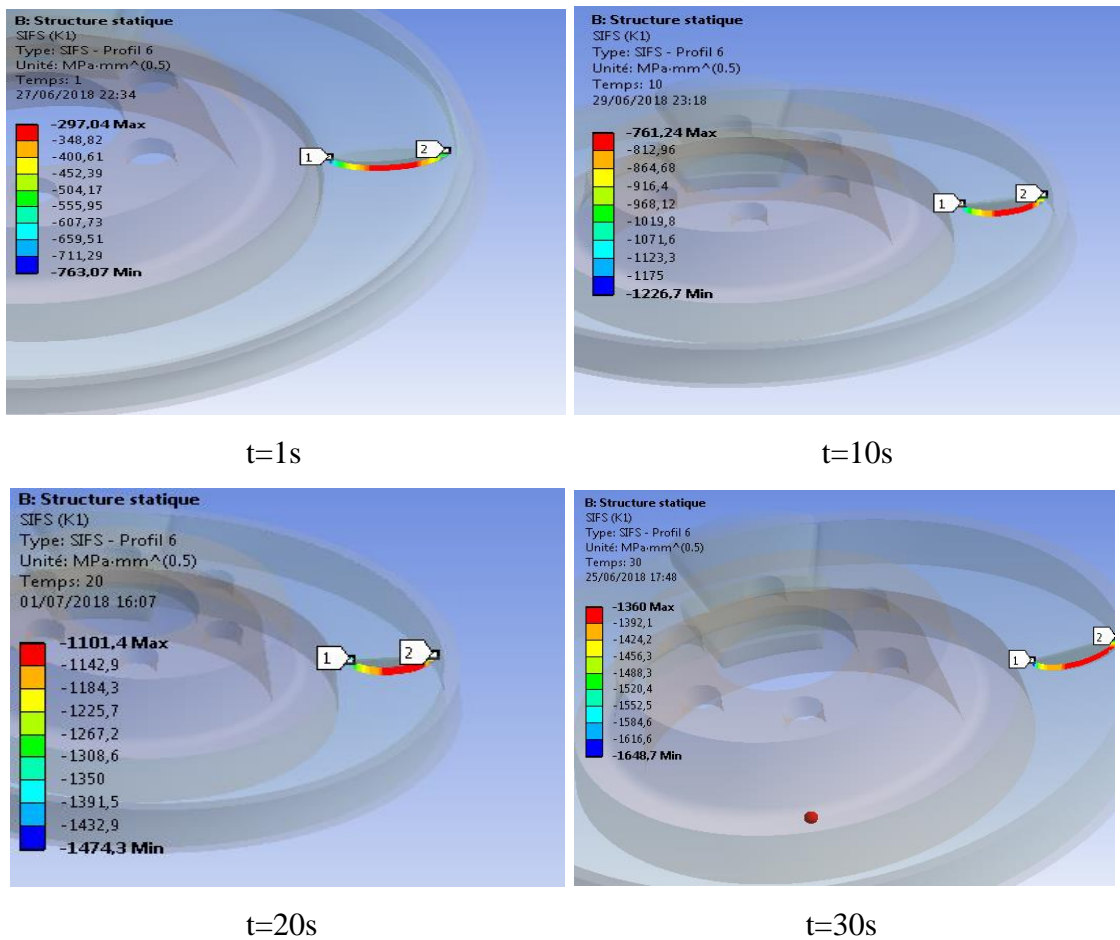


Figure IV.37: Evolution du FIC en tête de fissure elliptique.

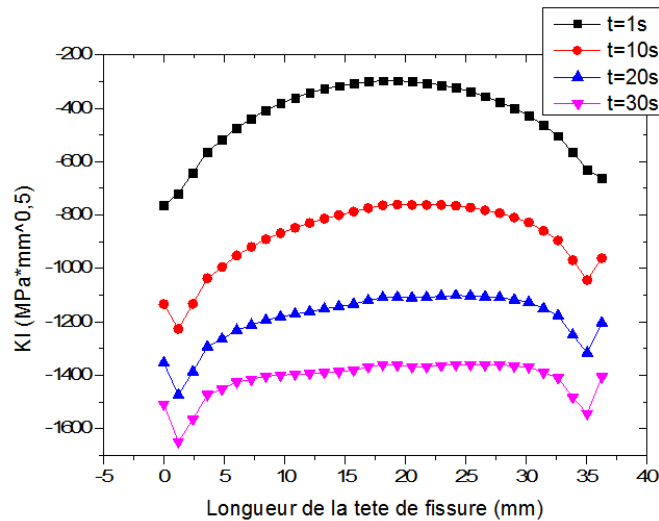


Figure IV.38: Evolution du FIC en fonction de la longueur de la tête de fissure elliptique à différents instants.

Au début du premier cycle de freinage, on constate que la fissure linéaire est totalement fermée, car la valeur du FIC atteint $(-462,72 \text{MPa} \cdot \sqrt{\text{mm}})$ qui se localise au extrémités de la fissure, la fermeture se poursuit au début du deuxième cycle jusqu'à la fin de freinage, avec une valeur minimale $(-852,9 \text{MPa} \cdot \sqrt{\text{mm}})$, tandis que les extrémités de de la fissure sont exposés au phénomène d'ouverture, car le FIC atteint sa valeur maximale $(1040,80 \text{MPa} \cdot \sqrt{\text{mm}})$ qui est localisée à une distance=15mm de la tête de fissure du disque ce qui interprète l'effet de traction sur cette zone.

En ce qui concerne l'évolution du FIC dans le cas d'une fissure elliptique, il est apparait très clairement que le FIC est totalement négatif sur toute la longueur du front de fissure, ce qui explique la fermeture totale de la fissure, il diminue d'un instant à un autre d'une manière très remarquable dont sa valeur minimale est de $(-1648,7 \text{MPa} \cdot \sqrt{\text{mm}})$ elle est positionné à une distance de 1mm de la longueur de la fissure.

IV.4.4.4 Evolution de la pression de contact

Les figurent IV.39 et IV.40 montrent la répartition de la pression de contact de la surface intérieure de la plaquette pour différents temps de simulation.

- *Cas d'une fissure linéaire*

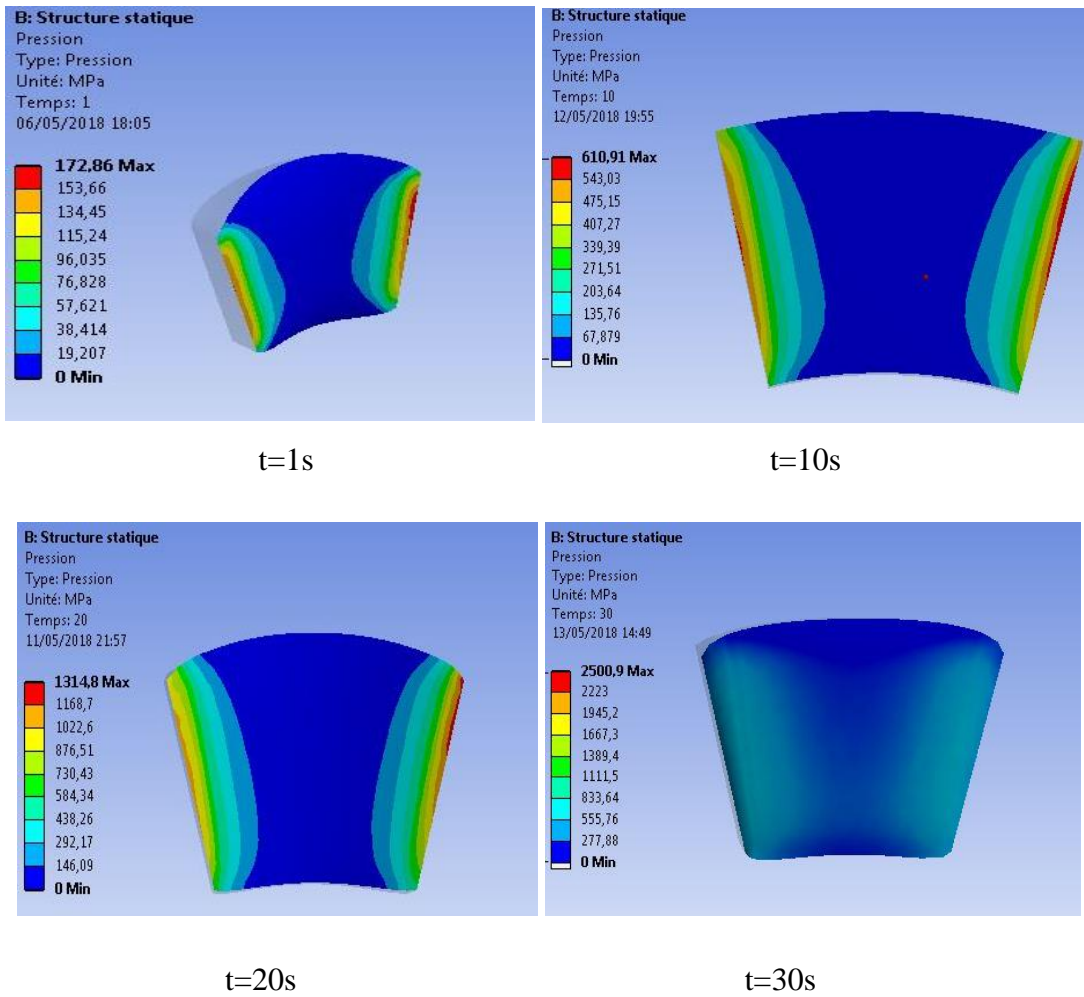
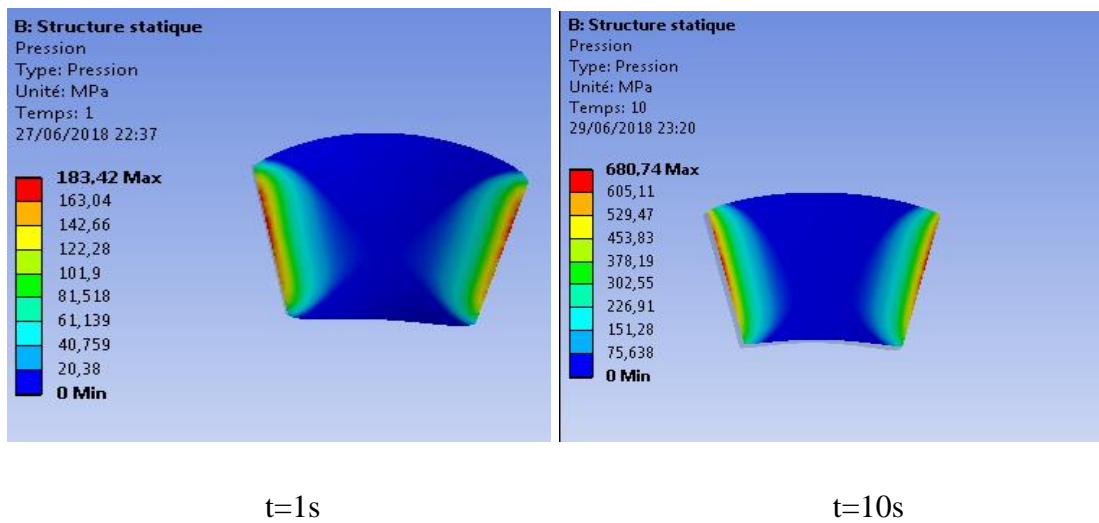


Figure IV.39: Champ de distribution de la pression de contact au niveau de la plaque dans le cas d'une fissure linéaire.

- *Cas d'une fissure elliptique*



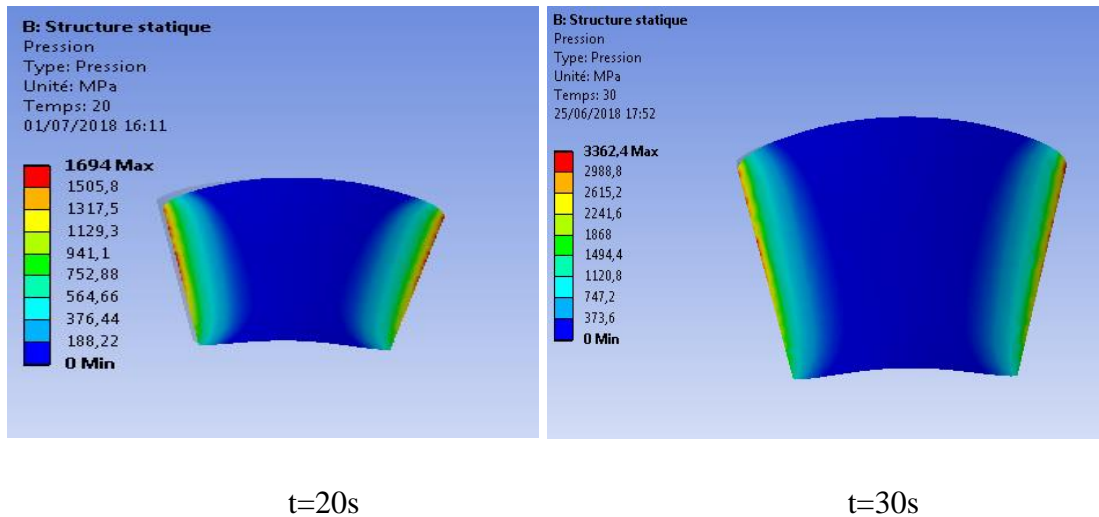


Figure IV.40: Champ de distribution de la pression de contact au niveau de la plaquette dans le cas d'une fissure elliptique.

On remarque dans les deux cas étudiés que la répartition de la pression n'est pas homogène au sein de chaque partie de la plaquette, cet effet s'est produit à la suite du phénomène de dilatation produite sur les surfaces de frottement, on constate qu'elle est symétrique par rapport au centre. A l'entrée du contact, la répartition de la pression de contact tend vers des valeurs maximales au niveau du bord droit et gauche de la plaquette, à la fin du freinage, elle atteint une valeur maximale pour le cas d'une fissure linéaire ainsi que pour le cas d'une fissure elliptique, elle est respectivement égale à (2500,9MPa et 3362.4MPa). Alors qu'au milieu du contact elle prend des valeurs basses (555,76MPa et 747.2MPa). Cette augmentation est due à la diminution de l'aire de contact lorsqu'on la comparé avec celle de la surface de contact du disque de frein. Ce phénomène perdure lorsque la vitesse de rotation et la force appliquée du disque resteront constantes.

IV.5 Prédiction numérique de la propagation de fissure

La figure IV.41 montre une partie distincte dans l'évolution de la longueur de la fissure, en effet, on constate une augmentation plus au moins rapide, mais à partir de la valeur $1,75 \cdot 10^5$ cycles, on enregistre une augmentation brusque de la longueur de fissure ce qui explique l'apparition de la zone de rupture du disque de frein.

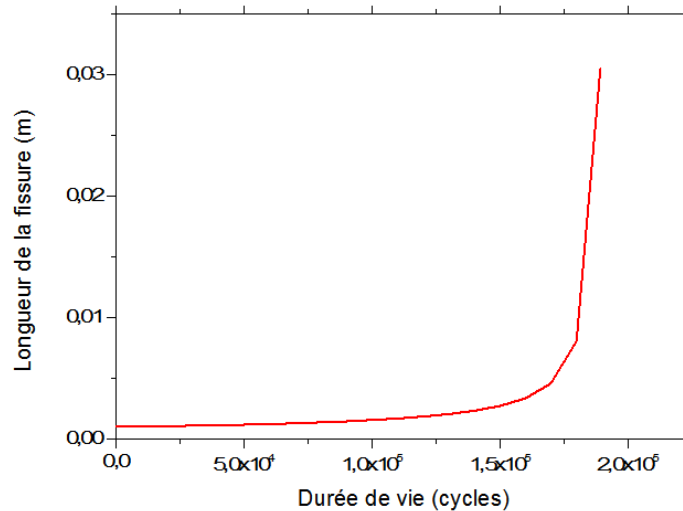


Figure IV.41: Evolution de la longueur de fissure.

La figure IV.42 montre l'évolution de la vitesse de propagation de fissure (da/dN) en fonction du nombre de cycles dans le type de chargement du système ABS.

Il est appaît très clairement qu'aucune propagation en surface n'est observée avant $1,75 \cdot 10^5$ cycles, ensuite le da/dN augmente très rapidement pour atteindre environ $1,35 \cdot 10^{-5} \text{ m/cycles}$ vers $1,8 \cdot 10^5$ cycles.

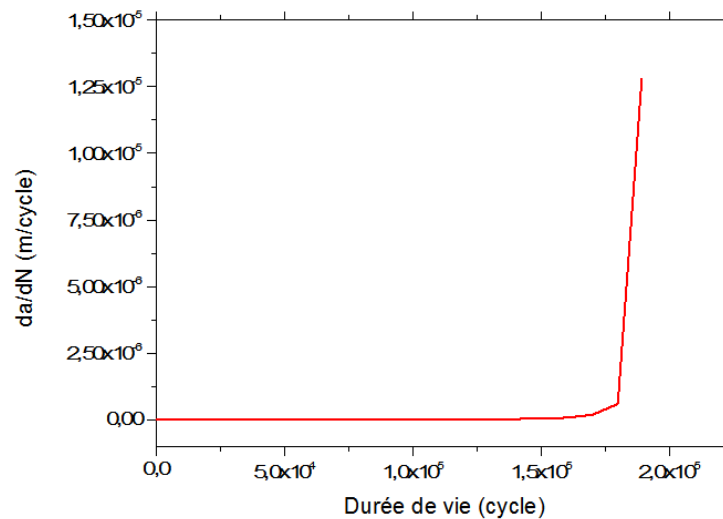


Figure IV.42: Evolution de la vitesse de propagation de fissure.

La figure IV.43 montre l'évolution instantanée de ΔK en fonction de la durée de vie du disque de frein. On observe, suivant le type de chargement du système ABS, le ΔK varie d'une manière linéaire entre 13 et $18 \text{ MPa} \cdot \text{m}^{0,5}$ suivant le cas de chargement appliqué, ceci est détectée lorsque le nombre de cycle est inférieur à $1,5 \cdot 10^5$ cycles, où on remarque une diminution de la durée de vie.

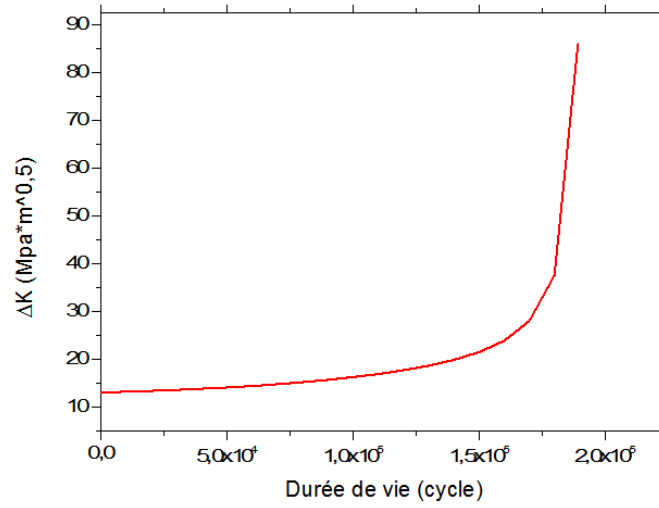


Figure IV.43: Evolution instantanée de ΔK .

Conclusion Générale

Conclusion générale

Les conditions opérationnelles sévères sous variation cyclique de température et de contraintes ont exposé de nombreux composants industriels au phénomène de la fatigue thermique. Ce phénomène se rencontre dans beaucoup de domaines industriels tels que l'aéronautique, le nucléaire, le ferroviaire (et automobile) ou encore dans les procédés de mise en forme de matériaux, c'est pour cette raison que de nombreuses études ont été lancées afin d'appréhender ce phénomène. En espérant contribuer à la compréhension du phénomène de la fatigue thermique, un sujet de thèse m'a été proposé portant sur l'étude et la modélisation de la propagation de fissure sous un chargement thermique cyclique en prenant le disque de frein comme exemple d'étude.

Vu que les essais expérimentaux, bien qu'indispensables avant toute production en série d'un système de freinage, ils sont relativement coûteux et longs à mettre en place, les constructeurs font appel lors de la phase de conception à la simulation numérique.

La première partie de ce manuscrit était dédiée à une analyse bibliographique. Tout d'abord, définir le phénomène de la fatigue thermique, et exposer un bilan des études sur le phénomène de la fissuration dans le disque de frein que nous avons pris comme exemple de cette étude. L'étude bibliographique continuait avec un bilan des principaux travaux réalisés par différents auteurs concernant l'analyse de la température et de la fissuration ainsi que la contrainte du disque de frein par la méthode des éléments finis. L'étude bibliographique nous a permis de déduire que le chargement thermique (flux de chaleur entrant dans le système) seul peut faire se propager une fissure ou un réseau de fissures. Cependant, il est à noter que les études expérimentales portant sur la propagation d'une fissure tridimensionnelle avec suivi de l'évolution du front de fissure au cours du cyclage thermique sont assez rares. Par conséquent, la comparaison avec les prédictions numériques reste très limitée.

Les défauts existents dans toutes les pièces soumises à la fatigue et qui provoquent des concentrations de contrainte locales sont traités dans le 2^{ème} chapitre, dans la suite, on a identifié les différents paramètres qu'il faut prendre en compte et qui ont une grande influence lors de la fissuration par fatigue.

L'étude thermique dans le 3^{ème} chapitre nous a permis de donner une équation pour calculer le flux de chaleur initiale du système, il dépend de la masse et la vitesse du véhicule, et de la surface du disque de frein. L'étude mécanique du contact disque-plaquette qui comprend le calcul de la pression hydraulique, dépend de la force appliquée et du coefficient de frottement le long du contact.

Le 4^{ème} chapitre est le fruit de cette thèse, on a pu sortir avec les conclusions suivantes:

Tout d'abord, il est indispensable de confirmer que les résultats de la simulation numérique sont très satisfaisants, car, ils sont validés avec des essais et des études qui ont été fait dans le même axe par d'autres chercheurs. D'après La simulation numérique, on a pu interpréter les résultats concernant l'évolution de la température, du champ de contrainte et de déformation, ainsi que la pression de contact afin de prédire correctement les tendances de la fissuration.

En commençant par les résultats de calcul du maillage, d'habitude, nous savions que plus la taille de l'élément de maillage était petit, plus les résultats étaient proche de la réalité, mais notre étude a prouvé le contraire, car, l'élément avec la taille 3mm a donné un meilleur résultat du FIC en comparant avec l'élément de la taille 2mm (figure IV.5), c'est pour cette raison qu'on a choisi la taille 0,25mm qui nous a donné une valeur du $K_{I, \text{analytique}}$ plus proche de $K_{I, \text{numérique}}$.

L'origine des gradients thermiques dans l'épaisseur des pistes de frottement est aisément expliquée: lors de l'application du freinage, le disque est chauffé en surface mais comme le freinage ne dure que quelques instants, la chaleur n'a pas le temps de pénétrer dans l'épaisseur du disque, car, la distribution de la température sur le disque au cours du freinage n'était pas homogène et que souvent, après quelques instants du début de freinage, deux cercles chauds apparaissent en surface du disque pour se transformer au cours du temps en des points chauds. Les cercles chauds sont dus à une dissipation non uniforme du flux de chaleur. Pendant le refroidissement, seule la surface refroidit par convection. Elle devient alors plus froide que le cœur. Ces différences de température selon la profondeur provoquent alors des contraintes de traction et de compression.

En ce qui concerne la déformation au niveau du disque de frein: il était remarqué dans l'application des deux types de cyclage (thermique et thermomécanique) un échauffement du disque de frein conventionnel qui résulte un déplacement des pistes de frottement non-parallèles par rapport à la position initiale, cette déformation est appelée effet parapluie du fait de sa ressemblance.

Interprétation de la propagation des fissures sous un chargement thermique cyclique

En appliquant sur le disque de frein les conditions du cyclage thermique, l'évolution de la propagation de fissure a été mise en évidence.

- Tout d'abord, il est indispensable de confirmer que le comportement de la fissure linéaire est différent au début de simulation en comparant à celui de la fissure elliptique, car, la fissure linéaire a exposé au phénomène d'ouverture, alors que la fissure elliptique a exposé à la fermeture totale.
- Dans le cas d'une fissure linéaire située au niveau de la piste extérieure du disque de frein, la propagation n'est pas homogène le long de la fissure. Au début de la simulation, le FIC commence avec une valeur positive, à la fin de simulation, l'évolution du FIC le long du front de fissure montre que la fissure est exposée à la compression, avec une valeur enregistré de $(-22,768MPa.\sqrt{mm})$.
- Dans le cas d'une fissure elliptique située sur le même endroit, l'évolution du FIC en fonction de la longueur de la fissure est différente en comparant avec le premier cas, il est exposé à la compression le long du temps de simulation, c'est à dire que la fissure est totalement fermée.

Interprétation de la propagation des fissures sous un chargement thermomécanique cyclique

Nous avons tracé l'évolution du FIC le long du front de fissure durant la simulation, en appliquant sur le disque de frein les conditions du cyclage thermomécanique, les mécanismes gouvernant l'évolution de la forme de la fissure ont ainsi été mis en évidence.

- Nous avons remarqué dans le cas d'une fissure linéaire, un FIC augmentant au bord et diminuant au cœur le long du temps de la simulation, il en résulte une tendance très nette de la propagation, avec une fermeture en profondeur et une ouverture en surface.
- Dans le cas d'une fissure elliptique, nous avons remarqué un FIC totalement négatif au cours du temps de simulation, dont la valeur minimale est située aux extrémités de la fissure.

En ce qui concerne l'évolution de la pression de contact, on a vu d'après les résultats obtenus que la distribution n'est pas homogène sur toute la surface, ce phénomène s'explique par le fait que la surface extérieure du disque était exposé à la compression (l'effet parapluie), cela

veut dire qu'après un certain nombre de cycle, on trouve un « mauvais » contact entre le disque et la plaquette.

Perspectives

Cette étude qui entre dans le cadre de la thèse porte sur la propagation d'une fissure par le cyclage thermique. Nous avons réussi à développer ce phénomène. Cependant, tout n'est pas résolu et quelques questions sont apparues au fur et à mesure de nos travaux.

Tout d'abord, il convient de noter que les résultats obtenus dans cette thèse restent des prédictions malgré leur validité par rapport à d'autres études menées dans le même domaine, mais il convient de réaliser une étude expérimentale pour bien confirmer les résultats obtenus.

L'étape de l'amorçage de l'entaille n'a pas été prise en compte dans notre étude, on a considéré que l'entaille se comporte dès le début comme une fissure physique, puisque l'identification du comportement de fissure en début de fissuration nécessite des études complémentaires.

Nous avons vu dans la littérature que les tests de fissuration ont montré que la fissure principale peut se propager en mode mixte. Néanmoins, dans notre étude, nous n'avons pris en considération que la contrainte d'ouverture en supposant que la propagation reste en mode I en négligeant l'influence de la multiaxialité.

Notre modèle numérique vise à simplifier les phénomènes physiques réels, citons par exemple l'étude tribologique et vibratoire du contact disque – plaquettes, l'étude du contact sec glissant sous l'aspect macroscopique (état macroscopique des surfaces du disque et plaquettes), car, l'influence de ces paramètres entraîne des calculs très coûteux en temps et en ressources informatiques.

*Références
bibliographiques*

Références bibliographiques

1. Hamam, R. (2002). Analyse de la fissuration de disques de frein de TGV, Rapport de stage Ingénieur, Ecole Polytechnique Universitaire de Lille.
2. Mori, G., Scherer, D., Schwentenwein, S., Warbichler, P. (2004). Intergranular stress corrosion cracking of copper in nitrite solutions, *Corrosion Science* xx, accepted.
3. Peyrat, C., Raquet, O., Helie, M., Santarini, G. (1999). Etude phénoménologique de l'amorçage et de la propagation de fissures de corrosion sous contrainte, Amorçage et propagation de fissure de corrosion, *Ann. Chim. Sci. Mat*, 24, pp. 281-294.
4. Bosch, R.W. (2005). Electrochemical impedance spectroscopy for the detection of stress corrosion cracks in aqueous corrosion systems at ambient and high temperature, *Corrosion Science* 47, pp. 125-143.
5. Degallaix, G., Foct, J. (1981). La fatigue thermique 1 – Aspects expérimentaux, *Mec. Mat. Elec* 382, pp. 338-347.
6. Degallaix, G., Foct, J. (1981). La fatigue thermique 2 – Méthodes d'estimation de durée de vie, *Mec. Mat. Elec* 383-384, pp. 350-355.
7. Oudin, A., Lamesle, P., Penazzi, L., Le Roux, S., Rézaï-Aria, F. (2002). Thermomechanical fatigue behaviour and life assessment of hot work tool steels, *Temperature-Fatigue Interaction*, pp. 195-201.
8. Persson, A., Hogmark, S., Bergström, J. (2004). Failure modes in field-tested brass die casting dies, *Journal of Materials Processing Technology* 148, pp. 108-118.
9. Petitjean, G. (1998). Nucléaire : alerte à Civaux, *Le Nouvel Observateur*, N°1752.
10. Maillot, V. (2003). Amorçage et propagation de réseaux de fissures de fatigue thermique dans un acier inoxydable austénitique de type X2 CrNi18-09 (AISI 304L), thèse de doctorat, Ecole Centrale de Lille.
11. Thomas, J.J., Bigonnet, A., Nguyen-Tajan, T.M.L. (2002). Tenue en service des disques de frein automobiles, *Journées Européennes du Freinage*, pp. 79-86.
12. Mackin, T.J., et al. (2002). Thermal cracking in disc brakes, *Engineering Failure Analysis*.
13. Dufrénoy, P. (2004). Analyse et prédiction des comportements thermomécanique et dynamique de structure en contact frottant, *Habilitation à diriger des recherches*, Université des Sciences et Technologies de Lille.
14. Pommier, S. (2002). Contribution de la fatigue des matériaux métalliques, *Mémoire d'habilitation à diriger des recherches*, Paris 6 – Ecole Centrale de Paris.
15. Miquel, B., Jean, S., Le Roux, S., Lamesle, P., Rézaï-Aria, F. (2002). Heat-checking of hot work tool steels, *Temperature-Fatigue Interaction*, pp. 185-193.
16. Auger, P. (1975). *Encyclopédie Internationale des Sciences et des Techniques*. Presses de la Cité –Paris.
17. Spera, D.A. (1976). What is thermal fatigue? *ASTM*, 612:3-9.
18. Jonathan, W. (2008). Analyse de l'endommagement par fatigue thermique et modélisation du comportement thermomécanique de couples disques-garnitures de type TGV, école centrale de Lille.
19. Degallaix, G., Foct, J. (1981). La fatigue thermique 2 – Méthodes d'estimation de durée de vie, *Mec. Mat. Elec* 383-384, pp. 350-355.

20. Dias, A., Lieurade, H.P. (1988). La fatigue thermique : mécanismes, simulation et modélisation, *Méc. Mat. Elec.* 428, pp. 3-19.
21. Rousseau, D., Riegert, J.P., Seraphin, L., Tricot, R. (1975). Fatigue thermique des aciers à outils pour le travail à chaud, *Revue de Métallurgie*, pp. 875-889.
22. Malm, L., Norstrom, L.A. (1979). *Metal Science*, pp. 544-550.
23. Maillot, V. (2003). Amorçage et propagation de réseaux de fissures de fatigue thermique dans un acier inoxydable austénitique de type X2 CrNi18-09 (AISI 304L), thèse de doctorat, Ecole Centrale de Lille.
24. Blot, B. (1989). Computation of a thermally stressed brake disc, SAE Technical Paper Series: 890086.
25. Sheridan, D. C., Kutchev, J. A. et Samie, F. (1988). Approaches to the Thermal Modeling of Disc Brakes, SAE Technical Paper Series: 880256.
26. Yano, M., et Murata, M. (1993). Heat flow on Disc brakes, SAE Technical Paper Series: 931084.
27. Ferdani, P., et Holme, J. D. (1995). Some Factors Influencing Rotor and Friction Material Design for Commercial Vehicle Disc Brakes, *Autotech 95*, IMechE Paper No C498/12/188.
28. Zlatomir, Živanović., Miodrag, Milić. (2011). Thermal Load of Multidisc Wet Friction Assemblies at Braking Regime.
29. Hoai, Nam.Le. (2009). Etude de la propagation d'une fissure sous chargement thermique cyclique induisant un gradient de température dans l'épaisseur.
30. Ellis, K. (1998). The Effect of Cast Iron Disc Brake Metallurgy on Friction and Wear Characteristics, *Automotive Braking: Recent Developments and Future Trends*, Barton, D. C. and Haigh, M. J., Eds, PEP, UK.
31. Jimbo, Y., Mibe, T., Akiyama, K., Matsui, H., Yoshida, M., et Ozawa, A. (1990). Development of High Thermal Conductivity Cast Iron for Brake Disk Rotors', SAE Technical Paper Series: 900002.
32. D'Cruz, A. H. (1989). Surface Crack Initiation in Ventilated Disc Brakes under Transient Thermal Loading, Paper C382/05, IMechE.
33. Bailey, T. P., Buckingham, J. T., et D'Cruz, A. H. (1991). Optimisation of Brake Disc Design using Thermal Imaging and Finite Element Techniques.
34. Kajela, Temesgen, Deressa. (2013). Thermal Stress Analysis of Disc Brake Rotor by Finite Element Method.
35. Koetniyom, S. (2010). Thermal Stress Analysis of Automotive Disc Brakes'. PHD Thesis, The University of Leeds School of Mechanical Engineering.
36. Ali, Belhocine. (2012). Thermomécanique des disques de frein. Application du Code de calcul ANSYS V11.0.
37. Hogskolan, T. (2012). Simulation of thermal stresses in a disc brake. Product Development and Materials Engineering, msc Thesis, School of Engineering in Jönköping.
38. Samie, F., et Sheridan, D. C. (1990). Contact analysis for a passenger car disc brake, SAE Technical Paper Series: 900005.

39. Nakatsuji, T., Okubo, K., Fujii, T., Sasada, M., Noguchi, Y. (2002). Study on Crack Initiation at Small Holes of One-piece Brake Discs'. Society of Automotive Engineers, Inc 2002-01-0926.
40. Hamraoui, M. (2009). Thermal behavior of rollers during the rolling processes. Applied Thermal Engineering, 29 (11-12). 2386-2390.
41. Hamraoui, M., Zouaoui, Z. Modelling of heat transfer between two rollers in dry friction.
42. Manjunath, T., Suresh, P. (2013). Structural and Thermal Analysis of Rotor Disc of Disc Brake. Vol. 2, Issue 12.
43. Voloaca, Stefan., Gheorghe, Fratila. Theoretical and Experimental Researches of Brake Discs' Thermal Stress, ISBN: 978-1-61804-189-0
44. Asim, Rashid. (2013). Simulation of Thermal Stresses in a Brake Disc, Linköping.
45. Zeghloul, A. (2003). Concepts fondamentaux de la mécanique de la rupture, universités de Metz.
46. Dorlot, J. M., Baïlon, J. P., et Masounave, J. (1986). Des matériaux, Ecole polytechnique de Montréal, Montréal, Canada.
47. 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.
48. Zellagui, R. (2018). Modélisation du comportement à la fatigue et à la fissuration d'un boggie de train, thèse de doctorat, Université Mentouri, Constantine.
49. Brand, A., Flavenot, J.F., Gregoire, R., Tournier, C. (1992). Données technologiques sur la fatigue, CETIM, Paris.
50. Goodman, J. (1899). Mechanics applied to engineering. Longmans Green, London.
51. Smith, J. (1942). Influence de l'écart limite sur la résistance à la fatigue des métaux. Bull. Illinois, 26.
52. 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.
53. 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).
54. Masounave, J et Baïlon, J.-P. (1975). Scripta Met., 9, p. 723.
55. Suresh, S. et Ritchie, R.O. (1984). Fatigue crack growth threshold concept, the metallurgie society of AIME, Philadelphie, 227-261.
56. Oni, O. (1986). Contribution à l'étude des fissures courtes se propageant en fatigue dans les aciers, université de technologie de Compiègne.
57. 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.
58. 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.

59. Pineau, A. (1986). Small Fatigue Cracks TMS-AIME, Warrendale, PA, p. 191.
60. 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.
61. 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.
62. 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.
63. Klesnil, M. et Lucas, P. (1972). Effect of stress cycle asymmetry on fatigue crack growth material science and engineering, 9, p. 231-240.
64. Thart, W. G. J. (1977). Residual strength of (0+45) and (45+0) carbon/apoxy laminates Nat. Aerospace lab. NLR report TR77115. Amsterdam.
65. 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.
66. Walker, E.K. (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.
67. Adib, A.M.L., Baptista, C.A.R.P. An exponential equation of fatigue crack growth in titanium. Materials science and engineering, 452-453, pp.321-325.
68. Elber, W. (1970). Fatigue crack closure under cyclic tension. Engineering fracture mechanics, 2, pp. 37-45.
69. Elber, W. (1971). The significance of fatigue crack closure. In: Damage tolerance in aircraft structures, ASTM STP 486. Philadelphia, PA: American society for testing and Materials, pp. 230-242.
70. Klesnil, M., Polak, J. et Liskutin. (1984). Short crack Growth close to fatigue limit in low carbon steel. Scripta metallurgica, 18, p. 1231-1234.
71. Sinha, V., Mercer, C., Soboyejo, O.W. (2000). An investigation of short and long fatigue crack growth behavior of Ti–6Al–4V, Materials Science and Engineering A287, p.30-42.
72. Aboulghit El Malki .Alaoui. (2005). Influence du chargement sur la propagation en fatigue de fissures courtes dans un acier de construction navale. Mécanique [physics.med-ph]. Université de Metz. France.
73. S. Suresh, S., et Ritchie, R.O. 1982 A geometric model for fatigue crack closure induced by fracture surface roughness. Metallurgical transaction A, Vol. 13A, p.1627-163.
74. Bathias, C. (1972). Etude des mécanismes de la fissuration par fatigue des aciers ferritiques et des aciers austénitiques, thèse de doctorat.
75. Bathias, C., Bâillon, J.P. (1997). La fatigue des matériaux et des structures, 2ème édition.

76. Philippe, M. (2001). Cours de transferts thermiques conduction et rayonnement" Université Joseph Fourier Grenoble, France.
77. Yves, J. (2009). Transferts Thermiques. Ecole des mines Nancy.
78. Yves, D. (2006). Méthode des éléments finis : thermique Master Modélisation Numérique et Réalité Virtuelle. Université du Maine.
79. Limpert, R. (1992). Brake design and safety, Lavoisier Eds.
80. Cartigny, F., Dufrénoy, P., Desmet, B. (2003). New railway brake concept using liquid cooling : a thermal analysis, J. of Mech. Eng. Sc., Proc. Instn. Mech. Engrs, Part F.
81. Dufrénoy, P. (1995). Etude du comportement thermomécanique des disques de frein vis à-vis des risques de défaillance, thèse de doctorat, Université des Sciences et Technologies de Lille.
82. Carlos, H. Galindo-Lopez. Evaluating new ways of conducting convective heat dissipation experiments with ventilated brake discs" Cranfield University, Bedfordshire, MK43 OAL, UK 25.
83. Nguyen,T. (2002). Modélisation thermomécanique des disques de frein par une approche eulérienne. Thèse de doctorat de l'école polytechnique-spécialité mécanique des solides.
84. Thomas, J. Mackin. , Steven, C .Noe., Ball, K.J., Bedell, B.C. (2000). Thermal cracking in disc brakes. Department of Mechanical and Industrial Engineering. The University of Illinois at Urbana –Champaign.USA.
85. Carré, J.J. (1993). Technique d'ingénieur, technologie de Freinage, Frein à Disque. BD.4-5574.
86. Oder, G., Reibenschuh, M., Lerher, T., Šraml, M., Šamec, B., Potr, I. (2009). Thermal and stress analysis of brake discs in railway vehicles. Advanced Engineering 31, ISSN 1846-5900.
87. Nicolas, C. (2009). Analyse non-linéaire des instabilités multiples aux interfaces frottantes : application au crissement de frein. Thèse de doctorat de l'école centrale de Lyon-spécialité : mécanique.
88. Babukanth, G. et Vimal Teja, M. Transient Analysis of Disk Brake By using Ansys Software, Department of Mechanical Engineering. Nimra College of Engineering & Technology, Ibrahimpatnam, Vijayawada.
89. Rapin, P. Méthode des éléments finis .Lauréat de l'institut ingénieur de l'école supérieure d'électricité. Technique de l'ingénieur.
90. 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.
91. Boljanović, S. (2012). Fatigue strength analysis of a semi-elliptical surface crack. Scientific technical review, Vol.62, No.1, pp.10-16.
92. 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.
93. 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.

94. Jens.W. J. (1992). Comportement thermique des disques de frein, thèse de doctorat, Laboratoire de Physique U.R.A. et Mécanique des Matériaux CNRS n° 1215, Université de Metz.
95. 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.

Résumé

Cette thèse a pour objet de présenter une étude du comportement thermique cyclique de la propagation des fissures en prenant le disque de frein automobiles comme exemple d'étude pour la prédiction de leur tenue en fatigue. La stratégie de calcul numérique repose sur le code de calcul Ansys.15 Ce dernier est basé sur la méthode des éléments finis et qui possède des algorithmes de gestion du contact avec frottement est utilisé pour simuler dans l'application du freinage le comportement du mécanisme malgré son complexité.

Dans un premier temps, une étude purement thermique est présentée dont le but de calculer le flux de chaleur initial entrant dans le disque, ensuite l'étude mécanique nous a permis de calculer la pression hydraulique, ensuite, est exposée une modélisation du chargement et des conditions aux limites appliqués sur le disque et sur les plaquettes.

Une approche numérique a également été effectuée en se basant sur la méthode des éléments finis. Une étude thermique cyclique d'un part, et une étude thermomécanique cyclique d'un autre part ont d'abord été mise en place nous permettant de mieux comprendre l'influence du flux thermiques et la pression hydraulique sur la propagation en largeur et profondeur de la fissure elliptique tout à fait comparable à celle linéaire. Enfin, une approche tridimensionnelle, avec une fissure demeurant elliptique pendant la propagation, a abouti à une prédiction de la tenue à la fatigue.

Mots clés : Disque de frein, Thermomécanique, Fatigue, fissure elliptique, simulation numérique.

Abstract

The purpose of this thesis is to present a study of the cyclic thermal behavior of crack propagation by taking the automobile brake disc as an example of a study for the prediction of their fatigue behavior. The numerical calculation strategy is based on the Ansys .15 calculation code. The latter, which is based on the finite element method and which has frictional contact management algorithms, is used to simulate in the application of braking the behavior of the mechanism despite its complexity.

At first, a purely thermal study is presented whose purpose is to calculate the initial heat flux entering the disc, then the mechanical study allowed us to calculate the hydraulic pressure, then a modeling of the loading and boundary conditions applied to the disk and the pads.

A numerical approach was also performed based on the finite element method. A cyclic thermal study on the one hand, and a cyclical thermomechanical study on the other hand, were first put in place, allowing us to better understand the influence of the thermal flow and the hydraulic pressure on the propagation in width and depth of the elliptical fissure quite comparable to that linear. Finally, a three-dimensional approach, with a crack remaining elliptical during propagation, resulted in a prediction of fatigue strength.

Key words: Brake disc, Thermomechanics, Fatigue, elliptical crack, numerical simulation.

ملخص

الغرض من هذه الرسالة هو تقديم دراسة عن السلوك الحراري الدوراني لانتشار الشقوق عن طريق أخذ قرص مكابح السيارة كمثال للدراسة للتنبؤ بسلوكه للتعب. تعتمد إستراتيجية الحساب الرقمية على رمز ANSYS 15.

هذا الأخير، الذي يعتمد على طريقة العناصر المحدودة والذي يحتوي على خوارزميات إدارة الاتصال بالاحتكاك ، لمحاكاة تطبيق الكبح على الرغم من تعقيد الآلية.

في البداية، تم تقديم دراسة حرارية بحتة الغرض منها حساب التدفق الحراري الأولي الذي يدخل للقرص، ثم سمحت لنا الدراسة الميكانيكية بحساب الضغط الهيدروليكي ، ثم نمذجة الحمولات و الشروط الحدودية المطبقة على القرص والصفائح.

تم أيضًا اتباع أسلوب رقمي استنادًا على طريقة العناصر المحدودة. تم وضع دراسة حرارية دورية من ناحية ، ودراسة ميكانيك حرارية دورية من جهة أخرى ، مما سمح لنا بفهم تأثير التدفق الحراري والضغط الهيدروليكي على الانتشار في العرض والعمق للشق البيضاوي المشابه تمامًا لذلك الخطي. وأخيرًا ، أدى اتباع نهج ثلاثي الأبعاد ، مع وجود شقوق بيضاوية متبقية أثناء الانتشار ، إلى توقع قوة التعب.

الكلمات المفتاحية: قرص الفرامل ، الميكانيكا الحرارية ، التعب ، الشق الإهليلجي ، المحاكاة الرقمية.