

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE
MINISTRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE
SCIENTIFIQUE



UNIVERSITE ABDELHAMID IBN BADIS
- MOSTAGANEM -

N°:D...../2020

Faculté des Sciences et de la Technologie

Laboratoire d'Elaboration et Caractérisation Physico
Mécanique et Métallurgique des Matériaux

THESE

Pour l'obtention du Diplôme de Doctorat en Sciences
Spécialité : Génie Mécanique
Option : Sciences des matériaux et Mécanique des solides

Présenté par

BENKHETTAB MOHAMED

**OPTIMISATION DES PARAMÈTRES DES TRAITEMENTS
MÉCANIQUES DE SURFACE EN VUE D'UNE DURÉE DE VIE
DONNÉE EN FATIGUE**

Soutenu le 28 Juin 2020 devant le jury composé de :

Président	M ^r OUINAS Djamel	Professeur	Université de Mostaganem
Examineur	M ^r SERIER Zouaoui	Professeur	Université d'USTO Oran
Examineur	M ^r BENGUEDIAB Mohamed	Professeur	Université de Sidi Bel Abbes
Examineur	M ^r AID Abdelkrim	Professeur	Université de Mascara
Examineur	Mr BENDOUKHA Mohamed	MCA	Université de Mostaganem
Rapporteur	M ^r GUECHICHI Hocine	Professeur	Université de Mostaganem

Année : 2019-2020

REMERCIEMENTS

Ce travail a été réalisé au niveau de Laboratoire d'Elaboration et Caractérisation Physico Mécanique et Métallurgique des Matériaux, Département de génie mécanique, Faculté des Sciences et de la technologie, Université de Mostaganem.

Tout d'abord, j'aimerais remercier très chaleureusement mon directeur de thèse **GUECHICHI Hocine**, Professeur à l'université de Mostaganem, qui a accepté de diriger ce thèse, pour ces aides tout au long la préparation de ce travail, avec ses encouragements, et sa modestie.

Je remercie également très sincèrement Monsieur **OUINAS Djamel** Professeur à l'université de Mostaganem pour avoir accepté de présider le jury.

Ensuite je tiens à remercier l'ensemble des membres de jury : Monsieur **BENDOUKHA Mohamed**, Maître de Conférences à l'université de Mostaganem, Monsieur **AID Abdelkrim** Professeur à l'université de Mascara, Monsieur **BENGUEDIAB Mohamed** Professeur à l'université de Sidi Bel Abbas et Monsieur **SERIER Zouaoui** Professeur à l'université d'Oran (USTO) pour l'honneur et l'importance qu'ils m'ont fait en participant à ce jury et d'accepter d'examiner cette thèse.

Enfin, je remercie toutes les personnes qui de près ou de loin m'ont aidé à réaliser ce travail.

Résumé

Prévoir le comportement des structures en fatigue est un atout de la conception, car pour être compétitive, l'étude doit être optimisée au plus juste afin de répondre à un cahier des charges toujours plus exigeant. L'avènement de plus en plus précoce de la fissuration par fatigue est aujourd'hui devenue un souci systématique dans toute démarche de dimensionnement. Il est important d'éviter ce phénomène en fournissant des facteurs et des conditions qui contribuent à l'augmentation de la durée de vie des structures industrielles. Les traitements de surface est l'une des procédés importantes permettant d'augmenté la durée de vie des structures.

Dans cette étude, nous avons proposé un nouveau critère de fatigue basé sur celui de Crossland, qui prend en compte le double effet du traitement de surface pour calculer la durée de vie. D'autre part, nous avons utilisé la méthode de plan d'expériences pour trouver l'optimum.

Mots clés : *Fatigue, durée de vie, optimisation, simulation, éléments finis*

ABSTRACT

Predicting the behavior of structures in fatigue is an asset of the design, because to be competitive, the study must be optimized to the fair in order to meet ever more demanding specifications. The advent of increasingly early fatigue cracking has now become a systematic concern in any design approach. It is important to avoid this phenomenon by providing factors and conditions that contribute to increasing the life of industrial structures. Surface treatments are one of the important processes for increasing the service life of structures.

In this study, we proposed a new fatigue criterion based on that of Crossland, which takes into account the double effect of surface treatment to calculate the life span. On the other hand, we used the experimental design method to find the optimum.

Keywords: Fatigue, lifetime, optimization, simulation, finite elements

ملخص

إن التنبؤ بسلوك الهياكل في كلال هو أحد أساسيات تصميم قطع ميكانيكية، لأنه لكي تكون لك القدرة على المنافسة، يجب ان تلبي الدراسة جميع المواصفات الأكثر طلب التي تستجيب إلى دفتر الشروط . أصبح ظهور تشققات الناتجة عن التعب المبكر بشكل متزايد مصدر قلق منتظم في أي نهج للتصميم.

ذلك من المهم تجنب هذه الظاهرة من خلال توفير العوامل والظروف التي تسهم في زيادة حياة الهياكل الصناعية. و من بين هذه الطرق تعتبر المعالجات السطحية واحدة من العمليات المهمة لزيادة عمر خدمة الهياكل. في هذه الدراسة ، اقترحنا معياراً جديداً للتعب يعتمد على معيار كروسلاند ، والذي يأخذ في الاعتبار التأثير المزدوج للمعالجة السطحية لحساب العمر الافتراضي. من ناحية أخرى ، استخدمنا طريقة التصميم التجريبي للإيجاد الذروة التي تمثل اقصى مدة حياة للمادة المعالجة. كلمات مفاتيح : الكلال , مدة الحياة , التحسين , محاكاة , طريقة العناصر المنتهية

Sommaire

NOTATIONS		
INTRODUCTION GENERALE	I	
Chapitre I: Généralités sur la fatigue et les Critères multiaxiaux		
I.1	Introduction	1
I.2	Nature et caractéristiques du signal de chargement	1
I.2.1	Type de signal de chargements	2
I.3	Courbe d'endurance	3
I.3.1	Fatigue oligocyclique	3
I.3.2	Fatigue limitée	4
I.3.3	Fatigue illimitée	4
I.4	Réponse du matériau en chargement cyclique	4
I.4.1	Adaptation	4
I.4.2	L'accommodation	5
I.4.3	Le rochet	5
I.5	Expressions mathématiques de la courbe d'endurance	6
I.5.1	Domaine à endurance limité	6
I.5.2	Domaine à endurance limite et illimité	6
I.6	Limite d'endurance	7
I.7	Paramètres d'influence sur la fatigue	7
I.7.1	Influence de contrainte moyenne	7
I.7.2	Influence de dimension ou effet d'échelle	8
I.7.3	Influence de température	9
I.7.4	Influence de la corrosion	10
I.7.5	Influence de la taille des grains	10
I.7.6	Influence de traitement thermique	10
I.7.7	Influence de taux d'écrouissage	11
I.7.8	Influence de l'état de surface	11
I.7.9	Influence d'accidents de forme (discontinuité dans la géométrie)	12
I.7.10	Nature du chargement	13
I.8	Les critères de fatigue uniaxiaux diagrammes d'endurance	13
I.8.1	Diagramme de Haigh	13
I.8.2	Diagramme de Goodman	14
I.8.3	La parabole de GERBER	15
I.8.4	Diagramme de Rös	15
I.8.5	La droite de Söderberg	16
I.8.6	Diagramme de Moor-Kommers-Jaspères	16
I.9	Critères de fatigue multiaxiaux	17
I.9.1	Les critères empiriques	18
I.9.1.1	Critère de Gough et Pollard	18
I.9.1.2	Critère de Hohenemser et Prager	19
I.9.1.3	Critère de Davies	19
I.9.1.4	Critère de Nishihara & Kawamoto	19
I.9.1.5	Critère de Lee	19
I.9.2	Les Critères de plan critique	20
I.9.2.1	Critère de Stulen et Cummings	21
I.9.2.2	Critère de Findley	22
I.9.2.3	Critère de Mataka	22

I.9.2.4	Critère de Dang Van	22
I.9.2.5	Le critère de Yokobori	23
I.9.2.6	Le critère de McDiarmid	23
I.9.2.7	Le critère de Papuga	24
I.9.3	Critères d'approche globale	25
I.9.3.1	Critère de Hashin	25
I.9.3.2	Le critère de Kinasoshvili	26
I.9.3.3	Le critère de Papadopoulos	26
I.9.3.4	Critère de Marin	28
I.9.3.5	Critère de Sines	28
I.9.3.6	Critère de Kakunu-Kawada	29
I.9.4	Critères énergétiques	30
I.9.4.1	Critère de Froustev & Lasserre	30
I.9.4.2	Critère de Palin Luc	30
I.9.4.3	Critère d'Ellyin	31
I.9.4.4	Critère de Garud	31
I.9.4.5	Critère de Glinka	32
I.9.4.6	Critère de Macha	32

Chapitre II: Les traitements de surface

II.1	Introduction	34
II.2	L'origine des contraintes résiduelles	34
II.3	les traitements mécaniques superficiels	34
II.3.1	Les avantages des traitements mécaniques superficiels	35
II.3.2	Grenailage de précontrainte (shot peening)	35
II.3.2.1	La machine de projection	36
II.3.2.2	Nature et dimensions des grenailles	37
II.3.2.3	Paramètres du grenailage	38
II.3.2.4	Contrôle du procédé de grenailage (Intensité Almen)	41
II.3.2.5	Effet du grenailage de précontrainte	42
II.3.3	Galetage	43
II.3.4	Le choc laser	44
II.4	Les traitements thermochimiques de surfaces	45
II.4.1	La cémentation	45
II.4.2	Nitruration	46
II.4.3	L'effet des traitements de surfaces sur la tenue en fatigue	46

Chapitre III: Simulation numérique du grenailage de précontrainte

III.1	Introduction	48
III.2	Détermination du profil des contraintes résiduelles et les déformations plastiques	48
III.2.1	Premier cas (uni-impact)	48
III.2.1.1	Mises en données	48
III.2.1.2	Maillage	50
III.2.1.3	Optimisation du maillage	50
III.2.1.4	Conditions aux limites	52
III.2.1.5	Effet de la vitesse d'impact	52
III.2.1.6	Effet de la taille de la bille	53
III.2.1.7	Effet du taux d'érouissage	53
III.2.1.8	Effet du matériau de la bille	54
III.2.1.9	Effet de l'angle d'impact	54
III.3	Détermination les profils de topographie et la rugosité	55

III.3.1	Premier cas (uni-impact)	55
III.3.1.1	Effet de la vitesse d'impact	56
III.3.1.2	Effet de la taille de la bille (rayon)	57
III.3.1.3	Effet du coefficient de frottement	58
III.3.1.4	Effet de la limite d'élasticité	58
III.3.2	Deuxième cas (multi-impact)	60
III.3.2.1	Simulation du procédé du grenailage	60
III.3.2.2	Effets des différents paramètres sur la topographie	62
III.3.2.2.1	Effet de la vitesse d'impact	62
III.3.2.2.2	Effet de la taille de la bille (rayon)	63
III.3.2.2.3	Effet du coefficient de frottement	64
III.3.2.2.4	Effet de la limite d'élasticité	66
III.3.2.3	Effets des différents paramètres sur la rugosité (Rz)	67
III.3.2.3.1	Effet de la vitesse d'impact	67
III.3.2.3.2	Effet de la taille de la bille (rayon)	68
III.3.2.3.3	Effet du coefficient de frottement	69
III.3.2.3.4	Effet de la limite d'élasticité	69
III.4	Conclusion	70

Chapitre IV: Modélisation de la fatigue et optimisation de la durée de vie

IV.1	Introduction	71
IV.2	Le critère de Crossland	71
IV.3	Description de la méthodologie	73
IV.4	Caractéristiques du matériau étudié	74
IV.5	Courbes de Wöhler	74
IV.6	Calcul la durée de vie	76
III.7	Droites limites du critère	76
III.7.1	Droite limite du domaine de durée de vie illimitée	76
III.7.2	Droite limite du domaine de durée de vie limitée	76
IV.7.3	Méthode de calcul des durées de vie des structures	77
IV.7.4	La fonction inverse de torsion	77
IV.8	Structure sollicitée à une traction statique superposé à une flexion alternée	79
IV.8.1	L'éprouvette	79
III.8.2	Chargement et conditions aux limites	79
IV.8.3	Maillage de la structure	80
IV.8.4	Détermination de la zone critique	81
IV.8.5	Raffinement du maillage de la structure	82
IV.8.6	Calcul la durée de vie	83
IV.9	Structure sollicitée à une traction statique superposée à une torsion alternée	85
IV.9.1	Eprouvette	85
IV.9.2	Chargement et conditions aux limites	88
IV.9.3	Maillage	86
IV.9.4	Détermination de la zone critique	87
IV.9.5	Raffinement du maillage de la structure	88
IV.9.6	Calcul de durée de vie	88
IV.10	Interface Matlab-Ansys	90
IV.10.1	L'application 1	90
IV.10.2	Résultats et discussions	91
IV.10.3	L'application 2	93
IV.10.4	Résultats et discussions	93
IV.11	Calcul de durée de vie d'un chargement multiaxial non-proportionnel	94
IV.11.1	Critère Papadopoulos	95

IV.11.2	Présentation du matériau étudié	96
IV.11.2.1	Caractéristiques du matériau étudié :	96
IV.11.2.2	Courbes de fatigue de l'acier SM 45C	97
IV.11.3	Méthodologie adoptée	98
IV.11.4	Résultats et commentaires	101
IV.11.4.1	Présentation du trajet de chargement :	101
IV.11.4.1.1	Chargement biaxial de même période :	101
IV.11.4.1.2	Etat de contraintes biaxiales dont une période est différent avec un déphasage	105
IV.11.4.1.3	Etat de contraintes multiaxiales de même période avec déphasage	107
IV.11.4.1.4	Etat de contraintes multiaxiales de même période avec déphasage	109
IV.11.4.2	Calcul de durée de vie :	110
IV.12	Effet des traitements superficiels sur la tenue en fatigue	113
IV.12.1	Critère de fatigue de Crossland modifié proposé	113
IV.12.2	Analyse des contraintes et programme de calcul	115
IV.12.3	Application de la méthodologie adoptée	118
IV.12.4	Matériau étudié	118
IV.12.5	Simulation par éléments finis du grenailage	119
IV.12.6	Deuxième cas Eprouvette soumise à un couple alternatif de torsion	121
IV.12.7	Résultats et discussion	123
IV.13	Optimisation des paramètres de grenailage	124
IV.13.1	Plans d'expériences	125
IV.13.2	Modèle mathématique	126
IV.13.3	Choix des paramètres influents sur la durée de vie	127
IV.13.4	Etablissement du plan d'expérience	128
IV.13.5	Variation des paramètres	128
IV.13.6	Recherche de l'optimum par la méthode de la plus grande pente	129
IV.14	Conclusions	130
	CONCLUSION GENERALE	131
	Bibliographie	133

NOTATIONS

σ, ε	Contrainte, déformation
σ, σ_a	Amplitude de la contrainte
N_l	Nombre de cycles correspondant à une durée de vie limitée.
N_k	Nombre de cycles correspondant à une durée de vie illimitée.
N	Nombre de cycles à la rupture
σ_D	Limite d'endurance en traction
σ_{\min}	Contrainte minimale à la traction
σ_{\max}	Contrainte maximale à la traction
σ_m	Contrainte monotone
$a(N), b(N)$	Paramètres de fatigue à N Cycles
a, b, c, α, β	Paramètres de fatigue liés aux critères de fatigue.
$\Delta\sigma$	Etendue de la contrainte
R	Rapport de chargement
K_e	Coefficient d'effet d'échelle
K_s	Coefficient d'effet de surface
K_t	Coefficient de concertation contrainte
σ_{nom}	Contrainte nominale
σ_{Ds}	Limite de fatigue de la pièce étudiée
σ'_D	Limite d'endurance en traction (éprouvette entaillée)
$\sigma(t)$	Contrainte en fonction du temps
ω	Pulsation
t	Temps
R_m	Résistance maximale à la traction monotone
σ_e	Limite d'élasticité
E	Module de Young
ν	Coefficient de Poisson
σ_{-1}	Limite d'endurance en traction alternée symétrique
σ_0	Limite d'endurance en traction répétée

f_0	Limite d'endurance en flexion répétée
f_{-1}	Limite d'endurance en flexion alternée symétrique.
τ_a	Amplitude de la contrainte de cisaillement
f_a	Amplitude de la contrainte de flexion
τ_m	Contrainte moyenne de cisaillement
τ_u	Contrainte ultime de cisaillement
σ_n	Contrainte normale
σ_n^{\max}	Contrainte normale maximale
σ_n^{moy}	Contrainte normale moyenne
σ_{na}	Amplitude de la contrainte normale
P_H	Pression hydrostatique
ξ_a	Amplitude de la racine carrée du deuxième invariant de déviateur de contraintes
ξ_m	Contrainte moyenne de $\sqrt{J_2}$
$P_{H_{\max}}, P_{\max}$	Pression hydrostatique maximal
P_m	Pression hydrostatique moyenne
J_2	Deuxième invariant du tenseur déviateur de contraintes
J_{2a}	Deuxième invariant du tenseur déviateur des amplitudes de contraintes
$f_{-1}(N)$	Limite de fatigue en flexion alternée symétrique à N Cycles
$\tau_{-1}(N)$	Limite de fatigue en torsion alternée symétrique à N Cycles
$\bar{\sigma}_m$	Tenseur de contrainte moyenne.
$\bar{\sigma}_a$	Tenseur de contrainte amplitude.
σ_{eq}	Contrainte équivalente de Crossland
ν	Coefficient de poisson
σ_u	Contrainte ultime à la traction
$N(\tau)$	La fonction inverse de torsion
F_a	Amplitude de la force de flexion alternée
$F_a(t)$	Amplitude de la force de flexion alternée en fonction du temps
F_{at}	Amplitude de la force de torsion alternée

$F_{at}(t)$	Amplitude de la force de torsion alternée en fonction du temps
H.D.	Hors Domaine.
J_{2m}	Deuxième invariant du tenseur déviateur des contraintes moyennes
R_t	Rugosité de la pièce
T	Période
$\bar{\sigma}_m :$	Tenseur des contraintes monotones
$\bar{\sigma}_a :$	Tenseur des contraintes amplitude
$\bar{\sigma}_R :$	Tenseur des contraintes résiduelles
σ_R	Contrainte résiduelle
ε_p	Déformation plastique
$T_\sigma(\varphi, \gamma)$	Grandeur efficace, sur le plan physique h
$M_\sigma(\varphi, \gamma)$	Valeur efficace, sur l'ensemble des plans physiques possibles
M_f^{\max}	Moment fléchissant maximal
$\tau_{-1}(N, \varepsilon_p)$	Limite de fatigue à N cycles en torsion alternée pour un matériau traité à une déformation plastique ε_p .
$\tau(\varepsilon_p)$	Amélioration de la limite de fatigue due à une déformation plastique ε_p .
CL	Conditions aux Limites

INTRODUCTION GENERALE

La conception des pièces et organes des équipements et leurs fiabilités, est une préoccupation majeure des bureaux d'études de grandes entreprises industrielles dans le domaine d'automobile, nucléaire, aéronautique. Ces mêmes constructeurs sont dans l'obligation d'imposer des contraintes et des performances de plus en plus sévères afin d'augmenter la sécurité de leurs équipements.

Il est confirmé aussi que la qualité des surfaces des pièces est essentielle pour déterminer le comportement des structures quand elles sont soumises à des sollicitations mécaniques ou/et thermiques répétées. Afin d'améliorer la tenue en fatigue, il est préconisé de traiter superficiellement les pièces. En effet, Les traitements de surface mécaniques sont des procédés qui permettent d'améliorer les performances des matériaux par une action combinée de durcissement superficiel, de modification structurale et d'introduction de contraintes résiduelles de compression grâce à une déformation plastique hétérogène à la surface des composants mécaniques. Parmi ces traitements de surfaces, nous mentionnons le procédé de grenailage de précontrainte auquel nous avons consacré une attention particulière. L'objectif principal de ce traitement est de générer, en surface, des contraintes résiduelles de compression lesquelles se superposent aux contraintes de service et permettent de diminuer les tensions superficielles et ainsi conduire à une amélioration conséquente de la durée de vie des pièces mécaniques. Cependant ce traitement provoque une modification de l'intégrité de surface induit pouvant mener à une altération des surfaces traitées. Il est établi que la microgéométrie et l'état mécanique des couches superficielles ont une influence sur le comportement en fatigue, notamment dans le cas des aciers.

En premier lieu, le but de cette étude est de proposer une approche scientifique permettant de prédire la durée de vie des matériaux traités superficiellement par la procédé de grenailage et étudier l'influence des paramètres de grenailage sur la topographie et la rugosité.

En deuxième lieu, nous avons utilisé la méthode statistique qui s'appelle « Plan d'expériences », qui permet de créer un modèle mathématique multi variables qui décrit la relation entre les paramètres de grenailage et la durée de vie. Nous avons ensuite appliqué la méthode de la grande pente pour déterminer les paramètres optimaux qui assurent une durée de vie maximale pour un chargement donné.

Ce mémoire est composé en quatre chapitres. Le premier chapitre est consacré à une recherche bibliographique sur le phénomène de la fatigue, les paramètres d'influence sur la tenue. Les domaines de la courbe de Wöhler, les différents critères de fatigue multiaxiale sont développés. Ces critères peuvent être regroupés en quatre familles : critères du type plan critique, critère d'approche globale, critères empiriques et critères énergétiques.

Le deuxième chapitre est réservé à une étude bibliographique sur les traitements de surfaces. Il rassemble des rappels et des définitions sur les différents traitements de surfaces tels que le grenaillement de précontrainte, le choc laser, la cémentation et la nitruration.

Le troisième chapitre est complètement réservé à la modélisation numérique du procédé de grenaillement en vue de déterminer dans un premier temps le profil des contraintes résiduelles et les déformations plastiques. Ensuite, nous déterminons l'intégrité de surface générée par le traitement. Chaque partie est scindée en deux étapes, en premier lieu, à l'étude du simple impact, ensuite à l'effet des impacts multiples conduisant à couvrir la totalité de la surface traitée.

Le quatrième chapitre est partagé en trois parties; la première partie est réservée à l'application du critère de Crossland sur des structures présentant des défauts de forme sollicitées par des chargements composés : une traction monotone superposée à une traction alternée, une traction monotone superposée à une flexion alternée, et une traction monotone superposée à une torsion alternée. La simulation par éléments finis permet de déterminer les champs des contraintes au niveau de la zones critique. Par la suite, on prédit la durée de vie des structures sollicitées à ces chargements. La deuxième partie est réservée à l'étude de l'effet du grenaillement de précontrainte et son influence sur la tenue en fatigue d'une structure. Pour ce faire nous avons proposé un nouveau critère de fatigue basé sur celui de Crossland, mais intégrant les deux effets combinés des contraintes résiduelles et des déformations plastiques. Ceci nous a conduits à mettre en évidence l'apport du grenaillement sur la tenue en fatigue. Nous avons également mis au point un programme de calcul permettant de calculer la durée de vie. Ce programme utilise les deux codes de calcul en l'occurrence Ansys et Matlab. Pour permettre à ces deux logiciels de communiquer entre eux, nous avons créé une interface. La troisième partie est réservée à l'optimisation des paramètres de grenaillement pour l'obtention d'une durée de vie maximale. Pour ce faire, nous avons utilisé la méthode statistique dénotée « plan d'expériences ». Ceci nous a conduit à établir un modèle

mathématique qui relie la durée de vie aux paramètres de grenailage. Ensuite, nous avons appliqué la méthode de la plus grande pente pour la détermination de des valeurs optimales.

Une conclusion ainsi que quelques perspectives de ce travail sont présentées en fin de ce mémoire.

I.1 Introduction

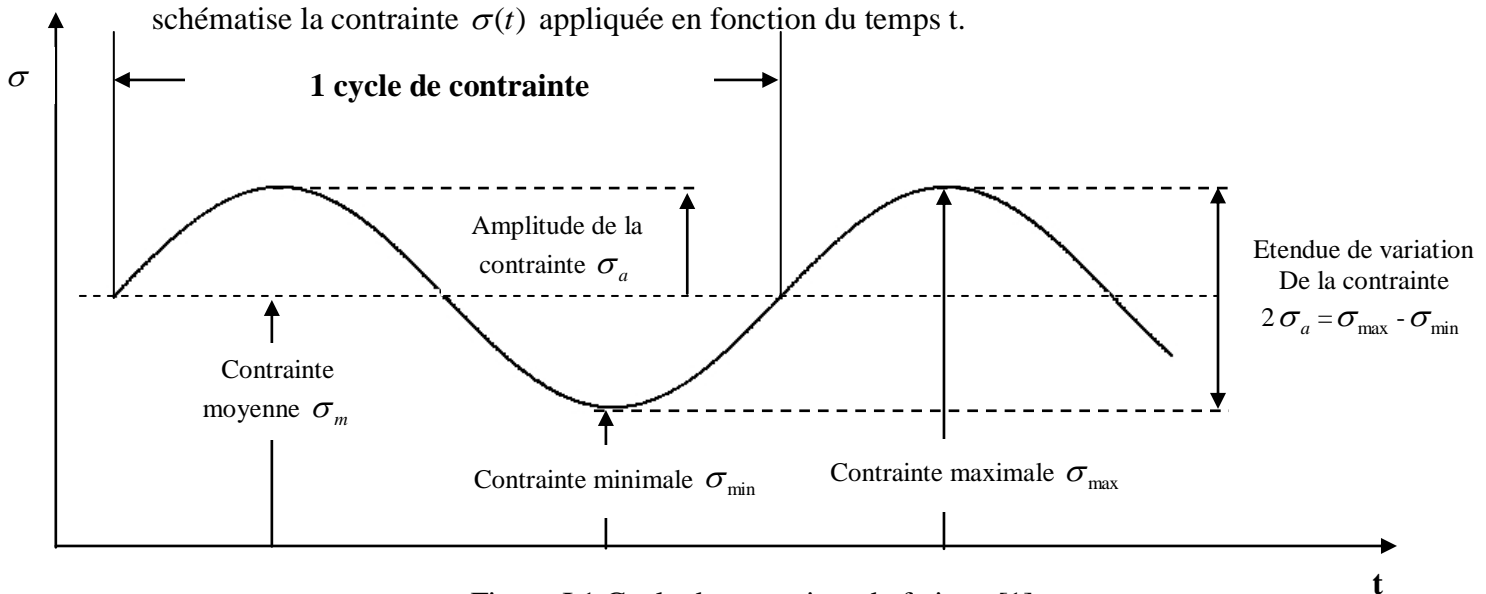
La fatigue ou endommagement par fatigue est une des principales causes de rupture des matériaux. On entend par ce terme, la dégradation progressive d'une structure soumise à des chargements cycliques, qui se traduit par l'apparition et le développement de fissures qui entraînent la rupture des structures. Ce qui caractérise la fatigue et qui la rend néfaste est qu'elle peut se produire à des niveaux de contrainte apparemment faible et inférieur à la limite d'élasticité du matériau.

Historiquement la fatigue des matériaux a été testée, pour la première fois, sur des éprouvettes de petites dimensions et pour différents matériaux avec l'application de différents modes de sollicitation (traction, torsion, flexion, ...). La modélisation mathématique du phénomène et l'estimation de durée de vie des structures est nécessaire pour éviter les arrêts et les pannes des mécanismes et des machines.

Dans le cas des sollicitations multiaxiales les chargements sont dirigés suivant différentes directions. Par exemple un arbre de transmission est soumis à des forces de torsion et de flexion. Pour estimer la durée de vie de cet arbre nous utilisons les critères de fatigue. Pour élucider ce problème nous avons consacré ce chapitre à l'étude de la fatigue ainsi qu'aux critères de fatigue.

I.2 Nature et caractéristiques du signal de chargement

Pour caractériser le comportement d'un matériau vis-à-vis de la fatigue nous le soumettons, généralement, à une charge uniaxiale. Cette charge est représentée par une contrainte $\sigma(t)$ laquelle est appliquée de façon sinusoïdale en fonction du temps. La figure I.1 schématise la contrainte $\sigma(t)$ appliquée en fonction du temps t .



$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2} \tag{I.1}$$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} \tag{I.2}$$

σ_a : Amplitude de la contrainte pendant un cycle T,

σ_{\max} : Contrainte maximale pendant un cycle T,

σ_{\min} : Contrainte minimale pendant un cycle T,

σ_m : Contrainte moyenne pendant un cycle T,

Le rapport de charge est défini par la relation suivante :

$$R = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}} \tag{I.3}$$

Il existe plusieurs types de signaux de chargements

I.2.1 Type de signal de chargements [2]

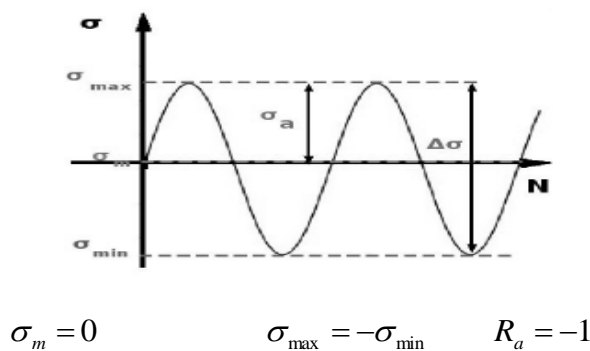


Figure I.2 Contraintes alternées symétriques

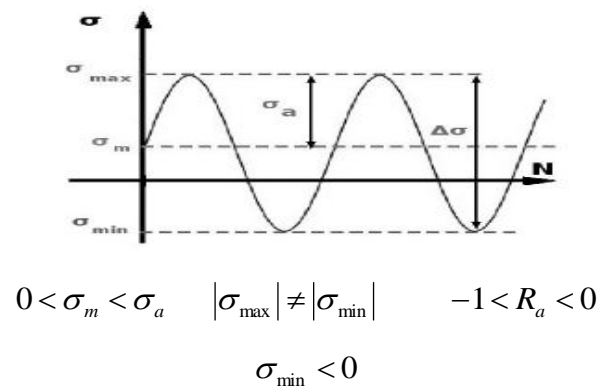


Figure I.3 Contraintes alternées dissymétriques

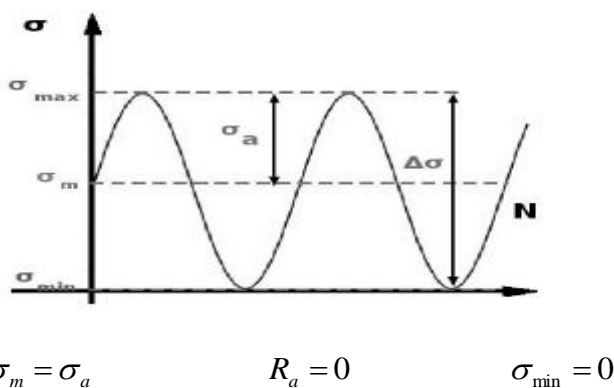


Figure I.4 Contraintes répétées

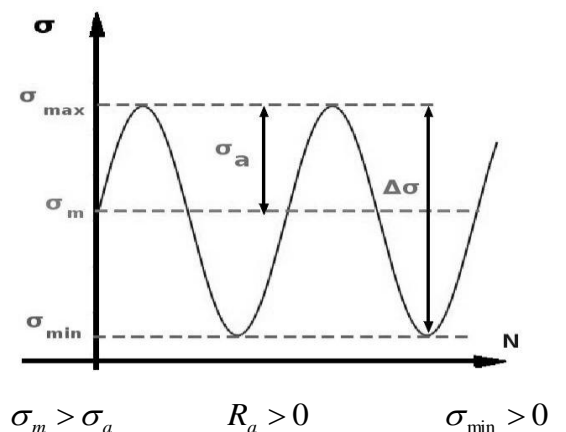


Figure I.5 Contraintes ondulées

Selon la disposition de la contrainte moyenne σ_m nous distinguons les chargements suivants :

- à contrainte alternée symétrique (figure I.2),
- à contrainte alternée dissymétrique (figure I.3),
- à contraintes alternée répétée (figure I.4) et
- à contrainte alternée ondulée (figure I.5).

I.3 Courbe d'endurance

L'essai de fatigue se déroule de la manière suivante : on soumet une éprouvette à des efforts alternés uniaxiaux à divers niveaux d'amplitude de contrainte σ_a , et on relève le nombre de cycles N requis correspondant à la rupture de l'éprouvette. L'essai est refait sur plusieurs éprouvettes. On trace, en échelle semi-logarithmique, une courbe $\sigma = f(N)$. La courbe obtenue est appelée courbe d'endurance ou courbe de Wöhler (figure I.6).

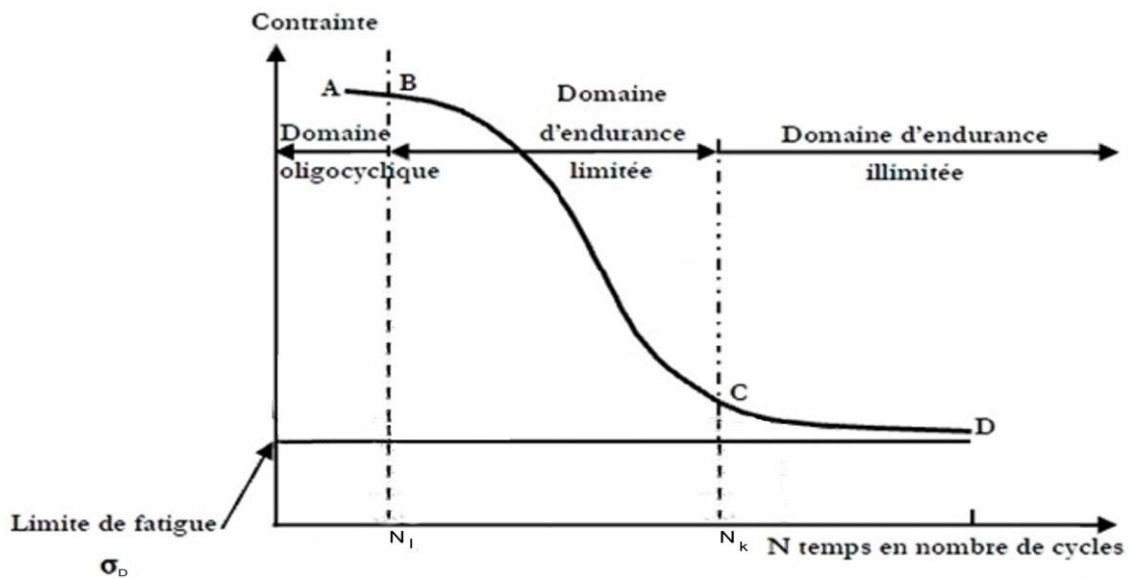


Figure I.6 Courbe de Wöhler théorique [3].

N_1 : Nombre de cycles correspondant au début du domaine de fatigue à endurance limitée.

N_k : Nombre de cycles correspondant à la fin du domaine de fatigue à endurance limitée.

La courbe d'endurance se compose de 3 zones distinctes (figure I.6) :

- 1- zone de fatigue oligocyclique,
- 2- zone de fatigue à endurance limitée,
- 3- zone de fatigue à endurance illimitée.

I.3.1 Fatigue oligocyclique

La zone AB dite zone de fatigue oligocyclique est caractérisée par des contraintes se situant entre la contrainte de rupture σ_u et la limite d'élasticité σ_e . La rupture survient après une durée de vie faible (N est approximativement inférieur à 10^4 cycles). Par ailleurs, ces contraintes sont généralement associées à des déformations plastiques considérables [3].

I.3.2 Fatigue limitée

La zone BC dite zone de fatigue limitée (ou endurance limitée) est caractérisée par des contraintes en dessous de la limite d'élasticité. Le nombre de cycles à la rupture N croît quand l'amplitude de la contrainte σ_a décroît.

La rupture survient après un nombre limité de cycles, compris approximativement entre 10^4 et 10^7 cycles, sans être accompagnée de déformations plastiques [3,4].

I.3.3 Fatigue illimitée

La zone CD est dite zone de fatigue illimitée (ou endurance illimitée). Après le point C la courbe de Wöhler tend vers une contrainte limite asymptotique σ_D , présentée par une asymptote parallèle à l'axe des N . σ_D est appelée limite d'endurance ou limite de fatigue. A partir de ce point il n'y a pas de rupture fatigue quel que soit le nombre de cycles appliqué [5,3,6].

I.4 Réponse du matériau en chargement cyclique

Lorsqu'une structure est soumise à un chargement cyclique on distingue trois types de réponse : l'adaptation, l'accommodation et le rochet.

I.4.1 Adaptation

Elle se produit après un certain nombre de cycles. Les déformations plastiques se stabilisent après un certain nombre de cycles. Après un stade élastoplastique transitoire, la réponse de la structure devient purement élastique (Figure I.7) [7].

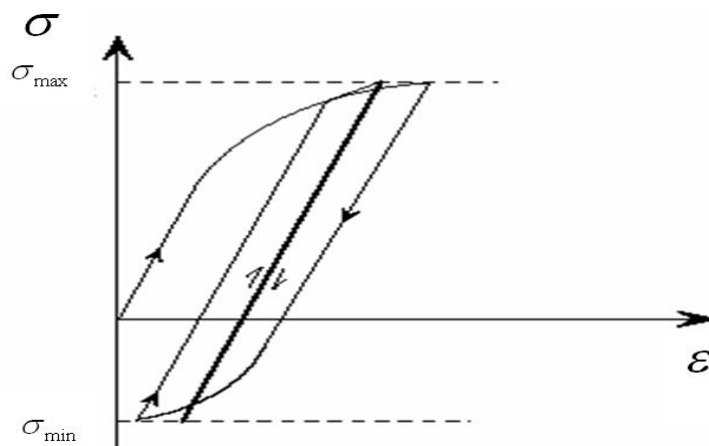


Figure I.7 Adaptation [7].

I.4.2 L'accommodation

L'accommodation correspond à un état limite stabilisé où les déformations plastiques restent constantes.

La structure plastifie à chaque cycle. Après un certain nombre de cycles, les déformations plastiques forment une boucle d'hystérésis stabilisée (Figure I.8) [8].

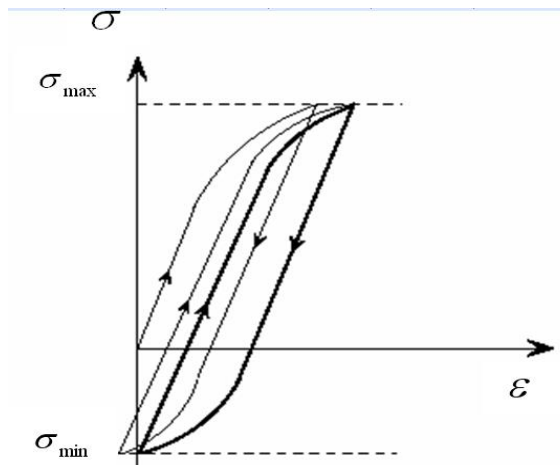


Figure I.8 Accommodation [7].

I.4.3 Le rochet

Le rochet est une augmentation progressive de la déformation plastique à chaque cycle. Ce comportement ne se stabilise pas au cours du temps, ce qui mène à la ruine de la structure après un nombre de cycles relativement très faible, comme le montre la figure I.9 [9].

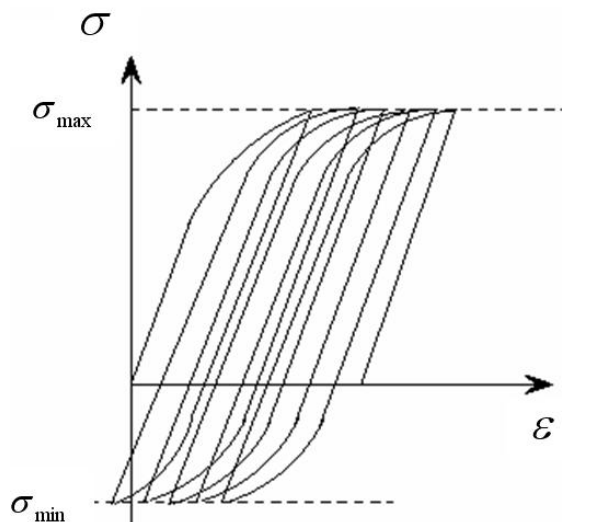


Figure I.9 Le phénomène Rochet [7].

I.5 Expressions mathématiques de la courbe d'endurance

Pour modéliser la courbe d'endurance, diverses expressions analytiques ont été proposées pour décrire les domaines à endurance limitée et illimitée. Ces équations permettent de tracer la courbe d'endurance, c'est-à-dire le nombre de cycles à rupture en fonction de l'amplitude de la contrainte appliquée.

I.5.1 Domaine à endurance limité

Formule de Wöhler [7,10]

La plus ancienne courbe d'endurance fut proposée par Wöhler:

$$a - b \cdot \sigma = \log(N) \quad (\text{I.4})$$

Avec $a > 0$ et $b > 0$

Nous remarquons que lorsque $N \rightarrow \infty$, σ tend vers ∞ . C'est pour cette raison que cette relation n'est valide que dans le domaine à endurance limitée de la courbe d'endurance.

Formule de Basquin [7,10]

Basquin a proposé en 1910 la formule suivante:

$$a - b \cdot \log(\sigma) = \log(N) \quad (\text{I.5})$$

Où

$$N \cdot \sigma^b = C \quad (\text{I.6})$$

En posant $\beta = 1/b$ et $\ln C = a/\beta$

b est nommé index de la courbe de fatigue.

Les relations présentent la zone à endurance limitée. L'amplitude de la contrainte ne tend pas vers la limite σ_D lorsque N tend vers l'infini.

I.5.2 Domaine à endurance limite et illimité

Formule de Stromeyer [7]

Stromeyer a proposé en 1914:

$$\ln(\sigma - \sigma_D) = a - b \log N \quad (\text{I.7})$$

Où

$$\sigma = \sigma_D \left(\frac{C}{N} \right)^{\frac{1}{b}} \quad (\text{I.8})$$

On remarque que σ tend vers σ_D , lorsque N tend vers l'infini.

Formule de Palmgreen

Cette formule a été proposée en 1924:

$$\sigma = \sigma_D + \left(\frac{C}{A + N} \right)^{\frac{1}{b}} \quad (\text{I.9})$$

Formule de Weibull (1949)

$$\frac{\sigma - \sigma_D}{R_m - \sigma_D} = \left(\frac{C}{A + N} \right)^{\frac{1}{b}} \quad (\text{I.10})$$

Formule de Corson (1949) [7]

$$(\sigma - \sigma_D) A^{\sigma - \sigma_D} = \frac{C}{N} \quad (\text{I.11})$$

Formule de Bastenaire [7,10]

Bastenaire a proposé, en 1971, la relation suivante:

$$(N + B) \cdot (\sigma - \sigma_D) \cdot e^{A(\sigma - \sigma_D)} = C \quad (\text{I.12})$$

Où:

N : Nombre de cycle,

σ : Contrainte appliquée,

σ_D : Limite d'endurance,!

A,B,C,a,b : Constantes déterminées à partir des données expérimentales.

I.6 Limite d'endurance

La contrainte limite d'endurance est la plus grande amplitude de contrainte appliquée que peut supporter une éprouvette de fatigue sans se rompre. Pour certains aciers, il est expérimentalement observé que la limite de fatigue est de l'ordre 10^7 cycles.

I.7 Paramètres d'influence sur la fatigue**I.7.1 Influence de contrainte moyenne [4]**

Le nombre de cycles à la rupture N est déterminé par l'amplitude de contrainte appliquée σ_a , mais dépend aussi du niveau de contrainte moyenne σ_m .

Les essais expérimentaux ont montré que la durée de vie de l'éprouvette est influencée par la contrainte moyenne. En effet, une augmentation de la contrainte moyenne σ_m engendre une diminution de la durée de vie N .

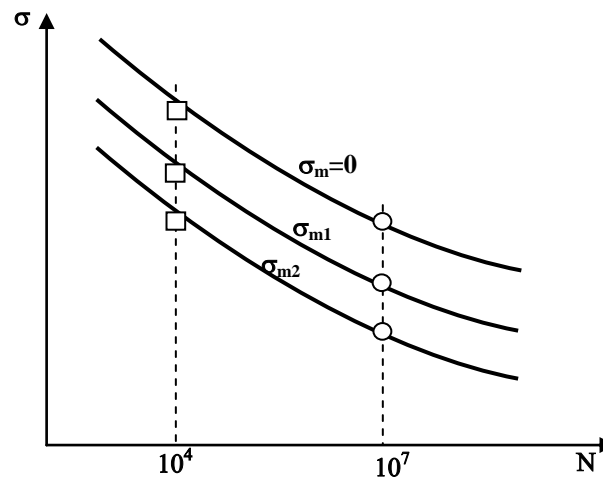


Figure I.10 Influence de la contrainte moyenne sur le comportement en fatigue. Avec $\sigma_{m2} > \sigma_{m1} > \sigma_m$ [4].

I.7.2 Influence de dimension ou effet d'échelle [11]

L'effet d'échelle en fatigue peut se traduire de la manière suivante : à contrainte nominale égale, plus les dimensions d'une pièce croissent, plus sa résistance à la fatigue diminue.

Pour les structures de même forme mais de dimensions différentes et le niveau de contrainte égale, la résistance à la fatigue diminue lorsque les dimensions de la pièce augmentent.

On peut citer trois causes principales de l'effet d'échelle :

Cause mécanique :

Lorsqu'une pièce mécanique est soumise à un champ de contraintes non uniforme, on observe l'existence d'un gradient de contraintes dans les couches superficielles de la pièce.

Sur une pièce de faible épaisseur présentant un gradient superficiel très élevé, les couches superficielles du matériau ne sont pas sollicitées de la même manière. Les couches de matériau les moins chargées peuvent, alors, soutenir les couches les plus sollicitées. Sur une pièce de grandes dimensions, le gradient de la contrainte superficielle est faible.

Cause statistique :

Lorsque les dimensions d'une pièce augmentent, le volume et la surface augmentent et on aura plus des défauts lesquels se comportent comme des zones d'amorçage de fissure de fatigue (hétérogénéité de matière, rayure, inclusion, microfissure, etc...). Par conséquent, la tenue en fatigue diminue lorsque les dimensions d'une pièce augmentent.

Cause technologique :

On peut citer quelques causes technologiques qui entraînent la diminution de la tenue en fatigue:

- 1-La difficulté de fabriquer dans de bonnes conditions les pièces de grandes dimensions.
 - 2-La difficulté de réaliser des pièces importantes présentant un matériau bien homogène dans tout le volume.
 - 3-Les traitements thermiques ou thermochimiques superficiels entraînent une présence de contraintes résiduelles dont la valeur et la distribution dépendent des dimensions de la pièce.
- Pour toutes ces raisons, les dimensions d'une pièce influent sur la tenue en fatigue.

On définit le coefficient d'effet d'échelle K_e par le rapport de la limite d'endurance σ_D d'une éprouvette de dimensions données, à la limite d'endurance σ_{D_s} d'une éprouvette de faible diamètre choisie comme référence et usinée dans les mêmes conditions.

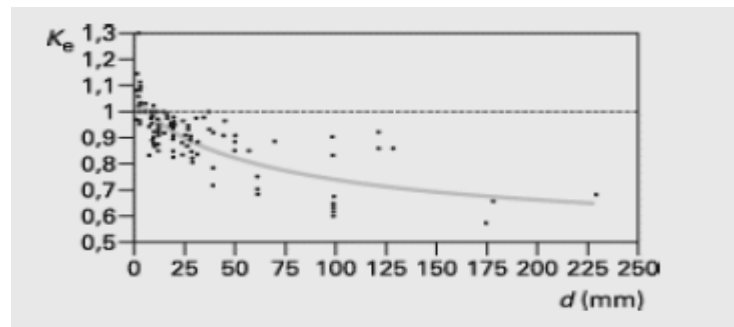


Figure I.11 Évolution du facteur d'échelle K_e en fonction du diamètre d de l'éprouvette [11].

En se basant sur de la figure I.11, on peut déduire que l'augmentation des dimensions de la pièce diminue la tenue en fatigue.

I.7.3 Influence de température [11]

a- Fatigue à basse température

La résistance à la rupture augmente lorsque la température diminue. Mais dans certains cas? par exemple des pièces ou éprouvettes entaillées, on remarque la disparition du phénomène d'adaptation à fond d'entaille.

A basse température, la valeur du coefficient de concentration de contrainte effectif K_a tend vers la valeur du coefficient théorique de concentration de contraintes K .

b- Fatigue à haute température

Généralement, lorsque la température croît, on observe une baisse de la résistance à la traction et une baisse, encore plus forte, de la limite d'élasticité.

Mais on peut constater aussi pour certains types de d'acier (acier à 0.17 % de carbone), où l'on observe un phénomène de retard en température qui entraîne une augmentation de la résistance.

I.7.4 Influence de la corrosion [11]

L'influence de corrosion sur la tenue en service, des pièces ou des structures, se manifeste de diverses façons :

-la corrosion peut entraîner la fissuration progressive de pièces chargées statiquement dans un milieu agressif ;

-en présence d'un milieu corrosif, les pièces ou les structures subissent une corrosion préalable qui peut causer une rupture par fatigue, amorcée sur une piqûre de corrosion qui joue, alors, le même rôle qu'une entaille.

-la fatigue et la corrosion agissent simultanément sur les structures et provoquent une diminution de la résistance à la fatigue.

-les basses fréquences augmentent généralement l'effet nocif du phénomène de corrosion car il peut intervenir pendant un temps plus long, augmentant ainsi le dommage créé par cycle.

Il faut donc, éviter la fatigue-corrosion en choisissant correctement le matériau en fonction du milieu hostile dans lequel il devra travailler.

On peut tout d'abord isoler la pièce de l'environnement (par une couche de peinture, de matière plastique) pour éviter le contact entre la pièce et le milieu agressif.

On peut y remédier, en effectuant un traitement de durcissement superficiel par écrouissage. Comme le grenailage et le galetage par exemple, qui peuvent améliorer la tenue à la fatigue-corrosion.

I.7.5 Influence de la taille des grains

La diminution de la taille du grain augmente la tenue en fatigue, donc les pièces à grains fins présentent une meilleure tenue en fatigue que les structures à gros grains.

I.7.6 Influence de traitement thermique

Suivant le traitement thermique, la tenue en fatigue sera diminuée par un adoucissement ou augmentée par un durcissement du matériau. De plus, le traitement thermique peut changer la taille des grains.

I.7.7 Influence du taux d'écrouissage

L'écrouissage d'un métal correspond aux modifications que subit le matériau lorsque les contraintes qui lui sont appliquées sont suffisamment fortes pour provoquer des déformations plastiques permanentes. Le but de l'écrouissage est de consolider le matériau c'est-à-dire augmenter sa limite d'élasticité et par conséquent améliorer sa tenue à la fatigue. On sait que les pièces mécaniques grossièrement usinées se rompent plus vite que les pièces parfaitement polies. Ceci s'explique par le fait que les fissures de fatigue s'amorcent dans la majorité des cas en surface. L'état des couches superficielles gouverne, donc, pour une grande part leur tenue en fatigue.

I.7.8 Influence de l'état de surface [1,12]

On sait que la rupture se fait plus vite dans les pièces mécaniques grossièrement usinées que les pièces ayant un bon état de surface (polissage parfait). Il y a une relation entre l'état de surface (rugosité) et la tenue en fatigue. Lorsque la rugosité de la surface diminue la tenue en fatigue augmente. Donc, l'état de surface joue un rôle primordial sur la résistance de fatigue. Pour étudier l'influence de l'état de surface sur la tenue à la fatigue, on a défini un facteur K_s appelé facteur d'état de surface. Ce facteur s'exprime par la formule suivante :

$$K_s = \frac{\sigma_{Ds}}{\sigma_D} \quad (\text{I.13})$$

σ_{Ds} : Limite de fatigue en sollicitation alternée de l'éprouvette de la pièce étudiée,

σ_D : Limite de fatigue en sollicitation alternée de l'éprouvette ou de la pièce étudiée dont l'état de surface est choisie comme référence.

La figure I.12 montre un abaque permettant de quantifier le facteur K_s pour les pièces usinées en acier.

Le facteur de réduction de la limite d'endurance est donc fonction de la rugosité de la pièce R_t , mais aussi des caractéristiques du matériau qui le constitue.

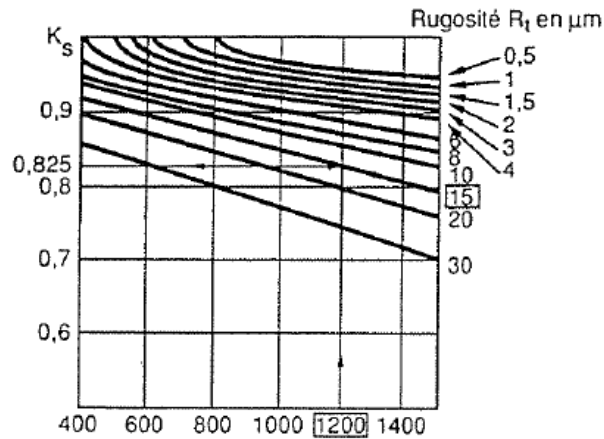


Figure I.12 – Détermination du facteur d'état de surface K_s en fonction de la rugosité R_t

[1]

I.7.9 Influence d'accidents de forme (discontinuité dans la géométrie)

Le niveau de contrainte augmente localement au niveau de la discontinuité géométrique de forme. Cette augmentation peut être calculée par un coefficient de contrainte K_t ,

$$K_t = \frac{\sigma_{\max}}{\sigma_{nom}} \tag{I.14}$$

σ_{\max} : Contrainte maximale réelle a fond d'entaille,

σ_{nom} : Contrainte nominale dans la section nette.

Si la valeur de K_t augmente, la durée de vie diminue.

La figure (I.13) montre l'effet de l'entaille sur la durée de vie.

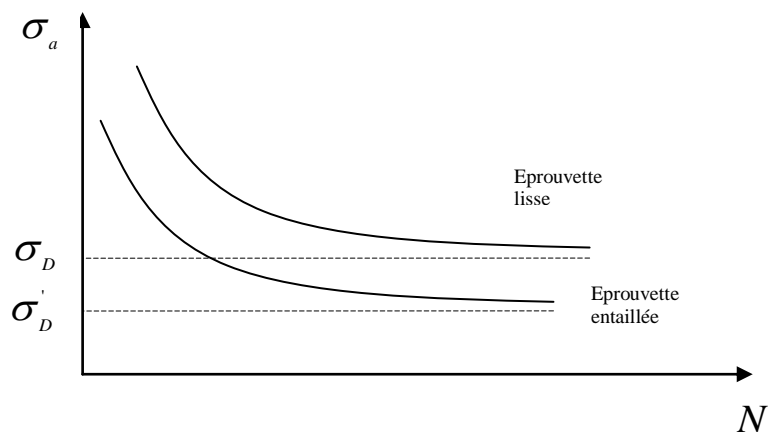


Figure I.13. Limites d'endurance pour éprouvettes lisses et entaillées.

I.7.10 Nature du chargement

Le chargement peut être monotone ou variable (et même aléatoire). Dans le cas des chargements cycliques les paramètres plus importants sont :

-La forme du signal : l'effet d'un signal de type carré est plus marqué que celui de type sinusoïdal.

-Le rapport de charge R : lorsque le rapport R augmente, à contrainte maximale constante, la contrainte moyenne diminue.

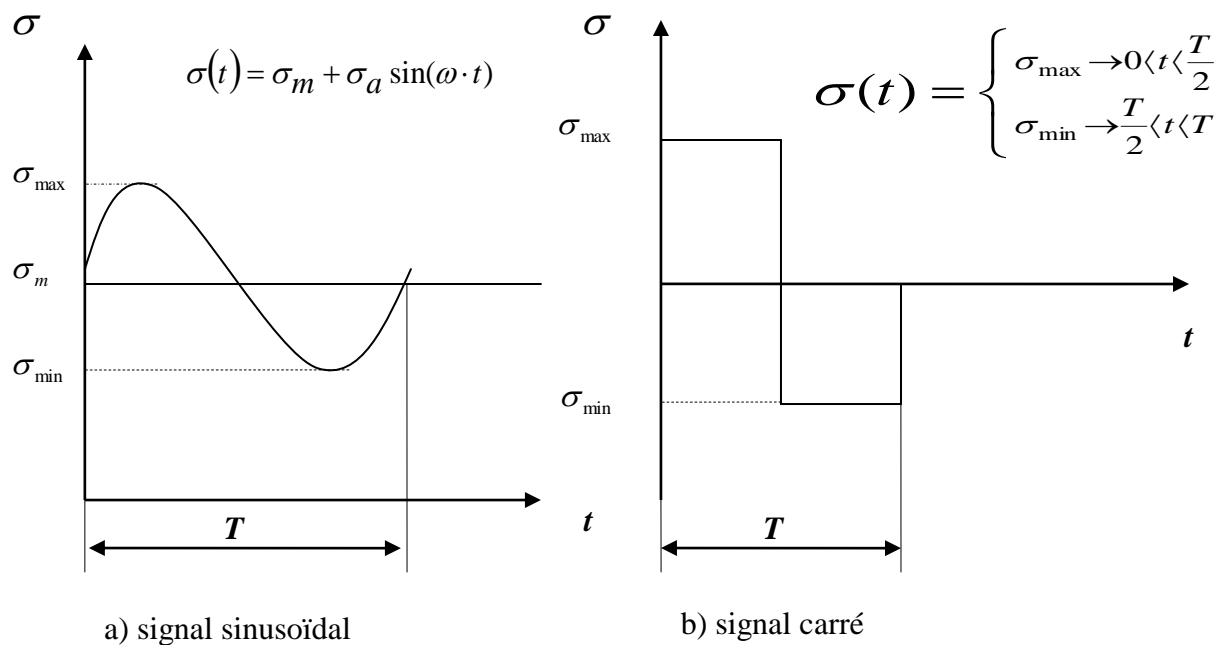


Figure I.14 Quelques formes du signal

I.8 Les critères de fatigue uniaxiaux diagrammes d'endurance [4,1,12]

La courbe de Wöhler et la limite d'endurance sont déterminées pour une contrainte moyenne σ_m . Si cette contrainte moyenne augmente, la valeur de limite de fatigue diminue. On peut tracer l'évolution de $\sigma_D(N)$ pour différentes valeurs de la contrainte moyenne.

I.8.1 Diagramme de Haigh

Le diagramme de Haigh représente l'amplitude de contrainte σ_a en fonction de la contrainte moyenne pour un nombre de cycles à rupture donnée.

Les points particuliers sont :

- La limite d'endurance σ_D en sollicitation purement alternée est représentée par le point A.

- Le comportement limite des matériaux pour une contrainte alternée nulle représenté par le point B. Ce point concorde avec la contrainte de rupture du matériau au cours d'un essai statique.

La construction du diagramme de Haigh résulte de :

- Un essai statique indiquant le point B sur l'axe des abscisses.
- Un essai dynamique purement alternée ($\sigma_m = 0$) indiquant le point A sur l'axe des ordonnées.
- D'un certain nombre d'essais dynamiques à différentes contraintes moyennes σ_m non nulles.

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

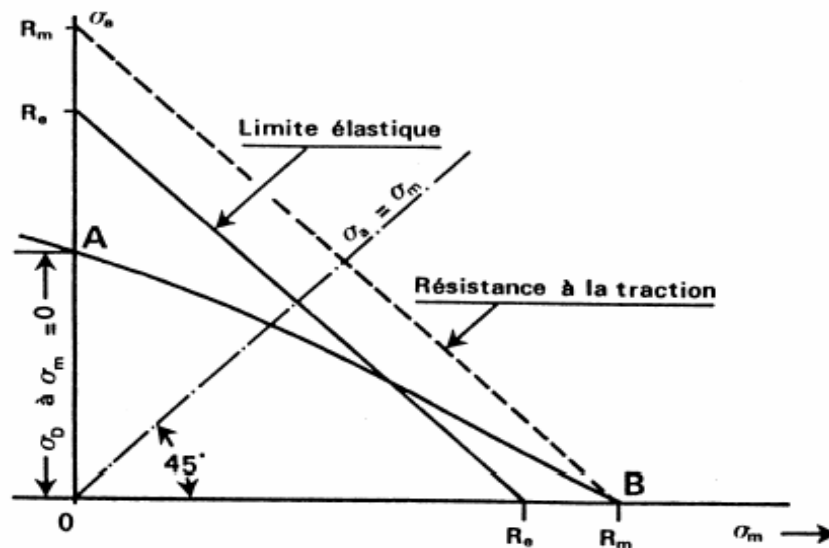


Figure I.15 Représentation du diagramme de Haigh.

I.8.2 Diagramme de Goodman

Le diagramme de Goodman représente la contrainte maximale en fonction de la contrainte moyenne. Les points particuliers sont :

- Le point A, correspondant à la limite d'endurance purement alternée σ_D ($\sigma_m = 0$ sur l'axe des ordonnées).
- Le point B, la charge de rupture R_m ($\sigma_D = 0$ sur la première bissectrice).

Comme le diagramme de Haigh, le diagramme de Goodman se construit à partir des mêmes éléments. La formule de Goodman est donnée comme suit :

$$\sigma_a = \sigma_D \left(1 - \frac{\sigma_m}{R_m} \right) \quad (\text{I.15})$$

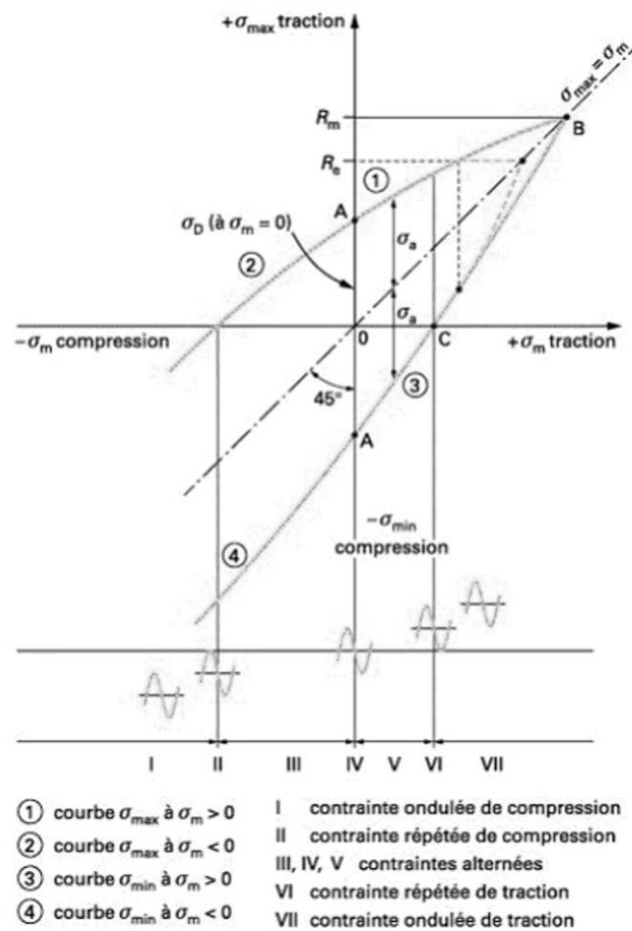


Figure I.16 Représentation du diagramme de Goodman.

I.8.3 La parabole de GERBER

$$\sigma_a = \sigma_D \left[1 - \left(\frac{\sigma_m}{R_m} \right)^2 \right] \tag{I.16}$$

De la même manière que la précédente, ce diagramme détermine le domaine de non rupture.

I.8.4 Diagramme de Rös

Le diagramme de Rös représente la contrainte maximale en fonction de la contrainte minimale

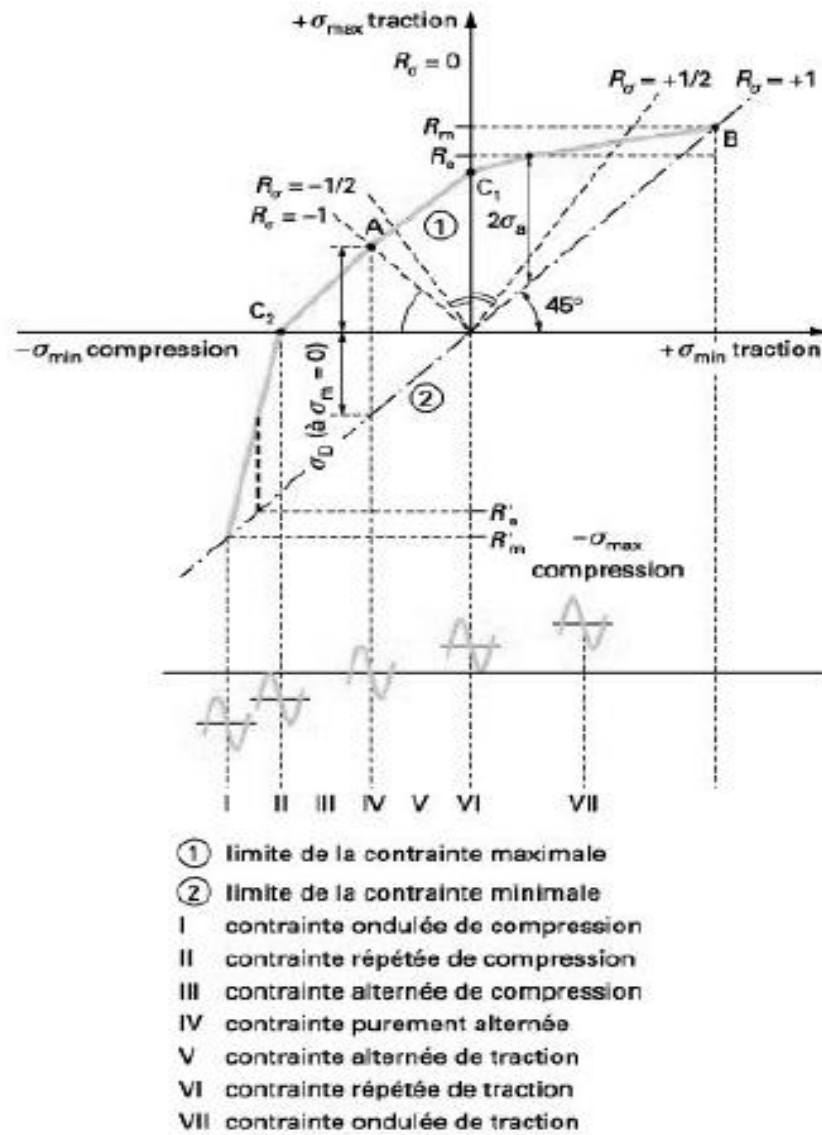


Figure I.17 - Diagramme de Rös

I.8.5 La droite de Söderberg

$$\sigma_a = \sigma_D \left(1 - \frac{\sigma_m}{\sigma_e} \right) \tag{I.17}$$

La droite de Söderberg diminue le domaine de non rupture. On utilise la limite d'élasticité au lieu de la contrainte à la rupture, ceci permet de présenter une zone très sécurisée par rapport aux deux présentations précédentes.

I.8.6 Diagramme de Moor-Kommers-Jaspères

Ce diagramme présente la contrainte maximale σ_{max} en fonction du rapport de charge R.

L'utilisation de ce diagramme permet de déterminer la contrainte maximale σ_{\max} lorsque la contrainte minimale est inconnue.

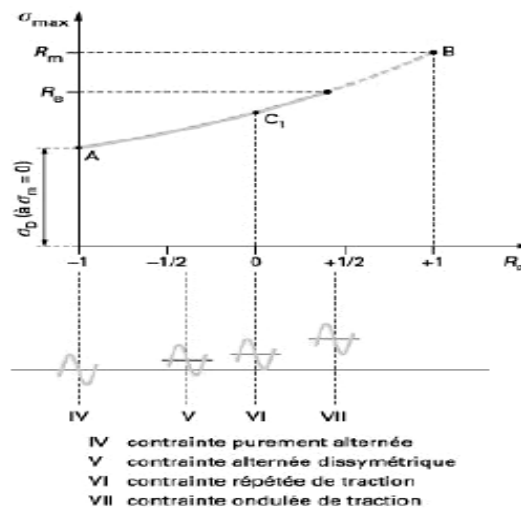


Figure I.18 - Diagramme de Moore-Kommers-Jasper

La figure I.19 montre une comparaison de quelques critères :

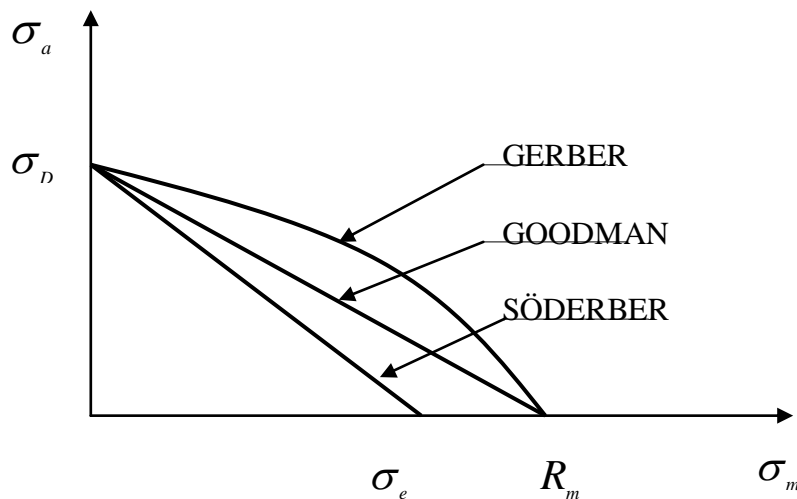


Figure I.19 Les critères uniaxiaux

I.9 Critères de fatigue multiaxiaux

Les critères de fatigue multiaxiaux sont des outils permettant le dimensionnement en fatigue des composants et structures industrielles soumises à des chargements cycliques multiaxiaux d'amplitude constante. Les critères de fatigue multiaxiaux permettent de déterminer l'état de contrainte multiaxial du matériau par rapport à son comportement maximal admissible par des essais simples (essai de torsion alternée, essai de traction alternée ou répétée). Aujourd'hui les critères de fatigue multiaxiaux sont des outils performants, simples à l'utilisation et facilement exploitables en conception.

Pour les critères de fatigue multiaxiaux on peut distinguer trois types de critères :

1-les critères empiriques.

2-les critères de plan critique.

3-les critères d'approche globale.

I.9.1 Les critères empiriques [13]

L'expression mathématique des critères empiriques est issue des essais expérimentaux. Les essais sont des sollicitations uniaxiales ou multiaxiales pour un matériau donné. Chaque critère n'est valable que pour le système de contrainte utilisé lors des essais expérimentaux.

I.9.1.1 Critère de Gough et Pollard [14]

Le critère de Gough et Pollard est formulé à partir de nombreux essais de flexion et torsion en phase, dans le repère lié aux amplitudes de la contrainte normale de flexion et de la contrainte de cisaillement. Ce critère se présente sous deux formules. La première formule est destinée aux matériaux ductiles et le second est destinée aux matériaux fragiles.

$$\left(\frac{f_a}{f_{-1}}\right)^2 + \left(\frac{\tau_a}{\tau_{-1}}\right)^2 \leq 1 \quad (\text{I.18})$$

$$\left(\frac{\tau_a}{\tau_{-1}}\right)^2 + \left(\frac{f_{-1}}{\tau_{-1}} - 1\right) \left(\frac{f_a}{f_{-1}}\right)^2 + \left(2 - \frac{f_{-1}}{\tau_{-1}}\right) \left(\frac{f_a}{f_{-1}}\right) \leq 1 \quad (\text{I.19})$$

Les auteurs de ce critère supposent que l'effet d'une traction statique associée à une flexion alternée est négligeable du point de vue de résistance à la fatigue.

La figure I.20 montre la zone de sécurité (ou non rupture).

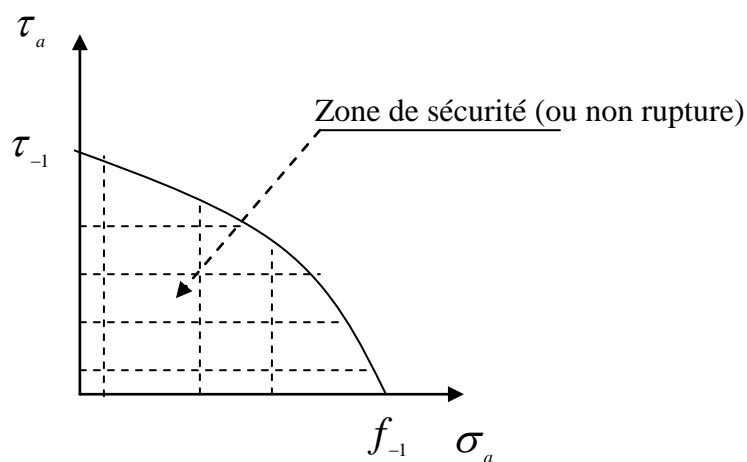


Figure I.20 Zone de sécurité.

I.9.1.2 Critère de Hohenemser et Prager [13,14]

En 1933, Hohenemser et Prager ont proposé une formule obtenue à partir des essais de traction, torsion ou cisaillement :

$$\left(\frac{\tau_a}{\tau_{-1}}\right)^2 + \frac{\sigma_n}{R_m} \leq 1 \quad (\text{I.20})$$

σ_n : Contrainte statique normale de traction.

I.9.1.3 Critère de Davies [13]

En 1935, Davies a proposé une formule semblable à celle formulée par Hohenemser – Prager. Dans ce critère Davies remplace la contrainte de torsion alternée et répétée par une contrainte de flexion alternée et répétée. Il remplace aussi, la contrainte de traction moyenne ultime par une contrainte de torsion moyenne ultime.

$$\left(\frac{f_a}{f_{-1}}\right)^2 + \frac{\tau_m}{\tau_u} \leq 1 \quad (\text{I.21})$$

I.9.1.4 Critère de Nishihara & Kawamoto [13]

En 1941, les auteurs de ce critère proposent deux formules obtenues à partir des essais de flexion et torsion. Selon la valeur du rapport des limites d'endurance $\frac{f_{-1}}{\tau_{-1}}$, le critère est défini

comme suit:

$$\left(\frac{\tau_a}{\tau_{-1}}\right)^2 + \left(\frac{f_a}{f_{-1}}\right)^2 \leq 1 \quad \text{pour} \quad \frac{f_{-1}}{\tau_{-1}} \geq \sqrt{3} \quad (\text{I.22})$$

$$\left(\frac{\tau_a}{\tau_{-1}}\right)^2 + \frac{1}{2} \cdot \left(3 - \left(\frac{f_{-1}}{\tau_{-1}}\right)^2\right) \cdot \frac{f_a}{f_{-1}} + \frac{1}{2} \cdot \left(\left(\frac{f_{-1}}{\tau_{-1}}\right)^2 - 1\right) \cdot \left(\frac{f_a}{f_{-1}}\right)^2 \leq 1 \quad \text{pour} \quad \frac{f_{-1}}{\tau_{-1}} \leq \sqrt{3} \quad (\text{I.23})$$

Avec:

f_{-1} : Limite d'endurance de flexion

τ_{-1} : Limite d'endurance de torsion

I.9.1.5 Critère de Lee [13]

En 1980, Lee a formulé un critère à partir des essais de flexion et torsion hors phase. Il insère un exposant α dépendant du déphasage ϕ entre les deux chargements.

α est défini par la relation suivante :

$$\alpha = 2 \cdot (1 + \beta \cdot \sin \phi) \quad (\text{I.24})$$

Où β est un paramètre lié au matériau.

Le critère s'écrit comme suit:

$$f_a \cdot \left[1 + \left(\frac{\tau_a \cdot f_{-1}}{f_a \cdot \tau_{-1}} \right)^\alpha \right]^{\frac{1}{\alpha}} \leq 1 \quad (\text{I.25})$$

Pour ajouter l'effet de flexion moyenne, Lee a modifié sa première formule par l'introduction d'un exposant **n**, compris entre 1 et 2, qui représente une constante empirique.

La seconde formule de Lee est donné par l'expression suivante:

$$\frac{f_a \cdot \left[1 + \left(\frac{\tau_a \cdot f_{-1}}{f_a \cdot \tau_{-1}} \right)^\alpha \right]^{\frac{1}{\alpha}}}{\left[1 - \left(\frac{\sigma_m}{R_m} \right)^n \right]} \leq 1 \quad (\text{I.26})$$

I.9.2 Les Critères de plan critique [13,15]

Les critères de plan critique sont basés sur les points suivants :

-La fatigue en point de la structure est imposée sur un plan matériel le plus sollicité passant par ce point.

-Utilisation des différents paramètres (contraintes normales et tangentielles) pour voir l'effet plus ou moins sévère du cycle des contraintes sur le plan critique.

-Le plan critique est défini par un vecteur normal et deux angles dans un repère fixe lie à la structure.

-Le vecteur contrainte $\overrightarrow{\phi_h(t)}$ agissant sur un plan de normale \vec{h} , se décompose en une contrainte normale $\phi_{hh}(t)$ et une contrainte tangentielle, de la manière suivante :

$$\overrightarrow{\phi_h(t)} = \overline{[\sigma(t)]} \cdot \vec{h} \quad (\text{I.27})$$

$$\phi_{hh}(t) = h \cdot [\sigma(t)] \cdot h \quad (\text{I.28})$$

$$\tau_h(t) = \sqrt{\sigma_{uh}^2(t) + \sigma_{vh}^2(t)} \quad (\text{I.29})$$

$\overline{[\sigma(t)]}$ est le tenseur de contrainte au point P et à l'instant t.

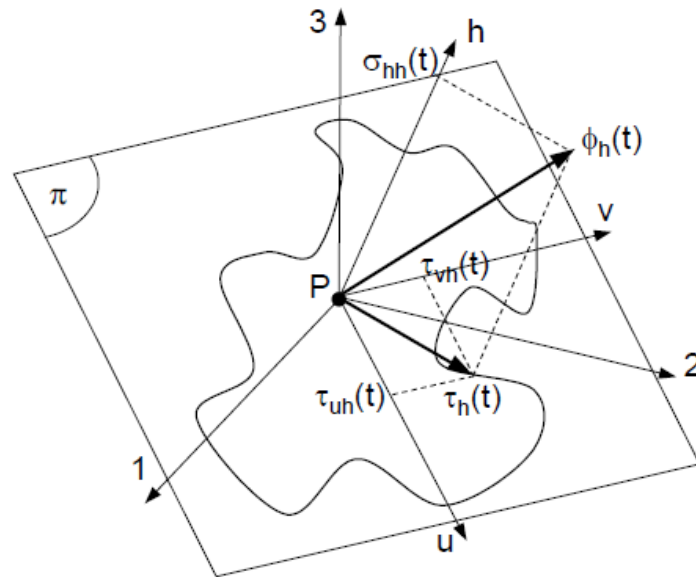


Figure I.21 Décomposition du vecteur contrainte $\vec{\phi}_h(t)$ agissant sur le plan physique de normale \vec{h} .

I.9.2.1 Critère de Stulen et Cummings [13]

On trouve le plan critique P_c de Stulen et Cummings lorsque la quantité formulée par l'expression (I.30) est maximale.

On fait le balayage afin de déterminer le plan critique P_c :

$$P_c \rightarrow \max \left| \frac{\tau_a}{\beta - \alpha \sigma_n^{\max}} \right| \quad (\text{I.30})$$

$$\frac{\tau_a - \alpha \cdot \sigma_n^{\max}}{\beta} \leq 1 \quad (\text{I.31})$$

Les constantes α, β liées au matériau, sont déterminées à partir de deux limites de fatigue σ_{-1}, τ_{-1} du matériau respectivement en traction et en torsion alternées symétriques :

$$\alpha = \frac{\frac{\sigma_{-1}}{\tau_{-1}} - 2}{2\sqrt{\frac{\sigma_{-1}}{\tau_{-1}} - 1}} \quad (\text{I.32})$$

$$\beta = \frac{\tau_{-1}}{2\sqrt{\frac{\sigma_{-1}}{\tau_{-1}} - 1}} \quad (\text{I.33})$$

I.9.2.2 Critère de Findley [16,17]

Il est similaire à celui de Stulen et Cummings, mais la différence entre les deux critères réside dans le choix du plan critique. La recherche du plan critique pour le critère de Findley se base sur la combinaison linéaire $\tau_a + \alpha \cdot \sigma_n^{\max}$.

On trouve le plan critique lorsque la valeur $\tau_a + \alpha \sigma_n^{\max}$ est maximale.

$$\tau_a + \alpha \cdot \sigma_n^{\max} \leq \beta \quad (\text{I.34})$$

Les constantes α, β sont déterminées par les formules suivantes :

$$\alpha = \frac{\frac{2\tau_{-1}}{f_{-1}} - 1}{\sqrt{1 - \left(\frac{2\tau_{-1}}{f_{-1}} - 1\right)^2}} \quad (\text{I.35})$$

$$\beta = \frac{\tau_{-1}}{\sqrt{1 - \left(\frac{2\tau_{-1}}{f_{-1}} - 1\right)^2}} \quad (\text{I.36})$$

I.9.2.3 Critère de Mataka [18,13]

Mataka a introduit une combinaison linéaire de la contrainte de cisaillement et de la contrainte normale sur le plan critique. Ce critère est semblable à celui proposé par Stulen & Cummings Findley. Mais différence réside dans le choix du plan critique lequel coïncide avec l'amplitude de la contrainte de cisaillement maximale.

Le critère de fatigue proposé est donné par :

$$\tau_a + \alpha \cdot \sigma_n^{\max} \leq \beta \quad (\text{I.37})$$

Les constantes α, β sont déterminées par :

$$\alpha = \frac{\tau_{-1} - \frac{f_{-1}}{2}}{\frac{f_{-1}}{2}} \quad (\text{I.38})$$

$$\beta = \tau_{-1} \quad (\text{I.39})$$

I.9.2.4 Critère de Dang Van [13,19]

Le critère de Dang Van, dans sa première version (1973), utilise le cisaillement et la pression hydrostatique.

Les deux contraintes mésoscopiques sont identiques aux contraintes macroscopiques. A partir de deux limites de fatigue en torsion alternée et flexion alternée, on peut identifier les constantes du critère.

$$\tau_a + \alpha \cdot P_H \leq \beta \quad (\text{I.40})$$

Les constantes α, β sont déterminées par :

$$\alpha = 3 \cdot \left(\frac{\tau_{-1}}{\sigma_{-1}} - \frac{1}{2} \right) \quad (\text{I.41})$$

$$\beta = \tau_{-1} \quad (\text{I.42})$$

La condition de validité de cette version du critère est comme suit :

$$\frac{\tau_{-1}}{\sigma_{-1}} > \frac{1}{2} \quad (\text{I.43})$$

I.9.2.5 Le critère de Yokobori [13]

La définition du plan critique pour le critère de Yokobori est basée sur la combinaison linéaire de la contrainte tangentielle maximale et la contrainte normale maximale.

Le plan critique est obtenu lorsque la quantité suivante est maximale.

$$\frac{\text{Max}_t(\tau(t)) + \alpha \cdot \sigma_n^{\text{max}}}{\beta} \leq 1 \quad (\text{I.44})$$

Les constantes α et β sont calculées par la formule suivante :

$$\alpha = 2 \frac{\tau_{-1}}{\sigma_{-1}} - 1 \quad (\text{I.45})$$

$$\beta = \tau_{-1} \quad (\text{I.46})$$

La condition pour utiliser le critère de Yokobori est donnée par:

$$\frac{\tau_{-1}}{\sigma_{-1}} > \frac{1}{2} \quad \text{Parce que } \alpha \text{ doit positif.}$$

I.9.2.6 Le critère de McDiarmid

En 1973, McDiarmid a formulé un critère pour déterminer le plan critique, lequel est défini comme celui où l'amplitude de cisaillement est maximale.

La formule du critère est donnée par :

$$\frac{\tau_a + B \cdot (\sigma_{na})^{3/2}}{A} \leq 1 \quad (I.47)$$

A partir de deux limites de fatigue du matériau en traction et en torsion alternées symétriques, on détermine les deux constantes A et B, telles que:

$$A = \tau_{-1} \quad (I.48)$$

$$B = \frac{\tau_{-1} - \frac{\sigma_{-1}}{2}}{\left(\frac{\sigma_{-1}}{2}\right)^{3/2}} \quad (I.49)$$

Le critère est valide sous respect de la condition $\frac{\tau_{-1}}{\sigma_{-1}} > \frac{1}{2}$

La deuxième formule de McDiarmid est établie en 1974. L’auteur du critère introduit l’effet de la contrainte normale moyenne dans un facteur de l’amplitude du cisaillement.

La détermination du plan critique est déterminée de la même manière que précédemment.

La deuxième formule de McDiarmid est comme suit :

$$\frac{\left(1 - \frac{2 \cdot \sigma_{nm}}{R_m}\right)^{-1/2} \cdot \tau_a + B \cdot (\sigma_{na})^{3/2}}{A} \leq 1 \quad (I.50)$$

R_m : la résistance maximale à la traction

Dans les deux versions du critère, la validité est donnée par les deux conditions suivantes :

$$\frac{\tau_{-1}}{\sigma_{-1}} > \frac{1}{2} \quad \text{et} \quad \frac{\sigma_{nm}}{R_m} > \frac{1}{2}$$

I.9.2.7 Le critère de Papuga [20]

En 2008, Papuga propose un critère basé sur la recherche d’un plan critique, parmi l’ensemble des plans physiques possibles, par l’intégration d’un paramètre de fatigue.

$$\sqrt{\frac{1}{4 \cdot \pi} \int_0^{2\pi} \int_0^\pi \left[\frac{5}{2} \tau_a^2 + \alpha \cdot \left(\sigma_{na} + \sigma_{nm} \cdot \frac{f_{-1}}{\tau_{-1}} \right) \right] \sin \theta \cdot d\theta \cdot d\varphi} \leq \beta \quad (I.51)$$

τ_a : Amplitude de cisaillement.

σ_{na} : Amplitude de la contrainte normale

σ_{nm} : Valeur moyenne de la contrainte normale

$$\alpha = f_{-1} \cdot \left(3 \cdot \frac{\tau_{-1}^2}{f_{-1}^2} - 1 \right) \quad (I.52)$$

$$\beta_1 = \tau_{-1} \quad (I.53)$$

I.9.3 Critères d'approche globale :

Cette catégorie de critères possède les caractéristiques suivantes :

- l'utilisation des invariants (I, J) du tenseur de contrainte comme les critères de Sines, Crossland, Marin et Issler.
- la formule du critère obtenu à l'aide d'un paramètre d'endommagement sur l'ensemble des plans passant par le point matériel (critère de Papadopoulos).
- ils possèdent tous un caractère global de part leur formulation.
- certains critères utilisent l'approche énergétique. Au cours du cycle de chargement la fonction de fatigue combine les énergies de changement de forme et de volume crée par la contrainte.
- cette famille de critères jouent le rôle d'un intermédiaire entre les critères de plan critique et les critères d'approche globale.

I.9.3.1 Critère de Hashin [13]

En 1981, Hashin a proposé un critère dans lequel il utilise le premier et le deuxième invariant (I_1, I_2) ainsi que les limites de fatigue en flexion et torsion alternées symétriques (f_{-1} et t_{-1}).

La 1^{ère} expression est donnée par:

$$\left(\frac{I'_1}{f_{-1}} \right) - \frac{I'_2}{\tau_{-1}^2} \leq 1 \quad (\text{I.54})$$

Avec :

$$I'_1 = \sigma_{11a} + \sigma_{22a} + \sigma_{33a} \quad (\text{I.55})$$

$$I'_2 = \sigma_{11a} \cdot \sigma_{22a} + \sigma_{22a} \cdot \sigma_{33a} + \sigma_{33a} \cdot \sigma_{11a} - \sigma_{12a}^2 - \sigma_{23a}^2 - \sigma_{31a}^2 \quad (\text{I.56})$$

L'inconvénient de ce critère est qu'il suppose que les sollicitations sont en phase et de même rapport de charge.

Il est formulé par une autre expression dans le cas où la contrainte moyenne est différente de zéro. Cependant le déphasage entre les sollicitations n'est pas pris en considération. La formulation est la suivante:

$$\frac{2 \cdot (\sigma_{-1} + \sigma_0)}{\sigma_{-1} \sigma_0} I'_1 - \frac{2}{\sigma_{-1} \sigma_0} I_1^2 - \frac{I'_2}{\tau_{-1}^2} \leq 1 \quad (\text{I.57})$$

I.9.3.2 Le critère de Kinasoshvili [13]

En 1976, Kinasoshvili a proposé un critère basé sur la combinaison linéaire entre les deux parties du deuxième invariant du tenseur déviateur des contraintes moyenne et alternée (J_{2m} , J_{2a}) et les deux limites de fatigue en traction alternée et répétée (σ_{-1} , σ_0).

L'expression du critère est la suivante :

$$\left(\frac{\sqrt{3}}{\sigma_{-1}} \xi_a \right) + \left(\frac{\sigma_{-1} - \sigma_0}{\sigma_{-1} \cdot \sigma_0} \xi_m \right) \leq 1 \quad (\text{I.58})$$

I.9.3.3 Le critère de Papadopoulos [13,21]

En 1987, Papadopoulos a proposé la première version du critère qui est semblable au critère de Dang Van.

L'expression de Papadopoulos est comme suit:

$$\frac{k^* + \alpha \cdot P_{H \max}}{\beta} \leq 1 \quad (\text{I.59})$$

k^* est le rayon plus petit contenant le trajet de chargement multiaxial.

α et β sont des constantes liées au matériau et calculées à partir des limites de fatigue en traction et torsion.

$$\alpha = 3 \cdot \frac{\tau_{-1}}{\sigma_{-1}} - \sqrt{3} \quad (\text{I.60})$$

$$\beta = \tau_{-1} \quad (\text{I.61})$$

Le critère est valide sous respect de la condition suivante: $\frac{\tau_{-1}}{\sigma_{-1}} > \frac{1}{\sqrt{3}}$

En 1993, Papadopoulos a établi la deuxième formule laquelle est composée de deux expressions; la première est réservée aux les métaux durs et la seconde aux métaux doux.

Suivant le rapport $\frac{\tau_{-1}}{\sigma_{-1}}$, on distingue les deux expressions suivantes :

a) cas des métaux doux pour lesquels : $0.5 < \frac{\tau_{-1}}{\sigma_{-1}} < 0.6$

Le critère s'écrit :

$$\frac{\text{Max}_{\varphi, \gamma} [T_{\sigma}(\varphi, \gamma)] + \alpha_1 \cdot P_{H \max}}{\beta_1} \leq 1 \quad (\text{I.62})$$

$T_\sigma(\varphi, \gamma)$ est la grandeur efficace, sur le plan physique de normale h. les angle φ et γ définissent le plan physique de normale h.

La projection du vecteur contrainte tangentielle $\tau_h(t)$ sur le plan physique de normale h donne la composante tangentielle $\tau_{h\psi}(t)$ à l'instant t, orientée par l'angle ψ (figure I.22).

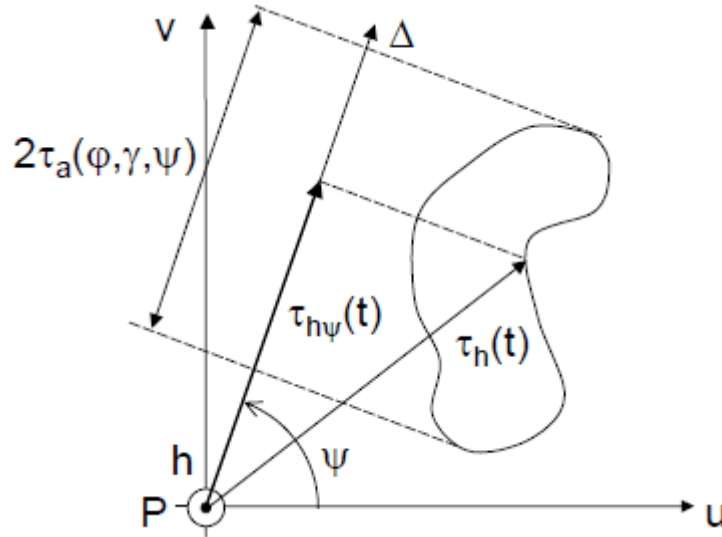


Figure I.22 Projection de $\tau_h(t)$ sur la droite orientée par l'angle ψ . Définition de $\tau_a(\varphi, \gamma, \psi)$.

L'amplitude de la contrainte tangentielle est définie par l'expression :

$$\tau_a(\varphi, \gamma, \psi) = \frac{1}{2} \left[\text{Max}_t(\tau_{h\psi}(t)) - \text{Min}_t(\tau_{h\psi}(t)) \right] \quad (\text{I.63})$$

La valeur efficace est donnée par l'expression suivante :

$$T_\sigma(\varphi, \gamma) = \sqrt{\int_0^{2\pi} \tau_a(\varphi, \gamma, \psi) \cdot d\psi} \quad (\text{I.64})$$

Les constantes α_1 et β_1 sont définies comme suit :

$$\alpha_1 = \sqrt{\pi} \cdot \frac{\tau_{-1} - \frac{\sigma_{-1}}{2}}{\frac{\sigma_{-1}}{3}} \quad (\text{I.65})$$

$$\beta_1 = \sqrt{\pi} \cdot \tau_{-1} \quad (\text{I.66})$$

b) cas des métaux durs pour lesquels : $0.6 < \frac{\tau_{-1}}{\sigma_{-1}} < 0.8$

Pour les métaux durs, l'expression du critère s'écrit comme suit :

$$\frac{M_{\sigma} + \alpha_2 \cdot P_{H \max}}{\beta_2} = 1 \quad (\text{I.67})$$

Où M_{σ} représente la valeur efficace, sur l'ensemble des plans physiques possibles.

La quantité M_{σ} est donc définie par la relation :

$$M_{\sigma}(\varphi, \gamma) = \sqrt{\int_0^{2\pi} \int_0^{\pi} T_{\sigma}(\varphi, \gamma) \cdot \sin \gamma \cdot d\gamma \cdot d\varphi} \quad (\text{I.68})$$

Les constantes α_2 et β_2 sont définies par :

$$\alpha_1 = \pi \cdot \sqrt{\frac{8}{5}} \cdot \frac{\tau_{-1} - \frac{\sigma_{-1}}{2}}{\frac{\sigma_{-1}}{3}} \quad (\text{I.69})$$

$$\beta_1 = \pi \cdot \sqrt{\frac{8}{5}} \cdot \tau_{-1} \quad (\text{I.70})$$

I.9.3.4 Critère de Marin [22]

En 1956, Marin a proposé un critère d'approche globale basé sur l'effet de la racine carrée du second invariant du déviateur de contrainte alternée et moyenne.

Le critère de Marin s'écrit comme suit :

$$\left(\frac{\sqrt{3}}{f_{-1}} \xi_a \right)^2 + \left(\frac{\sqrt{3}}{R_m} \xi_m \right)^2 \leq 1 \quad (\text{I.71})$$

La courbe de Marin prend la forme d'une ellipse.

ξ_a : Racine carrée du second invariant du déviateur de contrainte alternée.

ξ_m : Racine carrée du second invariant du déviateur de contrainte moyenne.

f_{-1} : Limite de fatigue en traction alternée symétrique.

R_m : résistance maximale à la traction.

I.9.3.5 Critère de Sines [13]

En 1955, Sines a établi un critère basé sur une combinaison linéaire entre la pression hydrostatique moyenne et la racine carrée de deuxième invariant du déviateur de contrainte alternée. Sa formulation est la suivante:

$$\tau_a + aP_m \leq b \quad (\text{I.72})$$

Les constantes a , b sont identifiables par des essais en torsion alternée et en flexion répétée :

$$b = \tau_{-1} \quad (\text{I.73})$$

$$a = \frac{\tau_{-1} - \frac{f_0}{\sqrt{3}}}{\frac{f_0}{3}} \quad (I.74)$$

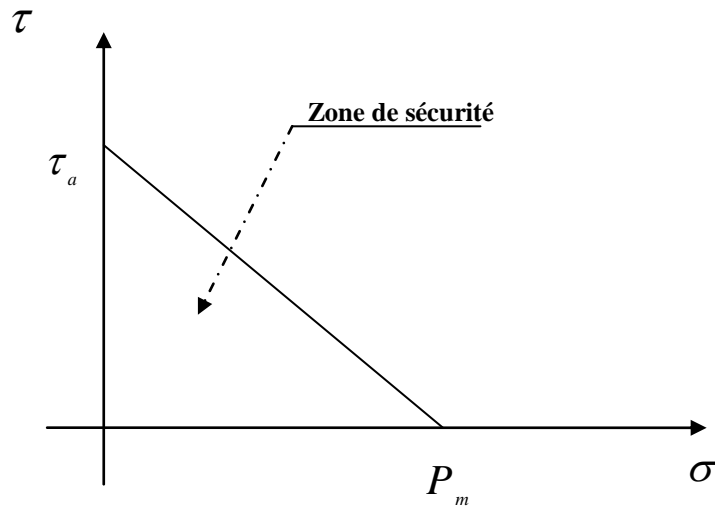


Figure I.23 Diagramme de Sines.

I.9.3.6 Critère de Kakunu-Kawada [13]

Ce critère est formulé à partir de deux essais de flexion répétée et torsion alternée. Il est basé sur l'influence de l'amplitude de la valeur moyenne de la pression hydrostatique et du deuxième invariant des parties alternées du tenseur déviateur de contrainte.

La formule du critère nécessite deux limites de fatigue (flexion répétée f_0 et torsion alternée t_{-1}) pour identifier les trois constantes a, b et c.

La formule du critère est donnée par :

$$\xi_a + aP_m + cP \leq b \quad (I.75)$$

$$b = \tau_{-1} \quad (I.76)$$

$$a = \frac{\tau_{-1} - \frac{f_0}{\sqrt{3}}}{\frac{f_0}{3}} - c \quad (I.77)$$

$$c = \frac{\tau_{-1} - \frac{f_0}{\sqrt{3}}}{\frac{f_0}{\sqrt{3}}} \quad (I.78)$$

I.9.4 Critères énergétiques

Le concept de l'énergie de déformation plastique a été utilisé pour corréler la résistance à la fatigue multiaxiale, en particulier dans le domaine oligocyclique [23-26]. Il y a également eu un certain nombre de recherches [27-28], dans lesquelles l'énergie de déformation élastique est ajoutée à l'énergie de déformation plastique afin de faire face à la fatigue multiaxiale du polycyclique. Dans cette section, nous allons citer les critères énergétiques les plus utilisés.

I.9.4.1 Critère de Froustev & Lasserre [29]

Le critère développé par Froustev et Lasserre est une approche énergétique ponctuelle permettant de prendre en compte le peu d'influence du déphasage en flexion et torsion combinées sur la résistance à la fatigue à grande durée de vie. Deux paramètres ont été proposés :

-la valeur moyenne sur un cycle de l'énergie potentielle de déformation élastique due au chargement alternée, W_a .

-l'énergie potentielle de déformation élastique due au chargement moyen, W_m .

De plus, ce critère tient compte de la sensibilité du matériau au degré de triaxialité de l'état de contrainte. Le critère s'écrit :

$$\sqrt{\frac{C_{1a}}{\alpha} + \frac{C_{2a}}{\beta}} \leq 1 \quad (\text{I.79})$$

Avec :

$$C_{1a} = \frac{W_m}{\left(\frac{\gamma}{1-e^{-\gamma}}\right) \left[1 - \frac{1}{\gamma} \ln(1 + dT_m(e^\gamma - 1))\right]} \quad (\text{I.80})$$

$$C_{2a} = \frac{W_a}{\left(\frac{\gamma}{1-dT_a}\right) \left[1 - \frac{1}{\gamma} \ln(1 + dT_a(e^\gamma - 1))\right]}$$

Les trois constantes à déterminer sont α, β et γ . Elles sont obtenues à l'aide des trois limites de fatigue σ_{-1}, σ_0 et τ_{-1}

I.9.4.2 Critère de Palin Luc [30]

Palin Luc propose un critère sur la base des travaux de Froustev et Lasserre. L'auteur définit deux quantités qu'il compare pour situer le cycle multiaxial par rapport à la limite de fatigue du matériau. La première correspond à l'énergie w_a relative à l'endommagement du volume critique V^* de matière et développée par le cycle multiaxial de contraintes considéré.

La seconde quantité, notée w_a^D , est analogue à la première mais elle est déterminée à la limite de fatigue du matériau. Ces deux grandeurs sont définies par :

$$w_a^D = w_{a(ref)}^D \frac{F(dT_a, \beta)}{F(dT_{a(ref)}, \beta)} \quad (I.81)$$

avec

$$w_{a(ref)}^D = \frac{\sigma_{-1}^2 - f_{-1}^2}{4E} \quad (I.82)$$

La détermination de β se fait par la résolution de l'équation suivante :

$$\frac{1}{\beta} \ln \left[1 + \frac{1-2\nu}{3} (e^\beta - 1) \right] + \frac{f_{-1}^2}{3\tau_{-1}^2} - 1 = 0 \quad (I.83)$$

Le critère proposé, par cet auteur, s'écrit :

$$\sqrt{\frac{w_a}{w_a^D}} \leq 1 \quad (I.84)$$

1.9.4.3 Critère d'Ellyin [31]

Ellyin a supposé comme point de départ que l'endommagement d'un matériau est le résultat de l'énergie de déformation plastique sur un cycle de chargement. L'auteur a proposé ce critère en premier lieu pour le domaine oligocyclique, ensuite il a fait une extension à la fatigue à grand nombre de cycles. Ellyin propose de relier la densité d'énergie de déformation à la durée de vie des métaux en fatigue multiaxiale. Ceci est décrit par l'équation (I.85).

$$\Delta W = \Delta W_p + \Delta W_e = kN^\alpha + c \quad (I.85)$$

Où ΔW correspond à la densité d'énergie de déformation. k , α et c sont des coefficients dépendant de la nature du matériau. D'autres travaux reprennent ce critère dans sa forme initiale [32-35]. Ces travaux se basent sur l'hypothèse d'une déformation plastique nulle pour les sollicitations en fatigue à grand nombre de cycles [36-37]. Ainsi, le terme ΔW_p devient nul.

1.9.4.4 Critère de Garud [23]

Garud propose un critère de fatigue multiaxiale dans le domaine oligocyclique. L'auteur suppose que l'énergie de déformation plastique est le paramètre d'endommagement le plus influençant sur l'initiation et la propagation de fissuration par chargement de fatigue. Le critère de Garud s'écrit suivant la relation (I.86).

$$\Delta W_{ij}^p = \int \sigma_{ij} d\varepsilon_{ij}^p = \alpha N_f^\beta \quad (I.86)$$

α et β sont des constantes de matériau

1.9.4.5 Critère de Glinka [38]

Contrairement à ce que Garud suppose, Glinka considère que les deux paramètres énergétiques (élastique et plastique) respectivement associés aux déformations normales et de cisaillement sur le plan critique sont responsables de la fissure par fatigue.

$$W = \frac{\Delta\sigma_{12}\Delta\gamma_{12}}{4} + \frac{\Delta\sigma_{22}\Delta\varepsilon_{22}}{4} \quad (\text{I.87})$$

En prenant en compte l'effet de la contrainte moyenne, Glinka et al [39] modifient l'équation (I.87) sous la forme suivante:

$$W = \frac{\Delta\sigma_{12}\Delta\gamma_{12}}{4} \left(\frac{1}{1 - \frac{\sigma_{12}^{\max}}{\tau_f}} + \frac{1}{1 - \frac{\sigma_{22}^{\max}}{\sigma_f}} \right) \quad (\text{I.88})$$

1.9.4.6 Critère de Macha [40]

En 1999, Macha propose un critère de fatigue multiaxiale valable dans le domaine polycyclique. Ce critère est basé sur le paramètre énergie de déformation de cisaillement $W_c(t)$ calculée sur un plan critique. Il suppose que cette énergie et la cause de la fissuration par fatigue.

$$W_c(t) = \frac{1}{2} s_{aj}(t) e_{aj}(t) \quad (\text{I.89})$$

Où $s_{aj}(t)$ et $e_{aj}(t)$ représentent respectivement les tenseurs de contraintes et de déformations déviatoriques alternés.

$$s_{aj} = \sigma_{aj} - \frac{1}{3} \sigma_{akk} \delta_{ij} \quad (\text{I.90})$$

$$e_{aj} = \varepsilon_{aj} - \frac{1}{3} \varepsilon_{akk} \delta_{ij}$$

II.1 Introduction

Les traitements de surface sont des procédés industriels qui modifient l'état de la surface d'un matériau afin d'améliorer certaines propriétés telles que la résistance à la corrosion, la résistance à l'usure et la résistance à la fatigue.

Ce chapitre est consacré aux traitements de surfaces qui améliorent la tenue en fatigue par la création des contraintes résiduelles de compression dans les couches superficielles. Nous allons démontrer dans ce chapitre que l'introduction des contraintes résiduelles de compression est associée à une augmentation de la tenue en fatigue.

Les traitements de surfaces permettent d'utiliser un matériau moins cher, en améliorant localement ses propriétés et d'allier les propriétés propres du matériau (propriétés à cœur) et les propriétés de surface.

II.2 L'origine des contraintes résiduelles

Définition

Dans les conditions normales de température, les contraintes résiduelles sont des contraintes internes multiaxiales statiques qui existent dans un matériau qui n'est soumis à aucun effort extérieur [41]. Généralement, les procédés de fabrication et les traitements thermiques ou thermo-chimiques sont les sources des contraintes résiduelles.

II.3 Les traitements mécaniques superficiels

On distingue plusieurs types de traitements : mécanique, thermique et thermo-chimiques...etc. En ce qui concerne les traitements mécaniques superficiels, les couches superficielles des pièces sont déformées plastiquement par une action mécanique provoquée par la projection de grenailles, le galetage, les ondes de choc. Ces divers procédés sont présentés dans le tableau II.1.

Tableau II.1 : Différents traitements mécaniques de surface [42].

Dénomination	Mises-en oeuvre	Profondeur de traitement	Avantages et inconvénients
Tribofinition	Frottement	De 0,01 à 0,03 mm	Long et coûteux
Grenaillage	Projection contrôlée de billes	De 0,1 à 0,6 suivant les conditions et matériaux	Quelques problèmes d'incrustation, de micro défauts et parfois de rugosité. Adaptation à toutes les géométries
Martelage	Impact d'aiguille à extrémité sphérique	De 1 à 2 mm	Problèmes d'état de surface, ne s'applique qu'aux

			géométries simples
Galetage	Roulement d'un galet avec une forte force d'appui.	De 2 à 3 mm	Variation dimensionnelle, nécessite une géométrie particulière
Préconformage Autofrettage	Flexion, expansion avec passage en plasticité	Quelques mm	Traitement directionnel
Ondes de choc	Explosion laser impulsionnelle de très forte puissance	Jusqu' à 4 mm	S'adapte à toutes les géométries (pour le laser), pas de modification de l'état de surface (traitement en cours de développement)

L'effet de ces traitements sur des matériaux permet de créer des déformations plastiques ainsi d'améliorer la tenue en fatigue. Les contraintes résiduelles et les déformations plastiques sont engendrées par une action mécanique (pression ou choc).

II.3.1 Les avantages des traitements mécaniques superficiels

Tous les traitements mécaniques utilisés introduisent dans les couches superficielles du matériau des déformations plastiques. La nature de la réponse du matériau (adaptation ou accommodation), sous un chargement donné, conditionne en grande partie la valeur de la contrainte résiduelle introduite.

La figure II.1 montre la valeur de la contrainte résiduelle induite selon la nature de la réponse.

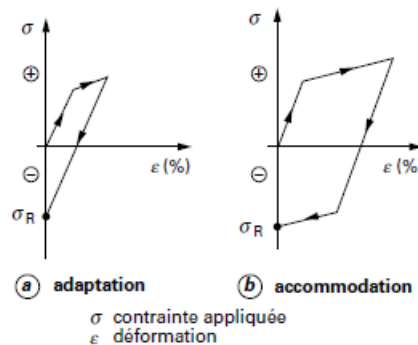


Figure II.1 Trajet de déformation élasto-plastique à champ de déformation hétérogène [42].

II.3.2 Grenailage de précontrainte (shot peening)

Ce traitement consiste en une technique d'écrouissage superficiel des pièces métalliques basé sur la projection à grande vitesse de grenailles (entre 10 et 100 m /s) de forme sphérique sur les surfaces des pièces à traiter.

L'impact entre les billes et la surface du matériau crée une déformation plastique (figure II.2). Ce qui provoque la création des contraintes résiduelles de compression. Ces contraintes ont un

effet bénéfique sur l'augmentation de la résistance à la fatigue des pièces traitées [43].

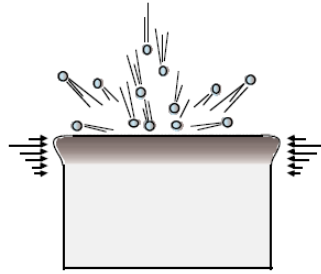


Figure II.2 Principe du grenailage de précontrainte [43].

II.3.2.1 La machine de projection

Il existe trois types d'équipements qui sont destinés pour ce genre de traitement.

a- Les turbines

Sont des machines qui travaillent en vase clos pour des raisons de sécurité (projection de micros-billes à grande vitesse...). Grâce à une vitesse élevée de rotation des roues à palettes (1000 à 3000 tr/min), les grenailles sont soumises à une force centrifuge suffisante pour écrouir le matériau [43].

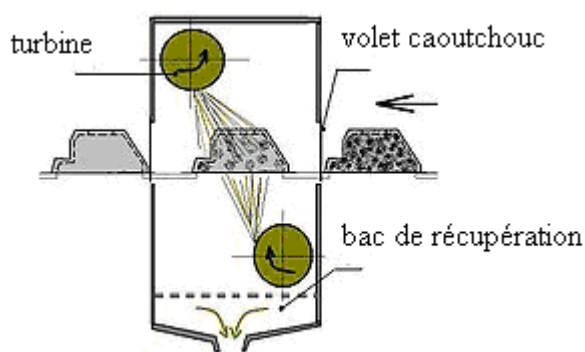


Figure II.3 Grenailleuse à turbine [44].

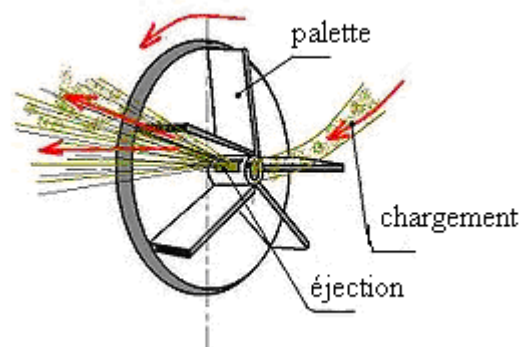


Figure II.4 Roue à palettes [44].

b- Machine à air Comprimé

Le principe de fonctionnement de ce type de machine (figure II.5) est basé sur l'utilisation de l'air comprimé. Les grenailles sont propulsées, à grande vitesse, par de l'air comprimé. L'avantage de ce procédé est la précision de localisation des surfaces à traiter. Ces machines sont particulièrement adaptées pour les traitements des pièces possédant des cavités ou des surfaces complexes [45].

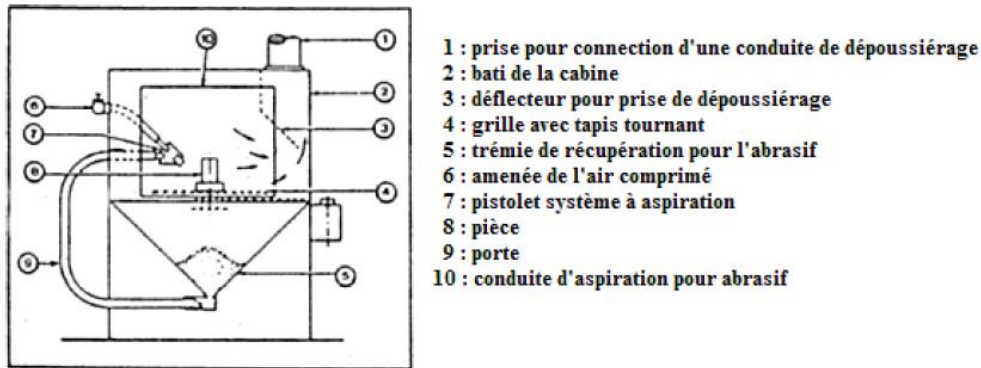


Figure II.5 Schéma d'une machine à air comprimée [45].

c- Machine à ultrasons

Les machines ultrasons sont récentes. Le principe de fonctionnement est basé sur l'accélération des particules dures par des hautes fréquences (20 kHz). Elles sont constituées d'une enceinte de traitement dans laquelle les particules sont placées. La pièce à traiter est placée au bac de traitement, de sorte que les grenailles frappent la pièce de toutes les directions (Figure II.6). Ce type de machine utilise des grenailles de grandes dimensions par rapport aux autres types de machines.

Pour ce traitement les billes solides sont utilisées une fois au cours de l'essai, ce qui représente un avantage au niveau de la quantité du traitement [45].

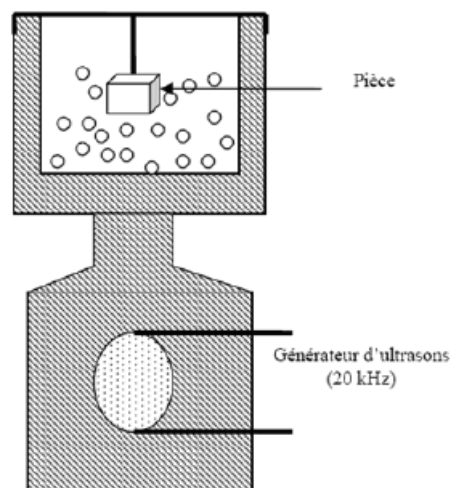


Figure II.6 Principe d'érosion par ultrasons [45].

II.3.2.2 Nature et dimensions des grenailles :

Selon la nature des grenailles, on peut les classer en 3 familles [46].

- Grenaille d'acier.
- Grenaille de céramique.

- Grenaille de verre.

Ces trois familles se distinguent par leurs caractéristiques mécaniques, leur masse volumique et leur dureté (tableau II.2) [47].

Tableau II.2 : Caractéristiques mécaniques des billes de grenailage.

Nature de la bille	Masse volumique (g/ cm ³)	Module de Young (MPa)	Coefficient de Poisson	Dureté Vickers (daN /mm ²)
Acier	7.5	210 000	0.23	470-540
Céramique	3.8	80 000	0.20	800-10
Verre	2.5	65 000	0.23	500-530

Le choix de la bille dépend des critères technologiques et économiques.

Le diamètre de la bille est choisi en fonction de la géométrie de la pièce à traiter et de la profondeur de la couche à écrouir (Figure II.7) [47].

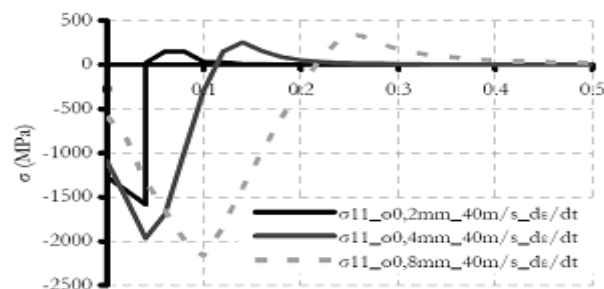


Figure II.7 Influence du diamètre de la grenaille sur les états contrainte résiduelle en profondeur [48].

II.3.2.3 Paramètres du grenailage

Le grenailage de précontrainte est défini par plusieurs paramètres tels que la nature de la pièce à traiter et les conditions de projection des billes. Nous citons quelques paramètres essentiels.

Vitesse de projection

La vitesse de projection est un paramètre qui conditionne l'énergie cinétique de la grenaille. La vitesse est généralement comprise entre 20 et 100 m/s [49] ; elle augmente la zone affectée par

le traitement et le niveau des contraintes résiduelles induites. La figure II.8 représente cet effet. L'ajustage de la vitesse s'effectue en adaptant la vitesse de rotation de la turbine ou le diamètre de la buse d'air.

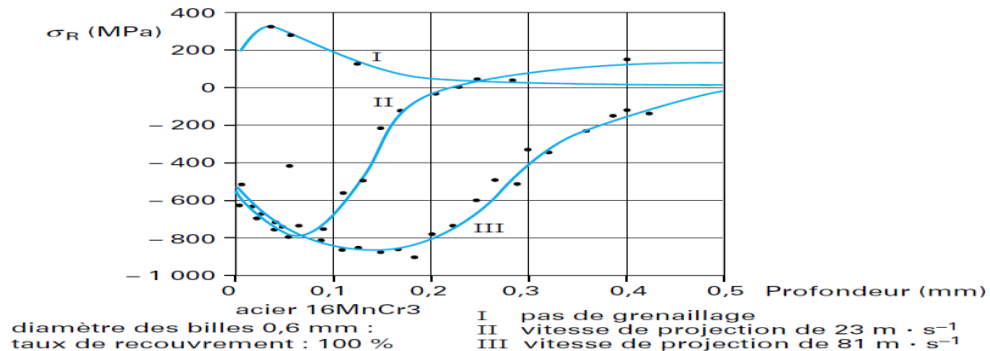


Figure II.8. Influence de la vitesse sur les contraintes résiduelles [42].

Diamètre de la bille

L'influence du diamètre de la bille est illustrée dans la figure II.9. L'augmentation de diamètre des billes accroît la profondeur affectée sans changer les valeurs des contraintes résiduelles engendrées (en surface et en profondeur).

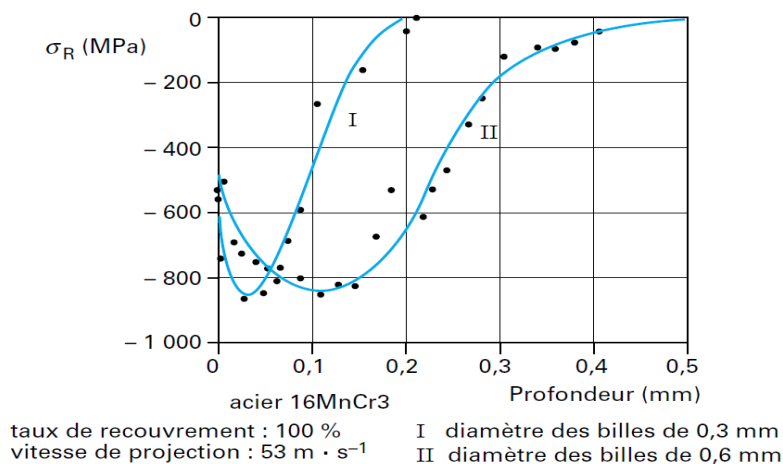


Figure II.9. Influence du diamètre des billes sur les contraintes résiduelles [42].

Taux de recouvrement

L'influence de ce paramètre est liée à la durée de l'opération et est illustrée sur la figure II.10 dans le cas d'un matériau faiblement allié à l'état trempé et revenu. Pour des paramètres fixés (diamètre et vitesse), le taux de recouvrement se traduit par l'augmentation de la profondeur et le maximum de la contrainte résiduelle de compression avec un déplacement vers l'intérieur de la pièce.

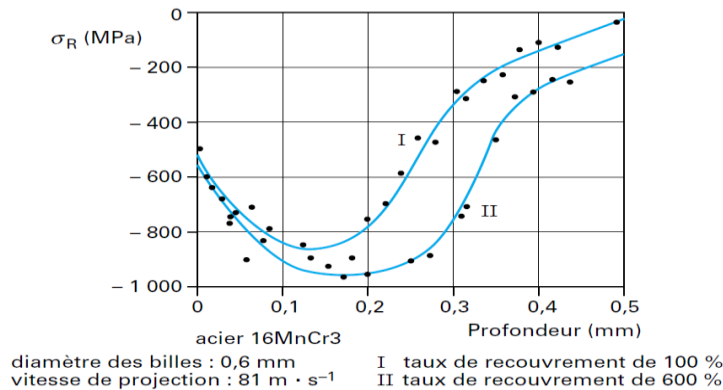


Figure II.10. Influence du taux de recouvrement sur les contraintes résiduelles [42].

Influence de la loi de comportement de la bille [45]

La loi de comportement choisie pour la bille influe de façon importante sur les profils des contraintes résiduelles. Le fait que la bille ait un comportement élastoplastique entraîne un écoulement plastique dans la bille au niveau de la zone de contact. Youcef et al [50] ont étudié l'influence du choix de la loi de comportement des billes sur les profils des contraintes résiduelles. La figure II.11 montre les résultats obtenus.

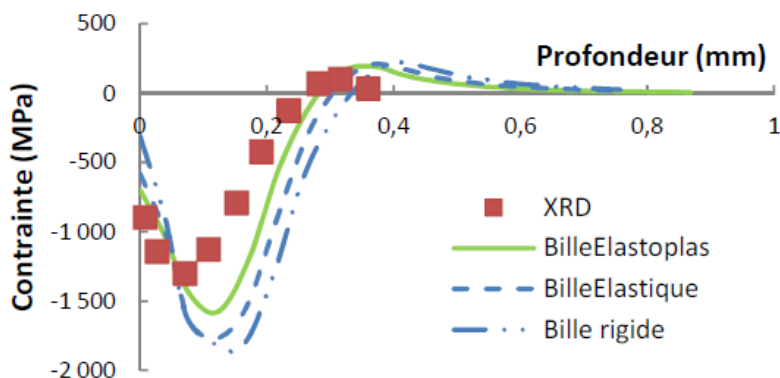


Figure II.11. Effet de la loi de comportement du matériau de la bille [50].

Influence de la loi de comportement du matériau [45]

Les lois d'érouissage cinématique produisent un profil de contraintes résiduelles radiales atypique qui est dû à un écoulement plastique qui se produit pendant la phase de "décharge" de la bille. Cet écoulement plastique se produit près de la surface et a tendance à diminuer la valeur absolue de la contrainte dans cette zone. Ce phénomène est d'autant plus important que la pente d'érouissage est importante, il est beaucoup moins prononcé dans le cas où la bille est élastoplastique. Il apparaît donc essentiel de déterminer la loi de comportement des matériaux et

la pente d'écrouissage adaptée, et ceci sur une plage importante de déformation. Youcef et al [50] ont considéré les modèles suivants :

- Elastoplastique à écrouissage isotrope.
- Elastoplastique à écrouissage cinématique de type linéaire.
- Modèle de Johnson-Cook.

La figure II.12 représente les résultats.

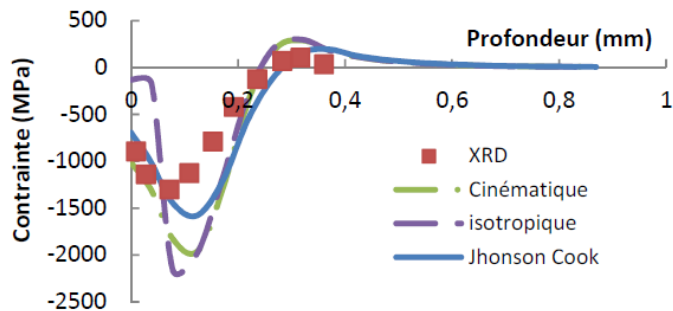


Figure II.12 Effet de la loi de comportement du matériau [50].

II.3.2.4 Contrôle du procédé de grenailage (Intensité Almen)

Les différents paramètres de grenailage rendent très délicat le contrôle de ce type de traitement superficiel. Pour maîtriser tant de facteurs indépendants, les industriels utilisent un repère technologique mis au point par J.O.Almen de General Motors (spécification SAE J442/443 et norme NF L 06-832) et illustré par la figure II.13 [42]. On utilise une éprouvette en acier au carbone du type XC65 (SAE 1070) [42,49] trempée et revenue, fixée sur un support et exposée à un jet de grenailles. Après l'opération la plaque Almen (Almen strip) est retirée de son support. Elle présente une courbure convexe sur la face traitée. La mesure de la flèche à l'aide de comparateur Almen est l'intensité Almen qui caractérise l'énergie du jet de grenailage. Les normes définissent trois types de plaques N, A et C (figure II.13). Par exemple, un grenailage d'intensité Almen F15A se traduit comme suit : F : Norme Française, 15 : flèche de 0,15 mm, A : plaque de type A.

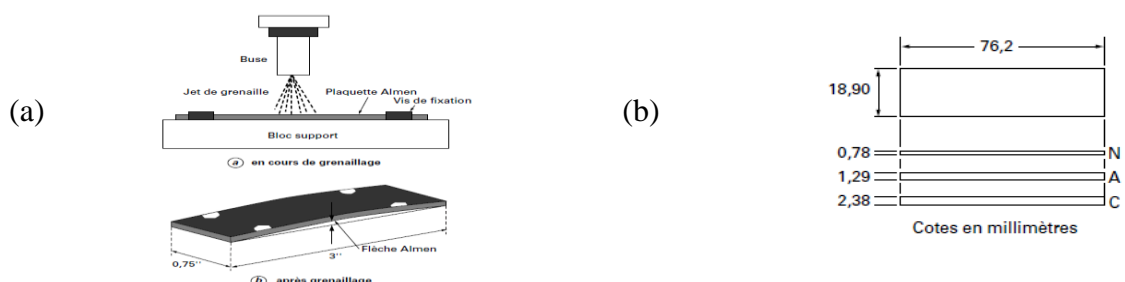


Figure II.13 Montage pour la détermination de l'intensité Almen (a), Plaques Almen (b).

La Figure II.14 illustre l'utilisation de la flèche d'Almen afin de déterminer les paramètres du grenailage. Elle est obtenue en traçant la courbe de saturation en fonction du temps d'exposition. Au bout d'un certain temps de grenailage, la flèche n'évolue quasiment plus. Selon la norme, le temps de saturation est défini comme étant le temps d'exposition t_s nécessaire pour obtenir la flèche Almen souhaitée dans des conditions, telles que la flèche n'augmente pas plus de 10%, lorsqu'on expose la pièce pendant $2t_s$ [45] comme c'est illustré sur la figure II.15.

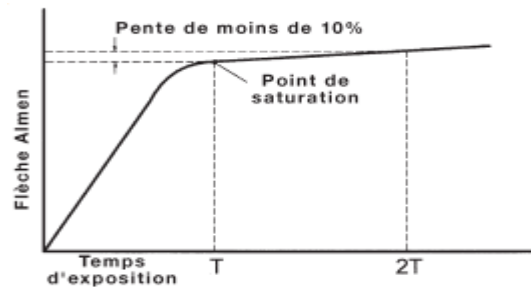


Figure II.14 Définition de la courbe de saturation de la flèche Almen [45].

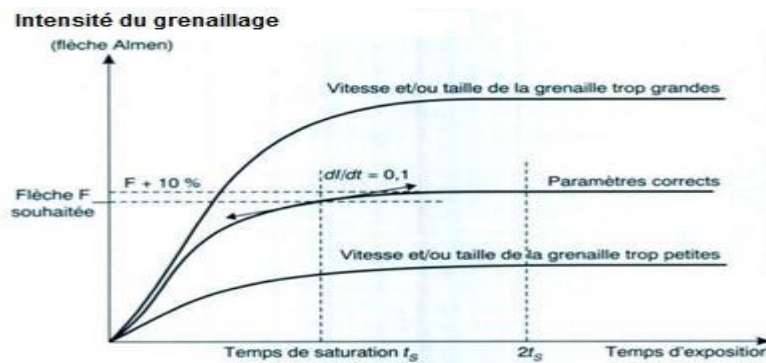


Figure II.15 Courbe et temps de saturation [45].

L'essai Almen permet de contrôler la reproductibilité d'une opération de grenailage dans des conditions données. Ce test n'est valable que dans des conditions précises appliquées à un matériau donné. En d'autres termes, deux flèches d'Almen obtenues dans des conditions d'essais différentes ne caractérisent pas le même effet. La flèche Almen ne définit ni le taux de recouvrement ni les contraintes résiduelles de la pièce. Elle ne prédit pas, non plus, l'évolution du matériau à traiter. Chaque matériau possède, en effet, sa propre loi de comportement.

II.3.2.5 Effet du grenailage de précontrainte

L'action du grenailage est double. Le premier effet « de peau » se traduit par la modification de la rugosité, le « gommage » des défauts superficiels mais également par un fort écrouissage local du matériau qui altère plus ou moins fortement sa capacité de déformation ultérieure et sa dureté.

Le second effet, « en profondeur », s'interprète par une génération d'un champ de contraintes résiduelles de compression qui constitue l'atout majeur du traitement. Selon la théorie de Wohlfahrt [42,45], la génération d'un champ de contraintes résiduelles de compression est due à la superposition de ces deux processus compétitifs comme le précise la figure II.16. Une couche superficielle plus ou moins étendue subit un étirement plastique sur une profondeur de 10 à 30 μm par effet de martelage sous l'impact répété des billes (surface hammering). Cet effet est très important dans le cas d'un substrat ductile grenailé avec des particules dures. Il donne naissance à un profil de contraintes résiduelles présentant un maximum de compression en surface. On peut de nouveau schématiser le phénomène en remarquant que le retour élastique du substrat « impose » une déformation nulle à la couche affectée avec comme conséquence la mise en compression de celle-ci. Les impacts multiples produisent un chargement normal à la surface auquel correspond selon la théorie de Hertz un maximum de contrainte de cisaillement à une profondeur déterminée. Si cette contrainte dépasse la limite d'écoulement en cisaillement, il y a déformation plastique locale avec création d'un état de compression résiduelle maximal à cette profondeur. Cet effet est surtout important dans le cas d'un substrat peu ductile, grenailé par des billes de dureté relativement faible.

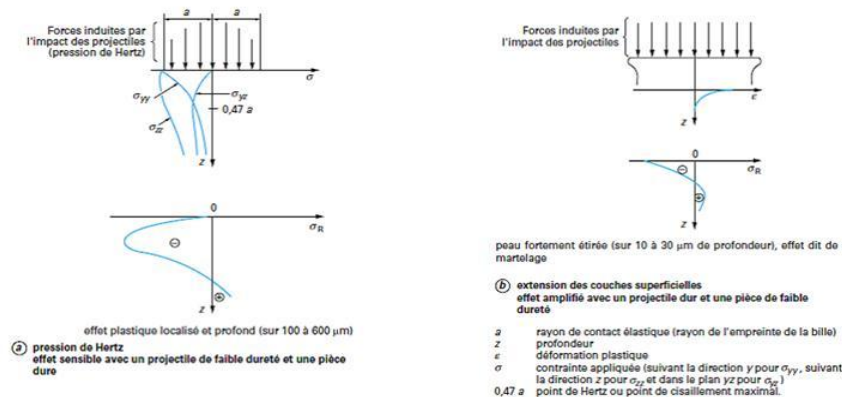


Figure II.16 Origine des contraintes résiduelles générées par grenailage [42].

II.3.3 Galetage

Le galetage consiste à introduire une déformation plastique superficielle par application d'une force suffisante sur des pièces ébauchées par galets ou des billes qui roulent.

Pour écraser le métal en surface on applique une force suffisante (la pression de Hertz) exercée par l'outil sur la surface du matériau. Par conséquent on obtient, après décharge, des contraintes résiduelles de compression.

Le galetage est très employé, pour le traitement des congés de raccordement, en particulier sur les vilebrequins afin d'augmenter la résistance à la fatigue et d'obtenir des durées de vie supérieures à 10^9 cycles.

Les profils des contraintes résiduelles engendrées par galetage sont semblables à celles obtenues par grenailage (figure II.18) [51].

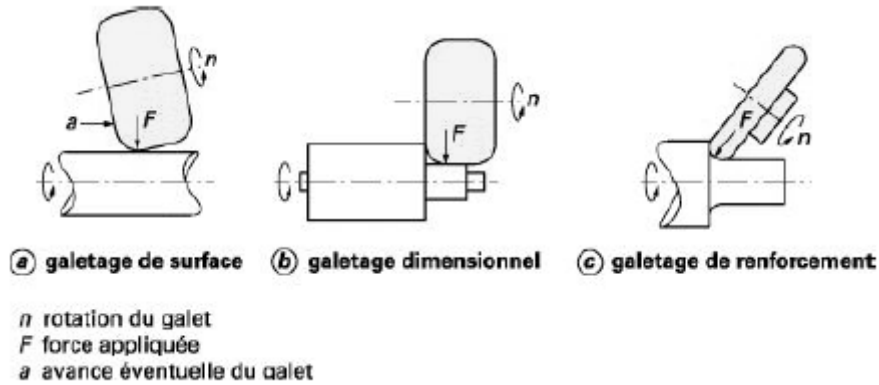


Figure II.17 Différents types de galetage [51].

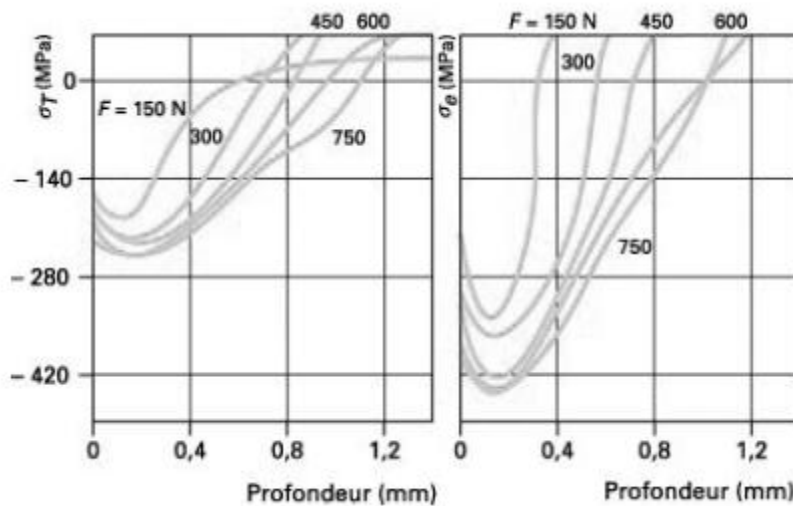


Figure II.18 Variation des contraintes résiduelles transversale et longitudinale mesurées en fonction de la charge appliquée [51].

II.3.4 Le choc laser

La puissance générée par une explosion ou par des impulsions laser est très grande. Cette puissance permet d'obtenir des pressions suffisantes pour créer une déformation plastique dans les couches superficielles de la pièce lorsque la limite d'élasticité du matériau est dépassée.

Ce traitement consiste à soumettre la surface d'un matériau à un choc pendant quelques dizaines de nanosecondes, à une densité surfacique d'énergie allant de 100 à 200 $J \cdot cm^{-2}$. Ceci provoque

des pressions de choc, de l'ordre de 1 000 à 10 000 MPa, lesquelles introduisent localement des déformations plastiques dans les couches superficielles.

La figure II.19 représente le profil de la distribution des contraintes résiduelles obtenues sur une pièce en Inconel 718 traitée par choc laser.

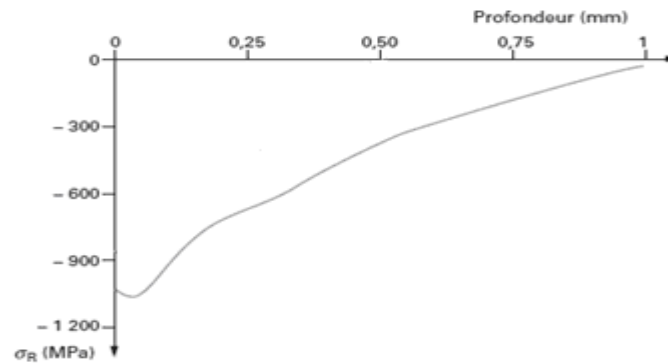


Figure II.19 Profils des contraintes résiduelles dans une pièce en Inconel 718 traitée par choc laser [42].

II.4 Les traitements thermo-chimiques de surfaces [52]

Ces traitements sont effectués dans un milieu particulier lequel a pour fonction d'attirer un ou plusieurs éléments chimiques. Ces éléments vont enrichir la surface du matériau et diffuser sur une certaine profondeur en provoquant ainsi des modifications des propriétés mécaniques superficielles. Ces traitements améliorent :

- La résistance au grippage et corrosion
- La résistance à l'usure,
- La tenue à la fatigue (flexion, torsion, ...),

Il existe de nombreux types de traitements thermo-chimiques qui diffèrent par la nature des éléments diffusants, du type d'interaction et de la nature du milieu.

II.4.1 La cémentation

Son principe consiste en un enrichissement en carbone (cémentation) ou carbone + azote (carbonituration) grâce à une atmosphère gazeuse appropriée. Cette opération est suivie immédiatement d'une trempe à l'huile. Ce traitement confère aux pièces des duretés de surface élevées et des duretés à cœur qui sont fonction de la nuance de l'acier employé ainsi qu'un excellent compromis entre une résistance à l'usure élevée et une bonne ductilité.

Les profondeurs de traitement pouvant être réalisées en fonction de la durée du cycle thermique et de la matière employée [53].

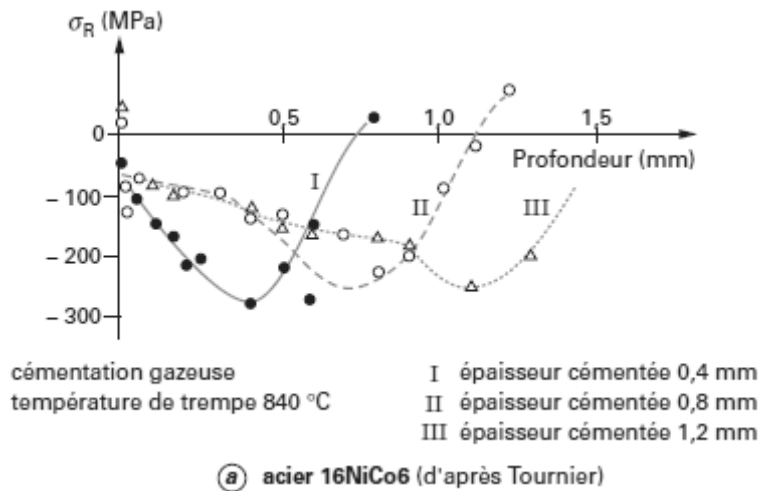


Figure II.20 Contraintes résiduelles dans une couche cémentée et trempée [42].

II.4.2 Nitruration

a) Généralités

Le terme nitruration est commun à tous les traitements qui ont pour but de durcir les matériaux ferreux par la diffusion d'un élément de base qui est l'azote à une température inférieure au point de transformation de l'acier de base [52].

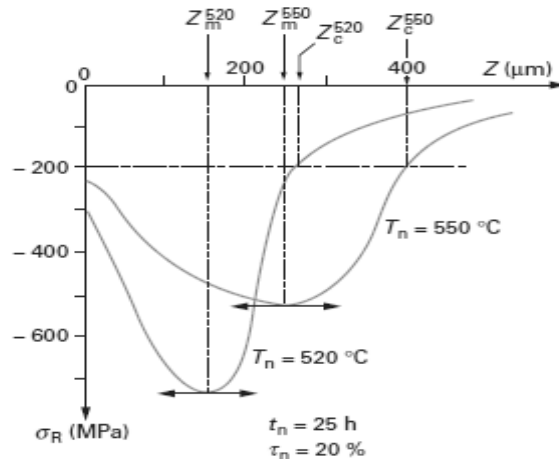


Figure II.21 Contraintes résiduelles après nitruration gazeuse [42].

II.4.3 L'effet des traitements de surfaces sur la tenue en fatigue :

Grenaillage et Choc laser :

Des nombreuses études ont montré l'intérêt du procédé vis-à-vis de la tenue en fatigue. A titre d'exemple sur les alliages d'aluminium (Al 7075) on a montré une amélioration de la limite d'endurance à 10^7 cycles (+25 % environ) par rapport aux limites atteintes par le grenaillage de

précontrainte (+12 %). L'origine de cette amélioration est attribuée à l'état de surface qui est meilleur dans le cas du choc laser, limitant ainsi les micro-concentrations de contrainte, ce qui engendre des durées d'amorçage plus importantes [48].

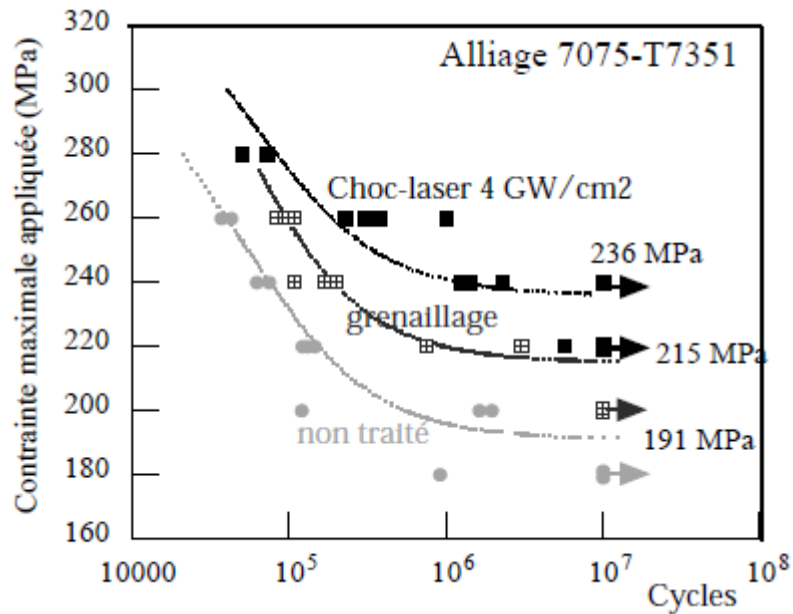


Figure II.22 Amélioration de la tenue en fatigue par choc laser en confinement eau [48].

Ce traitement permet aussi l'amélioration des propriétés tribologiques des surfaces. Ce traitement est utilisé surtout pour les pièces travaillant en milieu agressif (corrosion).

III.1 Introduction

Le traitement superficiel de grenailage de précontrainte, ou shot peening, est un procédé d'écrouissage à froid basé sur la projection à grande vitesse, de grenailles de formes sphériques sur la surface des pièces à traiter. Le choc des billes sur la surface d'un matériau provoque des déformations plastiques et, par conséquent, la création des contraintes résiduelles de compression dans les couches superficielles.

L'objectif principal de ce traitement est de générer, en surface, des contraintes résiduelles de compression lesquelles se superposent aux contraintes de service et permettent de diminuer les tensions superficielles et ainsi conduire à une amélioration conséquente de la durée de vie des pièces mécaniques.

Cependant ce traitement provoque une modification de l'intégrité de surface induit pouvant mener à une altération des surfaces traitées. Il est établi que la microgéométrie et l'état mécanique des couches superficielles ont une influence sur le comportement en fatigue, notamment dans le cas des aciers.

Nous avons développé une méthodologie de simulation numérique du procédé du grenailage permettant de calculer le champ des contraintes résiduelles, des déformations plastiques et la rugosité induit. Pour ce faire, nous avons mis au point un programme de calcul intégrant deux logiciels en l'occurrence Matlab et Ansys (en mode Ansys/ls-dyna).

Ce chapitre est divisé en deux parties. La première partie de la simulation numérique est réservée à l'étude de l'influence de chacun des paramètres de grenailage sur le profil des contraintes résiduelles et des déformations plastiques. La deuxième partie est réservée à l'étude des effets des paramètres de grenailages sur la topographie et la rugosité obtenues par la simulation envisagée. Les deux parties sont scindées en deux étapes ; la première est consacré à l'impact mono-bille et la seconde à la simulation du grenailage à impact multi-billes.

III.2 Détermination du profil des contraintes résiduelles et les déformations plastiques

III.2.1 Premier cas (uni-impact)

III.2.1.1 Mises en données

Le modèle numérique proposé simule l'impact d'une bille sur un massif représenté par solide (cellule).

Dans cette étape, nous considérons une cellule parallélépipède (massif) dimensionnée et

partitionnée (sous forme de blocs) de manière à respecter la condition de maillage de tel sorte d'avoir un maillage fin dans la zone de contact et grossier ailleurs. Le maillage optimal a pour but de minimiser le temps de calcul et d'obtenir des résultats plus précis.

L'analyse du jet de grenailles est menée sur une cible (cellule parallélépipède) en acier 35NiCrMo16 à haute résistance dont la densité volumique $\rho_m = 7800 \text{ kg/m}^3$ et un module d'élasticité $E_m = 213 \text{ GPa}$.

Le comportement du matériau de la cible est supposé élasto-plastique bilinéaire avec une limite d'élasticité $\sigma_e = 1000 \text{ MPa}$, un taux d'écrouissage $H = 800 \text{ MPa}$ et un coefficient de Poisson $\nu_m = 0.3$. La figure III.1 montre la loi de comportement considérée.

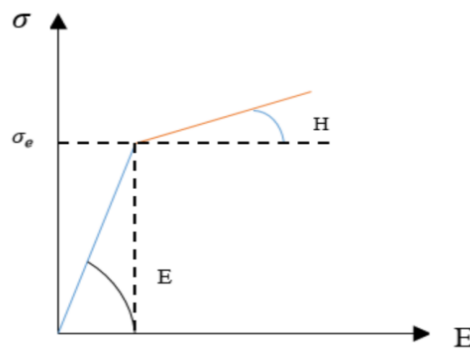


Figure III.1 La loi de comportement du matériau traité.

La bille utilisée est supposée rigide (avec une densité volumique $\rho_b = 7800 \text{ kg/m}^3$, module de Young $E_b = 213 \text{ GPa}$ et un coefficient de Poisson $\nu_m = 0.29$ et est projetée à une vitesse V . Le modèle a été conçu dans le cas d'une grenaille, en acier, de rayon R (figure III.2).

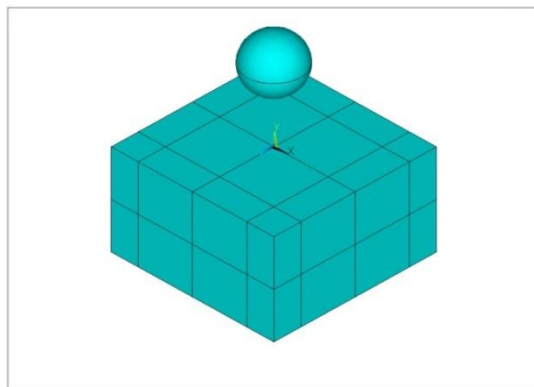


Figure III.2 Principe de simulation du grenailage (uni-impact).

III.2.1.2 Maillage

Le maillage du massif et de la bille est conçu, sous le code ANSYS (LS-DYNA), de manière à obtenir un bon compromis entre la précision des résultats et le temps de calcul [54], de telle sorte qu'il n'est pas nécessaire d'avoir un maillage uniforme, ni de mailler avec la même précision au niveau de la zone d'impact et au pied de massif.

La cellule est maillée de façon réglée dans la zone du contact et libre dans tout le reste du massif. La taille de l'élément est de 0.05 mm. Le type d'élément utilisé est le Solid164, tel qu'il est utilisé pour la modélisation 3D des structures solides. Cet élément est uniquement utilisé dans les analyses dynamiques explicites. Pour cet élément, nous pouvons l'utiliser dans le cas des matériaux dont la loi de comportement est comme suit :

- Bilinéaire isotropique
- Bilinéaire cinématique
- Anisotropique élastique
- Orthotropique élastique
- Isotropique élastique

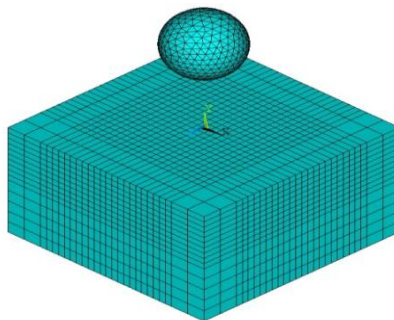


Figure III.3 Maillage de la cellule et de la bille

III.2.1.3 Optimisation du maillage

Afin d'assurer une meilleure précision de la simulation, nous avons procédé à un raffinement du maillage de la structure. Pour ce faire, il est nécessaire de vérifier la convergence des résultats dans l'optique d'opter pour un maillage optimal. Nous avons opté pour l'élément solide 164 et nous avons fixé une combinaison de paramètres de grenailage telle

que [55] : $\sigma_e = 1000 \text{ MPa}$, $V = 40 \text{ m/s}$, $H = 800 \text{ MPa}$, $R = 0.2 \text{ mm}$, $fr = 0.2$, $\rho_b = \rho_m = 7800 \text{ kg/m}^3$, $E_b = E_m = 213 \text{ GPa}$, $\nu_b = 0.29$ et $\nu_m = 0.3$. Par la

suite, nous avons cherché la convergence des résultats obtenus par la simulation. Les tests de convergence sont montrés dans le tableau III.1.

Tableau III.1 Résultats de raffinement du maillage.

Ordre	1	2	3	4	5	6
σ_x (MPa)	671.04	792.15	824.34	863.99	879.37	880.28
Nombre	32749	287981	343666	422019	667202	705775

La figure III.4 illustre la convergence du paramètre.

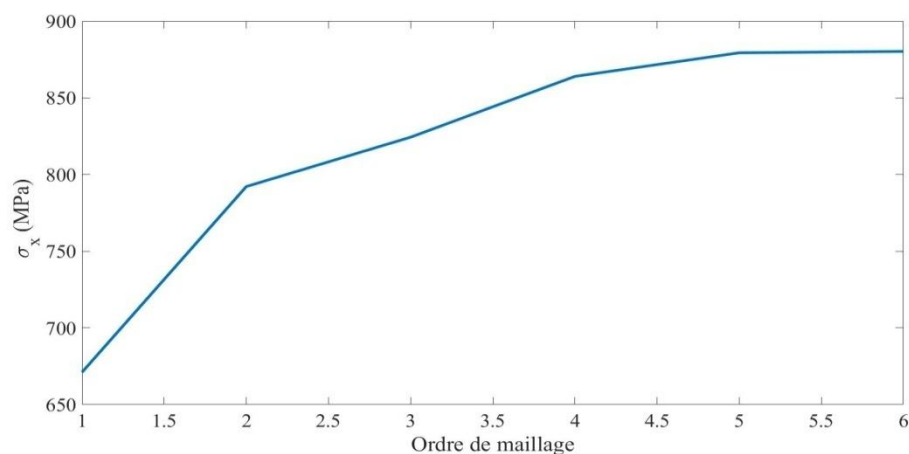


Figure III.4 Recherche de la convergence des résultats.

Pour faire un test de convergence, il suffit de choisir une composante du tenseur de contrainte. Dans notre cas, nous avons choisi la composante σ_x . A cet effet, nous avons considéré un nœud qui ne change pas de position quel que soit le maillage. La figure III.5 montre ce nœud.

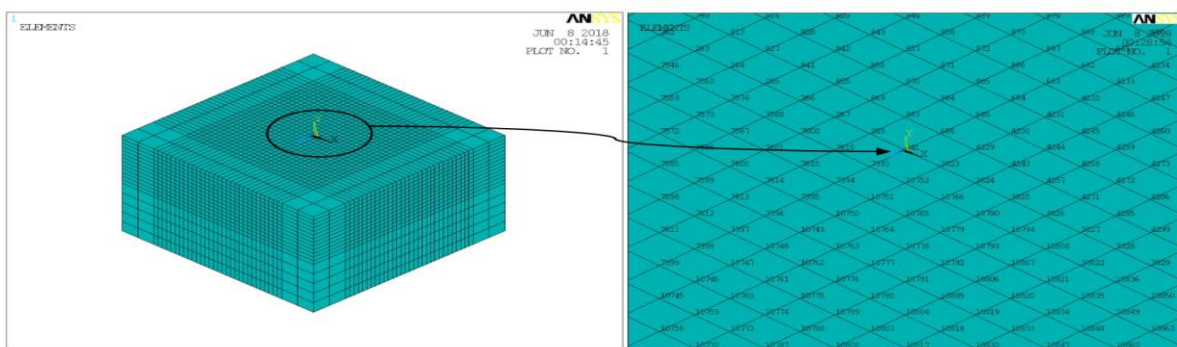


Figure III.5 Nœud considéré pour le test de convergence.

III.2.1.4 Conditions aux limites

Pour la cellule de forme parallélépipédique, il est indispensable d'observer les conditions aux limites suivantes :

- La face supérieure est libre,
- La face inférieure est encastrée,
- Les faces latérales restent planes, par conséquent tous les points appartenant à ces faces ne se déplacent pas suivant les normales respectives à ces faces.

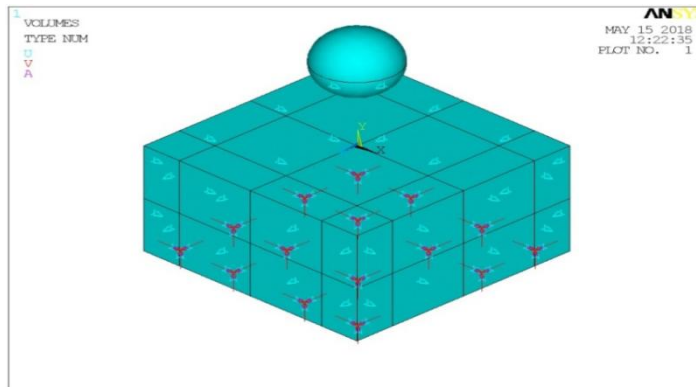


Figure III.6 Les conditions aux limites de la cellule de forme parallélépipédique.

Dans cette étude, nous nous intéressons aux influences de chacun des paramètres de grenailage tels que la vitesse (V), le rayon (R), le taux d'écroutissage (H), la limite d'élasticité (σ_e) et le coefficient de frottement (f_r) sur les profils des contraintes résiduelles et les déformations plastiques.

III.2.1.5 Effet de la vitesse d'impact

Trois vitesses différentes d'impact ont été utilisées : 50, 75 et 100 m/s. Le grenailage a été effectué à l'aide d'une bille en acier, avec un rayon $R = 0.2$ mm. Les courbes obtenues, par la simulation, des profils des contraintes résiduelles et des déformations plastiques sont montrées respectivement sur les figures III.7.a et III.7.b. Ces résultats montrent qu'une augmentation de la vitesse induit une augmentation du niveau maximum des contraintes résiduelles et des déformations plastiques.

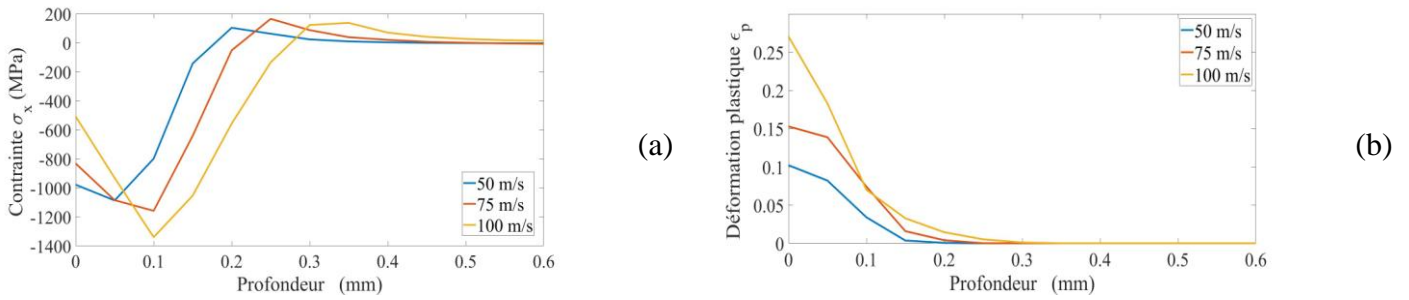


Figure III.7 Profil des contraintes résiduelles (a) et des déformations plastiques (b) en fonction de la vitesse d'impact.

Ces résultats montrent qu'une augmentation de la vitesse induit une augmentation du niveau maximum des contraintes résiduelles et des déformations plastiques.

III.2.1.6 Effet de la taille de la bille

Nous avons également étudié l'influence de la taille de la bille. Pour ce faire, nous avons retenu trois diamètres de bille : 0.2 mm, 0.4 mm et 0.6 mm. Les figures III.8.a et III.8.b illustrent le profil des contraintes résiduelles et des déformations plastiques.

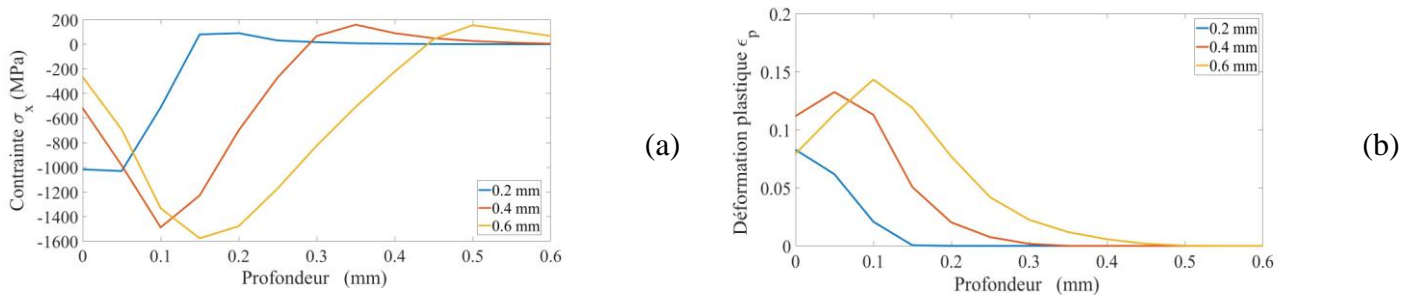
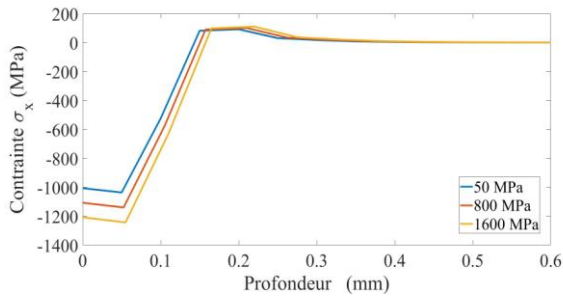


Figure III.8 Profil des contraintes résiduelles (a) et des déformations plastiques (b) en fonction de la taille de la bille

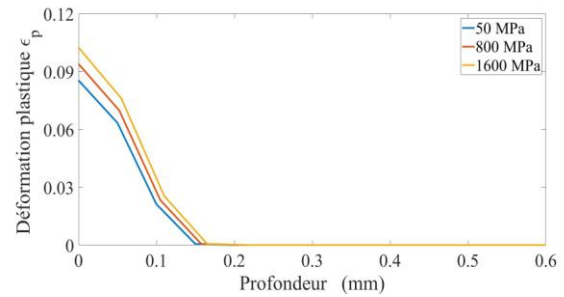
Nous constatons le même effet que dans le cas de la vitesse d'impact. A savoir que le niveau maximum des contraintes résiduelles et des déformations plastiques augmente avec un accroissement de la taille des grenailles.

III.2.1.7 Effet du taux d'érouissage

Pour trois valeurs différentes du taux d'érouissage, 50MPa, 800 MPa et 1600 MPa, nous avons obtenu les profils des contraintes résiduelles et des déformations plastiques, lesquels sont montrés sur les figures III.9.a et III.9.b.



(a)



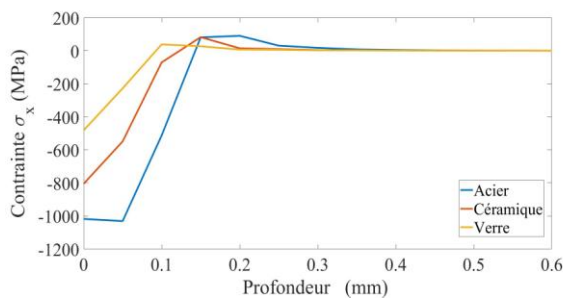
(b)

Figure III.9 Profil des contraintes résiduelles (a) et des déformations plastiques (b) en fonction du taux d'érouissage.

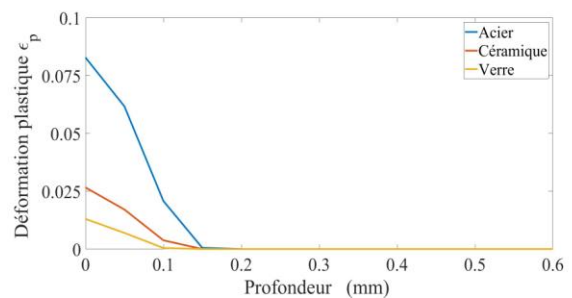
Comme illustré par les figures III.9 a et b, nous remarquons qu'une augmentation du taux d'érouissage H engendre un accroissement du niveau des contraintes résiduelles et des déformations plastiques.

III.2.1.8 Effet du matériau de la bille

Pour étudier l'effet du matériau de la bille, nous avons retenu trois matériaux : acier, céramique et verre. Ces matériaux sont respectivement caractérisés par les caractéristiques suivantes : $E = [210, 85, 65] \text{ GPa}$ $\nu = [0.29, 0.20, 0.23]$ $\rho = [7800, 3800, 2500] \text{ kg/m}^3$. Les figures III.10.a et III.10.b montrent le profil des contraintes résiduelles et des déformations plastiques.



(a)



(b)

Figure III.10 Profil des contraintes résiduelles (a) et des déformations plastiques (b) en fonction du matériau de la bille.

D'après des résultats obtenus, on note que le niveau maximum des contraintes résiduelles et des déformations plastiques augmente selon la nature du matériau des grenailles utilisées : acier, céramique et verre.

III.2.1.9 Effet de l'angle d'impact

Nous avons étudié l'influence de l'angle d'impact. Pour ce faire, nous avons fait une simulation pour trois angles : 30°, 60° et 90°. Les figures III.11.a et III.11.b montrent le profil des contraintes résiduelles et des déformations plastiques.

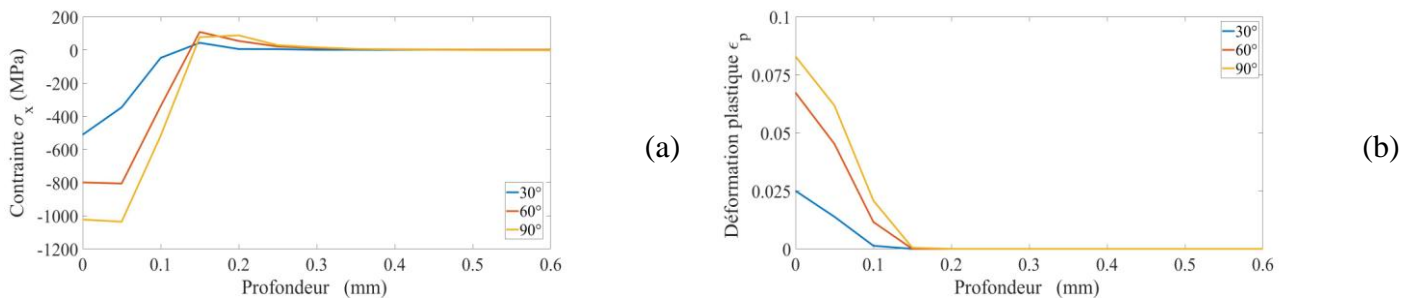


Figure III.11 Profil des contraintes résiduelles (a) et des déformations plastiques (b) en fonction de l'angle d'impact.

Nous constatons que, le niveau des contraintes résiduelles est maximal lorsque la direction du jet est perpendiculaire à la surface à traiter. En revanche, le niveau des contraintes résiduelles et des déformations plastiques diminue avec une décroissance de la valeur de l'angle d'impact.

III.3 Détermination les profils de topographie et la rugosité

III.3.1 Premier cas (uni-impact)

Lors de l'impact d'une seule bille, la simulation détermine les dimensions, en l'occurrence le diamètre $2 \cdot a$ et la profondeur δ de l'aire de l'empreinte laissée par le choc. La figure III.12 illustre ces deux dimensions.

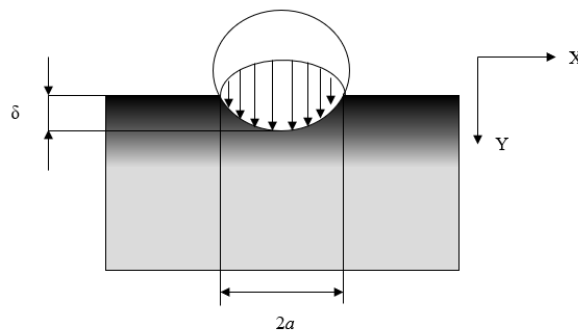


Figure III.12 Représentation des dimensions de l'aire de l'empreinte laissée par l'impact.

Dans cette étude, nous nous intéressons aux influences de chacun des paramètres de grenailage tels que la vitesse (V), le rayon (R), le taux d'érouissage (H), la limite d'élasticité (σ_e) et le coefficient de frottement (f_r) sur les dimensions (la profondeur et le diamètre) de l'empreinte d'indentation.

III.3.1.1 Effet de la vitesse d'impact

Nous avons varié la vitesse d'impact de 40 à 100 m/s avec un pas égal 10 m/s. La grenaille utilisée est une bille en acier, de rayon $R=0.2$ mm. Nous avons gardé constant les autres paramètres : limite d'élasticité, le taux d'érouissage, ...etc.

Les figures III.13.a et III.13.b représentent les résultats obtenus par la simulation que nous avons mise au point.

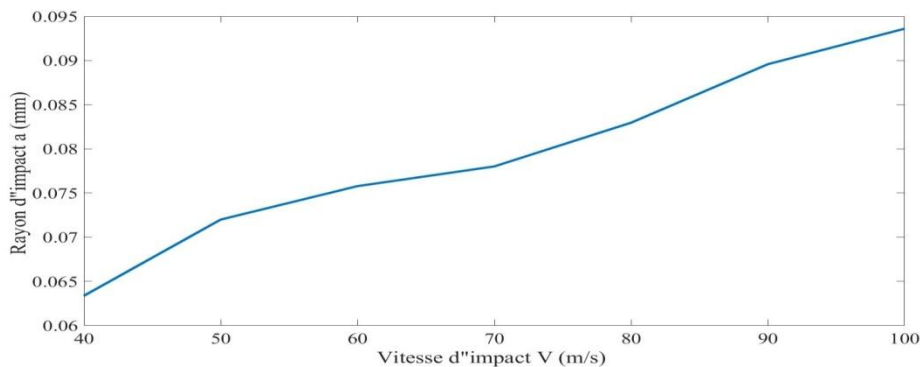


Figure III.13.a Effet de la vitesse sur le rayon de l'empreinte (a)

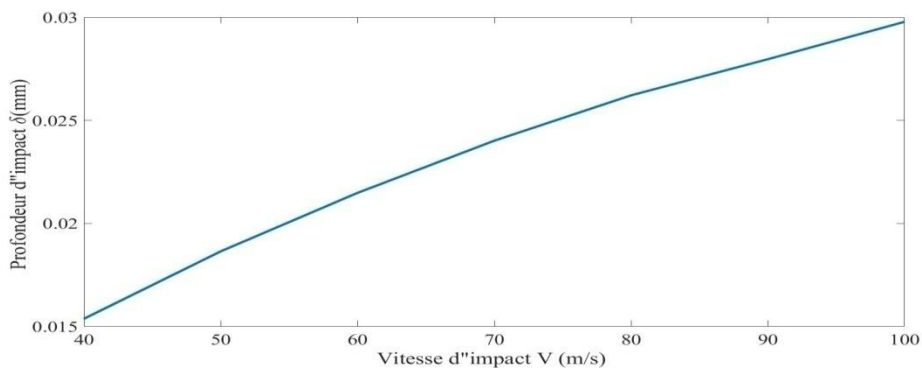


Figure III.13.b Effet de la vitesse de la bille sur la profondeur de l'empreinte (δ).

Comme l'illustrent les courbes, des figures III.13.a et III.13.b, obtenus par la simulation, nous pouvons relever que les deux dimensions de l'empreinte d'indentation, en l'occurrence le diamètre et la profondeur de l'empreinte, augmentent avec une croissance de la vitesse de la bille.

III.3.1.2 Effet de la taille de la bille (rayon)

L'influence de la taille de la bille (rayon) a été également étudiée. Pour ce faire, nous avons varié le rayon de la bille de 0.2 à 0.8 mm avec un pas égal 0.1 mm. Pour la simulation, nous gardons constant les autres paramètres : vitesse égale à 80 m/s, un angle d'incidence égal à 90°.

Les figures III.14.a et III.14.b montrent les résultats obtenus par la simulation.

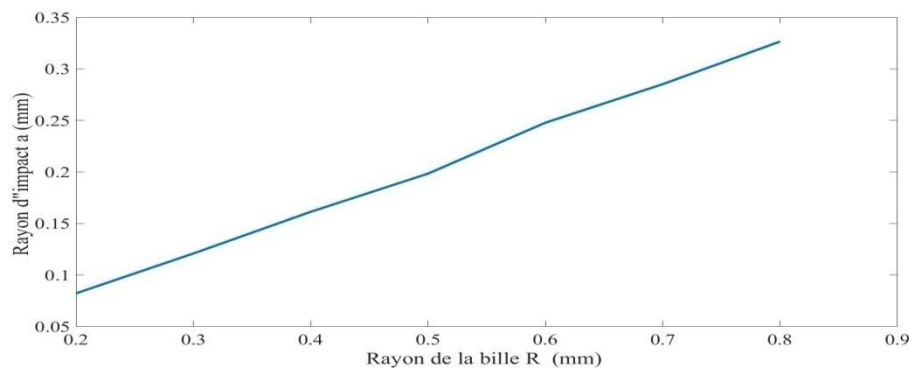


Figure III.14.a Effet de la taille de la bille sur le rayon de l'empreinte (a).

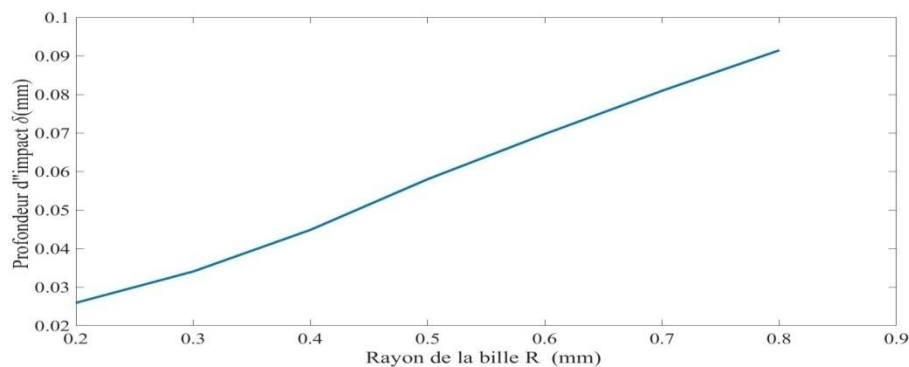


Figure III.14.b Effet de la taille de la bille sur la profondeur de l'empreinte (δ)

Nous avons constaté la même influence que dans le cas précédent, à savoir que le rayon et la profondeur de l'empreinte augmentent avec une croissance de la taille de la bille.

Nous pouvons noter aussi que l'allure de la courbe de l'effet de la taille de la bille sur le rayon d'empreinte est une droite, tandis que l'allure de la courbe de l'effet de la taille de la bille sur la profondeur d'empreinte est presque une droite.

III.3.1.3 Effet du coefficient de frottement

Nous avons également étudié l'influence du coefficient de frottement sur les paramètres d'impact. Pour ce faire, nous avons considéré plusieurs coefficients de frottement : de 0.1 à 0.4 avec un pas de 0.05. Le rayon de la bille R est égal à 0.2 mm, les autres paramètres de la simulation sont maintenus constants.

Les figures III.15.a et III.15.b montrent les résultats obtenus par la simulation.

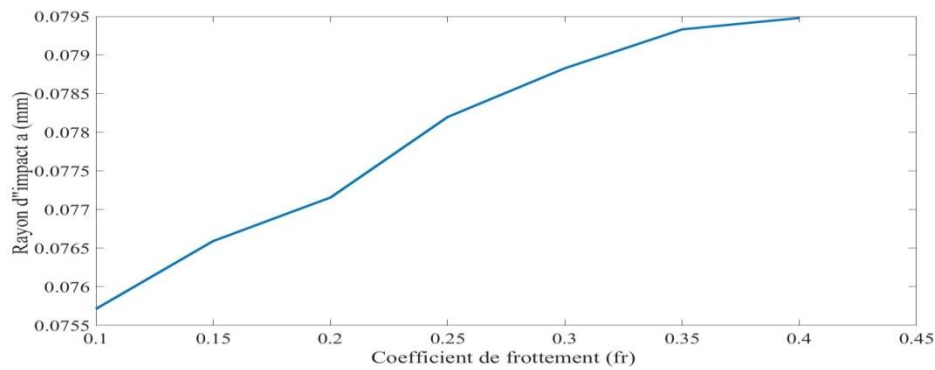


Figure III.15.a Effet du coefficient de frottement (fr) sur le rayon de l'empreinte (a).

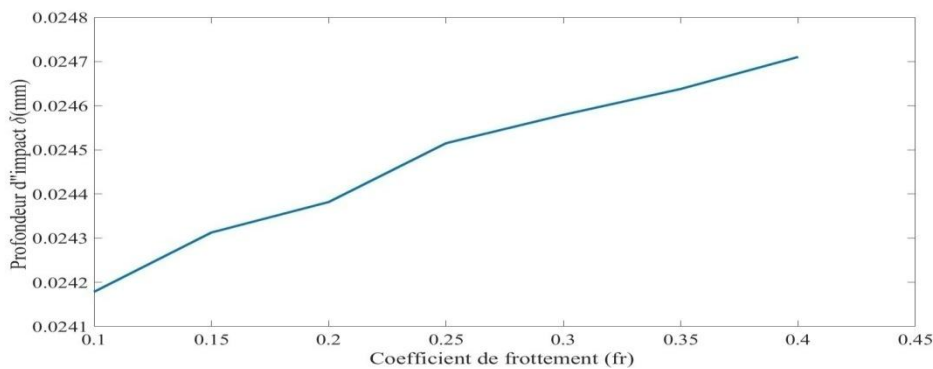


Figure III.15.b Effet du coefficient de frottement (fr) sur la profondeur de l'empreinte (δ).

L'effet du coefficient de frottement sur le rayon et la profondeur de l'empreinte montre une augmentation de ces deux derniers avec l'augmentation du coefficient de frottement.

III.3.1.4 Effet de la limite d'élasticité

Finalement, nous avons étudié aussi l'influence de la limite d'élasticité. Pour ce faire, nous avons considéré quatre valeurs : 400 MPa, 600 MPa, 800 MPa et 1000 MPa. Les autres paramètres de l'impact ont été gardés constants.

Les figures III.16.a et III.16.b illustrent les résultats obtenus par la simulation.

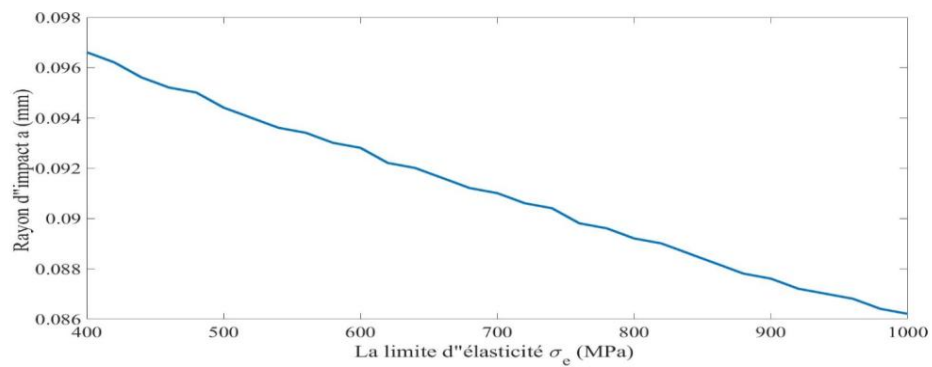


Figure III.16.a Effet de la limite d'élasticité sur le rayon de l'empreinte (a).

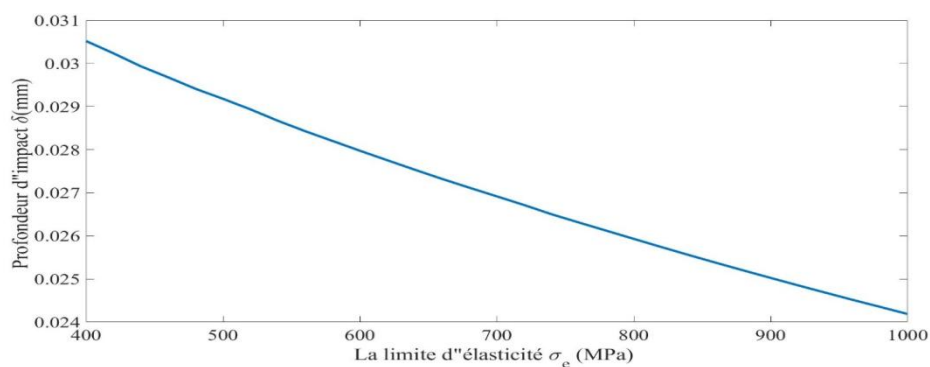


Figure III.16.b Effet de la limite d'élasticité sur la profondeur de l'empreinte (δ).

Nous pouvons observer que l'influence de la limite d'élasticité sur les deux paramètres de l'empreinte est inverse par rapport aux influences des autres paramètres étudiés. Les figures III.16.a et III.16.b montrent une décroissance du diamètre et la profondeur de l'empreinte avec une augmentation de la limite d'élasticité.

En général, on remarque que la relation entre le diamètre et la profondeur de l'empreinte est proportionnelle de tel sorte, si le diamètre d'impact augmente la profondeur de l'empreinte augmente aussi, et vis-versa, si le diamètre de l'empreinte diminue la profondeur de l'empreinte diminue aussi.

La figure III.17, montre le modèle 3D de l'uni-impact obtenu par la simulation proposée.

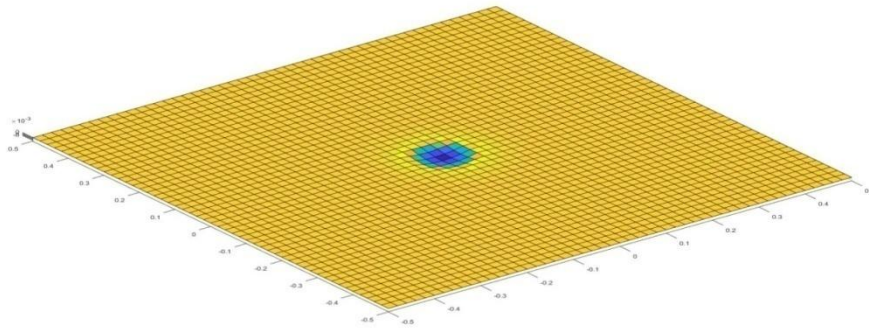


Figure III.17 Vue en 3D de l'uni-impact obtenu par la simulation.

III.3.2 Deuxième cas (multi-impact)

III.3.2.1 Simulation du procédé du grenailage

Afin de simuler le procédé de grenailage, nous utilisons les résultats obtenus par la simulation du simple impact d'une bille sur la surface d'un matériau. A cet effet, nous procédons aux mêmes étapes réalisées lors de la simulation du simple impact. Nous avons utilisé les résultats de l'uni-impact (dimensions de l'impact : le rayon et la profondeur) pour déterminer le nombre d'impacts nécessaires pour balayer toute la surface traitée.

La couverture, exprimée en pourcentage, est définie comme le rapport entre la surface effectivement grenillée et la surface à greniller. Pour obtenir une couverture complète, la détermination du nombre d'impact est requise. Le nombre d'impacts dépend des dimensions de la cellule, du diamètre de la grenaille et du diamètre d'indentations résultant des impacts sur la surface de la cellule.

La figure III.18 montre une surface traitée de façon complète (taux de recouvrement 100%) ; les cercles représentent les indentations résultant de chaque impact. On remarque, que toute la surface est couverte par les indentations.

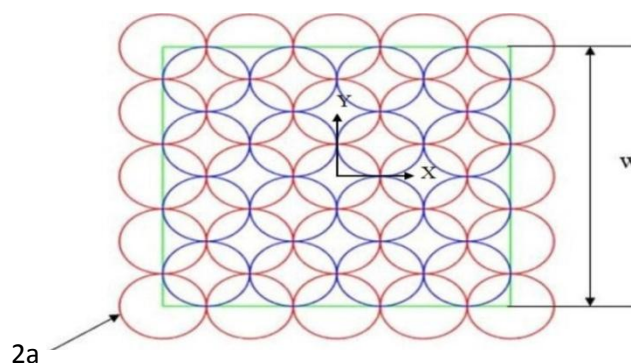


Figure III.18 Surface traitée de façon complète et représentation des indentations (taux de recouvrement 100%).

Pour assurer une couverture de toute la surface traitée, le jet de grenailles est réparti en plusieurs rangées de billes. Pour une première couverture de la surface par des billes, le centre de chacun des indentations, dans le plan $y=0$, est tel que les coordonnées x et z de chaque indentation varie de $-W/2$ à $W/2$ avec un pas de $2a$. Il est évident que pour assurer un taux de recouvrement de 100%, cela nécessite encore une seconde couverture pour laquelle le centre de chacun des indentations, dans le plan $y=0$, est tel que les coordonnées x et z de chaque indentation varie de $-W/2+a$ à $W/2-a$ avec un pas de $2a$.

D'après la figure III.18, on peut simplement établir le nombre d'impact NI par la relation suivante :

$$NI = \left(\frac{W}{2a}\right)^2 + \left(\frac{W}{2a} + 1\right)^2 \tag{III.1}$$

Nous avons choisi une répartition pyramidale des billes. La figure III.19 illustre une représentation schématique de la simulation du procédé de grenailage.

L'équation suivante donne la coordonnée y de chaque bille :

$$y = y_{\max} - [\max(|x|, |z|)] \tag{III.2}$$

y_{\max} est la coordonnée que nous fixons pour la bille située au sommet de la pyramide.

x et z sont les coordonnées du centre de gravité de chaque bille correspondant aux indentations préalablement établies.

La valeur de y conditionne la répartition des billes dans l'espace et génère le jet de grenailles.

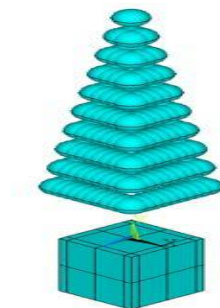


Figure III.19 Représentation schématique de la simulation du processus de grenailage.

III.3.2.2 Effets des différents paramètres sur la topographie

La simulation que nous avons mis au point consiste à réaliser un modèle 3D d'une cellule dont la face supérieure est de forme carrée de cote $W=1$ mm. En premier lieu, nous calculons les dimensions de l'indentation pour un simple impact. Ensuite, nous déterminons le nombre d'impacts en utilisant l'équation (III.1). Nous considérons un grenailage avec une projection de 24 billes partitionnées sur plusieurs étages. Ensuite, nous avons étudié l'influence de chacun des paramètres du grenailage en l'occurrence la vitesse d'impact, le diamètre de la bille, le coefficient de frottement et la limite d'élasticité sur la topographie et la rugosité.

III.3.2.2.1 Effet de la vitesse d'impact

Trois vitesses de grenailage ont été retenues : 40 m/s, 60 m/s et 80 m/s. Nous avons gardé constant les autres paramètres : la limite d'élasticité, le taux d'écroûissage, ... etc.

Les figures III.20.a, III.20.b et III.20.c montrent les topographies de la surface traitée obtenues par la simulation pour différentes vitesses de projection.

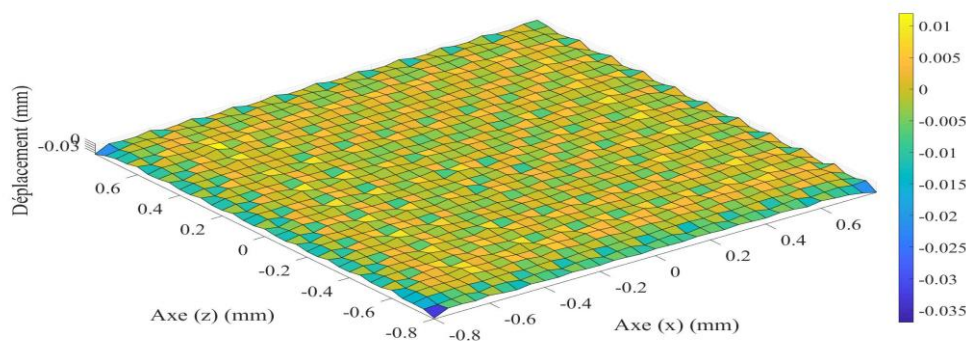


Figure III.20.a Topographie de la surface traitée avec une vitesse d'impact égale à 40 m/s.

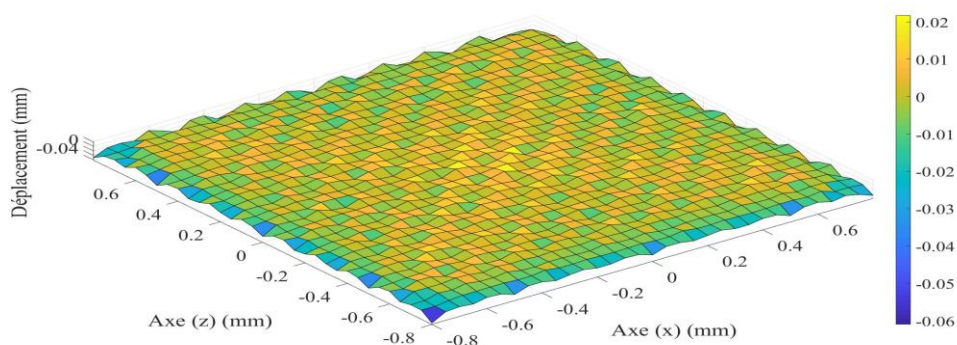


Figure III.20.b Topographie de la surface traitée avec une vitesse d'impact égale à 60 m/s.

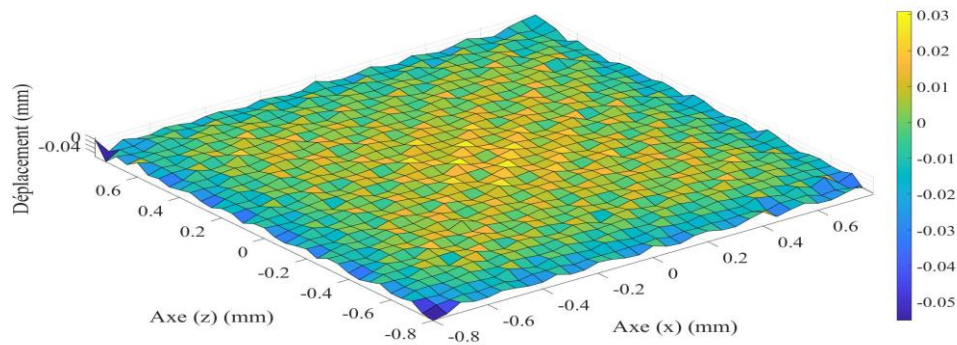


Figure II.20.c Topographie de la surface traitée avec une vitesse d'impact égale à 80 m/s.

Comme l'illustrent les topographies montrées dans des figures III.20.a, III.20.b et III.20.c obtenues par la simulation, nous pouvons constater que les deux topographies réalisées pour les vitesses 40 et 60 m/s ne sont pas très différentes. Cependant quand la vitesse de projection atteint 80 m/s, nous relevons une différence importante entre la topographie de la surface relative à cette vitesse par rapport aux deux autres.

III.3.2.2.2 Effet de la taille des billes (rayon)

L'influence de la taille des billes (rayon) a été également étudiée. Pour ce faire, nous avons retenus trois rayons de bille : 0.2 mm, 0.4 mm et 0.6 mm. Pour la simulation, nous gardons constant les autres paramètres à savoir : vitesse égale à 40 m/s et un angle d'incidence égal à 90°.

Les figures III.21.a, III.21.b et III.21.c montrent les topographies de la surface traitée obtenues par la simulation pour différentes dimensions de billes.

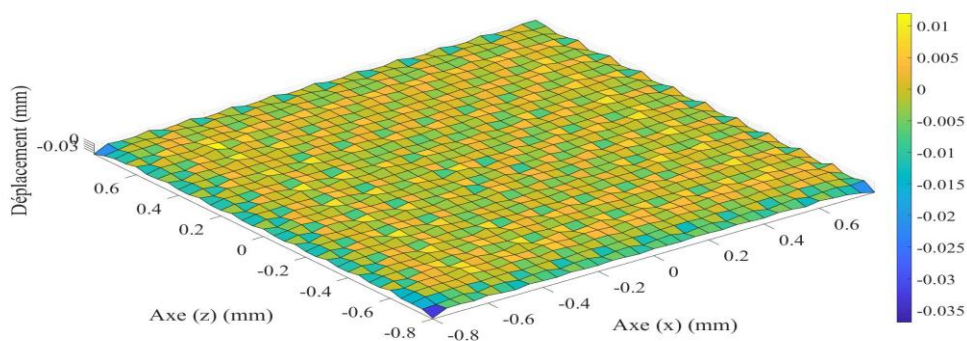


Figure III.21.a Topographie de la surface traitée pour un rayon de bille égale à 0.2 mm.

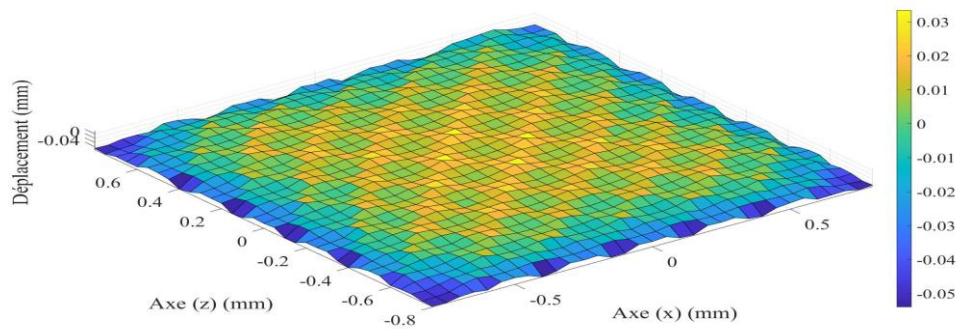


Figure III.21.b Topographie de la surface traitée pour un rayon de bille égale à 0.4 mm.

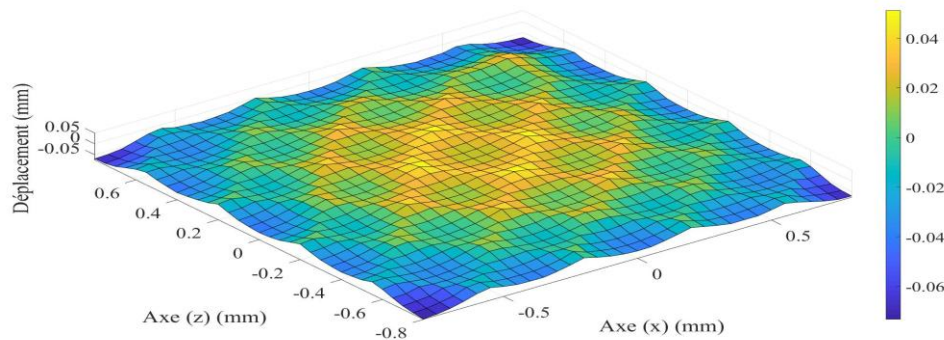


Figure III.21.c Topographie de la surface traitée pour un rayon de bille égale à 0.6 mm.

Nous avons constaté un effet différent par rapport à l'influence de la vitesse de la bille. Nous pouvons remarquer de visu que les trois topographies obtenues pour les divers diamètres sont très différentes. En effet, la topographie révèle que la surface devient de plus en plus déformée au fur et à mesure que l'on augmente les dimensions des grenailles.

III.3.2.2.3 Effet du coefficient de frottement

Nous avons également étudié l'influence du coefficient de frottement, entre la grenaille et la surface traitée, sur la topographie de la surface. Pour ce faire, nous avons considéré aussi trois coefficients de frottement : 0.1, 0.15, et 0.3. Les autres paramètres de la simulation ont été gardés constants.

Les figures III.22.a, III.22.b et III.22.c montrent les différentes topographies de la surface traitée obtenues par la simulation pour les trois coefficients de frottement étudiés.

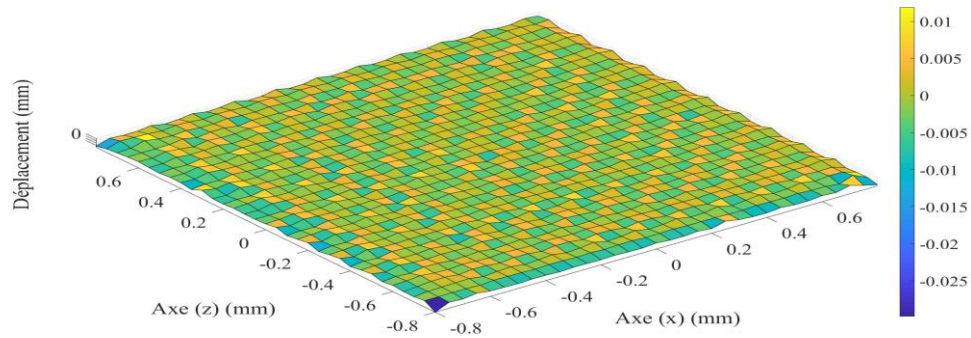


Figure III.22.a Topographie de la surface traitée avec un coefficient de frottement de 0.1.

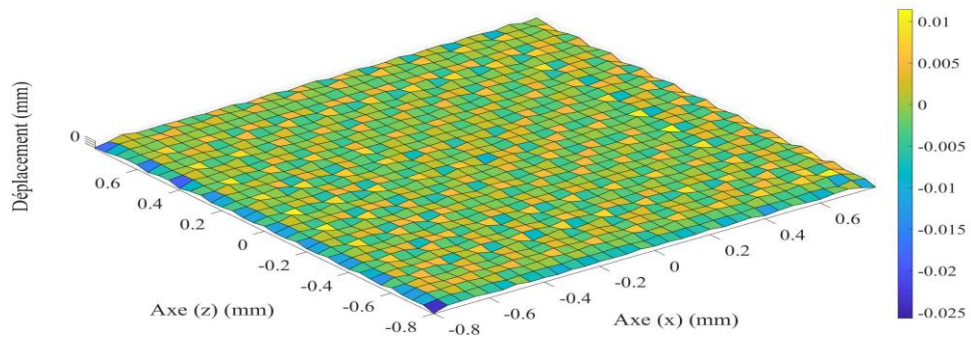


Figure III.22.b Topographie de la surface traitée avec un coefficient de frottement de 0.15.

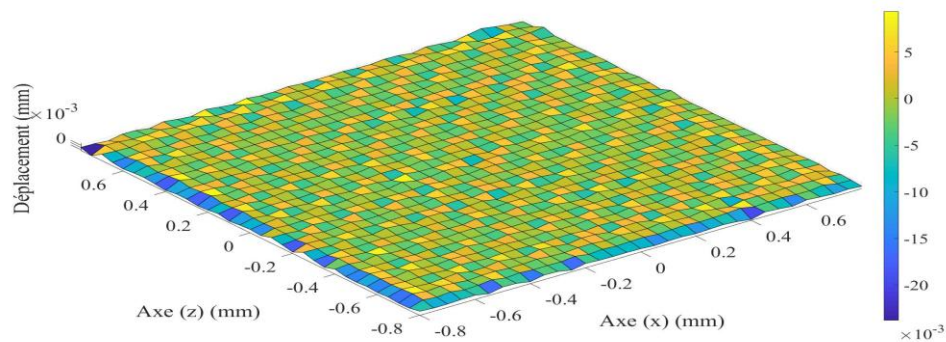


Figure III.22.c Topographie de la surface traitée avec un coefficient de frottement de 0.3.

L'effet du coefficient de frottement sur la topographie montre qu'il n'y a pas une grande différence entre les trois topographies obtenues par la simulation. Plus le coefficient de frottement est grand, plus la déformation de la surface est marquée.

III.3.2.2.4 Effet de la limite d'élasticité

Enfin, nous avons étudié l'influence de la limite d'élasticité du matériau traité. Pour ce faire, nous avons considéré trois valeurs : 400 MPa, 600 MPa, et 800 MPa. Les autres paramètres de l'impact ont été gardé constants.

Les figures III.23.a, III.23.b et III.23.c mettent en relief les différentes topographies de la surface traitée obtenues par la simulation pour les trois limites d'élasticité considérées.

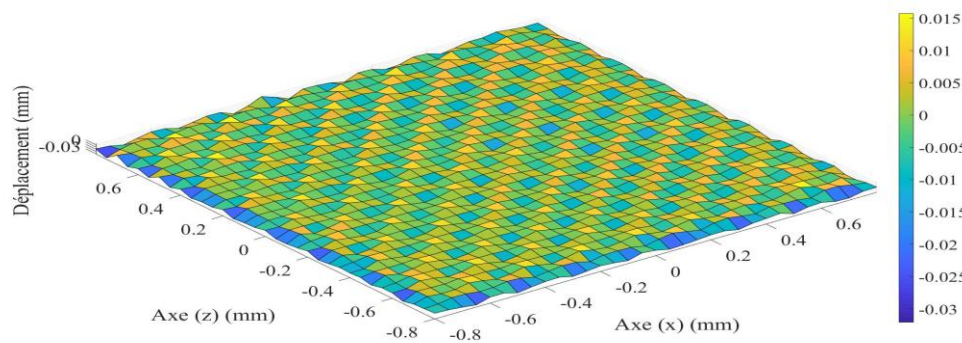


Figure III.23.a Topographie de la surface traitée avec une limite d'élasticité de 400 MPa.

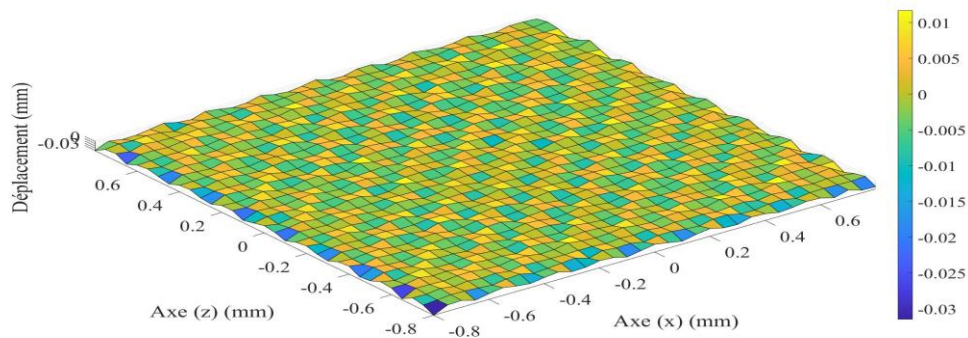


Figure III.23.b Topographie de la surface traitée avec une limite d'élasticité de 600 MPa.

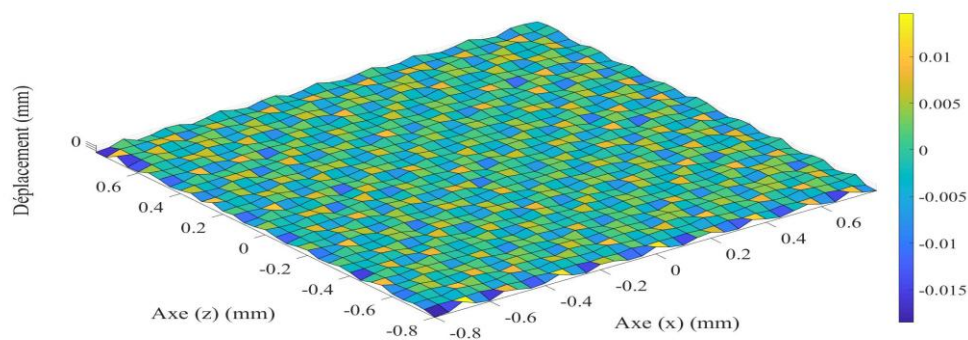


Figure III.23.c Topographie de la surface traitée avec une limite d'élasticité de 800 MPa.

Les figures III.23.a, III.23.b et III.23.c montrent l'influence de la limite d'élasticité sur la topographie de la surface traitée. Nous constatons une petite différence entre les trois topographies obtenues par cette influence. Une augmentation de la limite d'élasticité entraîne une diminution de la déformation de la surface.

III.3.2.3 Effets des différents paramètres sur la rugosité (Rz)

Afin de compléter cette étude et dans le but de quantifier l'impact de chaque paramètre sur la géométrie de la surface traitée, nous avons proposés d'étudier l'influence de chacun des paramètres considéré sur la rugosité de la surface traitée, particulièrement la rugosité (Rz). Pour ce faire, nous avons coupé le modèle tridimensionnel de la surface déformée par un plan perpendiculaire à cette surface. Cette intersection engendre un profil que nous avons examiné et étudié.

III.3.2.3.1 Effet de la vitesse d'impact

Comme dans le cas de la topographie, trois vitesses de grenailage ont été retenues : 40 m/s, 60 m/s et 100 m/s. Nous avons gardé constant les autres paramètres : la limites d'élasticité, le taux d'écrouisseage, ... etc.

La figure III.24 illustre les profils de la surface traitée, obtenus par la simulation, pour les trois vitesses de grenailage considérées.

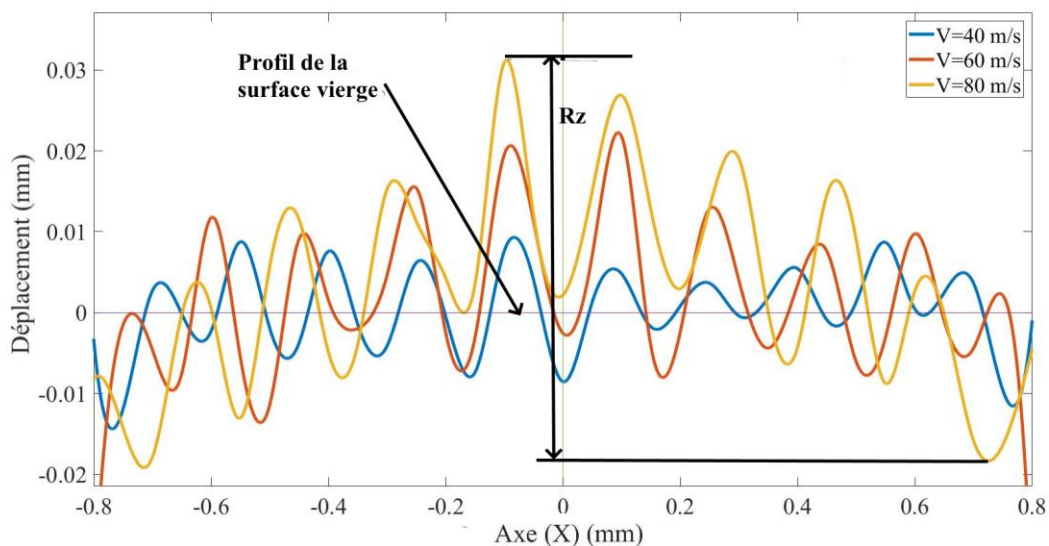


Figure III.24 Profil de la surface grenillée avec différentes valeurs de vitesse d'impact.

Comme l'illustrent les profils, de la figure III.24, obtenus par la simulation, nous pouvons relever que la rugosité de la surface augmente avec la croissance de la vitesse de la bille.

III.3.2.3.2 Effet de la taille de la bille (rayon)

L'influence de la taille de la bille (rayon) a été également étudiée. Pour ce faire, nous avons employé trois rayons de billes : 0.2 mm, 0.4 mm et 0.6 mm. Pour la simulation, nous gardons constant les autres paramètres : vitesse égale à 40 m/s, un angle d'incidence égal à 90°. La figure III.25 montre les profils de la surface traitée, obtenus par la simulation, pour les trois rayons de billes examinés.

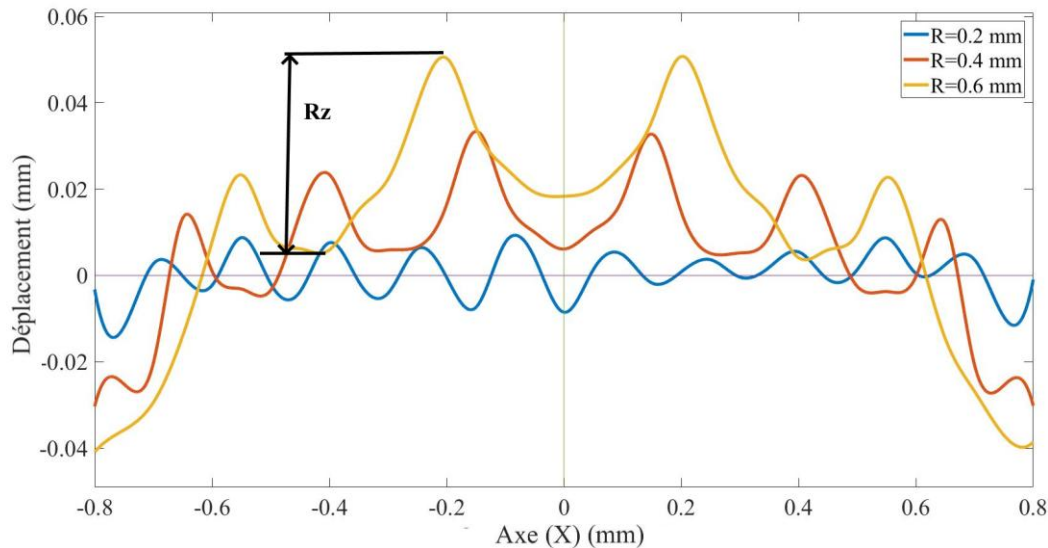


Figure III.25 Profil de la surface grenailée pour différentes tailles de billes.

Nous constatons la même influence que dans le cas précédent, à savoir que la rugosité (R_z) augmente avec une croissance de la taille de la bille. Nous pouvons également noter que le profil obtenu pour un rayon égal à 0.6 mm donne une rugosité (R_{zmax}) la plus grande.

III.3.2.3.3 Effet du coefficient de frottement

Nous avons également étudié l'influence du coefficient de frottement sur le profil de la surface traitée. Pour ce faire, nous avons considéré trois coefficients de frottement : 0.1, 0.15, et 0.3. Les autres paramètres de la simulation ont été gardés constants.

La figure III.26 indique les profils de la surface traitée, obtenus par la simulation, pour les trois coefficients de frottement considérés.

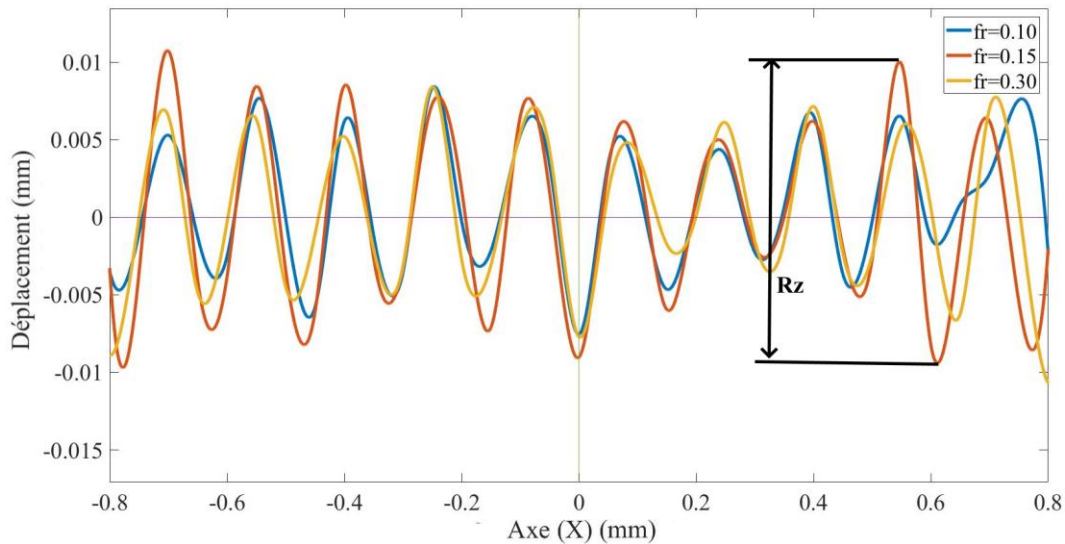


Figure III.26 Profil de la surface grenailée avec différentes valeurs du coefficient de frottement.

L'analyse des profils obtenus montre qu'une augmentation du coefficient de frottement entraîne une augmentation de la rugosité (Rz).

III.3.2.3.4 Effet de la limite d'élasticité

Finalement, nous avons étudié aussi l'influence de la limite d'élasticité du matériau grenailé sur le profil de la surface quantifié par la rugosité (Rz). Pour ce faire, nous avons retenus trois valeurs de la limite d'élasticité : 400 MPa, 600 MPa, et 800 MPa. Les autres paramètres de grenailage ont été maintenus constants.

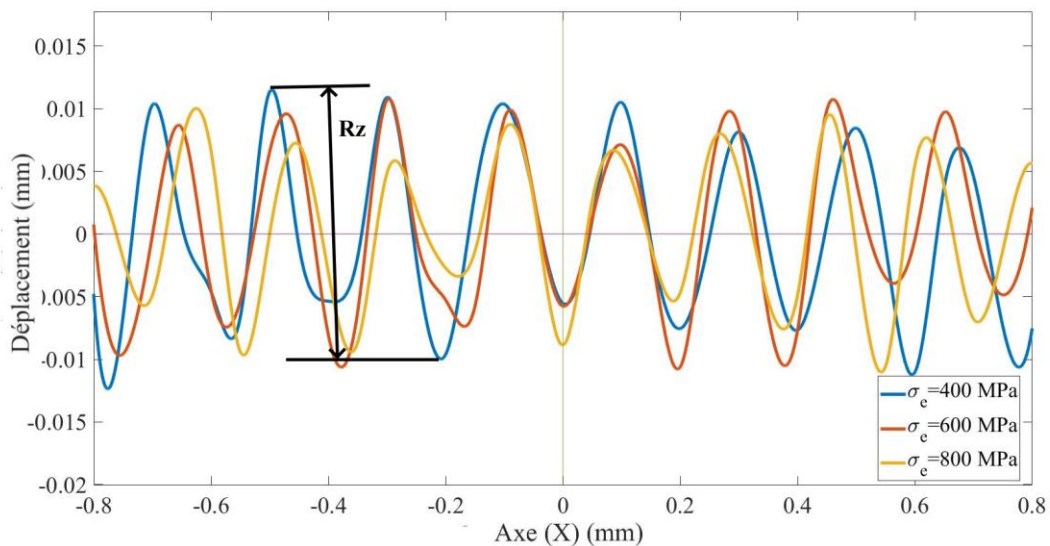


Figure III.27 Profil de la surface grenailée avec différentes valeurs de limite d'élasticité.

Nous pouvons remarquer que l'influence de la limite d'élasticité sur le profil de la rugosité (Rz) est inverse par rapport aux influences des autres paramètres étudiés. La figure III.27 montre une décroissance de la rugosité (Rz) avec une augmentation de la limite d'élasticité.

III.4 Conclusion

Un modèle numérique complet du processus de grenailage basé sur les méthodes des éléments finis et des éléments discrets a été présenté. À l'aide de ce modèle numérique, une étude paramétrique a été menée pour étudier les relations entre les paramètres de grenailage et les profils de contraintes résiduelles, de déformations plastiques ainsi que la rugosité et la topographie. A partir des résultats obtenus par la simulation numérique, on peut noter qu'une augmentation de la vitesse d'impact, de la taille de la bille (rayon), du coefficient de frottement et de la limite d'élasticité, influe considérablement sur les profils des contraintes résiduelles et des déformations plastiques. Nous avons aussi montré qu'une augmentation de la vitesse d'impact, de la taille des billes et du coefficient de frottement, conduit à une augmentation du rayon d'impact, de la profondeur d'indentation et de la rugosité (Rz). Cependant, nous avons relevé qu'une augmentation de la limite d'élasticité, induit une décroissance du rayon d'impact, de la profondeur d'indentation et de la rugosité (Rz).

IV.1 Introduction

Dans le domaine de fatigue il est nécessaire d'utiliser les critères de fatigue pour la conception des structures. Par exemple le critère de Crossland utilisé pour estimer la durée de vie des structures sollicitées à des charges périodiques d'amplitudes constantes.

Mais dans certains cas, la durée de vie est relativement faible. Dans ce cas il est judicieux de procéder à des traitements de surface en vue d'améliorer la tenue en fatigue. En effet les traitements des surfaces introduisent dans le matériau des contraintes résiduelles et des déformations plastiques. Ce double effet doit pris en compte par les critères de fatigue.

IV.2 Le critère de Crossland [56]

Le critère de Crossland [1956] appartient à la famille de critère d'approche globale. Il est considéré parmi les critères les plus utilisés dans le domaine de fatigue à grand nombre de cycles.

Le critère de Crossland est basé sur une combinaison linéaire entre la pression hydrostatique maximale et la racine carrée de second invariant du déviateur du tenseur des contraintes alternées.

Le critère de Crossland s'écrit comme suit :

$$\xi_a + a \cdot P_{\max} \leq b \quad (\text{IV.1})$$

Les constantes a et b sont identifiées à partir deux essais : de torsion et de flexion purement alternées.

Ces constantes sont déterminées par les relations suivantes :

$$b = \tau_{-1}(N) \quad (\text{IV.2})$$

$$a = \frac{\tau_{-1}(N) - \frac{f_{-1}(N)}{\sqrt{3}}}{\frac{f_{-1}(N)}{3}} \quad (\text{IV.3})$$

$$N \geq N_k : \tau_{-1} = \tau_{-1}(N) \text{ et } f_{-1} = f_{-1}(N)$$

$\tau_{-1}(N)$: Limite de fatigue à N cycles en torsion alternée

$f_{-1}(N)$: Limite de fatigue à N cycles en flexion alternée

τ_{-1} : Limite d'endurance en torsion alternée

f_{-1} : Limite d'endurance en flexion alternée

Le deuxième invariant du déviateur des amplitudes de contrainte $\bar{\sigma}_a$ est exprimé par la relation suivante :

$$\xi_a = \frac{(\sigma_{VM})_a}{\sqrt{3}} \tag{IV.4}$$

La pression hydrostatique est définie par la relation suivante :

$$P_{\max} = \frac{1}{3} \cdot [tr(\bar{\sigma}_m) + tr(\bar{\sigma}_a)] \tag{IV.5}$$

$(\sigma_{VM})_a$: Contrainte de Von-Misés du tenseur des amplitudes de contrainte $\bar{\sigma}_a$.

$\bar{\sigma}_m$: Tenseur de contrainte moyenne.

$\bar{\sigma}_a$: Tenseur des amplitudes de contrainte.

Pour appliquer le critère de Crossland à des matériaux, il faut que le matériau vérifie la condition suivante :

$$\frac{f_{-1}}{\tau_{-1}} < \sqrt{3} \tag{IV.6}$$

La même condition doit être vérifiée pour intégrer l'effet des contraintes résiduelles.

L'équation (IV.1) permet de tracer le diagramme de Crossland dans lequel on peut distinguer deux zones. La 1^{er} zone est la zone de sécurité, pour laquelle la durée de vie est illimitée (au-dessous de la droite) (figure IV.1). La seconde zone est la zone d'endurance limitée pour laquelle la durée de vie est limitée (au-dessus de la droite).

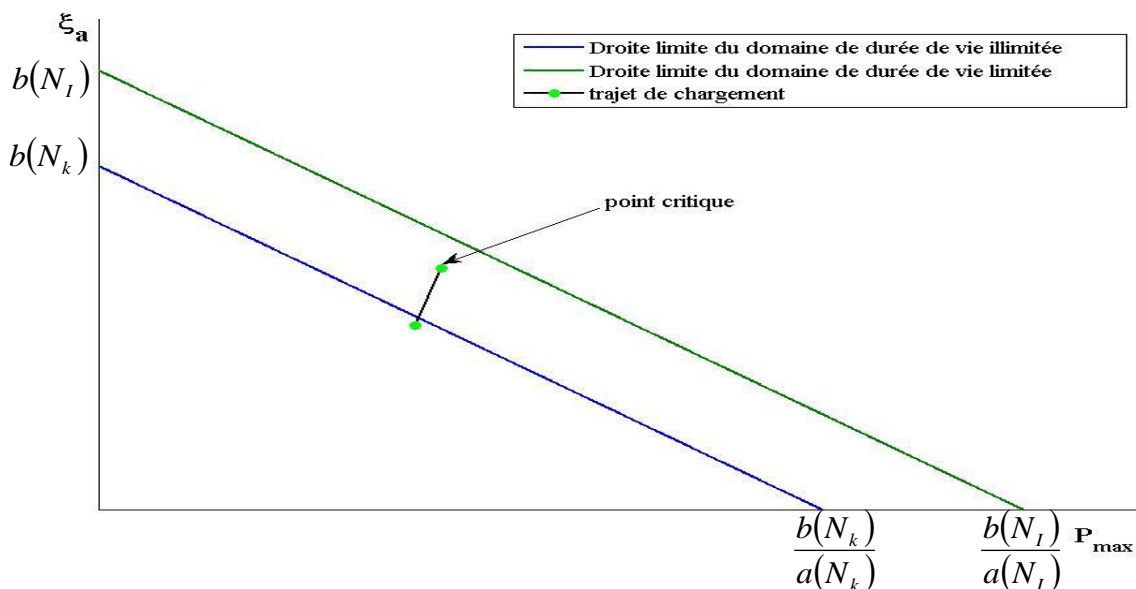


Figure IV.1. Position de composants (P_{\max}, ξ_a) dans le diagramme de Crossland

IV.3 Description de la méthodologie

La méthodologie adoptée est scindée en trois parties. La première partie est consacrée au calcul de la durée de vie dans le cas d'un acier de nuance le 35NiCrMo16. La deuxième partie est consacrée à la mise au point d'une méthode de prévision des durées de vie des matériaux traités superficiellement en particulier le cas de grenailage. La troisième partie est consacré à

l'optimisation des paramètres de grenailage pour avoir une durée de vie optimale en gardant la même intensité des sollicitations appliquées

Les étapes de travail sont :

La 1^{ère} étape :

Connaître les caractéristiques mécaniques, c'est-à-dire le module de Young, coefficient de poisson et les courbes de Wöhler en torsion et flexion alternées. Le calcul des constantes a et b pour tracer les droites de Crossland sont déterminées respectivement par les équations (IV.3) et (IV.2).

La 2^{ème} étape :

Afin déterminer le champ de contraintes, nous avons procédé de la manière suivante :

- 1-utilisation des données de la 1^{ère} étape module de Young et coefficient de poisson pour calculer les paramètres de Crossland (introduction de données dans Ansys),
- 2-création de la géométrie de l'éprouvette et application des chargements et des conditions aux limites pour chaque type de sollicitation (traction+flexion et traction+torsion),
- 3-discrétisation de l'éprouvette en éléments finis (Maillage),
- 4-détermination du champ de contraintes dû au chargement appliqué et par conséquent localisation de la zone critique.

La 3^{ème} étape :

Mise au point d'un programme sous Matlab, pour calculer la durée de vie en nombre de cycles. Dans cette étape on utilise les paramètres du critère l'occurrence P_{max} , ξ_a et σ_{eq} lesquels ont été préalablement calculé par le code Ansys. Il est nécessaire aussi de connaître la fonction inverse de torsion. L'organigramme est montré sur la figure IV.5.

La 4^{ème} étape :

La 4^{ème} étape est consacrée pour tracer du diagramme de Crossland et du trajet de chargement.

La 5^{ème} étape :

La 5^{ème} étape est consacrée à la création d'une interface laquelle permettra aux deux logiciels Matlab et Ansys de communiquer entre eux.

IV.4 Caractéristiques du matériau étudié :

Le matériau étudié est l'acier de nuance 35NiCrMo16. Les caractéristiques mécaniques de ce matériau sont présentées au tableau IV.1 :

Tableau IV.1. Caractéristiques mécaniques du matériau [55].

Limite d'élasticité à σ_e (MPa)	1000
Coefficient de poisson ν	0.29
Module d'Young E (MPa)	213000
Limite d'endurance en torsion alternée symétrique τ_{-1} (MPa)	310
Limite d'endurance en flexion alternée symétrique f_{-1} (MPa)	525
Nombre de cycles correspondant à une durée de vie limitée N_I (Cycles)	10^5
Nombre de cycles correspondant à une durée de vie illimitée N_k (Cycles)	10^7

N.B : Les limites d'endurance (flexion et torsion) sont prises à 10^7 cycles.

IV.5 Courbes de Wöhler :

Les figures IV.2 et IV.3 montrent les courbes de Wöhler (essais de fatigue uniaxial) réalisées par Bignonnet [55] dans le cas de flexion et torsion alternées.

Les courbes de Wöhler de l'acier 35NiCrMo16 sont données par les équations suivantes :

1-torsion alternée

$$t_{-1}(N) = \frac{34821495 + 308 \cdot N^{0.92}}{54837 + N^{0.92}} \quad [MPa] \quad (IV.7)$$

2-flexion alternée

$$f_{-1}(N) = \frac{44614 \cdot 10^6 + 525 \cdot N^{1.42}}{59697 \cdot 10^3 + N^{1.42}} \quad [MPa] \quad (IV.8)$$

Les courbes de Wöhler sont présentées par les figures IV.2 et IV.3.

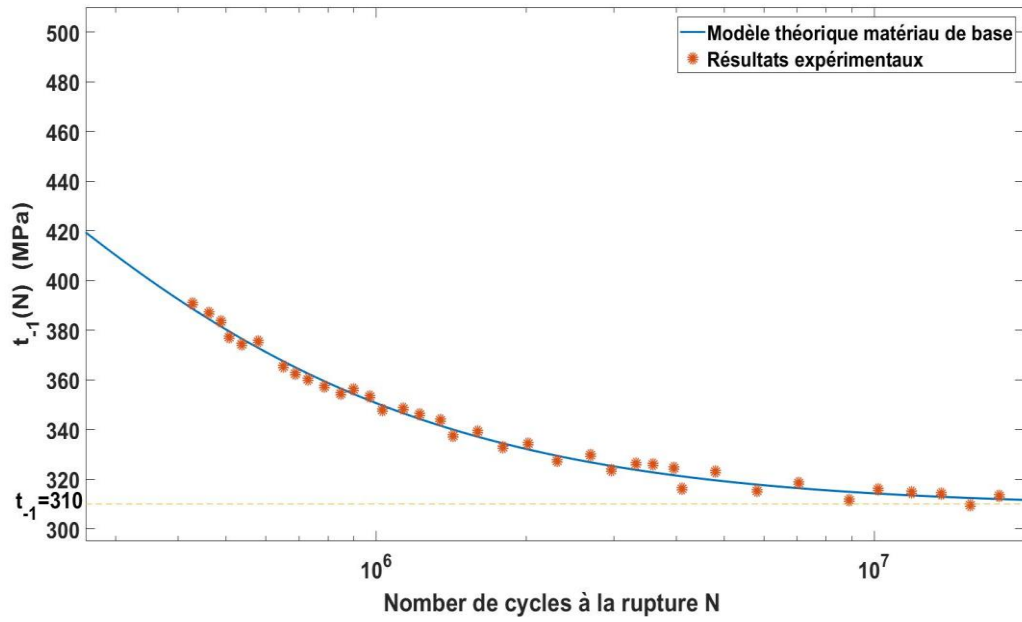


Figure IV.2. Courbes d'endurance en torsion alternée de 35NiCrMo16 [55].

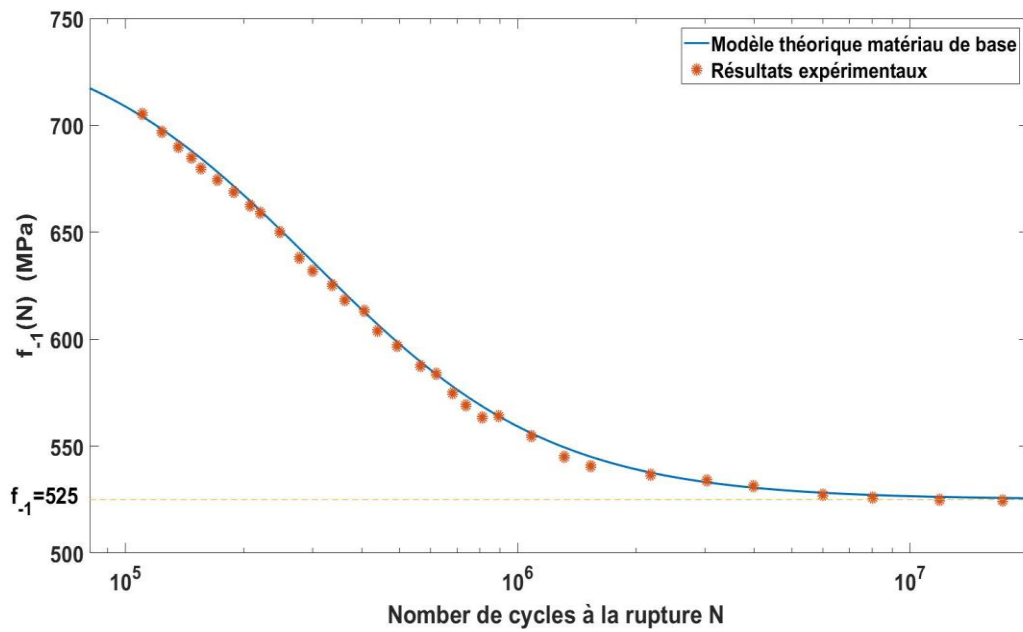


Figure IV.3. Courbes d'endurance en flexion alternée de 35NiCrMo16 [55].

IV.6 Calcul la durée de vie :

On utilise le critère de Crossland pour estimer la durée de vie des structures sollicitées à des chargements périodiques avec amplitudes constantes.

La méthode de calcul de la durée de vie est donnée par l'organigramme (figure IV.5)

IV.7 Droites limites du critère :

IV.7.1 Droite limite du domaine de durée de vie illimitée :

L'utilisation des équations IV.2 et IV.3 à $N = N_k = 10^7$ cycles permet de calculer les constantes **a** et **b** pour déterminer la zone de sécurité (domaine illimité).

$$\mathbf{a = 0.0593}$$

$$\mathbf{b = 314.384 \text{ MPa}}$$

Le critère de Crossland s'écrit de la manière suivante :

$$\xi_a + 0.0593 \cdot P_{\max} \leq 314.384 \quad (\text{IV.9})$$

Cette inéquation est représentée par une droite séparant la zone de sécurité de celle de non sécurité.

IV.7.2 Droite limite du domaine de durée de vie limitée :

Le calcul des constantes a et b pour une durée de vie $N = N_i$ se fait respectivement par les équations en prenant pour un nombre de cycles $N = N_i$. Ce calcul donne :

$$\mathbf{a = 0.0593}$$

$$\mathbf{b = 497.457 \text{ MPa}}$$

Par conséquent l'équation de la droite du domaine de sécurité pour une durée de vie $N = N_i$ est donnée par :

$$\zeta_a + 0.0593 \cdot P_{\max} = 497.457 \quad (\text{IV.10})$$

Le diagramme de Crossland est représenté par la figure IV.4.

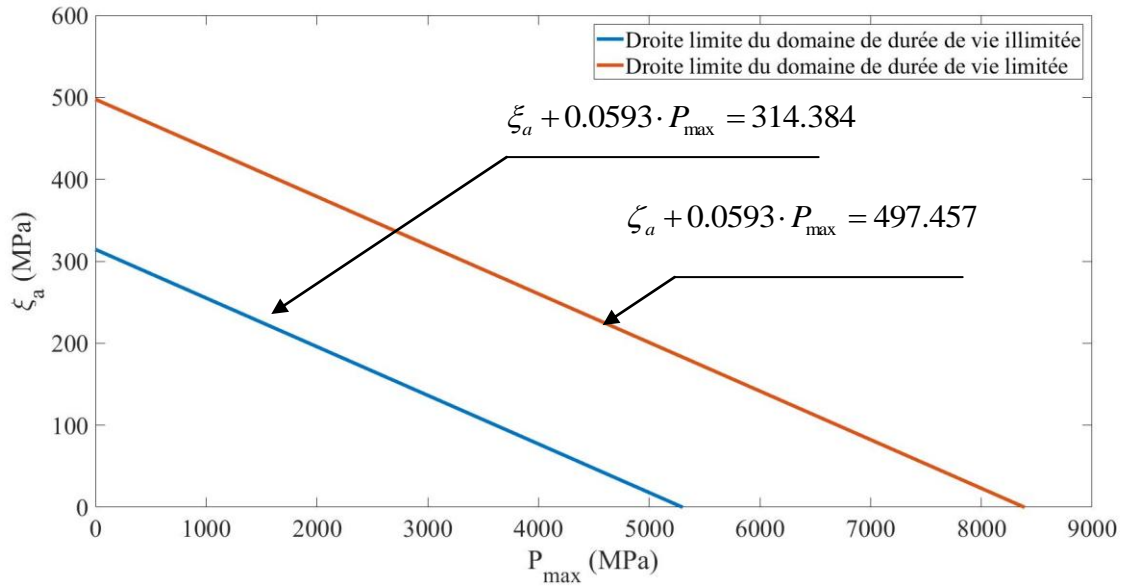


Figure IV.4. Droites limites du domaine du critère de Crossland

IV.7.3 Méthode de calcul des durées de vie des structures :

Pour une structure sollicitée en fatigue il est nécessaire de calculer la durée de vie par l'intermédiaire du critère de Crossland. Pour se faire, on calcul les contraintes de Crossland σ_{eq} définis par P_{max} et ξ_a .

IV.7.4 La fonction inverse de torsion :

L'équation de la courbe Wöhler de torsion permet de calculer la contrainte de torsion à la rupture si le nombre de cycles est connu. Mais si nous voulons calculer la durée de vie dans le cas où la contrainte est connue, on utilise la fonction inverse de l'équation (IV.7).Ce qui donne :

$$N(\tau) = \left(\frac{54837 \cdot \tau - 34821495}{308 - \tau} \right)^{\frac{1}{0.92}} \tag{IV.11}$$

Pour calculer la durée de vie on doit déterminer au préalable la contrainte équivalente σ_{eq} .

Cette contrainte doit être égale à la contrainte de torsion.

$$b = \xi_a + a \cdot P_{max} \tag{IV.12}$$

$$b = \sigma_{eq} \tag{IV.13}$$

$$\tau = \sigma_{eq} \tag{IV.14}$$

On analysant les équations (IV.11), (IV.12), (IV.13) et (IV.14), on remarque l'existence d'une relation entre les paramètres P_{max} , ξ_a , σ_{eq} et N .

$$N(\sigma_{eq}) = \left(\frac{54837 \cdot \sigma_{eq} - 34821495}{308 - \sigma_{eq}} \right)^{\frac{1}{0.92}} \tag{IV.15}$$

L'organigramme de calcul de durée de vie est donné à la figure IV.5.

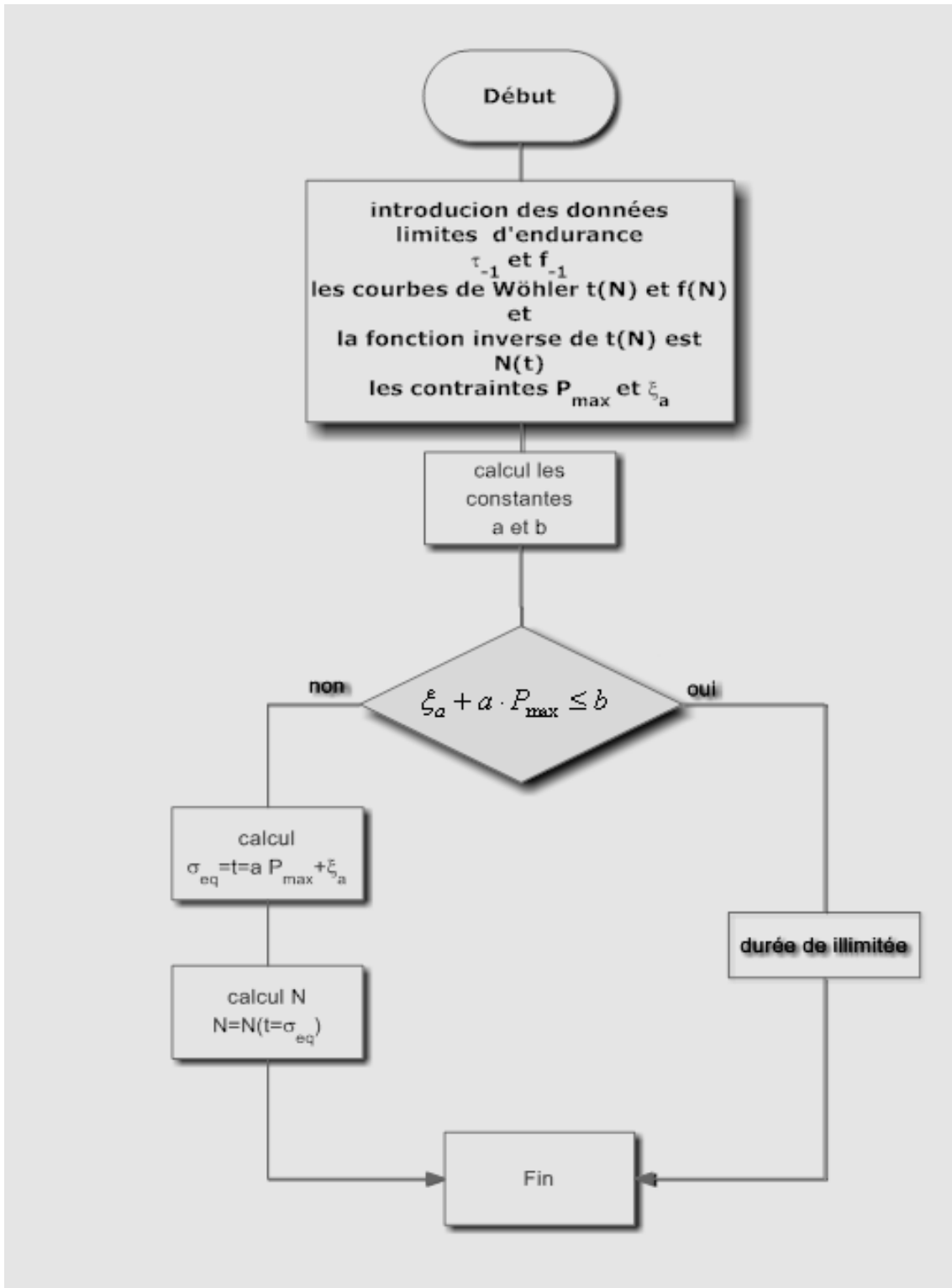


Figure IV.5. Organigramme de calcul de la durée de vie.

IV.8 Structure sollicitée à une traction statique superposé à une flexion alternée :

IV.8.1 L'éprouvette :

La géométrie de l'éprouvette est représentée par la figure IV.6.

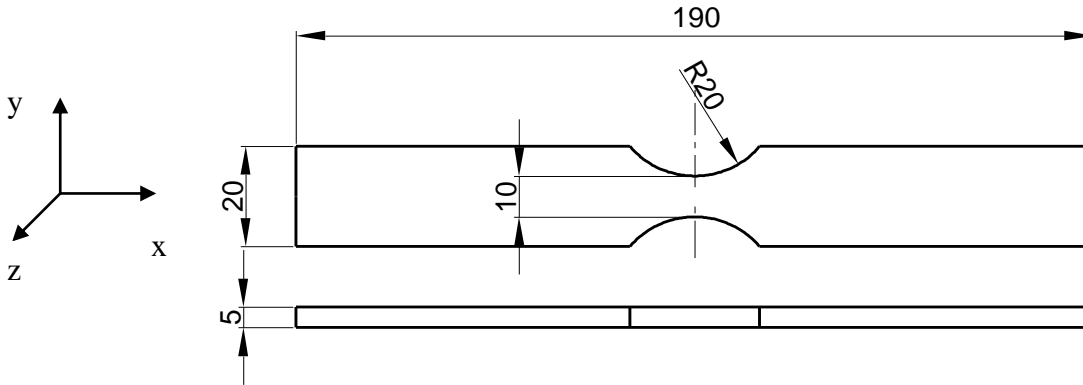


Figure IV.6 Géométrie de l'éprouvette 1 [57].

IV.8.2 Chargement et conditions aux limites :

Le Chargement et les conditions aux limites de l'éprouvette sont montrés sur la figure IV.7.

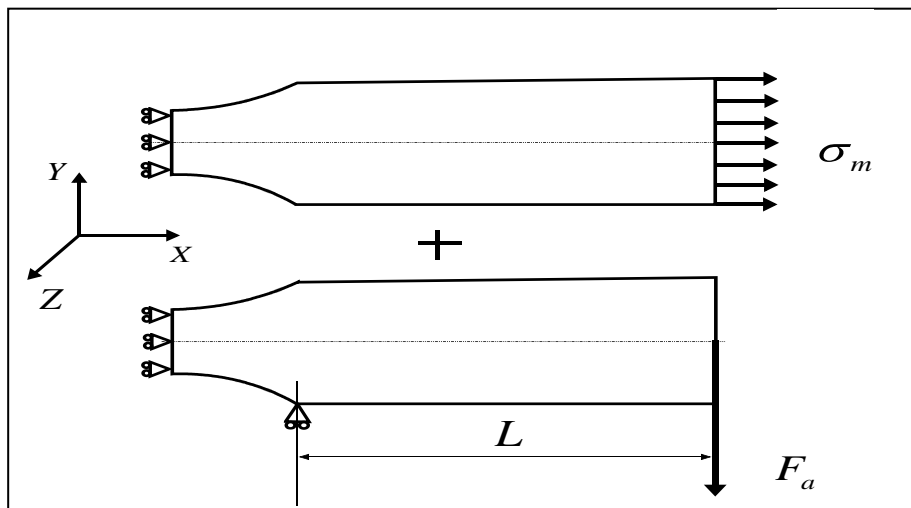


Figure IV.7. Le chargement et les conditions aux limites

L'existence d'une symétrie de l'éprouvette minimise le temps de calcul. Nous avons présenté seulement la moitié de l'éprouvette avec le chargement et les conditions aux limites.

La variation de la force alternée de flexion $F(t)$, en fonction du temps t , est exprimée par l'équation suivante:

$$F(t) = F_a \cdot \sin(\omega \cdot t) \quad (N) \quad (IV.16)$$

La courbe de variation de $F(t)$ en fonction du temps t est donnée par la figure IV.8.

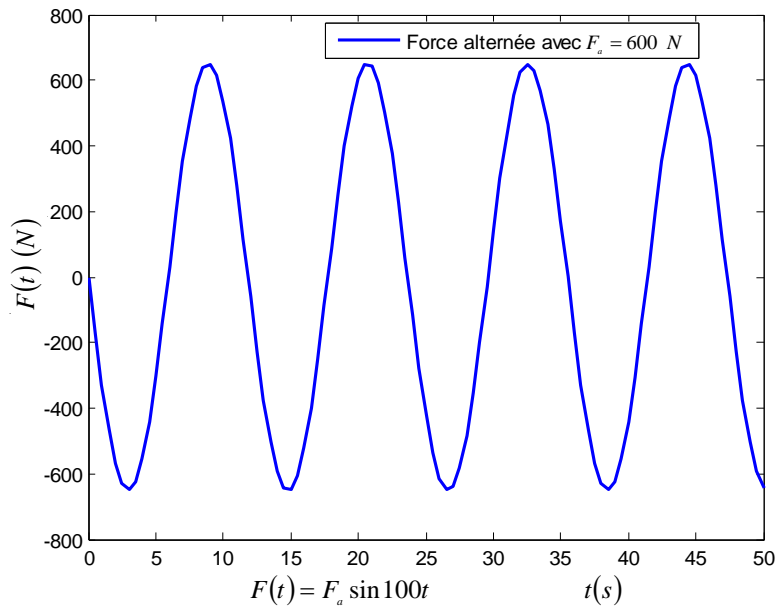


Figure IV.8. Variation de la force alternée de flexion $F(t)$.

IV.8.3 Maillage de la structure :

Afin de visualiser le champ de contrainte et déterminer les paramètres de Crossland, on utilise la méthode des éléments finis.

La figure IV.9 représente un maillage ordonné (mapped mesh). Nous avons utilisé un type d'éléments finis sous forme de quadrilatérales. Ce type d'éléments est constitué de 8 nœuds (plane 82) et possède deux degrés de liberté : translation suivant les axes (x) et (y).

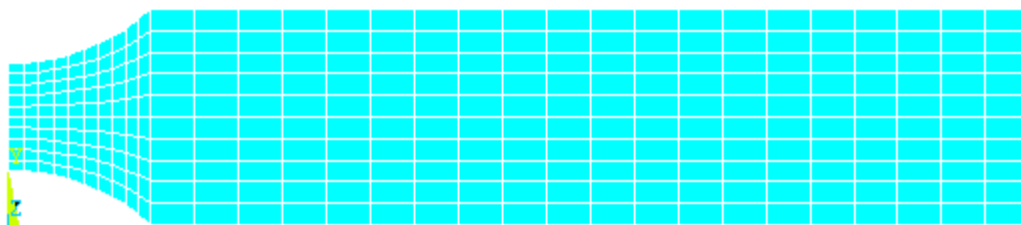


Figure IV.9. Présentation la moitié de l'éprouvette avec maillage ordonné.

(Maillage grossier)

IV.8.4 Détermination de la zone critique :

La visualisation de la structure permet de localiser la zone critique laquelle est située à l'élément 271. La position de cet élément est montrée sur la figure IV.10.

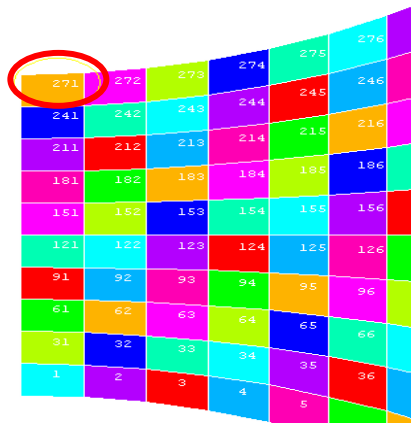


Figure IV.10 Position de l'élément 271

Les résultats obtenus sont résumés dans le tableau IV.2.

Tableau IV.2. Détermination de la zone critique

$F_a(N)$	P_{max} (MPa)	ξ_a (MPa)	$\sigma_{EQ}(MPa)$	Elément critique	Obs.
$\sigma_m(MPa)$					
500	250.59	294.25	309.12	271	<314.384
100					
600	285.33	353.11	370.03	271	>314.384
100					



Figure IV.11 Zone critique due au chargement en traction monotone



Figure IV.12 Zone critique due à la force Fa

D'après les figures IV.11 et IV.12, on remarque que :

- Le champ de contraintes dans la zone critique1 est supérieur à celui dans la zone critique2
- Les zones 1 et 2 sont pratiquement confondues (même position des éléments critiques pour les deux types de chargements).

D'après les résultats obtenus par application d'une série de chargements (tableau IV.2), on constate que l'élément critique ne change pas de position quelle que soit l'intensité du chargement appliqué.

La figure IV.13 montre plus clairement la position de l'élément critique, en l'occurrence l'élément 271.

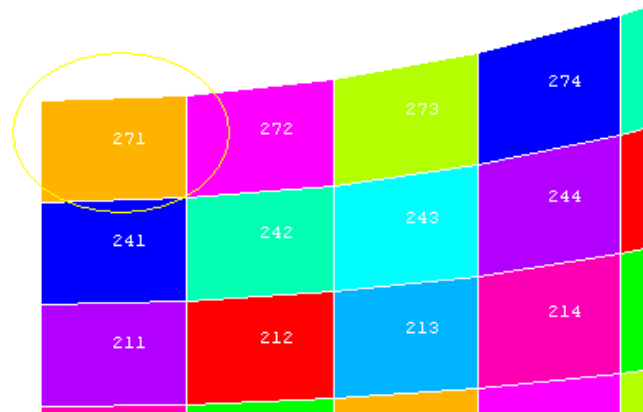


Figure IV.13. Détail de la position de l'élément 27.1

IV.8.5 Raffinement du maillage de la structure

Un maillage est la discrétisation d'un milieu continu (structure) en éléments finis, pour déterminer le champ de contrainte. Afin de raffiner et d'optimiser le maillage, nous procédons de la manière suivante :

- 1-Augmentation du nombre d'élément finis en diminuant leurs tailles [15].
- 2-Calcul du champ de contraintes et des paramètres de Crossland pour chaque type de taille d'élément.
- 3-Recherche de la convergence des paramètres de Crossland.

Pour notre cas, on choisit un chargement pour lequel $\sigma_m=100$ MPa et $F_a=600$ N.

Le tableau IV.3 présente les résultats obtenus.

Tableau IV.3 Résultats du Raffinement du maillage.

Ordre	1	2	3	4	5
P_{\max} (MPa)	263.82	278.18	285	287.7	288.38
ξ_a (MPa)	331.37	338.83	353	257.96	359.35
σ_{EQ} (MPa)	347,01	355,32	369,90	275,02	376,45
Nombre d'éléments	300	1200	5600	10800	14000

IV.8.6 Calcul la durée de vie

Dans le but de déterminer la durée de vie, nous avons élaboré un programme sous le code Matlab. L'organigramme de ce programme est montré sur la figure IV.5.

Le tableau IV.4 résume les valeurs de la durée de vie et des paramètres de Crossland pour chacun chargement appliqué (σ_m, F_a).

Tableau IV.4 Chargements appliqués et résultats obtenus

σ_m (MPa)	F_a (N)	P_{\max} (MPa)	ξ_a (MPa)	σ_{EQ} (MPa)	Nombre de cycles (rupture)
60	600	254.5513	353.1118	368,2067	714359
	500	219.8208	294.2599	307,2952	Illimitée
	400	185.0903	235.4079	246,3837	Illimitée
	300	150.3598	176.5559	185,47225	Illimitée
	200	115.6293	117.7039	124,56076	Illimitée
100	600	285.3301	353.1118	370.0319	686401
	500	250.5996	294.2599	309.1204	67465038
	400	215.8691	235.4079	248.2089	Illimitée
	300	181.1386	176.5559	187.2974	Illimitée
	200	146.4081	117.7039	126.3859	Illimitée
150	600	323.8036	353.1118	372.3133	653801
	500	289.0731	294.2599	311.401	20020591
	400	254.3426	235.4079	250.490	Illimitée
	300	219.6121	176.5559	189.5789	Illimitée
	200	184.8817	117.7039	128.6674	Illimitée
200	600	362.2772	353.1118	374.5948	623551
	500	327.5467	294.2599	313.6833	11372868
	400	292.8162	235.4079	252.7718	Illimitée
	300	258.0857	176.5559	191.8604	Illimitée
	200	223.3552	117.7039	130.9489	Illimitée
250	600	400.7507	353.1118	376.8763	595410
	500	366.0202	294.2599	315.9648	7819685
	400	331.2897	235.4079	255.0533	Illimitée
	300	296.5593	176.5559	194.1418	Illimitée
	200	261.8288	117.7039	133.2303	Illimitée
300	600	439.2243	353.1118	379,1578	569170

	500	404.4938	294.2599	318,2463	5900630
	400	369.7633	235.4079	257,3348	Illimitée
	300	335.0328	176.5559	196,4233	Illimitée
	200	300.3023	117.7039	135,5118	Illimitée
350	600	477.6978	353.1118	381,4393	544648
	500	442.9673	294.2599	320,5278	4705300
	400	408.2369	235.4079	259,6163	Illimitée
	300	373.5064	176.5559	198,7048	Illimitée
	200	338.7759	117.7039	137,7934	Illimitée

L'analyse des la durées de vie obtenues par la simulation, nous permet de distinguer trois domaines :

1- durée de vie inférieure à 10^5 cycles, on note ce type de chargement (Hors Domaine : «H.D »), ceci relève probablement du domaine de fatigue oligocyclique.

2-durée de vie est limitée entre 10^5 cycles et 10^7 cycles, on note ce type de chargement " limitée".La valeur de contrainte équivalente est située dans le domaine à endurance limitée.

3-durée de vie est illimitée si elle est supérieure à 10^7 cycles, on note ce type de chargement "illimité".

IV.9 Structure sollicitée à une traction statique superposée à une torsion alternée :

IV.9.1 Eprouvette :

La géométrie et les dimensions de l'éprouvette sont montrées sur la figure IV.14.

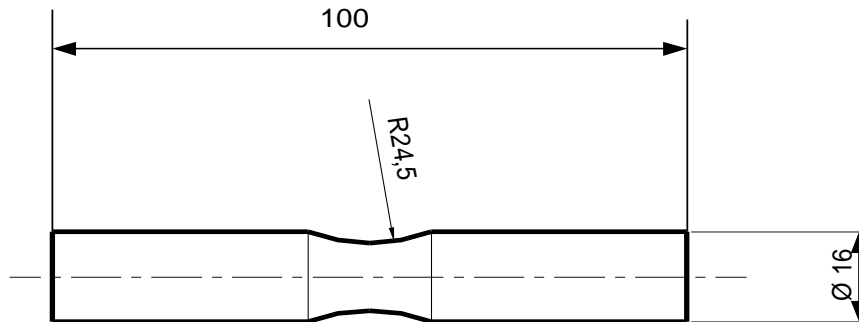


Figure IV.14. Géométrie de l'éprouvette 2 [57].

IV.9.2 Chargement et conditions aux limites :

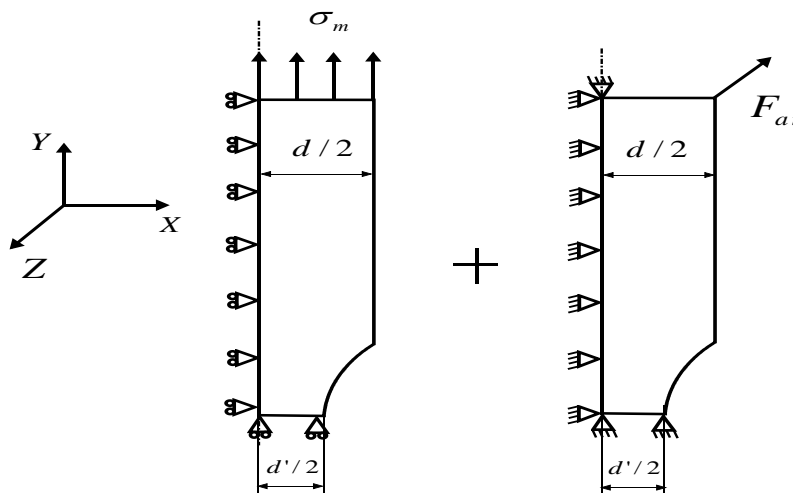


Figure IV.15. Modélisation en 2D avec superposition des sollicitations et CL

La figure IV.15, montre la superposition des chargements statique et cyclique ainsi que les conditions aux limites. L'existence d'une symétrie géométrique et de chargement permet d'utiliser uniquement le quart de l'éprouvette.

Le logiciel Ansys impose les conditions suivantes :

- L'axe y est l'axe de symétrie,
- Les dimensions de la structure suivant l'axe x doivent être positives.
- La force F_{at} qui provoque le moment de torsion doit être dirigée suivant l'axe z.

La force $F(t)$ qui provoque un couple de torsion est donnée par la formule suivante (IV.17).

$$F(t) = F_{at} \cdot \sin(\omega \cdot t) \quad (N) \quad (IV.17)$$

La figure IV.16 représente la forme du signal de la force cyclique $F(t)$.

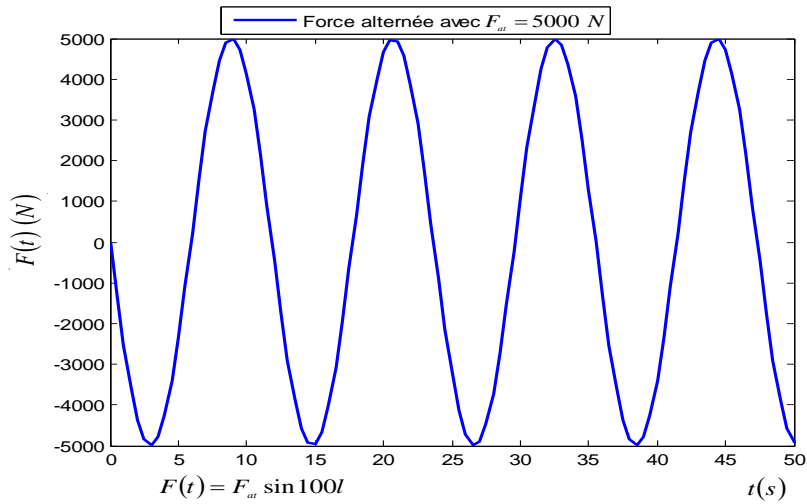


Figure IV.16. Forme du signal de la force de torsion

IV.9.3 Maillage :

Nous avons opté pour un maillage ordonné avec des éléments un type d'élément à 8 nœuds (plane 83). Le maillage grossier de l'éprouvette est montré à la figure IV.17.

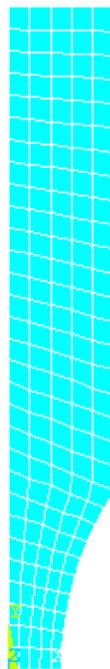


Figure IV.17. Maillage de la structure (Maillage grossier).

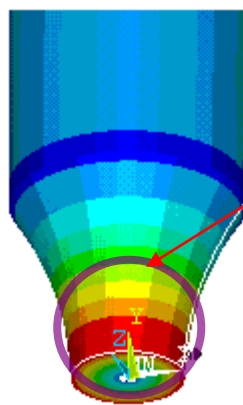
IV.9.4 Détermination de la zone critique :

De la même façon que précédemment, on applique une série de chargements en variant la force alternée de torsion et en fixant la contrainte monotone de traction. La zone critique est colorée en rouge (figures IV.18 et IV.19).

Le tableau IV.5 résume la position de l'élément critique pour différents couples de chargement (F_{at}, σ_m)

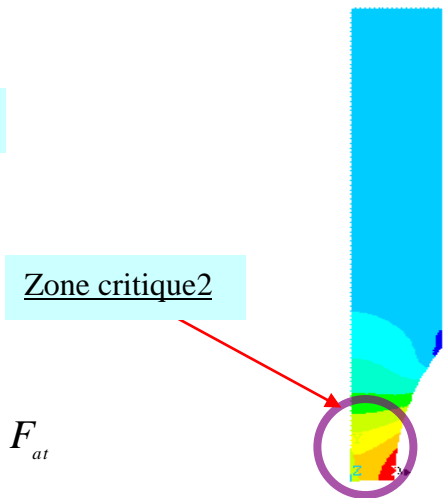
Tableau IV.5. Détermination de la zone critique

$F_{at} (N)$	$P_{max} (MPa)$	$\xi_a (MPa)$	$\sigma_{EQ} (MPa)$	Elément critique
$\sigma_m (MPa)$				
5000	146.07	353.99	362,65	5
100				
4000	146.07	283.19	291,85	5
100				
6000	146.07	409.51	418,17	5
100				



Zone critique1

Figure IV.18. Zone critique due à l'application de F_{at}



Zone critique2

Figure IV.19. Zone critique due à la contrainte moyenne de traction

D'après le tableau IV.5, les figures IV.18 et IV.19, montrent que :

- quelle que soit la valeur du chargement appliqué l'élément critique ne change pas de position,
- le champ de contraintes de la zone critique1 est supérieur à celui de la zone critique 2,
- les zones 1 et 2 sont pratiquement confondues (même position des éléments critiques pour les deux types de chargements).

La figure IV.20 montre la position de l'élément critique (élément 5).

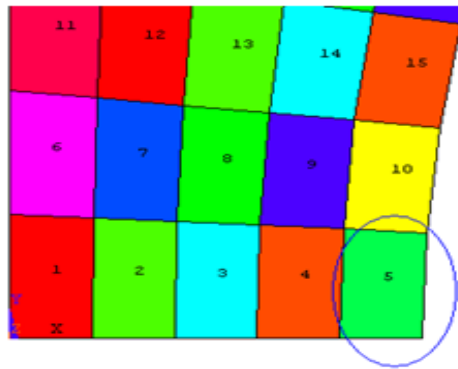


Figure IV.20 Détail de la position de l'élément « 5 »

IV.9.5 Raffinement du maillage de la structure :

Nous procédons de la même manière que précédemment afin de déterminer le maillage optimal. Pour ce faire, on considère le chargement pour lequel, $\sigma_m=100$ MPa et $F_{at}=5000$ N, et on cherche la convergence des résultats. Le tableau IV.6 montre les résultats pour différents maillages. Compte tenu de la précision des résultats obtenus, nous optons pour un maillage à 2000 éléments.

Tableau IV.6. Résultats du Raffinement du maillage de la structure

Ordre	1	2	3	4	5
P_{max} (MPa)	146.07	147.73	148.42	148.62	148.63
ξ_a (MPa)	353.99	379.16	391.37	395.32	395.37
σ_{EQ} (MPa)	362,65	387,92	400,17	404,13	404,18
Nombre d'éléments	521	600	2000	3900	4200

IV.9.6 Calcul de durée de vie

On applique la même procédure pour déterminer la durée de vie. On fixe la contrainte moyenne et on varie la force alternée. La durée de vie est calculée par l'équation (IV.15). Le tableau IV.7 résume les résultats obtenus par la simulation.

Tableau IV.7. Chargements appliqués et résultats obtenus

σ_m (MPa)	F_{at} (N)	P_{max} (MPa)	ξ_a (MPa)	σ_{eq} (MPa)	Nombre de cycles (rupture)
60	5000	89.0529	391.3696	396.6504	415003
	4000	89.0529	313.0957	318.3765	5817600
	3000	89.0529	234.8218	240.1026	Illimitée
	2000	89.0529	156.5479	161.8287	Illimitée
	1000	89.0529	78.2739	83.5548	Illimitée
	0	89.0529	0	5.2809	Illimitée
100	5000	148.4214	391.3696	400.1711	391419
	4000	148.4214	313.0957	321.8972	4183688
	3000	148.4214	234.8218	243.6233	Illimitée
	2000	148.4214	156.5479	165.3494	Illimitée
	1000	148.4214	78.2739	87.0755	Illimitée
	0	148.4214	0	8.8016	Illimitée
150	5000	222.6321	391.3696	404,5718	364497
	4000	222.6321	313.0957	326,2979	3055005
	3000	222.6321	234.8218	248,0240	Illimitée
	2000	222.6321	156.5479	169,7501	Illimitée
	1000	222.6321	78.2739	91,4762	Illimitée
	0	222.6321	0	13,2023	Illimitée
200	5000	296.8428	391.3696	408,9726	340060
	4000	296.8428	313.0957	330,6987	2379555
	3000	296.8428	234.8218	252,4248	Illimitée
	2000	296.8428	156.5479	174,1509	Illimitée
	1000	296.8428	78.2739	95,8770	Illimitée
	0	296.8428	0	17,6031	Illimitée
250	5000	371.0535	391.3696	413,3734	317786
	4000	371.0535	313.0957	335,0995	1931821
	3000	371.0535	234.8218	256,8256	Illimitée
	2000	371.0535	156.5479	178,5517	Illimitée
	1000	371.0535	78.2739	100,2778	Illimitée
	0	371.0535	0	22,0039	Illimitée
400	5000	593.6857	391.3696	426,5757	261469
	4000	593.6857	313.0957	348,3018	1194985
	3000	593.6857	234.8218	270,0279	Illimitée
	2000	593.6857	156.5479	191,7540	Illimitée
	1000	593.6857	78.2739	113,4801	Illimitée
	0	593.6857	0	35,2062	Illimitée

IV.10 Interface Matlab-Ansys

Le programme de calcul que nous avons mis au point, nous contraint à créer une interface qui permette aux deux logiciels, Ansys et Matlab, de communiquer.

IV.10.1 Application 1 : structure sollicitée à une traction statique superposé à une flexion alternée.

Elle est constituée en deux étapes :

1^{er} étape : consiste à chercher une relation entre la contrainte équivalente de Crossland σ_{eq} et la force alternée de flexion F_a , tout en gardant la contrainte de traction monotone σ_m fixe.

2^{eme} étape : consiste à chercher une relation entre la contrainte traction monotone et la force alternée de flexion pour un nombre de cycles donné.

L'organigramme du programme de calcul établi est montré sur la figure IV.21. Il résume les différentes étapes de calcul.

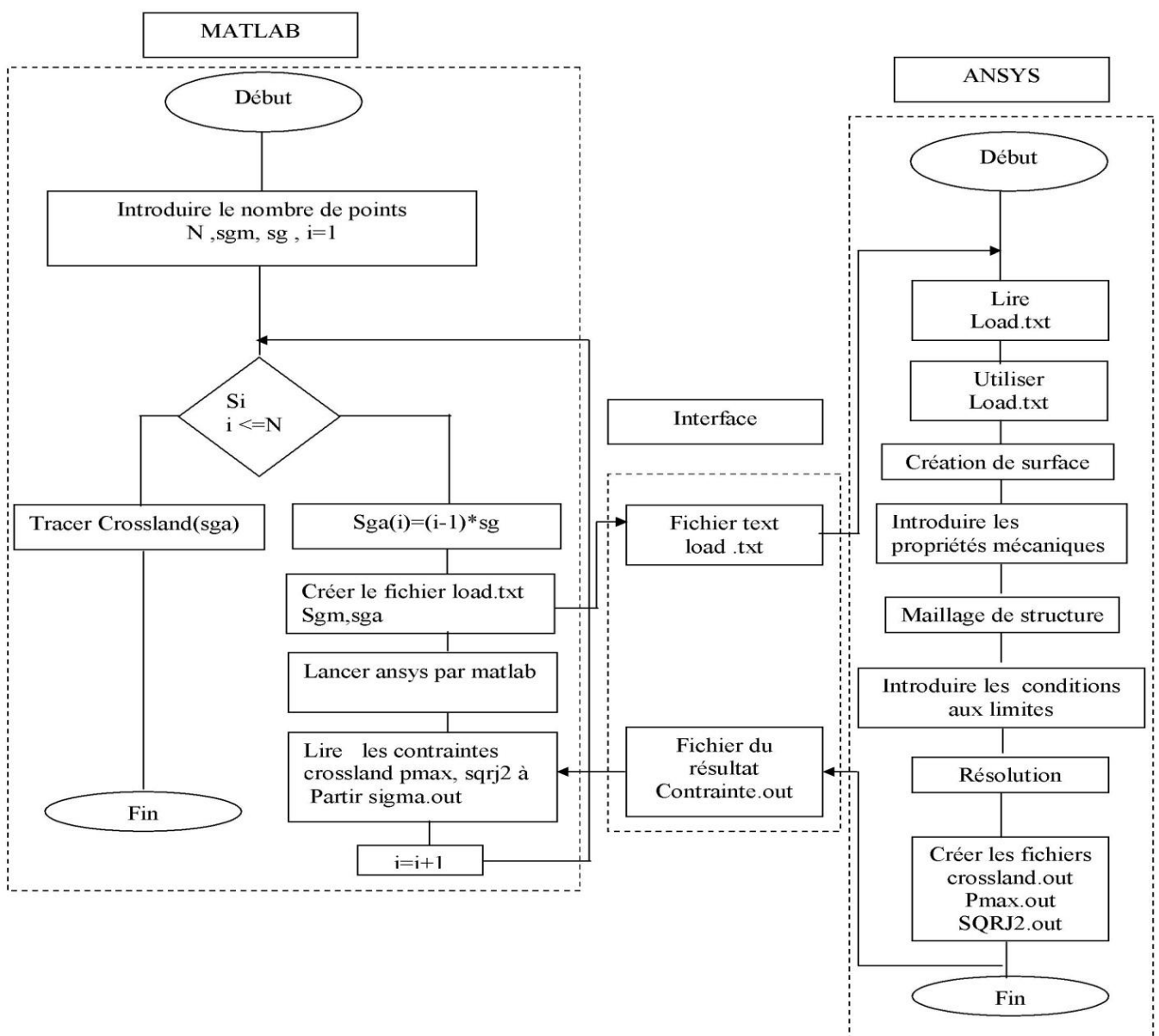


Figure IV.21 Organigramme de calcul la contrainte équivalente en fonction de contrainte monotone

IV.10.2 Résultats et discussions :

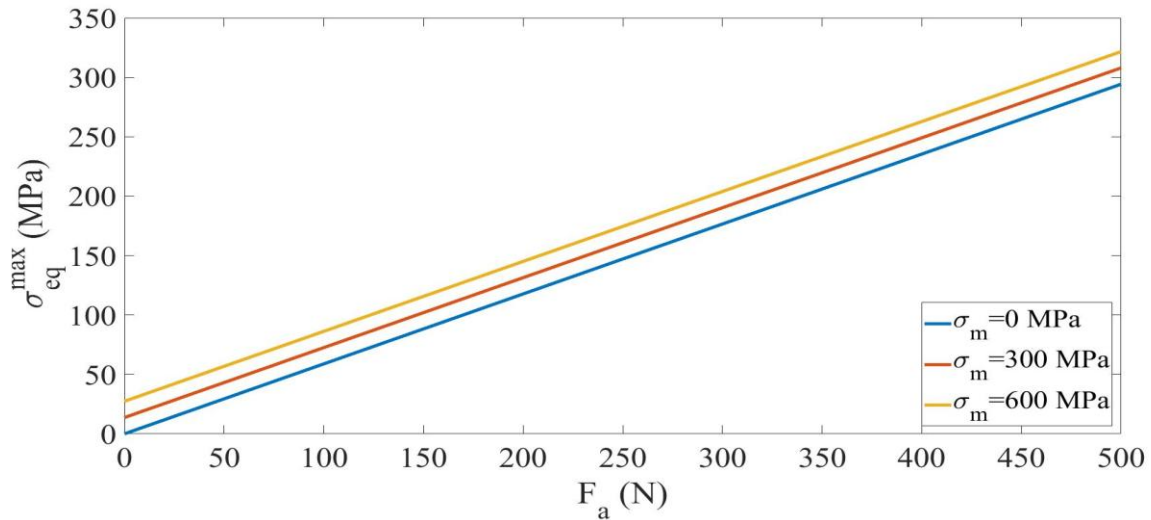


Figure IV.22 Contrainte équivalente σ_{eq} en fonction de la force alternée F_a (flexion) pour différentes valeurs de la contrainte traction monotone σ_m .

On constate que la relation entre la contrainte équivalente de Crossland et la force alternée de flexion est une relation linéaire sous la forme suivante :

$$\sigma_{eq} = \alpha \cdot F_a + \beta \tag{IV.18}$$

Les valeurs de α et β obtenues pour les trois contraintes monotones σ_m appliquées sont présentées au tableau IV.8 :

Tableau IV.8 : Les valeurs de α et β pour différents σ_m appliquées

σ_m (MPa)	0	300	600
α (m^{-2})	0.5885	0.5885	0.5885
β (MPa)	0	13.69	27.38

D’où la force alternée de flexion F_a :

$$\sigma_{eq} = \alpha \cdot F_a + \beta \tag{IV.19}$$

Alors on obtient :

$$F_a = \frac{\sigma_{eq} - \beta}{0.5885} \tag{IV.20}$$

On déduit la relation existante entre β et σ_m .

On pose :

$$\gamma = \frac{\sigma_m}{\beta} = 21.9124 \tag{IV.21}$$

D'où

$$\beta = \frac{\sigma_m}{\gamma} \quad (\text{IV.22})$$

Finalement, on obtient une relation entre F_a et σ_m :

$$F_a = \frac{\sigma_{eq} - \frac{\sigma_m}{\gamma}}{\alpha} \quad (\text{IV.23})$$

Par conséquent, nous venons de démontrer la linéarité entre la force alternée de flexion F_a et la contrainte monotone de traction σ_m .

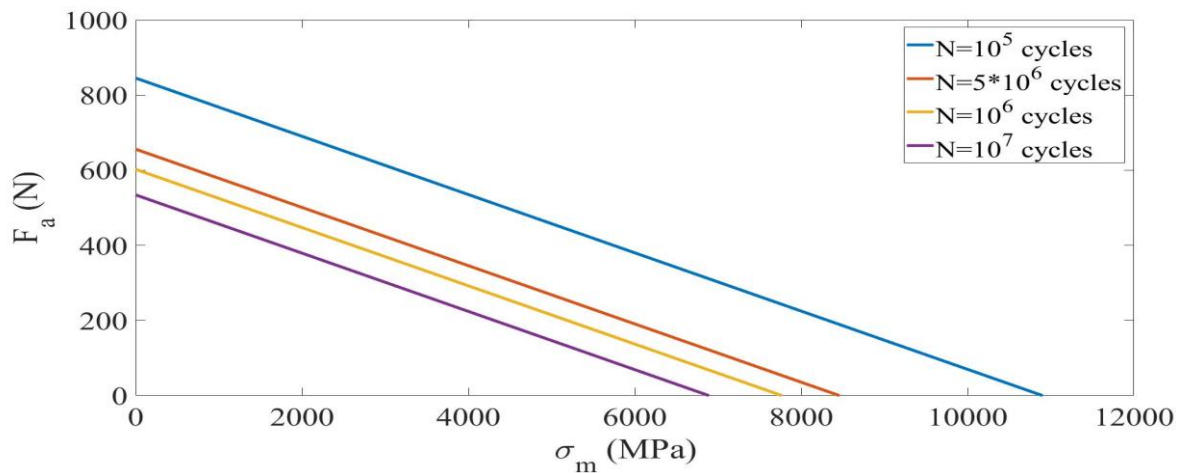


Figure IV.23 Contrainte alternée en fonction de la contrainte monotone (flexion) pour différentes durées de vie N .

A une durée de vie donnée N , on constate que la force alternée de flexion diminue avec l'augmentation de la contrainte monotone.

IV.10.3 Application 2 : structure sollicitée à une traction statique superposé à une torsion alternée.

Elle est constituée en deux étapes :

1^{er} étape : consiste à chercher une relation entre la contrainte équivalente de Crossland σ_{eq} et la force alternée de torsion F_a tout en gardant la contrainte de traction monotone σ_m fixe.

2^{ème} étape : consiste à chercher une relation entre la contrainte traction monotone σ_m et la force alternée de torsion F_a pour un nombre de cycles donné.

IV.10.4 Résultats et discussions :

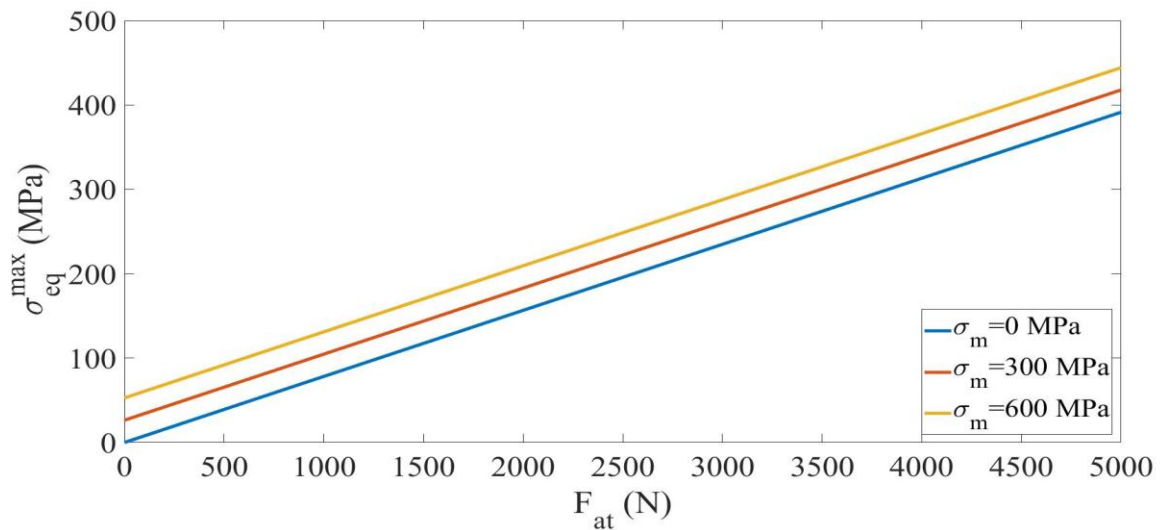


Figure IV.24 Contrainte équivalente en fonction de la contrainte alternée (torsion) pour différentes valeurs de la contrainte traction monotone σ_m .

On remarque que la relation entre la contrainte équivalente de Crossland et la force alternée de torsion est une relation linéaire sous la forme suivante :

$$\sigma_{eq} = \alpha \cdot F_{at} + \beta \quad (\text{IV.24})$$

Les valeurs de α et β obtenues pour les trois contraintes monotones σ_m appliquées sont présentées au tableau IV.9 :

Tableau IV.9 : Les valeurs de α et β pour différents σ_m appliquées

σ_m (MPa)	0	300	600
α (m^{-2})	0.0783	0.0783	0.0783
β (MPa)	0	26.4047	52.8094

D'où la force alternée de torsion F_{at} :

$$F_{at} = \frac{\sigma_{eq} - \beta}{\alpha} \quad (IV.25)$$

On obtient :

$$F_{at} = \frac{\sigma_{eq} - \beta}{0.0783} \quad (IV.26)$$

On déduit la relation existante entre β et σ_m .

On pose :

$$\frac{\sigma_m}{\beta} = \gamma = 11.3616 \quad (IV.27)$$

Finalement on obtient une relation entre F_{at} et σ_m :

$$F_{at} = \frac{\sigma_{eq} - \frac{\sigma_m}{\gamma}}{\alpha} \quad (IV.28)$$

Nous venons de démontrer la linéarité entre la force alternée de torsion F_{at} et la contrainte monotone de traction σ_m .

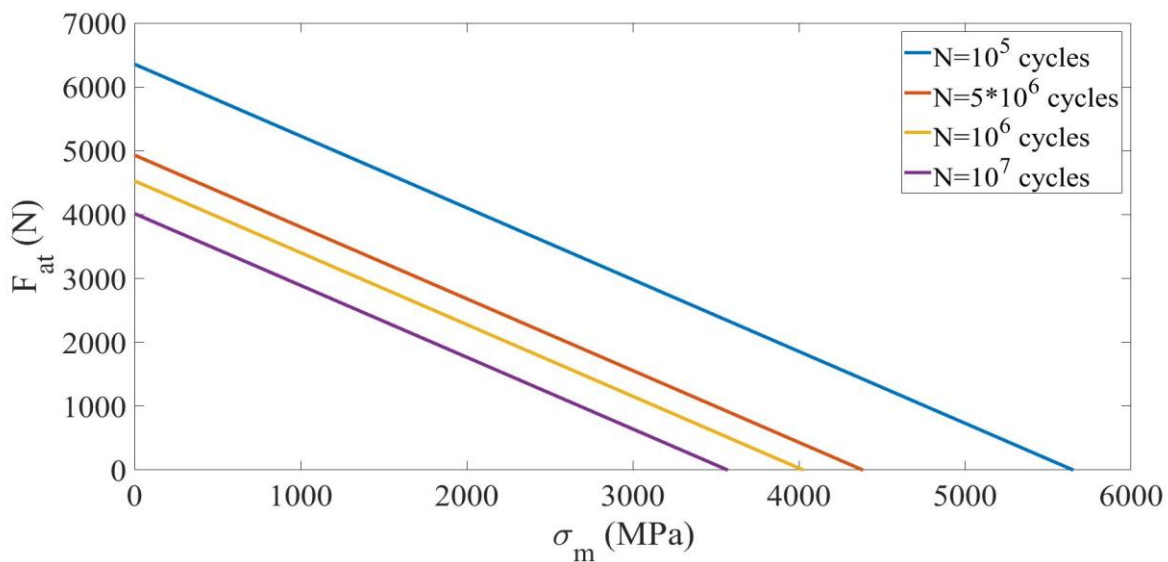


Figure IV.25 Contrainte alternée en fonction de la contrainte moyenne (torsion)

A une durée de vie donnée N , on remarque que la force alternée de flexion diminue avec l'augmentation de la contrainte monotone.

IV.11 Calcul de durée de vie d'un chargement multiaxial non-proportionnel

Dans la partie précédente de cette étude, l'objectif était de prédire la durée de vie d'une éprouvette soumise à des chargements multiaxiaux périodiques d'amplitude constante (chargement

proportionnel), donc pour prédire la durée de vie nous avons utilisé le critère de Crossland. Mais dans le cas des chargements non proportionnels, il est indispensable d'utiliser un critère du type plan critique. Parmi ces critères nous avons opté pour le critère de Papadopoulos.

IV.11.1 Critère Papadopoulos

Papadopoulos avait consacré une grande partie de ses travaux à l'étude de la fatigue polycyclique en endurance illimitée. Il a commencé à étudier le domaine de l'endurance limitée. En 2001, l'auteur proposa un critère d'endurance et établit une méthode de prévision de durée de vie qui traite les chargements multiaxiaux proportionnels et non-proportionnels d'amplitude constante.

En effet, il étend le critère d'endurance aux durées de vie finies en s'appuyant sur quelques hypothèses afin de définir par la suite une courbe de Wöhler multiaxiale exprimant la durée de vie en fonction de l'amplitude de la cission généralisée T_a , de la valeur des pressions moyennes P_m et de l'amplitude P_a de la pression hydrostatique.

Le critère d'endurance défini par l'auteur repose sur le concept du plan critique et peut être exprimé comme une relation d'inégalité séparant le domaine sécurisé de celui non sécurisé (Équation IV.29). Il fait intervenir deux grandeurs : P_{\max} pression hydrostatique maximale, et T_a , l'amplitude de la cission généralisée associée à un plan physique (noté Δ). Ce plan est défini dans le trièdre (Oxyz) par les coordonnées sphériques φ et θ de son vecteur normal \vec{n} (Figure. IV.26). Il en résulte que T_a est fonction de φ et θ . Le plan critique est défini par l'auteur comme étant celui sur lequel $T_a(\varphi, \theta)$ atteint sa valeur maximale, c'est-à-dire $\max(T_a) = \max_{(\varphi, \theta)} (T_a(\varphi, \theta))$. La condition d'endurance est, alors, donnée par l'expression suivante :

$$\max T_a + \alpha_{\infty} P_{\max} \leq \gamma_{\infty} \quad (\text{IV.29})$$

Où α_{∞} et γ_{∞} sont deux paramètres liés au matériau. L'indice ∞ a été utilisé par Papadopoulos pour rappeler que le critère de fatigue (Équation IV.29) délimite (au moins théoriquement) le domaine de fatigue de durée de vie illimitée. Pour calculer la valeur de l'amplitude de la cission T_a , nous devons déterminer le trajet de chargement pour chacun des plans physiques Δ , pour en extraire la valeur maximale [74].

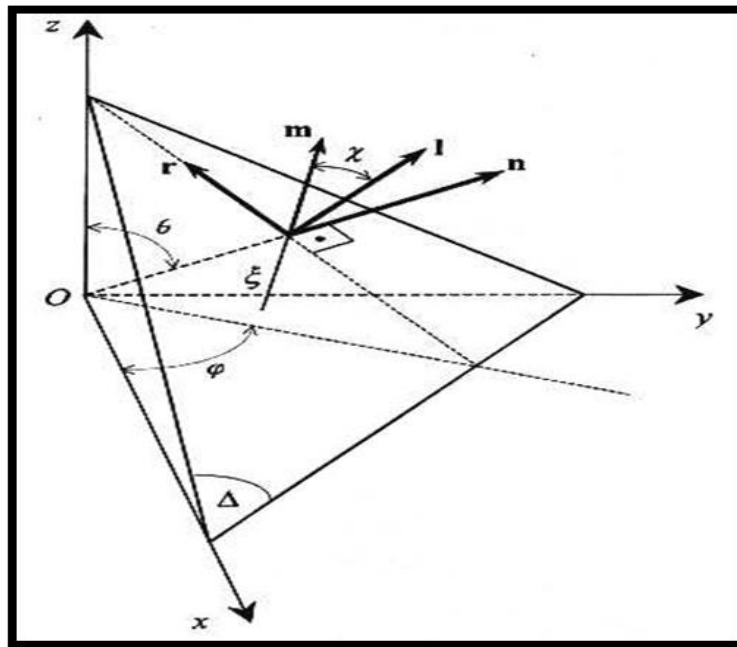


Figure IV.26 : Plan Δ et le repère direct (l, r, n) associé.

IV.11.2 Présentation du matériau étudié

IV.11.2.1 Caractéristiques du matériau étudié :

Notre étude se fait pour l'acier de nuance SM 45C qui est un d'acier au carbone moyen avec une teneur en carbone variant de 0.42% à 0.50%. Ce matériau est l'un des aciers les plus utilisés [76]. Sa composition chimique et ses caractéristiques mécaniques sont respectivement récapitulées dans les tableaux IV.10 et IV.11 [74].

Tableau IV.10 : Composition chimique de l'acier SM45C

C	Mn	P	S	Si	Ni	Cr	Cu
0.42	0.73	0.02	0.012	0.28	0.14	0.18	0.13

Tableau IV.11 : Caractéristiques mécaniques de l'acier SM45C.

Limite d'élasticité σ_y (MPa)	638
Résistance à la rupture R_m (MPa)	824
Module d'élasticité longitudinal (Young) E (MPa)	213
Module d'élasticité Transversal G (MPa)	82.5

Coefficient de Poisson ν	0.29
Allongement A (%)	22

IV.11.2.2 Courbes de fatigue de l'acier SM 45C

Les propriétés en fatigue du matériau étudié ont été obtenues par Lee. L'auteur a réalisé des essais de fatigue en torsion et en flexion purement alternées. Les limites d'endurance en torsion et flexion purement alternées sont respectivement comme suit: $t_{-1} = 311 \text{MPa}$, $f_{-1} = 442 \text{MPa}$.

Dans la zone à endurance limitée à grand nombre de cycles : $N_l \leq N \leq N_k$, les courbes S-N ont été modélisées par Papadopoulos, comme suit :

Courbe de torsion purement alternée :

$$\tau_{-1}(N) = \frac{311}{1 - 62.3N^{-0.53}} \quad (\text{IV.30})$$

Courbe de flexion purement alternée :

$$f_{-1}(N) = \frac{442}{1 - 62.3N^{-0.53}} \quad (\text{II.31})$$

Les courbes S-N en torsion et flexion purement alternées sont montrées dans les figures IV.27 et IV.28. On peut remarquer que le nombre de cycles $N_k = 10^8$ cycles sépare les deux domaines à endurance limitée et illimitée [75].

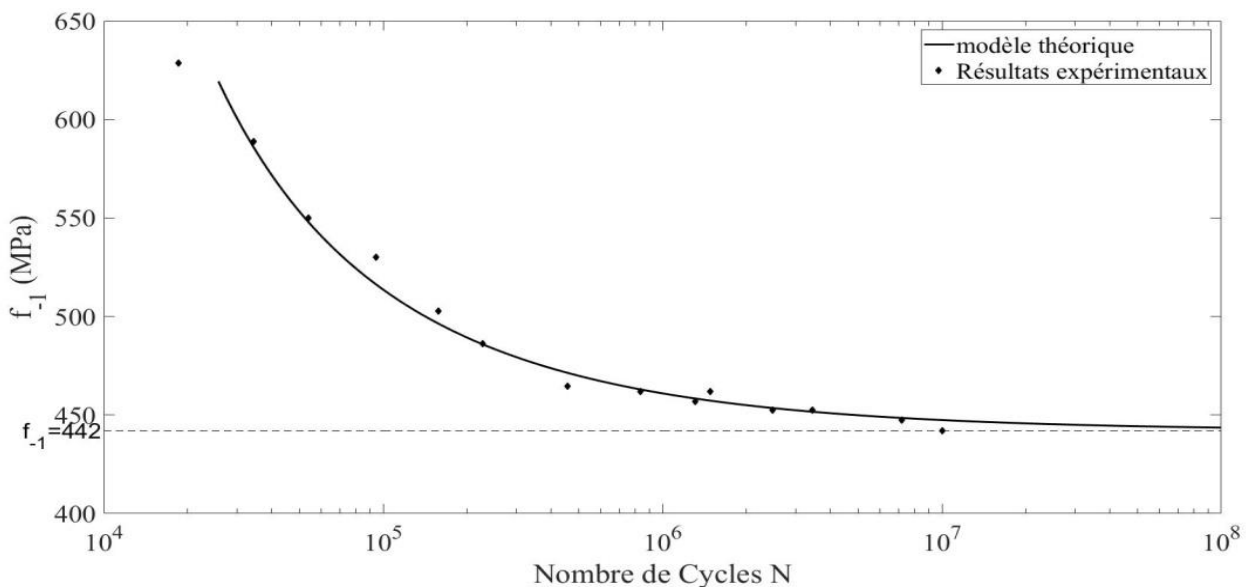


Figure IV.27 Courbe de fatigue en flexion purement alternée de l'acier SM 45C.

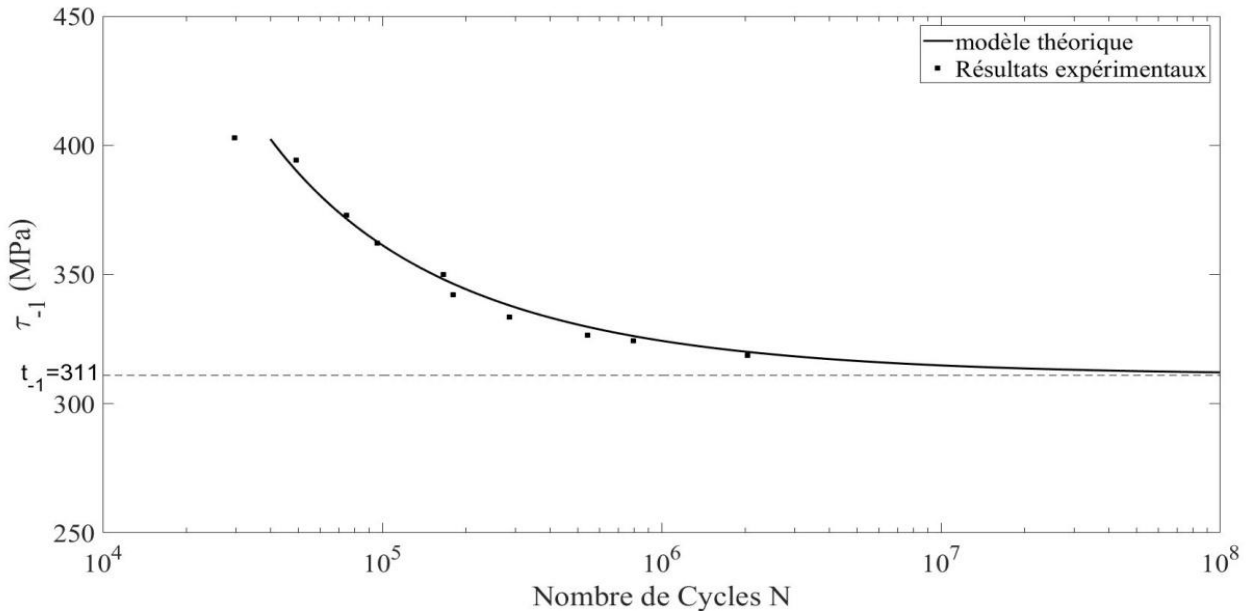


Figure IV.28 Courbe de fatigue en torsion purement alternée de l'acier SM 45C.

IV.11.3 Méthodologie adoptée

Dans le but d'élaborer un programme de calcul de durée de vie, sous le code Matlab, notre travail a été composé de trois parties :

- la 1^{ère} partie est réservée à la détermination des trajets de chargement,
- la 2^{ème} partie est consacrée au calcul de la durée de vie du matériau,
- la 3^{ème} partie étudie l'influence de plusieurs paramètres.

Chaque partie peut être scindée en plusieurs étapes. Notons que le temps de calcul de chaque partie est considérable et peut, parfois, atteindre jusqu'à 18 heures.

Nous allons examiner, avec détails, les différentes étapes pour chacune des parties.

• Pour la 1^{ère} partie :

➤ 1^{ier} étape :

Consiste à connaître les limites de fatigue en torsion et flexion purement alternée symétrique (τ_{-1}, f_{-1}), la période et le tenseur de contrainte appliqué. A partir des données, on identifie des constantes α_∞ et γ_∞ lesquelles sont déterminées par les équations suivantes :

$$\gamma_\infty = \tau_{-1} \quad (\text{IV.32})$$

$$\alpha_\infty = 3 \left(\frac{\tau_{-1}}{f_{-1}} - \frac{1}{2} \right) \quad (\text{IV.33})$$

2^{ème} étape :

Le but de cette étape est la détermination des trajets de chargement. Chaque plan Δ est caractérisé par le vecteur normale \vec{n} . Les deux angles θ et φ définissent le vecteur \vec{n} dont les composantes se calculent comme suit:

$$n = \begin{bmatrix} n_x \\ n_y \\ n_z \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \sin \theta \cos \varphi \\ \sin \theta \sin \varphi \\ \cos \theta \end{bmatrix} \quad (\text{IV.34})$$

Dans le plan Δ on définit deux vecteurs unitaires orthogonaux \vec{l} et \vec{r} tels que:

$$l = \begin{bmatrix} l_x \\ l_y \\ l_z \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -\sin \varphi \\ \cos \varphi \\ 0 \end{bmatrix} \quad (\text{IV.35})$$

$$r = \begin{bmatrix} r_x \\ r_y \\ r_z \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -\cos \theta \cos \varphi \\ -\cos \theta \sin \varphi \\ \sin \theta \end{bmatrix} \quad (\text{IV.36})$$

On calcule, à chaque instant t, des deux composantes tangentielles $\tau_l(t)$ et $\tau_r(t)$ du vecteur contrainte tangentielle agissant sur le plan Δ . Ces deux composantes sont calculées comme suit :

$$\tau_l(t) = \vec{l} \cdot \vec{\sigma} \cdot \vec{n} \quad (\text{IV.37})$$

$$\tau_r(t) = \vec{r} \cdot \vec{\sigma} \cdot \vec{n} \quad (\text{IV.38})$$

En effet $\tau_l(t)$ et $\tau_r(t)$ représentent respectivement les projections du vecteur contrainte tangentielle sur les vecteurs unitaires orthogonaux \vec{l} et \vec{r} .

Enfin, Le trajet de chargement consiste à déterminer et tracer, en fonction du temps, de la courbe de variation $\vec{\tau}_l(t) = f[\vec{\tau}_r(t)]$.

Le tenseur étudié dans ce cas est un tenseur donné dans le cas général, ce tenseur peut être donné après un calcul analytique ou une simulation numérique d'une éprouvette de fatigue soumis à des chargement multiaxiaux non-proportionnelles.

• Pour la 2^{ème} partie:

- **1^{ère} étape :** est identique à la première étape de la première partie.
- **2^{ème} étape :**

C'est l'étape la plus longue. Elle consiste en la détermination de la durée de vie exprimée en nombre de cycles. Dans le trièdre orthonormé (l, r, n) on définit un plan Δ (figure IV.26), il est nécessaire de calculer $\max(T_a)$, P_{\max} et σ_{eq} par :

Afin d'extraire, pour chacun des plan (Δ), l'amplitude maximale de la cission, nous définissons dans le plan Δ une droite de vecteur unitaire \vec{m} dont les composantes sont telles que:

$$m = \begin{bmatrix} m_x \\ m_y \\ m_z \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -\sin \varphi \cos \chi - \cos \theta \cos \varphi \sin \chi \\ \cos \varphi \cos \chi - \cos \theta \sin \varphi \sin \chi \\ \sin \theta \sin \chi \end{bmatrix} \quad (IV.39)$$

L'angle χ est défini comme étant l'angle entre la droite de direction \vec{m} et l'axe de direction \vec{l} . La figure II.1 montre cet angle.

Calcul de la cission τ en fonction de φ , θ et χ :

$$\tau = \vec{n} \cdot \vec{\sigma} \cdot \vec{m} \quad (IV.40)$$

Calcul de l'amplitude de la cission résolue : elle représente la moitié de la différence, pour un plan physique Δ donné et pendant un cycle, entre les valeurs maximale et minimale de la cission τ , soit:

$$\tau_a(\varphi, \theta, \chi) = \frac{1}{2} \left[\max_{t \in p} \tau(\varphi, \theta, \chi, t) - \min_{t \in p} \tau(\varphi, \theta, \chi, t) \right] \quad (IV.41)$$

Calcul de T_a par l'équation suivante : elle représente une valeur moyenne de toutes les cissions résolues calculée sur l'ensemble des plans physique Δ . La relation suivante donne cette valeur :

$$T_a(\varphi, \theta) = \sqrt{\frac{1}{\pi} \int_{x=0}^{2\pi} \tau_a^2(\varphi, \theta, \chi) d\chi} \quad (IV.42)$$

Puis on calcule P_{\max} avec :

$$P_{\max} = \frac{\text{trace}(\overline{\sigma_a})}{3} + \frac{\text{trace}(\overline{\sigma_m})}{3} \quad (IV.43)$$

Ensuite on calcule la contrainte équivalente σ_{eq} par la relation suivante :

$$\sigma_{eq} = \max T_a + \alpha_{\infty} P_{\max} \quad (IV.44)$$

Finalement on calcule le nombre de cycles à la rupture N par l'expression suivante :

$$N(\sigma_{eq}) = \left(\frac{\sigma_{eq} - 311}{62.3 \cdot \sigma_{eq}} \right)^{-\frac{1}{0.53}} \quad (IV.45)$$

IV.11.4 Résultats et commentaires

Afin de calculer la durée de vie dans le cas d'un chargement multiaxial il est nécessaire d'utiliser le critère de Papadopoulos. pour ce faire nous avons créé un programme, sous le code Matlab, qui permet de tracer le trajet de chargement et de calculer la contrainte de cission maximale T_a et la contrainte équivalente de Papadopoulos. Ce programme balaye tous les plans possibles, le temps requis pour calculer la durée de vie dépend à la valeur du pas introduit afin de balayer tous les plans physiques possibles. Par exemple pour un pas égale à 5 degrés, nous avons étudié 5184 plans et pour un pas d'un degré, nous avons besoin de 129600 plans, ce qui nécessite respectivement un temps de calcul de 3.5 heures et 13 jours.

IV.11.4.1 Présentation du trajet de chargement :

IV.11.4.1.1 Chargement biaxial de même période :

➤ **1^{er} cas** : on considère un tenseur de contrainte défini comme suit :

$$\sigma(t) = \begin{bmatrix} \sigma_{axx} \sin(\omega_{xx} t - \delta_{xx}) + \sigma_{mxx} & \tau_{axy} \sin(\omega_{xy} t - \delta_{xy}) + \tau_{mxy} & 0 \\ \tau_{axy} \sin(\omega_{xy} t - \delta_{xy}) + \tau_{mxy} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (IV.46)$$

Avec :

$$\sigma_{axx} = 100MPa, \quad \tau_{axy} = 30MPa, \quad \sigma_{ayy} = \sigma_{azz} = \tau_{ayz} = \tau_{axz} = 0$$

$$\sigma_{mxx} = \sigma_{myy} = \sigma_{mzz} = \tau_{mxy} = \tau_{myz} = \tau_{mxz} = 0$$

$$\delta_{xx} = \delta_{yy} = \delta_{zz} = \delta_{xy} = \delta_{yz} = \delta_{xz} = 0$$

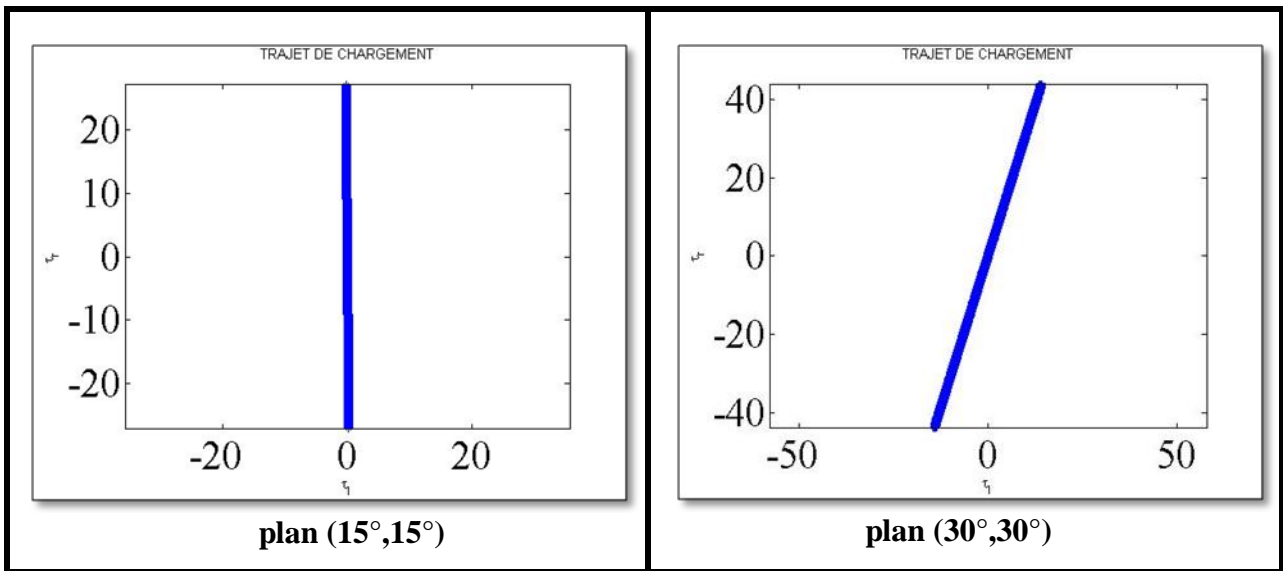
$$\omega_{xx} = \omega_{yy} = \omega_{zz} = \omega_{xy} = \omega_{yz} = \omega_{xz} = \frac{2\pi}{p}$$

Il est évident que cet état de contrainte est biaxial, il correspond à une traction de signal sinusoïdal superposée à une torsion de même signal. Les deux contraintes sont en phase et de phases égales. Il est évident que cet état correspond à un chargement proportionnel. Nous avons déterminé le trajet de chargement pour 5184 plans physiques pour en extraire le plan pour lequel la cission est maximale. Les plans pour lesquels la cission est maximale sont au nombre de huit; ils sont représentés par huit couples d'angle (θ, φ) ; le tableau IV.12 indique ces plans. Nous avons également déterminé les trajets de chargement pour plusieurs plans physiques; d'après les résultats obtenus donnés par la figure IV.29, on remarque que les trajets de chargement gardent la même forme et sont représentés par des segments de droite quel que soit le plan choisi.

La simulation proposée confirme que tous les trajets de chargement obtenus sont représentés par des segments de droite, ce qui confirme qu'il s'agit bien d'un chargement proportionnel. Dans ces cas, pour chacun des plans considérés, l'amplitude de la cission résolue est égale à la moitié du segment de droite relatif au trajet de chargement. Les courbes obtenues montrent que l'amplitude de la cission résolue dépend du plan physique. De ce fait, le calcul de l'amplitude de la cission est simplifié. Dans ce cas, pour une question de simplicité de calcul il serait plus utile d'opter pour un critère de fatigue du type global.

Tableau IV.12 : Plans critiques dans le cas d'un état de contraintes biaxiales de même période et sans déphasage.

θ_{\max} (degré)	90	90	90	90	270	270	270	270
φ_{\max} (degré)	60	150	240	330	60	150	240	330



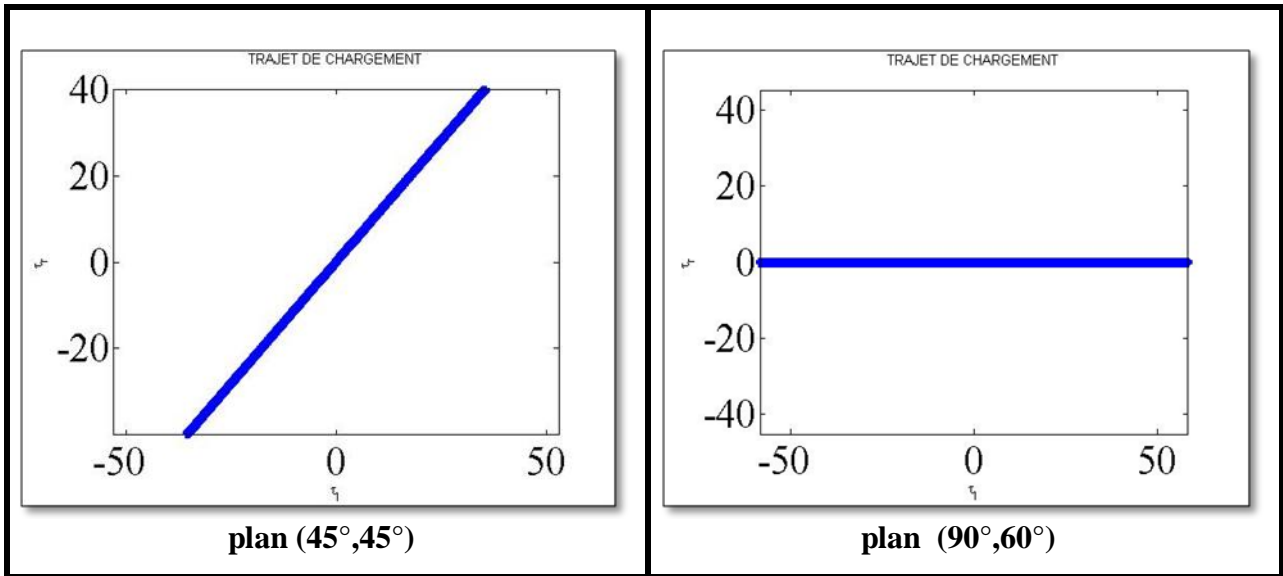


Figure IV.29: Trajets de chargement dans le cas d'un état de contraintes biaxiales de même période et sans déphasage

➤ 2^{ème} cas : on considère un tenseur de contrainte défini comme suit :

$$\sigma(t) = \begin{bmatrix} \sigma_{axx} \sin(\omega_{xx} t - \delta_{xx}) + \sigma_{mxx} & \tau_{axy} \sin(\omega_{xy} t - \delta_{xy}) + \tau_{mxy} & 0 \\ \tau_{axy} \sin(\omega_{xy} t - \delta_{xy}) + \tau_{mxy} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (IV.47)$$

Avec :

$$\sigma_{axx} = 100MPa, \tau_{axy} = 30MPa, \sigma_{ayy} = \sigma_{azz} = \tau_{ayz} = \tau_{axz} = 0$$

$$\sigma_{mxx} =, \sigma_{myy} = \sigma_{mzz} = \tau_{mxy} = \tau_{myz} = \tau_{mxz} = 0$$

$$\delta_{xx} = 34^\circ, \delta_{yy} = \delta_{zz} = \delta_{xy} = \delta_{yz} = \delta_{xz} = 0$$

$$\omega_{xx} = \omega_{yy} = \omega_{zz} = \omega_{xy} = \omega_{yz} = \omega_{xz} = \frac{2\pi}{p}$$

Il est clair que cet état de contraintes est biaxial, il correspond à une traction de signal sinusoïdal superposée à une torsion de même signal. Les deux contraintes sont déphasées d'un angle égal à 34° et de phases égales. Il est évident que cet état correspond à un chargement non proportionnel. Comme précédemment, nous avons déterminé le trajet de chargement les plans physiques pour en extraire le plan pour lequel la cission est maximale. Nous avons déterminé le trajet de chargement pour plusieurs plans physiques. Les plans pour lesquels la cission est maximale sont au nombre de huit ; ils sont représentés par huit couples d'angle (θ, φ) ; le tableau IV.13 indique ces plans.

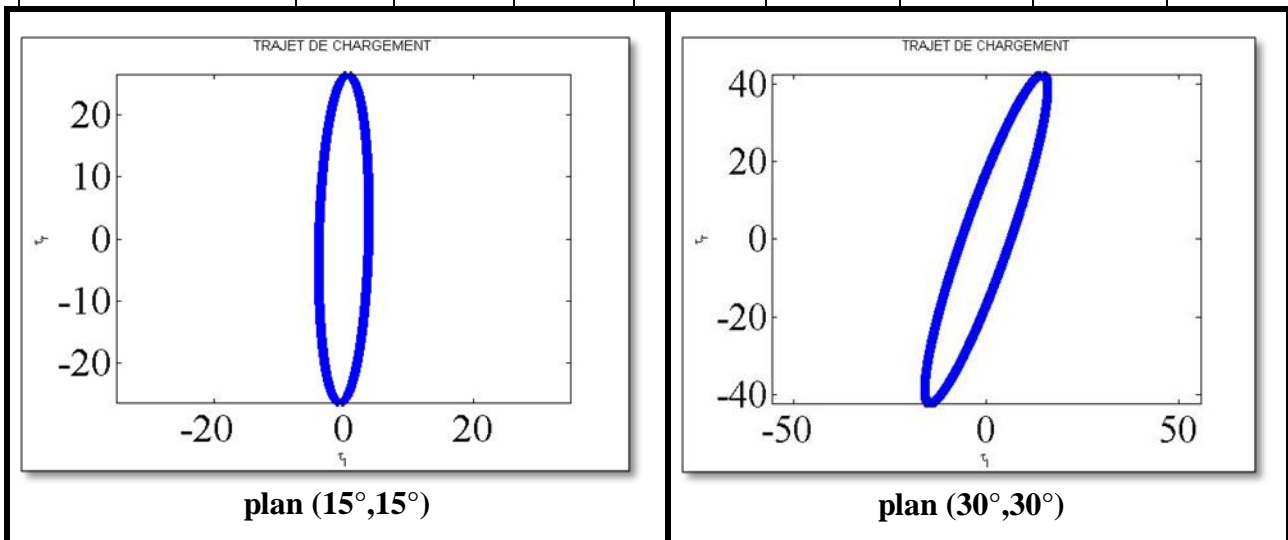
Nous avons également déterminé les trajets de chargement pour plusieurs plans physiques; d'après les résultats obtenus donnés par les figures IV.30. La simulation proposée confirme que tous les trajets

de chargement obtenus sont représentés par des ellipses, ce qui confirme qu'il s'agit bien d'un chargement non proportionnel. Le trajet de chargement de la figure IV.30 peut s'apparenter à un segment de droite, mais en réalité il s'agit d'une ellipse aplatie dont le petit-axe est très petit. On remarque aussi que les trajets de chargement gardent la même forme et sont représentés par des ellipses quelque soit le plan choisi.

Dans ces cas, pour chacun des plans considérés, l'amplitude de la cission résolue est égale à la moitié du grand axe de l'ellipse relatif au trajet de chargement. Les courbes obtenues montrent que l'amplitude de la cission résolue dépend du plan physique. De ce fait, le calcul de l'amplitude de la cission peut être donné par rayon de la plus grande circonférence circonscrite au trajet de chargement, autrement dit elle est égale au demi-grand axe de l'ellipse.

Tableau IV.13 :Plans critiques dans le cas d'un état de contraintes biaxiales de même période avec déphasage.

θ_{\max} (degré)	90	90	90	90	270	270	270	270
φ_{\max} (degré)	60	150	240	330	60	150	240	330



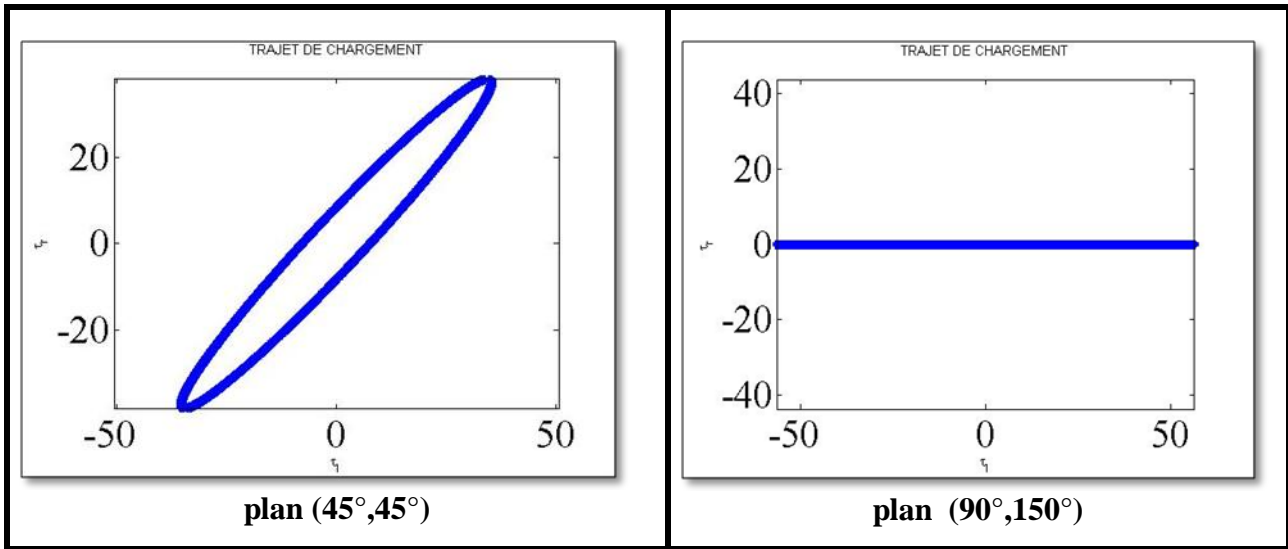


Figure IV.30 : Trajets de chargement dans le cas d'un état de contraintes biaxiales de même période avec déphasage.

IV.11.4.1.2 Etat de contraintes biaxiales dont une période est différent avec un déphasage

Nous considérons un état de contraintes biaxiales composées d'une traction et d'une torsion dont les signaux sont sinusoïdaux. La composante tangentielle τ_{axy} est de période différente par rapport aux autres composantes. L'amplitude de la contrainte suivant la direction x est déphasée d'un angle égal à 34° . Compte tenu que les contraintes sont de périodes différentes implique un chargement non proportionnel. Le tenseur de contrainte se présente sous la forme suivante :

$$\sigma(t) = \begin{bmatrix} \sigma_{axx} \sin(\omega_{xx}t - \delta_{xx}) + \sigma_{mxx} & \tau_{axy} \sin(\omega_{xy}t - \delta_{xy}) + \tau_{mxy} & 0 \\ \tau_{axy} \sin(\omega_{xy}t - \delta_{xy}) + \tau_{mxy} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \tag{IV.48}$$

Avec :

$$\sigma_{axx} = 500MPa, \quad \tau_{axy} = 450MPa, \quad \sigma_{ayy} = \sigma_{azz} = \tau_{ayz} = \tau_{axz} = 0$$

$$\sigma_{mxx} = \sigma_{myy} = \sigma_{mzz} = \tau_{mxy} = \tau_{myz} = \tau_{mxz} = 0$$

$$\delta_{xx} = 34^\circ, \quad \delta_{yy} = \delta_{zz} = \delta_{xy} = \delta_{yz} = \delta_{xz} = 0$$

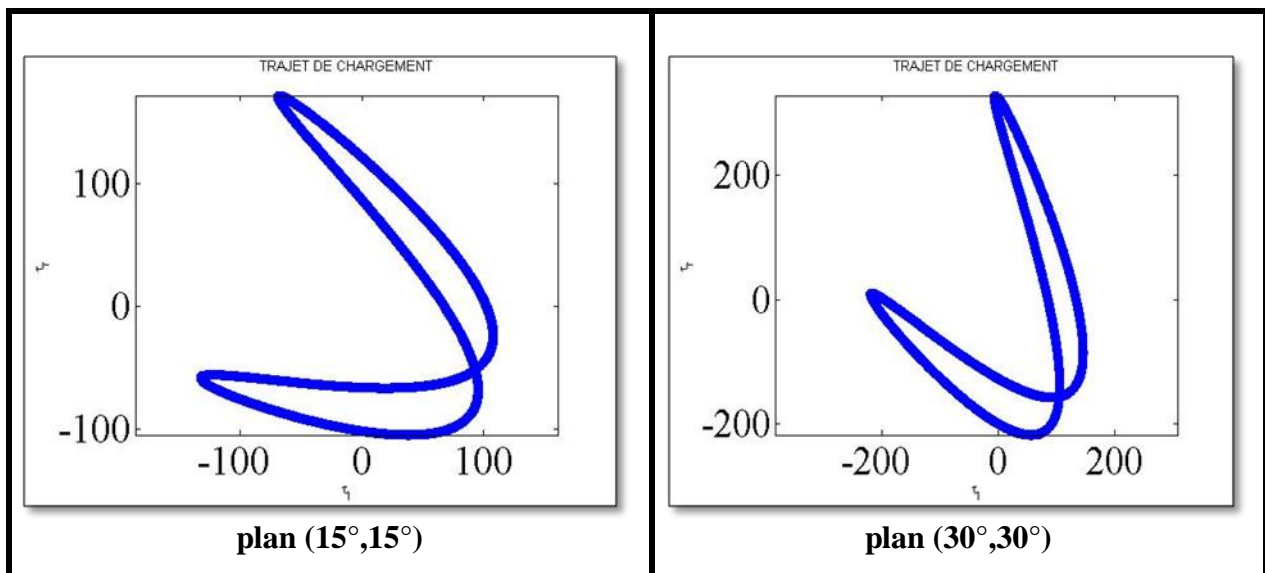
$$\omega_{xx} = \omega_{yy} = \omega_{zz} = \omega_{xz} = \omega_{yz} = \frac{2\pi}{p}, \quad \omega_{xy} = 2\omega_{xx}$$

Nous avons déterminées le trajet de chargement pour plusieurs plans physiques. Les plans pour lesquels la cission est maximale sont au nombre de douze ; ils sont représentés par douze couples d'angle (θ, φ) ; le tableau IV.14 mentionne ces plans.

Tableau IV.14 : Plans critiques dans le cas d'un état de contraintes biaxiales de périodes différentes et avec un déphasage.

θ_{\max} (degré)	65	65	65	115	115	115	245	245	245	295	295	295
φ_{\max} (degré)	0	180	360	0	180	360	0	180	360	0	180	360

D'après les résultats obtenus donnés par la figure IV.31, on remarque que les trajets de chargement gardent la même forme quel que soit le plan choisi. Les courbes obtenues par la simulation confirment que la nature du chargement est du type non proportionnel. Dans ce type de cas, pour chacun des plans considérés, l'amplitude de la cission résolue nécessite la projection sur la droite de direction \vec{m} . Les courbes obtenues montrent que l'amplitude de la cission résolue dépend du plan physique. L'amplitude de la cission peut être donnée par rayon de la plus grande circonférence circonscrite au trajet de chargement.



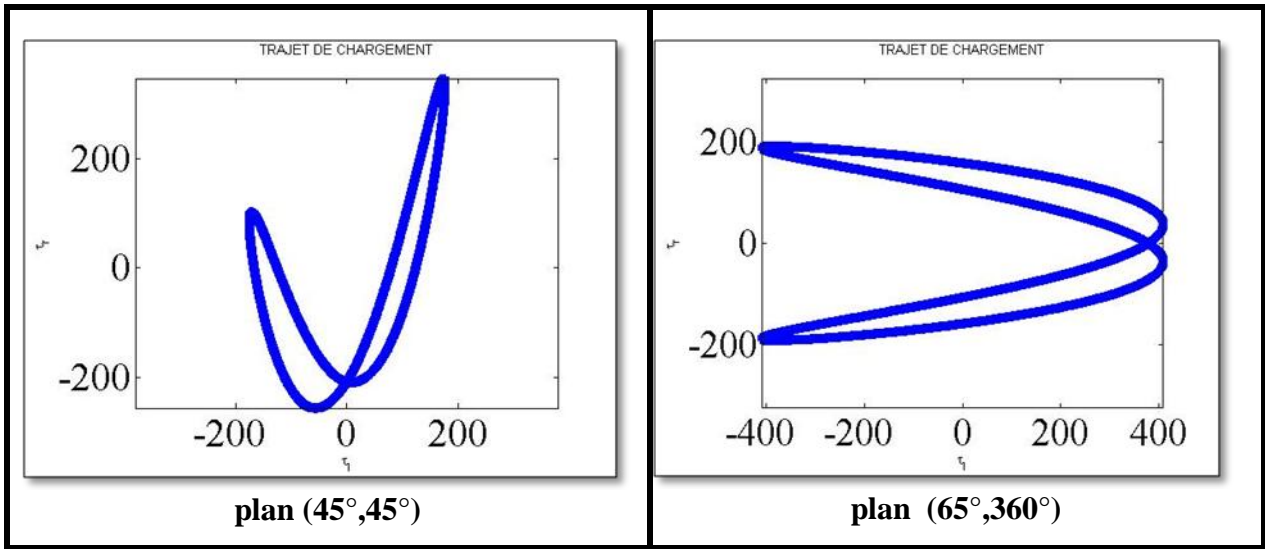


Figure IV.31 : Trajets de chargement dans le cas d'un état de contraintes biaxiales dont une période est différente et avec un déphasage.

IV.11.4.1.3 Etat de contraintes multiaxiales de même période avec déphasage

Nous considérons un état de contrainte multiaxial dont les signaux sont sinusoïdaux. Les contraintes sont de même période. L'amplitude des contraintes présente un angle de déphasage les unes par rapport aux autres. Compte tenu que les contraintes sont déphasées, ceci n'implique que le chargement est non proportionnel. Le tenseur de contrainte se présente sous la forme suivante :

$$\sigma(t) = \begin{bmatrix} \sigma_{axx} \sin(\omega_{xx}t - \delta_{xx}) + \sigma_{mxx} & \tau_{axy} \sin(\omega_{xy}t - \delta_{xy}) + \tau_{mxy} & \tau_{axz} \sin(\omega_{xz}t - \delta_{xz}) + \tau_{mxz} \\ \tau_{axy} \sin(\omega_{xy}t - \delta_{xy}) + \tau_{mxy} & \sigma_{ayy} \sin(\omega_{yy}t - \delta_{yy}) + \sigma_{myy} & \tau_{ayz} \sin(\omega_{yz}t - \delta_{yz}) + \tau_{myz} \\ \tau_{axz} \sin(\omega_{xz}t - \delta_{xz}) + \tau_{mxz} & \tau_{ayz} \sin(\omega_{yz}t - \delta_{yz}) + \tau_{myz} & \sigma_{azz} \sin(\omega_{zz}t - \delta_{zz}) + \sigma_{mzz} \end{bmatrix} \quad (IV.49)$$

Avec :

$$\begin{aligned} \sigma_{axx} &= 130MPa, \tau_{axy} = 110MPa, \sigma_{ayy} = 90MPa, \sigma_{azz} = 122MPa, \tau_{ayz} = 80MPa, \tau_{axz} = 100MPa \\ \sigma_{mxx} &= \sigma_{myy} = \sigma_{mzz} = \tau_{mxy} = \tau_{myz} = \tau_{mxz} = 0 \\ \delta_{xx} &= 34^\circ, \delta_{yy} = 30^\circ, \delta_{zz} = 45^\circ, \delta_{xy} = 15^\circ, \delta_{yz} = 30^\circ, \delta_{xz} = 20^\circ \\ \omega_{xx} &=, \omega_{yy} = \omega_{zz} = \omega_{xy} = \omega_{xz} = \omega_{yz} = \frac{2\pi}{P} \end{aligned}$$

Nous avons déterminé le trajet de chargement pour plusieurs plans physiques. Les plans pour lesquels la cission est maximale sont au nombre de trois ; ils sont représentés par trois couples d'angle (θ, φ) ; le tableau IV.15 résume ces plans.

Tableau IV.15: Plans critiques dans le cas d'un état de contraintes multiaxiales de même période avec déphasage.

θ_{\max} (degré)	55	55	305
φ_{\max} (degré)	0	360	180

D'après les résultats obtenus donnés par les figures II.7. Les courbes obtenues par la simulation confirment que la nature du chargement est du type non proportionnel. Comme dans le cas d'un état de contrainte biaxial avec déphasage, on remarque que les trajets de chargement gardent une forme elliptique quel que soit le plan choisi. De ce fait, nous pouvons tirer les mêmes conclusions précédemment signalées dans le cas d'un état de contraintes biaxiales avec déphasage.

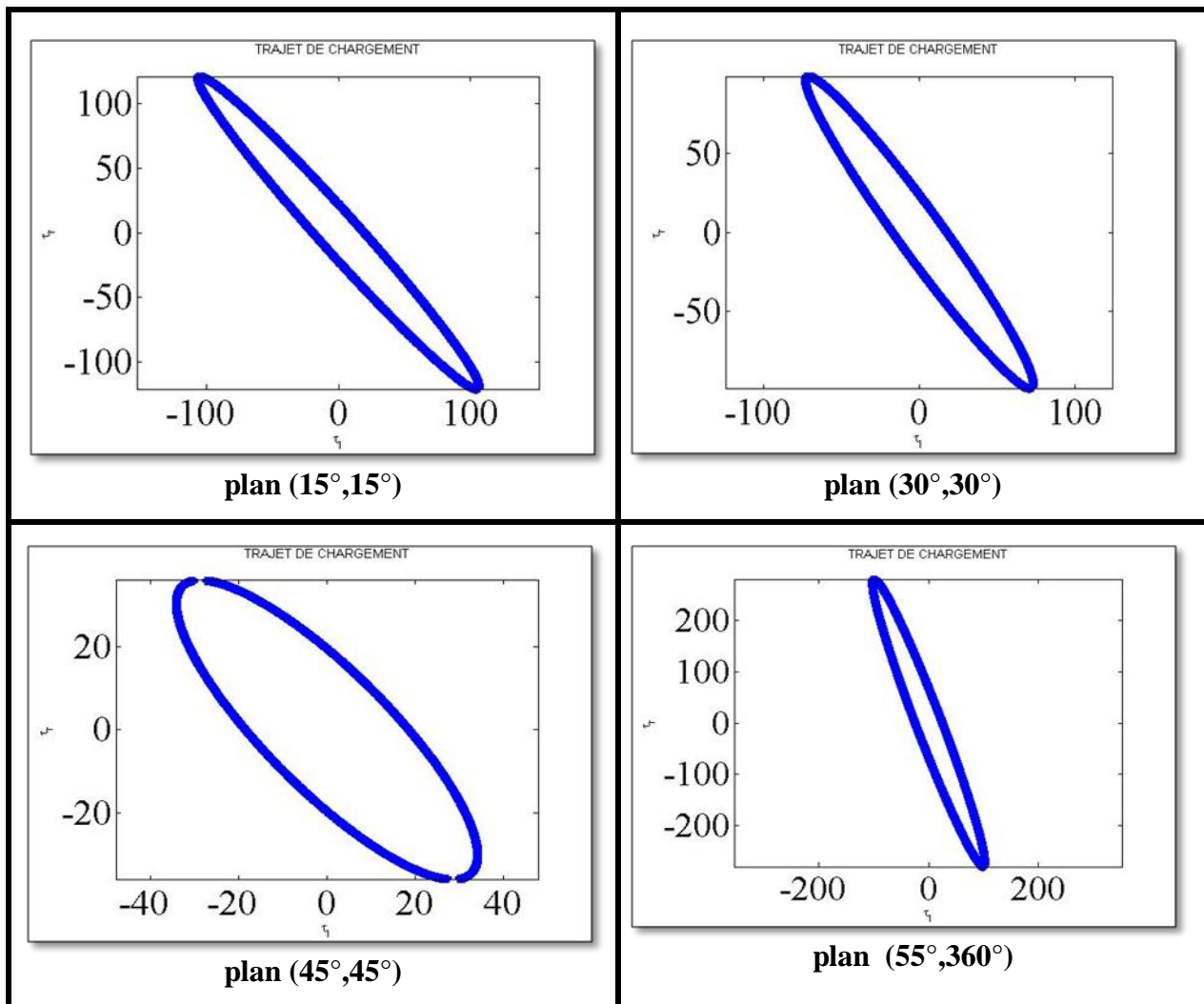


Figure IV.32: Trajets de chargement dans le cas d'un état de contraintes multiaxiales de même période avec déphasage.

IV.11.4.1.4 Etat de contraintes multiaxiales de même période avec déphasage

Nous considérons un état de contraintes multiaxiales quelconque dont les signaux sont sinusoïdaux. Les contraintes sont de périodes différentes. L'amplitude des contraintes présente un angle de déphasage les unes par rapport aux autres. Compte tenu que les contraintes sont déphasées et de périodes différentes, ceci implique que le chargement est non proportionnel. Le tenseur de contrainte se présente sous la forme suivant

$$\sigma(t) = \begin{bmatrix} \sigma_{axx} \sin(\omega_{xx}t - \delta_{xx}) + \sigma_{mxx} & \tau_{axy} \sin(\omega_{xy}t - \delta_{xy}) + \tau_{mxy} & \tau_{axz} \sin(\omega_{xz}t - \delta_{xz}) + \tau_{mxz} \\ \tau_{axy} \sin(\omega_{xy}t - \delta_{xy}) + \tau_{mxy} & \sigma_{ayy} \sin(\omega_{yy}t - \delta_{yy}) + \sigma_{myy} & \tau_{ayz} \sin(\omega_{yz}t - \delta_{yz}) + \tau_{myz} \\ \tau_{axz} \sin(\omega_{xz}t - \delta_{xz}) + \tau_{mxz} & \tau_{ayz} \sin(\omega_{yz}t - \delta_{yz}) + \tau_{myz} & \sigma_{azz} \sin(\omega_{zz}t - \delta_{zz}) + \sigma_{mzz} \end{bmatrix} \quad (IV.50)$$

Avec

$$\sigma_{axx} = 300MPa, \tau_{axy} = 330MPa, \sigma_{ayy} = 450MPa, \sigma_{azz} = 500MPa, \tau_{ayz} = 430MPa, \tau_{axz} = 600MPa$$

$$\sigma_{mxx} = \sigma_{myy} = \sigma_{mzz} = \tau_{mxy} = \tau_{myz} = \tau_{mxz} = 0$$

$$\delta_{xx} = 34^\circ, \delta_{yy} = 30^\circ, \delta_{zz} = 45^\circ, \delta_{xy} = 15^\circ, \delta_{yz} = 30^\circ, \delta_{xz} = 20^\circ$$

$$\omega_{xx} = \frac{2\pi}{P}, \omega_{yy} = 3\omega_{xx}, \omega_{zz} = 5\omega_{xx}, \omega_{xz} = 3\omega_{xx}, \omega_{yz} = 4\omega_{xx}, \omega_{xy} = 2\omega_{xx}$$

Nous avons déterminé le trajet de chargement pour plusieurs plans physiques. Les plans pour lesquels la cission est maximale sont au nombre de quatre ; ils sont représentés par quatre couples d'angle (θ, φ) ; le tableau IV.16 relève ces plans.

Tableau IV.16 : Plans critiques dans le cas d'un état de contraintes multiaxiales quelconque.

θ_{max} (degré)	65	115	245	295
φ_{max} (degré)	15	165	345	195

Les résultats obtenus par la simulation sont illustrés par les figures IV.33. Les courbes obtenues par la simulation confirment que la nature du chargement est du type non proportionnel. On note que les trajets de chargement sont de formes complexes constituées par plusieurs boucles imbriquées les unes aux autres. Pour chacun des plans considérés, l'amplitude de la cission résolue nécessite la projection sur la droite de direction \vec{m} .

Les courbes obtenues montrent que l'amplitude de la cission résolue dépend du plan physique. De ce fait, l'amplitude de la cission peut être donnée par rayon de la plus grande circonférence circonscrite au trajet de chargement.

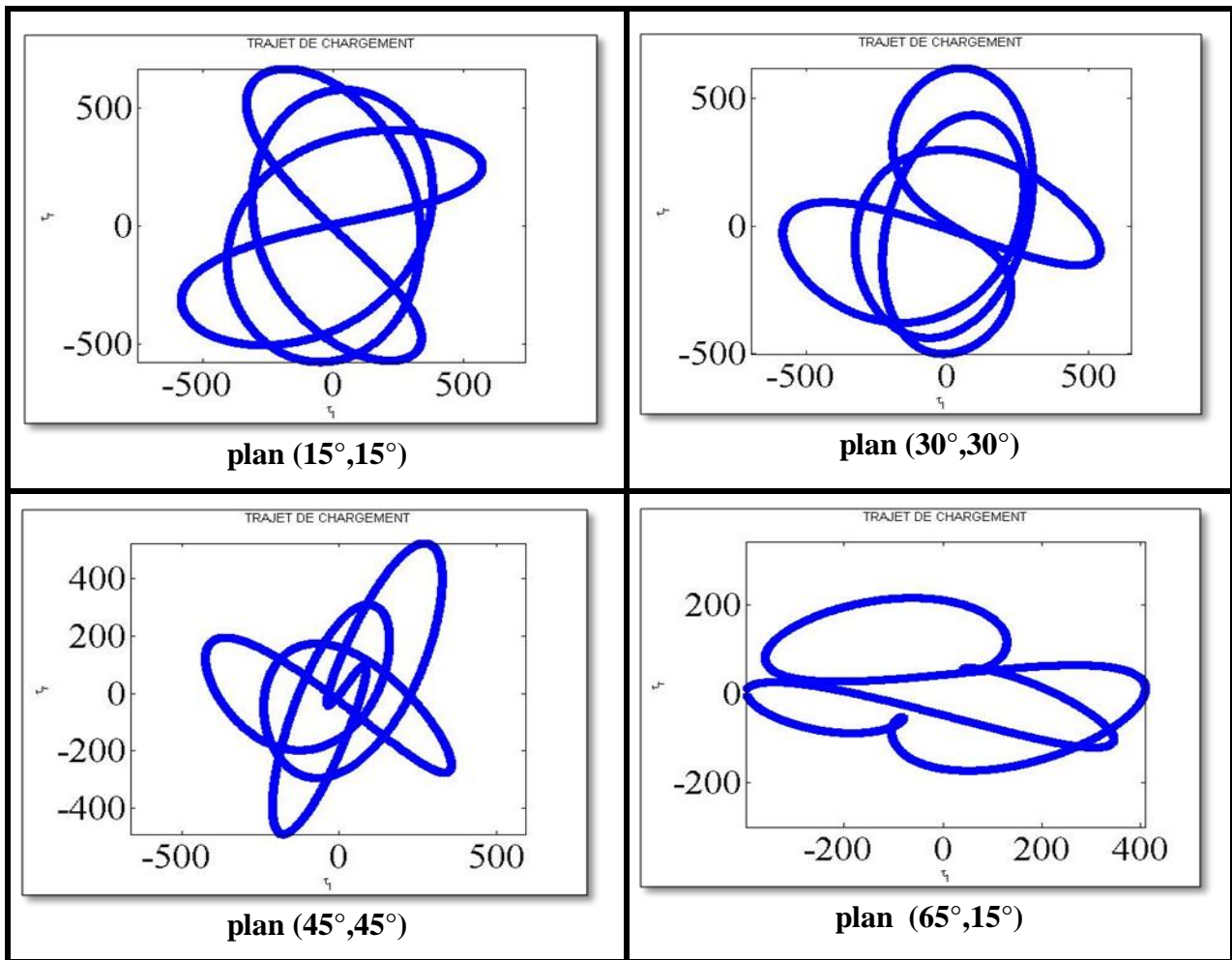


Figure IV.33: Trajet de chargement dans le cas d'un état de contraintes multiaxiales quelconque.

IV.11.4.2 Calcul de durée de vie :

En employant le critère de Papadopoulos, nous avons mis au point un programme de calcul, sous le code Matlab, permettant de prédire la durée de vie de structures sollicitées à des chargements cycliques complexes. L'organigramme de la méthodologie adoptée est donné à la figure IV.34.

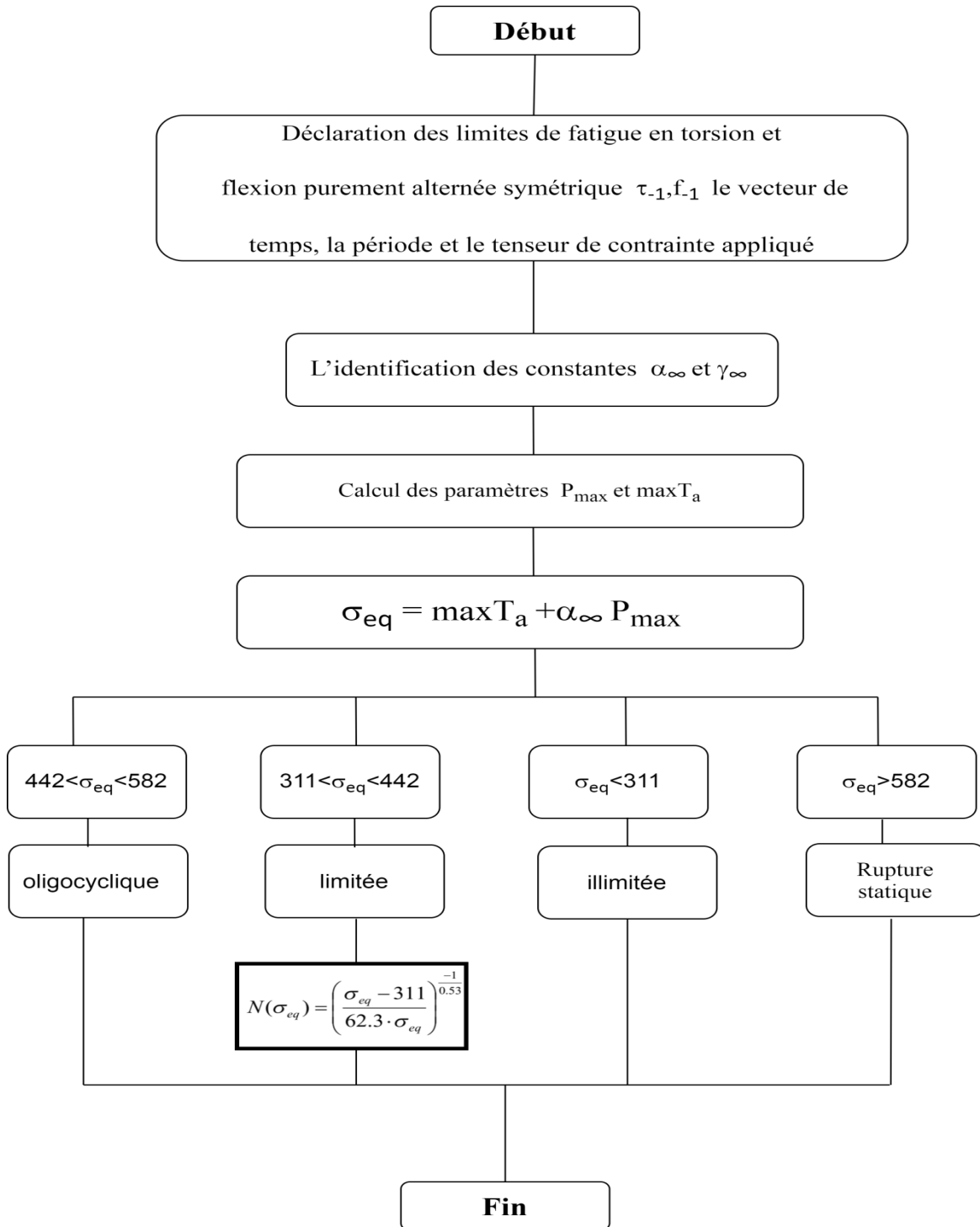


Figure IV.34 : Organigramme de calcul de la durée de vie.

• **Résultat**

Pour le matériau étudié, en l'occurrence l'acier SM 45C, nous avons déterminé la durée de vie pour tous les états de contraintes examinés précédemment. Le calcul n'est valide que dans le domaine de fatigue limitée. Dans ce sens et en application du critère de fatigue, la durée de vie est comprise entre 39810 et 10⁸ cycles. Par conséquent la contrainte équivalente doit varier entre 311 et 442 MPa. Si cette contrainte équivalente est comprise entre 442 et 582 MPa, le critère n'est plus valable pour prédire la durée de vie car il relève du domaine de fatigue Oligocyclique. Cependant, si

la contrainte équivalente est inférieure à 311 MPa, la durée de vie est illimitée. Lorsque la contrainte équivalente est supérieure à la résistance à la rupture en torsion (582 MPa), il y a rupture statique. Les résultats sont résumés dans le tableau IV.17.

Tableau IV.17 : Résultats de calcul de la durée de vie.

Etat de contrainte	Ta_{\max} (MPa)	P_{\max} (MPa)	σ_{eq} (MPa)	N (cycles)
Biaxiales de même période sans déphasage	58.30	33.33	78.66	Durée de vie illimitée
Biaxiales de même période avec déphasage	56,36	33.33	76.73	Durée de vie illimitée
Biaxiales de même période	426.493	150	518.12	Domaine de fatigue oligocyclique
Biaxiales de même période	213.246	233.33	355.78	Domaine de fatigue Limitée 121373 cycles
Biaxiales de périodes différentes	496,27	166,67	598.08	Rupture statique
Multiaxiales de même période	273,105	109.818	340.19	Domaine de fatigue Limitée 14026901 cycles
Multiaxiales de périodes différentes	1111.22	370.08	1172.01	Rupture statique

+

L'analyse des résultats obtenus nous permettent de dégager les observations suivantes :

1. Dans les deux premiers cas du tableau concernant un état de contraintes biaxiales (de même période sans et avec déphasage) la contrainte équivalente est inférieure à 311 MPa, la durée de vie est illimitée.
2. L'état de contraintes biaxiales de même période pour lequel la contrainte équivalente est égale 512.12 MPa, relève du domaine de fatigue oligocyclique.
3. L'état de contraintes biaxiales de même période pour lequel la contrainte équivalente est égale 355.78 MPa, relève du domaine de fatigue limitée et la durée de vie est égale à 121373 cycles.
4. Dans les deux cas d'état de contraintes biaxiales et multiaxiales de périodes différentes, une rupture statique aura lieu dès le premier cycle de chargement.

5. L'état de contraintes multiaxiales de même période pour lequel la contrainte équivalente est égale 340.19 MPa, relève du domaine de fatigue limitée et la durée de vie est égale à 14026901 cycles.

IV.12 Effet des traitements superficiels sur la tenue en fatigue

Dans le présent document, la durée de vie en fatigue des pièces grenillées a été prédite dans les conditions HCF. La méthodologie comprend les étapes suivantes :

- 1- Un nouveau modèle de fatigue multiaxial (HCF), inspiré du critère de Crossland, est proposé.
- 2-Modélisation et simulation, par la méthode des éléments finis, du jet des grenailles résultant du processus de grenailage. Ceci nous a conduit à déterminer les profils des contraintes résiduelles et des déformations plastiques engendrées par les impacts répétés des grenailles sur les surfaces des pièces traitées.
- 3- La relaxation des contraintes résiduelles de compression a été prise en compte.
- 4- Les prévisions du modèle adopté sont comparées aux données expérimentales. Les résultats obtenus par la présente méthodologie sont discutés.

IV.12.1 Critère de fatigue de Crossland modifié proposé

Sous chargements en fatigue multiaxiale, les pièces mécaniques doivent avoir une durée de vie en adéquation avec leur utilisation. L'amélioration du comportement en fatigue des pièces grenillées ne peut pas être uniquement expliqué par le simple effet de la présence des contraintes résiduelles de compression. Nous proposons un nouveau critère de fatigue fondé sur celui de Crossland sur lequel nous apportons une modification. Le critère proposé est applicable dans le cas de la fatigue à grand nombre de cycles (HCF). Il repose sur l'approche développée par Guechichi et Castex [58] lequel est formulé par l'expression suivante :

$$\xi_a + \alpha \cdot P_{\max} \leq t_{-1}(N) \sqrt{C_w} \quad (\text{IV.51})$$

La valeur maximale de la pression hydrostatique P_{\max} , au cours d'un cycle de chargement, est donnée en fonction du tenseur de contrainte total $\overline{\Sigma}$:

$$P_{\max} = \frac{1}{3} \text{trace } \overline{\Sigma} \quad (\text{IV.52})$$

Le tenseur de contrainte total $\overline{\Sigma}$ est la somme de deux tenseurs : le tenseur des contraintes appliquées $(\overline{\sigma}_m + \overline{\sigma}_a)$ et le tenseur des contraintes résiduelles $\overline{\sigma}_R$:

$$\overline{\Sigma} = \overline{\sigma}_m + \overline{\sigma}_a + \overline{\sigma}_R \quad (\text{IV.53})$$

$\overline{\sigma}_m$ est le tenseur des contraintes moyennes alors que $\overline{\sigma}_a$ est le tenseur des amplitudes de contraintes. L'équation (IV.53) incorpore l'effet des contraintes résiduelles.

Tenant compte du chargement appliqué, le risque de nucléation de la fissure est représentée par une fonction linéaire de ξ_a et P_{\max} dépendant du trajet de chargement. Model [58] intègre les deux effets : l'écrouissage et la contrainte résiduelle laquelle est introduite par le biais de la valeur de la pression hydrostatique maximale P_{\max} . Prévey [59] a montré que les traitements mécaniques de surface augmentent l'écrouissage qui peut être calculé à partir des mesures des largeurs de corde données par diffraction des rayons X. Néanmoins, l'inconvénient majeur associé au critère défini par l'équation (IV.51), requiert la connaissance préalable des mesures de diffraction X.

Il convient de noter que l'augmentation considérable de la résistance à la fatigue des pièces grenillées est due aux deux effets : présence des contraintes résiduelles de compression et introduction de l'écrouissage. Le but de notre travail vise à évaluer les effets de ces modifications sur le comportement en fatigue à grand nombre de cycles. Pour ce faire, les profils des contraintes résiduelles de compression et des déformations plastiques doivent être convenablement pris en considération. Il est établi que l'écrouissage est un indicateur de l'amélioration de la tenue en fatigue des pièces grenillées. En effet, les profils des déformations plastiques déterminés numériquement expriment mieux l'écrouissage que les mesures expérimentales des largeurs de corde obtenues par diffraction des rayons X. A cet effet, nous introduisons, dans le critère de fatigue, une définition appropriée de l'écrouissage. Le modèle proposé permet de calculer la déformation plastique de manière très simple. Par conséquent, par rapport au modèle précédent, le nouveau critère intègre la déformation plastique au lieu de la largeur de corde de diffraction des rayons X. Cette raison nous a amené à introduire un nouveau facteur lié à la déformation plastique. Les deux effets bénéfiques, à savoir les déformations plastiques et les contraintes résiduelles de compression, ont été intégrés au critère de fatigue que nous proposons et qui s'exprime par l'expression suivante :

$$\xi_a + \alpha \cdot P_{\max} \leq t_{-1}(N)(1+Q) \quad (\text{IV.54})$$

La quantité sans dimension Q indique l'amélioration de la résistance à la fatigue engendrée par l'effet de l'écrouissage due aux déformations plastiques. Cette quantité est déterminée par l'expression suivante :

$$Q = \int_0^{Y_{\max}} \frac{\varepsilon_{eq}^P(Y)}{1+Y_{\max}} dY \quad (\text{IV.55})$$

Où Q est un facteur d'écrouissage qui tient compte de l'état de la couche superficielle écrouie caractérisée par le profil des déformations plastiques équivalentes $\varepsilon_{eq}^P(Y)$ régnant sur une profondeur maximale Y_{\max} . Cette quantité dépend des paramètres de grenillage et du

comportement du matériau grenailé. Les contraintes résiduelles de compression et les profils des déformations plastiques générées par les impacts multiples et répétés ont été calculés par une analyse par la méthode des éléments finis. Un programme de calcul a été mis au point pour déterminer le profil des déformations plastiques. Une méthode mathématique a été entreprise pour générer le jet de grenailles. Des considérations similaires à celles prises en compte pour mesurer les largeurs de diffraction des rayons X ont été reconduites lors de l'analyse du profil des déformations plastiques équivalentes $\varepsilon_{eq}^P(Y)$. Des études ont établi que la relaxation des déformations plastiques dues à un chargement cyclique ultérieur n'a aucun impact sur le profil introduit initialement par le traitement. Cependant, les contraintes résiduelles de compression se relaxent ; le profil initial est profondément modifié. Il est évident que ceci, réduit l'apport bénéfique des contraintes résiduelles de compression sur la tenue en fatigue. Il est essentiel de prendre en compte la relaxation des contraintes résiduelles en compression pour prévoir le comportement en fatigue des pièces grenillées. Malgré des recherches considérables entreprises [60-62], la relaxation des contraintes résiduelles n'est pas encore complètement maîtrisée. Une relaxation importante des contraintes résiduelles a lieu pendant le premier cycle de chargement [60]. En général, la contrainte résiduelle de compression diminue sous le régime à faible nombre de cycles (LCF) et atteint ensuite un état de contrainte stabilisée sous le régime à grand nombre de cycle (HCF). Pour cette raison, nous supposons que la contrainte résiduelle de compression devient stable sous un régime de fatigue à grand nombre de cycles (HCF). Les contraintes de compression relaxées et stabilisées (SRS) sont prises en compte par le modèle de fatigue proposé. En se basant sur travaux de recherches formulés par plusieurs auteurs [63,64], nous considérons que les contraintes résiduelles stabilisées diminuent de 50% par rapport leur valeur initiale.

IV.12.2 Analyse des contraintes et programme de calcul

Il est essentiel de définir les chargements ainsi que de choisir les conditions aux limites en concordance avec les chargements réels. En supposant un comportement élastique du matériau, un chargement cyclique peut être décomposé en une partie monotone et une autre alternée. L'effet de la charge monotone est représenté par la valeur maximale de la contrainte hydrostatique $[P_{\max}]_m$, tandis que l'influence de la charge alternée est relatée par la racine carrée de l'amplitude du second invariant du tenseur déviateur de contrainte ξ_a et de la pression hydrostatique maximale $[P_{\max}]_a$.

La contrainte équivalente σ_{eq} est exprimée comme suit :

$$\sigma_{eq} = \xi_a + \alpha \cdot P_{\max} \quad (\text{IV.56})$$

L'analyse des contraintes a été réalisée par la méthode des éléments finis. Il est essentiel de calculer les quantités de ξ_a et P_{\max} en tout point de la structure considérée. Par la suite, on extrait la

contrainte équivalente maximale σ_{eq}^{\max} , dans la zone critique de la structure. Cette contrainte est telle que :

$$(\sigma_{eq}^{\max}) = \max \left(\xi_a + \alpha \{ [P_{\max}]_m + [P_{\max}]_a \} \right) \quad (IV.57)$$

Une partie de la pression hydrostatique est $[P_{\max}]_m$ (due à la contrainte résiduelle de compression) et l'autre partie $[P_{\max}]_a$ dépend du chargement alterné. Pour calculer la somme des deux parties de la pression hydrostatique, c'est-à-dire $([P_{\max}]_m + [P_{\max}]_a)$, nous avons pris le même incrément le long de l'axe de profondeur Y.

La facteur Q défini par l'équation (IV.55) est et calculé, à l'aide de la méthode des éléments finis. Au préalable, nous déterminons la profondeur de la couche écrouie Y_{\max} et profil des déformations plastiques équivalentes $\varepsilon_{eq}^P(Y)$. Nous avons introduit le paramètre $[t_{-1}]_{eq}$ lequel représente la limite de fatigue équivalente, à une durée de vie N, en torsion alternée du matériau grenailé. Ce paramètre est défini comme suit :

$$[t_{-1}(N)]_{eq} = [t_{-1}(N)](1+Q) \quad (IV.58)$$

Où $[t_{-1}(N)]$ est la limite de fatigue, à une durée de vie N, en torsion alternée du matériau de base (non traité).

La valeur maximale de la contrainte équivalente (σ_{eq}^{\max}) est comparée au paramètre $[t_{-1}]_{eq}$. Par conséquent, la durée de vie en fatigue N peut être obtenue à partir des courbes SN du matériau non traité. En utilisant le logiciel Matlab [65], nous avons élaboré un programme informatique pour prédire la durée de vie N pour un niveau de contrainte donné. La durée de vie en fatigue N correspondante est le nombre de cycles N pour lesquels la relation suivante est vérifiée :

$$(\sigma_{eq}^{\max}) = [t_{-1}(N)]_{eq} \quad (IV.59)$$

La méthodologie proposée est similaire à celle décrite dans les travaux précédant [66]. L'organigramme du programme informatique de la méthodologie de prévision de la durée de vie en fatigue est présenté sur la figure IV.35.

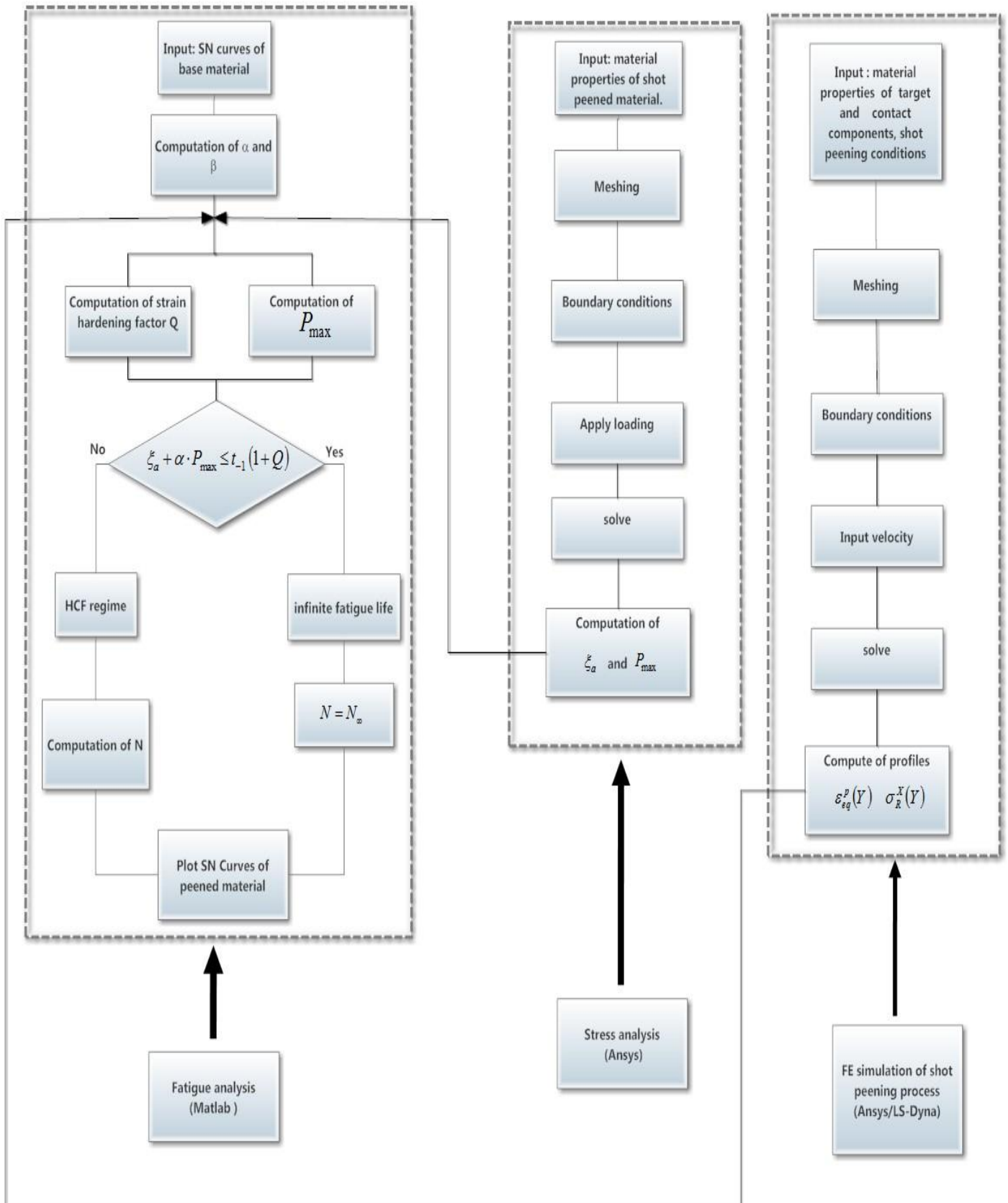


Figure IV.35 Organigramme du programme de calcul de la méthodologie de prévision de la durée de vie en fatigue.

IV.12.3 Application de la méthodologie adoptée

Dans cette section, deux exemples sont établis pour démontrer l'applicabilité du critère de fatigue proposé.

IV.12.4 Matériau étudié

Nous suggérons d'appliquer de la méthode proposée sur une éprouvette en acier de nuance 35NiCrMo16. Les données expérimentales pour déterminer les courbes S-N ont été élaborées à partir des essais de fatigue menés par Bignonnet [55]. Le matériau présente les propriétés mécaniques suivantes : module d'élasticité $E_m = 210 \text{ GPa}$, le coefficient de Poisson $\nu_b = 0,29$ et la limite d'élasticité $\sigma_e = 1000 \text{ MPa}$. Les figures IV.36 et IV.37 montrent respectivement les courbes de Wöhler du matériau de base dans le cas de flexion et de la torsion alternée.

Nous avons lissés les courbes de manière qu'elles soient le mieux ajustées aux données expérimentales. Par conséquent, la relation entre l'amplitude de contrainte appliquée et le nombre de cycles N est établie comme suit :

- En torsion alternée :

$$t_{-1}(N) = \frac{34821495 + 308 \cdot N^{0.92}}{54837 + N^{0.92}} \quad [\text{MPa}] \quad (\text{IV.60})$$

- En flexion alternée :

$$f_{-1}(N) = \frac{44614 \cdot 10^6 + 525 \cdot N^{1.42}}{59697 \cdot 10^3 + N^{1.42}} \quad [\text{MPa}] \quad (\text{IV.61})$$

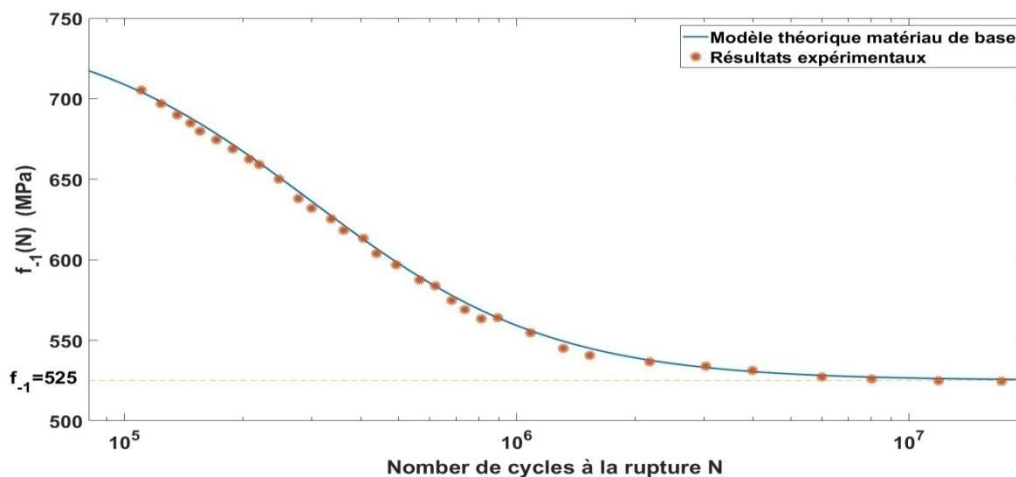


Figure IV.36 Courbes d'endurance en flexion alternées de l'acier 35NiCrMo16 [55].

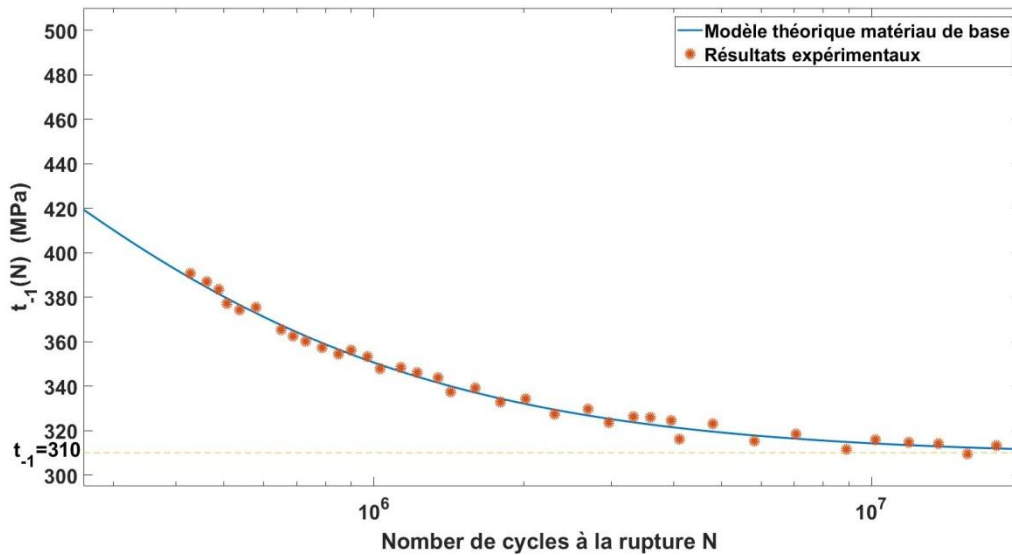


Figure IV.37 Courbes d'endurance en torsion alternées de l'acier 35NiCrMo16 [55].

Sonsino [57] a montré que, dans le cas de l'acier, les courbes SN dans sont généralement composées d'une partie décroissante en corrélation avec la partie à durée de vie finie (fatigue à grand nombre de cycles) et d'une partie plate en corrélation avec la partie en durée de vie presque infinie. Le point d'intersection des deux parties de la courbe SN est appelé durée de vie N_k . La limite d'endurance pour la torsion alternée t_{-1} et en flexion alternée f_{-1} sont atteintes lorsque la durée de vie en fatigue est égale à N_k . Dans le cas du matériau considéré, $N_k = 10^7$ cycles, les limites d'endurance sont les suivantes : $t_{-1} = 311 \text{ MPa}$ et $f_{-1} = 525 \text{ MPa}$.

IV.12.5 Simulation par éléments finis du grenailage

Le chargement due au processus de grenailage provoque une déformation plastique locale qui aboutit finalement au développement des contraintes résiduelles favorables. La méthode la plus répandue de prédiction de la contrainte résiduelle après grenailage consiste à simuler le processus. Dans le but de prédire les profils des contraintes résiduelles et des déformations plastiques induites grenailage, une procédure numérique a été mise en œuvre dans une analyse EF en trois dimensions utilisant le code commercial à éléments finis Ansys 12.1 et son solveur explicite (Ansys / Ls-Dyna). La procédure a été exploitée pour simuler les impacts multiples de grenailles sur les surfaces des pièces traitées [68].

Le modèle d'impact comprend une grenaille de forme sphérique (composante de contact) et une cellule de symétrie (composante cible). La géométrie de la cellule de symétrie est définie par les dimensions $H \times W \times B$. Les dimensions suivantes, fonction du rayon de tir R , ont été choisies [69] : largeur $W = 7R$, hauteur $H = 4R$ et largeur $B = 5R$. En raison de la symétrie la symétrie, un quart

seulement de la cellule a été considéré. Quatre des six côtés latéraux des cellules ont été contraints de se déplacer dans la direction normale ; seule la surface supérieure impactée est considérée libre pour se déformer ; la partie inférieure de la cellule est restreinte à tous les déplacements et rotations.

Tenant compte de la convergence du profil des contraintes résiduelles, la taille du maillage a été sélectionnée pour assurer un temps de calcul satisfaisant. Pour la génération du maillage, la paire d'éléments finis tétraédriques à huit nœuds et à quatre nœuds a été utilisée. La géométrie et le modèle de maillage discrétisé sont décrits à la figure III.3. Le matériau du composant cible présente un comportement élasto-plastique [70]. Les grenailles sont supposées être inflexibles et de forme sphérique.

Afin d'illustrer les effets du grenaillage sur la résistance à la fatigue, la première étape consiste à modéliser le grenaillage en utilisant les conditions du procédé et les caractéristiques mécaniques de l'acier 35NiCrMo16. Dans son étude, Bignonnet [55] a utilisé les conditions de grenaillage suivantes : grenaille d'acier S230 (diamètre moyen de 0.57mm) et intensité Almen de 0.35mm A . En considérant notre recherche précédente [71] nous calculons la vitesse à partir de l'intensité Almen, cela correspond à une vitesse de projection V de 40 m/s . Pour indiquer le contact entre le grenaille et la cible, nous avons pris un coefficient de frottement f_r de 0.2. Le programme que nous avons mis au point détermine les profils de la déformation plastique équivalente et de la contrainte résiduelle de compression. Le taux de recouvrement, exprimé en pourcentage, est le rapport entre la surface couverte par les empreintes laissées par le jet de billes sur la surface à traiter. Pour atteindre l'intensité du grenaillage, différentes chaînes de rangées de jet ont été utilisées pour impacter la surface de la cellule. Pour obtenir un taux de recouvrement de 100% , il est nécessaire de déterminer le nombre d'impacts sur la surface. Ce nombre dépend des dimensions de la cellule, du diamètre et des dimensions des empreintes résultant des impacts. Les coordonnées initiales (au début du jet) des grenailles ont été définies via le programme Matlab que nous avons mis en œuvre. Le taux de recouvrement étant de 200%. Par conséquent, la simulation prédit 362 impacts sur la surface. La figure IV.38 illustre une représentation schématique du jet de grenailles.

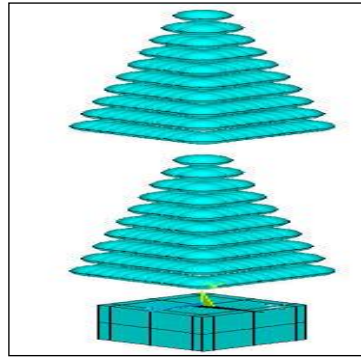


Figure IV.38 Représentation schématique de la simulation du processus de grenaillage.

Portons maintenant notre attention pour examiner si le simple effet de la contrainte résiduelle de compression stabilisée sur la résistance à la fatigue suffit à justifier l'amélioration de la résistance à la fatigue générée par le grenaillage. Comme on peut le constater, la figure IV.39 représente une comparaison entre les courbes de SN en flexion alternée simulées par le modèle et celles obtenues par les données expérimentales [55]. Nous notons que la courbe SN (Figure IV.39) obtenue avec la prise en compte du double effet (contraintes résiduelles stabilisées de compression et l'écroutissage) est plus proche des données expérimentales, comparée à celle obtenue avec la prise en compte du simple effet.

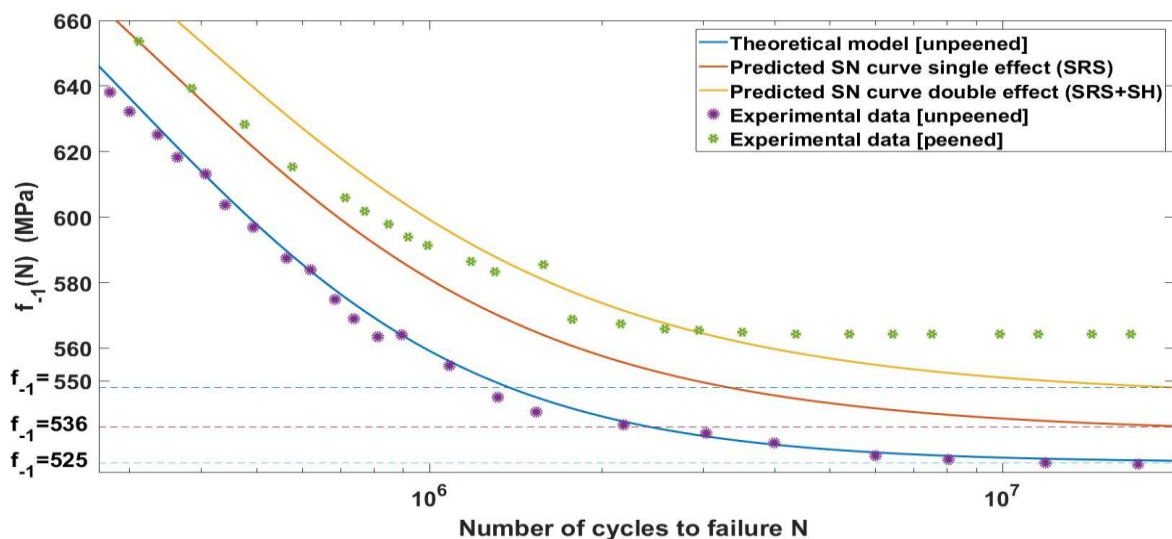


Figure IV.39 Comparaison des courbes de Wöhler en flexion alternée prédites par le modèle et celles obtenues par les données expérimentales [55] dans le cas de l'acier 35NiCrMo16.

IV.12.6 Deuxième cas: Epreuve soumise à un couple alternatif de torsion

Nous effectuons la même procédure que dans le cas précédent. La figure IV.40 montre la géométrie de l'éprouvette considérée. Elle est soumise à un couple cyclique de torsion générée par la force de

cyclique \vec{F}_t , $\left| \vec{F}_t \right| = F_{at} \sin(\omega T)$ dont l'amplitude est de la force est notée F_{at} . L'amplitude du moment de torsion est donnée par la relation : $M_a = F_{at} \cdot d$, où d est le diamètre de l'éprouvette. Le chargement peut être composé du champ de contrainte résiduelle (Figure IV.40.c) et de la charge cyclique (Figure IV.40.c). La figure IV.40 montre le chargement appliqué. En raison de la symétrie, le quart de l'éprouvette est pris en considération.

La figure IV.41 montre les courbes de Wöhler en torsion alternée de l'acier 35NiCrMo16 prédites par le modèle proposé et celles obtenues par les données expérimentales [55]. Comme nous pouvons le constater, la figure IV.41 illustre une comparaison entre les courbes de SN prédites obtenues en considérant le simple effet (contrainte résiduelle stabilisée de compression) et le double effet (contrainte résiduelle stabilisée de compression et l'érouissage) et les résultats expérimentaux [55]. Comme dans l'exemple précédent, la courbe SN obtenue avec la prise en compte du double effet est plus proche des données expérimentales en comparaison avec celle obtenue avec la prise en compte du simple effet. Le niveau de contrainte appliqué a été choisi de manière qu'il se produise sous le régime de fatigue à grand nombre de cycles ($10^5 \leq N \leq 10^7$). Nous pouvons noter que la durée de vie en fatigue du matériau grenailé, à tous les niveaux de contrainte, a été améliorée. Le critère de fatigue proposé est conservatif en termes de durée de vie.

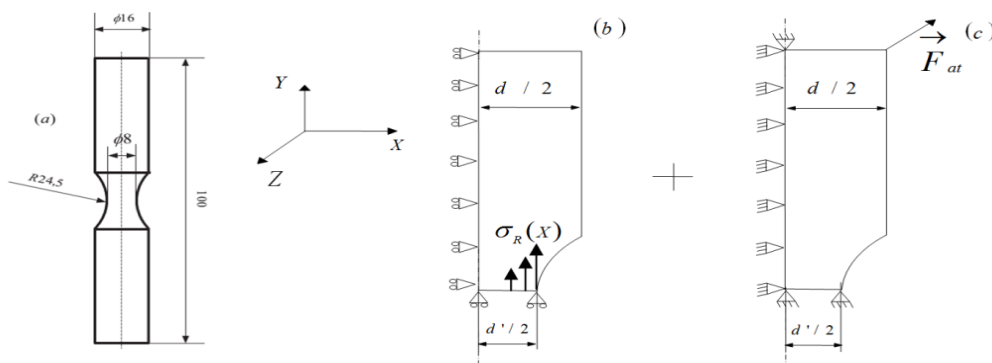


Figure IV.40 Dimensions géométriques de l'éprouvette soumise au couple cyclique de torsion (a), représentation simplifiée du chargement et des conditions aux limites sous l'effet du champ de contrainte résiduel (b) et représentation simplifiée du chargement cyclique sous l'effet de l'amplitude de la force F_{at} (c).

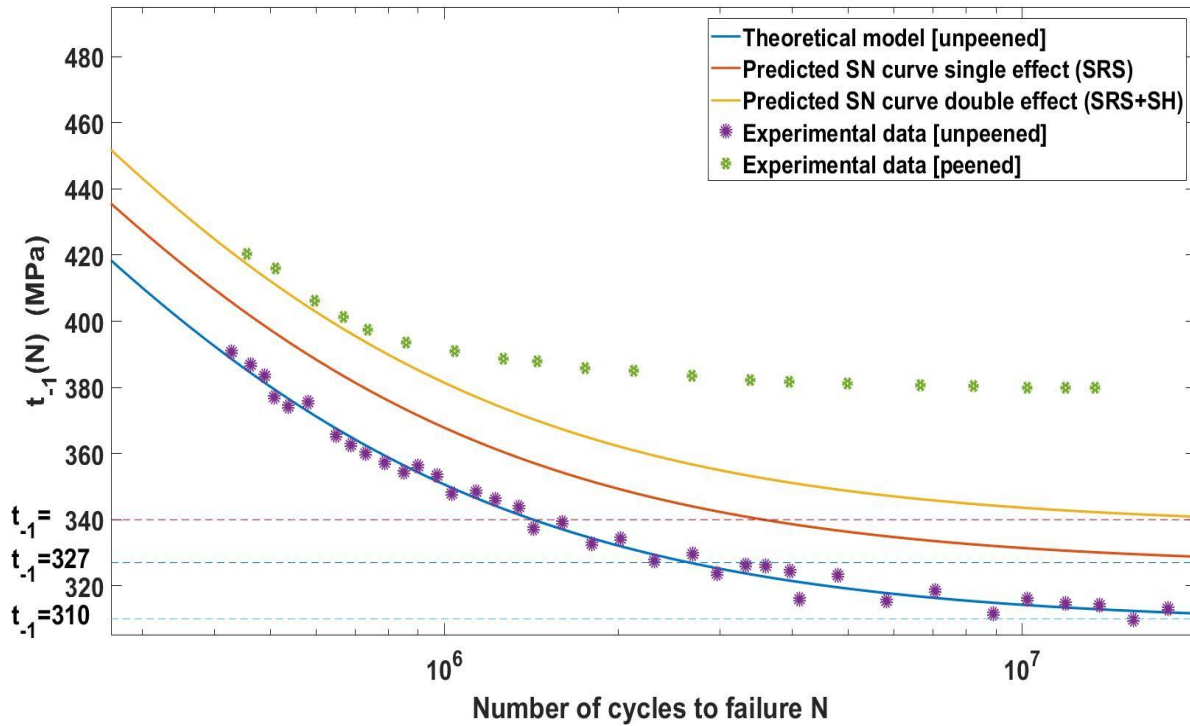


Figure IV.41 Comparaison des courbes de Wöhler en torsion alternée prédites par le modèle et celles obtenues par les données expérimentales [55] dans le cas de l'acier 35NiCrMo16.

IV.12.7 Résultats et discussion

Afin d'évaluer la qualité des prédictions du critère proposé, un indice d'erreur est introduit. Le tableau IV.18 compare les prédictions de la limite d'endurance établies par le modèle (en tenant compte du simple l'effet de contrainte résiduelle relaxée) et des résultats expérimentaux pour le matériau grenailé dans les deux cas de chargements : flexion et torsion alternées. En termes de précision des prédictions, l'erreur relative est respectivement de 5,96 % et 13,94 % en flexion alternée f_{-1} et torsion alternée t_{-1} . Le tableau IV.19 compare les prévisions de limite d'endurance établies par le modèle (en prenant en compte le double effet de l'érouissage et de la contrainte résiduelle relaxée) et pour le matériau grenailé dans les deux cas de chargements : flexion et torsion alternées. En termes de précision des prédictions, l'erreur relative est respectivement de 3,50 % et 10,52 % en flexion alternée f_{-1} et torsion alternée t_{-1} .

Tableau IV.18 Comparaison entre les limites d'endurance prédites par le modèle et les données expérimentales, sous chargement de flexion et de torsion alternées (en tenant compte du simple l'effet de la contrainte résiduelle relaxée).

Type de chargement	Limite d'endurance expérimentale (MPa)	Limite d'endurance prédite par le modèle (MPa)	Erreur
Flexion alterné f_{-1}	570	536	5.96 %
Torsion alterné t_{-1}	380	327	13.94 %

Tableau IV.19 Comparaison entre les limites d'endurance prédites par le modèle et les données expérimentales, sous chargement de flexion et de torsion alternées (en prenant en compte le double effet de l'écroutissage et de la contrainte résiduelle relaxée).

Type de chargement	Limite d'endurance expérimentale (MPa)	Limite d'endurance prédite par le modèle (MPa)	Erreur
Flexion alterné f_{-1}	570	550	3.50 %
Torsion alterné t_{-1}	380	340	10.52 %

Dans les deux cas de chargements, les courbes SN obtenues en prenant en considération le double effet sont les plus proches des résultats expérimentaux. Compte tenu des résultats obtenus, nous pouvons tirer les conclusions suivantes :

- 1- Le critère de fatigue proposé est conservatif en termes de limite d'endurance.
- 2- Le modèle de fatigue proposé, sous le régime de fatigue à grand nombre de cycles (HCF), montre que les prévisions sont plus précises lorsqu'il prend en considération le double effet par rapport au simple effet.
- 3- Par conséquent, les prédictions du modèle en termes de durée de vie révèlent que le simple effet des contraintes résiduelles de compression sur le comportement des structures grenillées soumises aux sollicitations de fatigue à grand nombre de cycles est insuffisant pour expliquer le gain global relatif à la résistance à la fatigue. Les profils des contraintes résiduelles de compression et des déformations plastiques introduits dans la couche superficielle grenillée sont importants pour assurer l'amélioration de la durée de vie. Dans le cas du matériau étudié, l'effet de l'écroutissage semble avoir moins d'influence que celui des contraintes résiduelles de compression.

IV.13 Optimisation des paramètres de grenailage

L'objectif principal de l'optimisation est de déterminer les paramètres de grenailage (vitesse, rayon, angle ...etc.) qui donnent une durée de vie maximale pour une couple des chargements (contrainte monotone et alternée). Pour ce faire nous avons utilisé la méthode statistique appelée « plan d'expériences », laquelle permet l'établissement d'un modèle mathématique reliant la durée de vie aux les paramètres de grenailage. Par la suite, nous appliquons la méthode de la plus grande pente pour extraire l'optimum.

IV.13.1 Plans d'expériences [72]

Les méthodes statistiques de planification des expériences sont surtout employées pour l'analyse et le traitement des données expérimentales. Elles sont efficaces pour l'étude des processus comportant beaucoup de variables indépendantes. Ces méthodes permettent la variation d'une variable dépendante dénotée Y , en fonction des variables indépendantes dénotées (X_1, X_2, \dots, X_n) . On envisage alors une variation simultanée de tout les paramètres influents sur le phénomène étudié. Ceci permet de relater l'interaction entre les différents paramètres et de réduire, ainsi, le nombre total des expériences. Par conséquent, le nombre d'expériences est réduit. Dans notre cas, il s'agit de minimiser, au maximum, le nombre de simulations. Il existe plusieurs types de plans d'expériences lesquels sont définis par le nombre de paramètres k et le niveau. Les plans d'expériences les plus connus sont : 2^k , 2^{k-p} , 3^k et $2^k 3^k$.

a) Plan d'expériences du type 2^k :

Dans un plan d'expériences de type 2^k , chaque facteur comprend deux niveaux avec les valeurs $+1$ et -1 . Si $k=3$ les point d'expériences se trouvent sur les sommets d'un cube (Figure. IV.42).

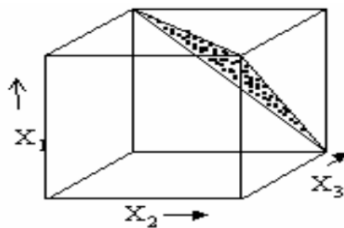


Figure IV.42. Représentation du plan de type 2^3

b) Plan d'expériences du type 2^{k-p}

Pour l'étude de quatre, cinq ou plusieurs paramètres, les plans d'expériences de type 2^k nécessitent un nombre important d'expériences. A cause des interactions de faibles influences, il y a possibilité de réduire le nombre d'expériences. Un plan de type 2^7 nécessite 128 expériences, peut être remplacé par un plan simplifié du type 2^{7-4} par exemple, pour devenir un plan de type 2^3 nécessitant huit expériences seulement avec une précision peu réduite.

c) Plans d'expériences de $2^{\text{ème}}$ ordre :

On utilise généralement un plan de deuxième ordre lorsque le modèle mathématique issu d'un plan de premier ordre n'est pas adéquat, malgré les répétitions des expériences douteuses. Les plans de deuxième ordre nécessitent un temps considérable, c'est la raison pour laquelle on maintient uniquement les paramètres les plus influents.

d) Plan d'expériences du type 3^k :

Dans une expérience de type 3³, chaque paramètre comprend trois niveaux (Figure IV.43), avec les valeurs -1, 0, et +1, et en cas de nécessité, il peut avoir jusqu'à cinq niveaux -α, -1, 0, +1, +α. Pour le cas général de k paramètres, la matrice prend la forme représentée dans le tableau IV.20.

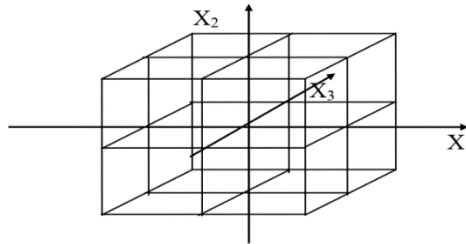


Figure VI.43. Plan d'expériences du type 3³

Tableau IV.20 Matrice standard pour un plan de type 3^k

N ° Exp	Matrice des variables indépendantes									Matrice de réponse		
	Matrice du plan				X ₁ [*] = X _k [*] =					y ₁	y ₂	y ₃
	X ₀	X ₁	X ₂	X _k	X ₁ ² -2/3	X _i X _j	X _{k-1} X _k	X _k ² -2/3	X _k ² -2/3			
1	1	-1	-1	-1	+1	-1	1/3	1/3			
2	1	+1	-1	-1	-1			1/3	1/3			
n	1	0	0	0	0	0	0	-2/3	-2/3			
	b ₀	b ₁	b ₂	b _k	b _{1,2}	b _{ij}	b _{k-1,k}	b _{1,1}	b _{k,k}			

e) Plan d'expérience du type composé 2^k 3^k

On utilise un plan du type 2^k 3^k lorsqu'on étudie uniquement des effets quadratiques de certains paramètres.

IV.13.2 Modèle mathématique

Lorsqu'on utilise les méthodes statistiques, le modèle mathématique se présente sous forme d'un polynôme, qui est une troncature de la série de Taylor laquelle se développe sous la forme suivante :

$$Y(X_1, X_2, \dots, X_k) = \beta_0 + \sum_{i=1}^k \beta_i X_i + \sum_{i,j=1}^k \beta_{ij} X_i X_j + \sum_{i=1}^k \beta_{ii} X_i^2 + \dots \tag{IV.63}$$

avec

$$\beta_i = \frac{\partial Y}{\partial X_i}; \quad \beta_{ij} = \frac{\partial^2 Y}{\partial X_i \partial X_j}; \quad \beta_{ii} = \frac{\partial^2 Y}{\partial X_i^2}; \dots \tag{IV.64}$$

Suivant le degré de précision, on peut développer la série Taylorienne avec des puissances plus élevées X₃,, X_k.

Généralement, on utilise l'équation sous forme linéaire en priorité, et selon la nécessité on passe au degré plus élevé. On doit effectuer des expériences suivant le plan choisi, pour aboutir à un

système linéaire du type suivant :

$$Y_i = \beta_i \cdot X_{ij} \text{ ou sous forme } X \cdot \beta = Y$$

avec:

X : matrice des données d'entrée,

β : matrice des coefficients de régression,

Y : matrice des données de sortie.

La résolution du système aboutit à des résultats approchés du phénomène à étudier. Afin de parvenir à des résultats précis et simplifiés, on doit assurer les conditions conformément à la loi de Gaus-Markov comme suit :

$$(X^T \cdot X) \cdot \beta = X^T \cdot Y \quad (\text{IV.65})$$

Où X^T est la matrice transposée de X

Si les facteurs d'entrée X_1, \dots, X_k sont indépendants dans toutes les expériences, la matrice du produit $X^T \cdot X$ est différente de zéro. Par conséquent, il existe la matrice inverse $(X^T \cdot X)^{-1}$

Box et Wilson ont prouvé qu'en satisfaisant la matrice des données d'entrée les conditions suivantes :

$$\sum_{i=1}^N X_{0i} X_{ij}^2 = 0 \quad ; \quad u \neq j \quad (\text{IV.66})$$

$$\sum_{i=1}^N X_{ij}^2 \cdot X_{iu}^2 = 0 \quad ; \quad j \neq 0 \quad (\text{IV.67})$$

IV.13.3 Choix des paramètres influents sur la durée de vie

Diverses études ont montré effets bénéfiques des traitements de surface sur la durée de vie des matériaux traités. Les principaux paramètres de grenailage influents sur la durée vie sont :

1. la vitesse d'impact,
2. le rayon des grenailles/billes,
3. l'angle d'incidence de l'impact des grenailles/billes sur la surface à traité,
4. la masse volumique des grenailles/billes,
5. le module de Young du matériau des grenailles/billes.

IV.13.4 Etablissement du plan d'expérience

Compte tenu que nous avons retenu cinq paramètres, chacun variant sur deux niveaux, nous avons opté pour un plan d'expériences réduit est acceptable du type 2^{5-2} , nécessitant 8 simulations. Vu la diversité des unités des différents paramètres, les valeurs seront codées durant toute l'étude de la manière exprimée par l'équation suivante :

$$X_i = (X_i - X_{i0})/\Delta X_i \quad (\text{IV.68})$$

Tableau IV.21 Plan d'expériences de type 2^{5-2}

N° d'ordre	X ₁	X ₂	X ₃	X ₄	X ₅	X ₁ X ₂	X ₂ X ₃	Y
1	-	-	-	-	+	+	+	1220303
2	+	-	-	+	-	-	+	4007786
3	-	+	-	+	+	-	-	1081370
4	+	+	-	-	-	+	-	1295782
5	-	-	+	+	-	+	-	615176
6	+	-	+	-	+	-	-	3572851
7	-	+	+	-	-	-	+	1354488
8	+	+	+	+	+	+	+	10000000

Le modèle mathématique global décrivant la durée de vie (Y) en fonction des paramètres influents et de leurs interactions :

$$Y(X_i) = 2893469.5 + 1825635.25 \cdot X_1 + 539440.5 \cdot X_2 + 992159.25 \cdot X_3 + 1032613.5 \cdot X_4 + 1075161.5 \cdot X_5 + 389345.75 \cdot X_1 X_2 + 1252174.75 \cdot X_2 X_3$$

IV.13.5 Variation des paramètres

- La vitesse d'impact (X₁) : varie sur deux niveaux : 20 et 100 m/s
- Le rayon de la bille (X₂) : varie sur deux niveaux : 0.1 et 0.8 mm.
- L'angle d'incidence (X₃) : varie sur deux niveaux : 20° et 90°.
- La masse volumique de la bille (X₄) : varie sur deux niveaux : 3800 et 7800 kg/m³.
- Le module de Young du matériau de la bille (X₅) : varie sur deux niveaux : 110 et 213 GPa.

Tableau IV.22 Tableau de variation des paramètres.

Facteur (X _i)	(X ₁)	(X ₂)	(X ₃)	(X ₄)	(X ₅)
Unité de chaque paramètre avant codage	[m/s]	[mm]	[°]	[kg/m ³]	[GPa]
Valeur de base (X _{i0})	60	0.45	55	5800	161.5
Intervalle (ΔX _i)	40	0.35	35	2000	51.5
Valeur maximale (X _i = +1)	100	0.8	90	7800	110
Valeur minimale (X _i = -1)	20	0.1	20	3800	213

IV.13.6 Recherche de l'optimum par la méthode de la plus grande pente

On remplace les valeurs codées du modèle Y₁ par les valeurs réelles, il obtient alors :

$$Y_2(x_i, \beta_i) = 2893469.5 + 1825635.25 \cdot \left(\frac{x_1 - 60}{40} \right) + 539440.5 \cdot \left(\frac{x_2 - 0.45}{0.35} \right) + 992159.25 \cdot \left(\frac{x_3 - 55}{35} \right) + 1032613.5 \cdot \left(\frac{x_4 - 5800}{2000} \right) + 1075161.5 \cdot \left(\frac{x_5 - 161.5}{51.5} \right) + 389345.75 \cdot \left(\frac{x_1 - 60}{35} \right) \cdot \left(\frac{x_2 - 0.45}{0.35} \right) + 1252174.75 \cdot \left(\frac{x_2 - 0.45}{0.35} \right) \cdot \left(\frac{x_3 - 55}{35} \right)$$

Donc:

$$Y_2(x_i, \beta_i) = -5183074.05 + 33126.19 \cdot x_1 - 5749375.15 \cdot x_2 - 17650.84 \cdot x_3 + 516.30 \cdot x_4 + 20876.92 \cdot x_5 + 27810.41 \cdot x_1 \cdot x_2 + 102218.34 \cdot x_2 \cdot x_3$$

Comme indiqué au tableau suivant, on choisit un pas pour un des paramètres influents qu'il soit P_a pour le paramètre X_a et égal à 10 ; cependant on calcule les pas des autres paramètres par la relation suivante :

$$P_i = (\Delta X_i \cdot b_i) * (P_a / (\Delta X_a \cdot b_a))$$

Tableau IV.23 Déplacement vers l'optimum [73].

Déplacement vers l'optimum	X ₁	X ₂	X ₃	X ₄	X ₅	Y _i
Valeur de base	60	0.45	55	5800	161.5	
Intervalle	40	0.35	35	2000	51.5	
Coefficient de régression	1825635,25	539440,5	992159,25	1032613,5	1075161,5	
$\Delta X_i, b_i$	73025410	188804,17	34725573,75	2065227000	55370817,25	
Premier point	10	0,025854586	4,755272685	282,8093673	7,582404159	
Deuxième point	70	0,475854586	59,75527269	6082,809367	169,0824042	3848556
Troisième point	80	0,501709172	64,51054537	6365,618735	176,6648083	4873197
Quatrième point	90	0,527563758	69,26581806	6648,428102	184,2472125	4337354

Du Tableau IV.23, on remarque que la valeur du quatrième point est inférieure à la valeur troisième point, si on continue les calculés, on obtient des résultats inférieurs a la valeur du troisième point, et ça nous permet de conclure que le troisième point représente l'optimum.

IV.14 Conclusion

Dans cette étude, les méthodes des éléments finis et la méthode de plan d'expériences ont été combinés pour optimiser les paramètres de grenailage. Nous avons étudié, dans un premier temps le simple effet (contraintes résiduelles) et le double effet (contraintes résiduelles et déformations plastiques) sur la tenue en fatigue. D'après les calculs que nous avons effectués, à cet égard, nous avons démontré que l'effet des contraintes résiduelles est insuffisant pour justifier l'amélioration de la tenue en fatigue. Par contre, dans le cas double effet (contraintes résiduelles et déformation plastiques) les résultats ont validé le modèle proposé en le confrontant aux résultats expérimentaux. La méthode des plans expériences joue un rôle important dans la statistique ; l'objectif primordial est de créer un modèle mathématique multi-variable visant à étudier l'effet de chacun des paramètres sur la durée de vie. Après mise au point du modèle mathématique reliant les paramètres de grenailage (vitesse d'impact, diamètre des grenailles, masse volumique du matériau des grenailles) à la durée de vie, nous avons obtenu l'optimum permettant d'avoir une durée de vie maximale pour un chargement donné.

CONCLUSION GENERALE

Les contraintes résiduelles et les déformations plastiques résultant des différents traitements de surface jouent un rôle important dans l'amélioration de la durée de vie des pièces mécaniques sollicitées à des charges variables. Les effets produits par les traitements de surface sont les contraintes résiduelles de compression et les déformations plastiques. Pour prévoir la durée de vie des structures soumises aux sollicitations de fatigue multiaxiale, il est nécessaire d'intégrer ces effets dans des modèles prédictifs. L'une des caractéristiques de ces modèles est de prendre en compte l'état initial des contraintes résiduelles et des déformations plastiques ainsi que leur développement sous des sollicitations thermiques, mécaniques ou chimiques.

Le but principal de cette étude est de proposer une méthodologie de prévision de durée de vie pour des structures traitées superficiellement et soumises à des sollicitations multiaxiales d'amplitude constante. A cet effet, nous avons mis au point un modèle de simulation prédictif en nombre de cycles à la rupture. Pour ce faire nous avons mis au point un programme de calcul lequel utilise deux logiciels en l'occurrence Ansys et Matlab. La deuxième étape consiste à étudier l'effet des contraintes résiduelles et des déformations plastiques sur la tenue en fatigue. A ce effet, nous avons proposé un nouveau critère de fatigue basé sur celui de Crossland, mais intégrant des deux effets cités. Dans ce critère, nous avons montré que comparativement à la non prise en compte des deux effets, le trajet de chargement est déplacé, sous l'effet des contraintes résiduelles, vers les valeurs négatifs de l'axe de la pression hydrostatique maximale tandis que la zone de sécurité augmente sous l'effet des déformations plastiques. Le critère proposé, permet la détermination des courbes de fatigue du matériau traité et de les comparer avec celles du matériau non traité. Cette comparaison a été effectuée en deux étapes. La première étape consiste à décrire les courbes de fatigue en prenant en considération seulement l'effet de des contraintes résiduelles, la seconde étape consiste à définir les courbes de fatigue en prenant en compte le double effet des contraintes résiduelles et des déformations plastiques. Dans le but de valider le modèle proposé, les prédictions ont été confrontées aux résultats expérimentaux.

Dans la troisième partie de ce travail, nous avons utilisé la méthode statistique appelée "plan d'expériences" afin de mettre au point un modèle mathématique reliant les paramètres du grenailage à la durée de vie du matériau traité. L'objectif principal de cette partie est de rechercher la valeur maximale de la durée de vie du matériau avec l'application des mêmes

valeurs d'efforts et de contraintes. Pour ce faire nous avons utilisé la méthode appelée 'la plus grand pente'. L'objectif principal de cette méthode est l'optimisation des paramètres du traitement.

Les points suivants résument les objectifs atteints dans cette thèse:

Etude de l'effet des paramètres de grenailage sur les profils des contraintes résiduelles et les déformations plastiques dans les deux cas d'impact grenaille-surface de la pièce traitée : un seul impact et multi-impact.

Nous avons mené la même étude paramétrée pour déterminer l'intégrité de surface (rugosité et topographie).

Etude de l'effet des contraintes résiduelles et des déformations plastiques générés par le traitement de grenailage sur la tenue en fatigue.

Etude de l'optimisation des paramètres de grenailage pour obtenir une durée de vie optimale.

En perspectives, il serait intéressant de continuer cette étude, laquelle pourrait s'articuler sur les points essentiels suivants:

Elargir la prédiction de la durée de vie pour des sollicitations cycliques à amplitudes variables avec validation expérimentale.

Prédiction de la durée de vie des pièces traitées superficiellement soumises à des chargements non-proportionnels en fatigue multiaxiale. Pour ce faire, il est nécessaire d'appliquer un critère de fatigue de type plan critique.

Proposition d'un nouveau critère de fatigue qui prend en compte les sollicitations thermo-mécanique cycliques.

Bibliographie

- [1] Lee Y-L, Pan J. Hathaway R, Barkey M. Fatigue testing and analysis: theory and practice, vol. 13, Edition Elsevier, 2005.
- [2] Schijve J. Fatigue of structures and materials, Springer Science & Business Media, 2001.
- [3] Magnier-Monin L. Tenue en service d'assemblages soudés en acier 304L: influence des contraintes résiduelles et du parachèvement mécanique, Thèse de doctorat, Ecole des Mines de Douai (Université de Lille I), 2007.
- [4] Hénaff G, Morel F. Fatigue des structures: endurance, critères de dimensionnement - propagation des fissures - rupture, ellipses edition, 2005.
- [5] Yousfi H. Etude expérimentale sur la fatigue des matériaux en flexion rotative, Mémoire de magister, Université de Batna, 2014.
- [6] Bidouard H. Etude de l'effet de surcharges sur la tenue en fatigue à grande durée de vie d'un acier ferrito-bainitique sous chargement d'amplitude variable, Thèse de doctorat, Arts et Métiers ParisTech, 2009.
- [7] Karaouni H. Nouveaux outils pour la conception fiable des structures, Thèse de Doctorat, Ecole Polytechnique, 2001.
- [8] Pommier B. Détermination de la réponse asymptotique d'une structure anélastique soumise à un chargement thermomécanique cyclique, Thèse de Doctorat, Ecole Polytechnique, 2001.
- [9] Bouby C. Adaptation élastoplastique de structures sous chargements variables avec règle d'écrouissage cinématique non linéaire et non associée, Thèse de Doctorat, Université des Sciences et Technologies de Lille, 2006.
- [10] Duprat D. Fatigue et mécanique de la rupture des pièces en alliage léger. Techniques de l'ingénieur, 1997, BM5052.
- [11] Lu J. Fatigue des alliages ferreux - Facteurs d'influence, Techniques de l'ingénieur, 2003, BM5043-1.
- [12] Lu J. Fatigue des alliages ferreux-Exemples de calcul, Techniques de l'ingénieur, 2003, BM5044-1.
- [13] Weber B. Fatigue multiaxiale des structures industrielles sous chargement quelconque, Thèse de Doctorat, Institut National des Sciences Appliquées de Lyon, 1999.

- [14] Wang Y-Y, Yao W-X. Evaluation and comparison of several multiaxial fatigue criteria, *Int J Fatigue*, 2004,26:17-25.
- [15] Delahay T. Développement d'une méthode probabiliste de calcul en fatigue multiaxiale prenant en compte la répartition volumique des contraintes, Thèse de doctorat, Université de Bordeaux, 2004.
- [16] Pitoiset X. Méthodes spectrales pour une analyse en fatigue des structures métalliques sous chargements aléatoires multiaxiaux, Thèse de doctorat, Faculté de Science Appliquées, Université Libre de Bruxelles, 2001.
- [17] Socie DF, Marquis GB. *Multiaxial fatigue*, Society of Automotive Engineers, USA, 2000.
- [18] Angles J. Critères multiaxiaux d'amorçage en fatigue à grand nombre de cycles, plan critique, DANG VAN. Proj FATMAV, Note EDF HT-64/03/015/A, 2003.
- [19] Fares Y. Dimensionnement en fatigue des assemblages boulonnés à l'aide de critères de fatigue multiaxiale, Thèse de Doctorat, Institut National des Sciences Appliquées de Toulouse, 2006.
- [20] Vu QH. Fatigue polycyclique multiaxiale de l'acier C35: caractérisation et modélisation des mécanismes d'endommagement, Thèse de Doctorat, Ecole Nationale Supérieure de Mécanique et d'Aérotechnique, 2009.
- [21] Papadopoulos IV, Davoli P, Gorla C, Filippini M, Bernasconi A. A comparative study of multiaxial high-cycle fatigue criteria for metals, *Int J Fatigue*, 1997,19:219-235.
- [22] Karolczuk A, Nadot Y, Dragon A. Non-local stress gradient approach for multiaxial fatigue of defective material, *Comput Mater Sci*, 2008,44:464-475.
- [23] Garud YS. A new approach to the evaluation of fatigue under multiaxial loadings, *J Engng Mater Technol*, Trans ASME, 1981,103:118-125.
- [24] Lefebvre D, Neale KW, Ellyin F. A criterion for low-cycle fatigue failure under biaxial states of stress, *J Eng Mater Technol*, Trans ASME, 1981,103:1-6.
- [25] Nowack H, Hanschmann D, Ott W, Trautmann KH, Maldfeld E. Crack initiation life behaviour under biaxial loading conditions: experimental behaviour and prediction, *Multiaxial Fatigue and Deformation Testing Techniques*, 1997, 12:159-183

- [26] Ott W, Baumgart O, Trautmann KH, Nowack H. A new crack initiation life prediction method for arbitrary multiaxial loading considering mean stress effect, 6^{ème} conférence internationale sur la fatigue (FATIGUE 96), Berlin, Allemagne, 1996,1007–1012.
- [27] Golos K, Ellyin F. A total strain energy density theory for cumulative fatigue damage, J Pressure Vessel Technol, Trans ASME, 1988,110:36-41.
- [28] Ellyin F, Xia Z. A general fatigue theory and its application to out-of-phase cyclicloading, J Eng Mater Technol, 1993,115:411-416.
- [29] Froustey C, Lasserre S, Dubar L. Essais de fatigue multiaxiaux et par blocs validation d'un critère pour les matériaux métalliques, Mat-Tec, 1992,92:79–85.
- [30] Palin-Luc, T. Fatigue multiaxiale d'une fonte GS sous sollicitations combinées d'amplitude variable, Thèse de Doctorat, ENSAM CER de Bordeaux, 1996.
- [31] Ellyin F. Cyclic strain energy density as a criterion for multiaxial fatigue failure. ICBMFF2, 1985.
- [32] Xia Z, Kujawski D, Ellyin F. Effect of mean stress and ratcheting strain on fatigue life of steel, Int J Fatigue, 1996,18:335-341.
- [33] Xia Z, Ellyin F. Multiaxial fatigue of an alumina particle reinforced aluminum alloy, Int J Fatigue, 1998,20:51-56.
- [34] Tao G, Xia Z. Mean stress/strain effect on fatigue behavior of an epoxy resin, Int J Fatigue, 2007,29:2180-2190.
- [35] Tao G, Xia Z. Biaxial fatigue behavior of an epoxy polymer with mean stress effect, Int J Fatigue, 2009,31:678-685.
- [36] Kujawski D, Ellyin F. A unified approach to mean stress effect on fatigue thre shold conditions, Int J Fatigue, 1995,17:101-106.
- [37] Ellyin F, El-Kadi H. A fatigue failure criterion for fiber reinforced composite laminae, Compos Struct,1990,15:61–74
- [38] Glinka G, Shen G, Plumtree A. A multiaxial fatigue strain energy density parameter related to the critical fracture plane. Fatigue Fract Eng Mater Struct,1995,18:37-46.
- [39] Glinka G, Wang G, Plumtree A. Mean Stress Effects in Multiaxial Fatigue, Fatigue Fract Eng Mater Struct,1995;18:755-764.

- [40] Macha E, Sonsino CM. Energy criteria of multiaxial fatigue failure. *Fatigue Fract Eng Mater Struct*, 1999, 22:1053-1070.
- [41] Huang W. Contribution à l'analyse par diffractométrie X des déformations et des contraintes à l'échelle des grains ,Thèse de doctorat, ENSAM, 2007.
- [42] Barralis J, Castex L, Maeder G. Précontraintes et traitements superficiels, *Techniques de l'ingénieur*, 1999, M1180-1.
- [43] Lillamand I. Evolutions d'une couche grenillée sous sollicitations thermiques et mécaniques cas de la fatigue oligocyclique, Thèse de doctorat, ENSAM, 1998.
- [44] Badreddine J. Modélisation du grenillage ultrason pour des pièces à géométrie complexe, Thèse de doctorat, Université de Technologie de Troyes, 2014.
- [45] Renaud P. Modélisation numérique du grenillage des pièces initialement cémentées ou carbonitrurées, Thèse de doctorat, École Nationale Supérieure d'Arts et Métiers, 2011.
- [46] Guechichi H. Prévion des contraintes résiduelles dues au grenillage de précontrainte, Thèse de doctorat, École Nationale Supérieure d'Arts et Métiers, 1986.
- [47] Wohlfahrt H. Shot peening and residual stresses, *Residual Stress Stress Relax*, Springer, 1982, 28:71–92.
- [48] Chaieb I. Analyse et simulation des contraintes résiduelles induites par des traitements mécaniques de précontrainte en grenillage et choc laser, Thèse de doctorat ,Université de Reims Champagne-Ardenne, 2004.
- [49] Huang ZY, Wagner D, Bathias C, Chaboche JL. Cumulative fatigue damage in low cycle fatigue and gigacycle fatigue for low carbon–manganese steel, *Int J Fatigue*, 2011,33:115-121.
- [50] Youssef M. Simulation active du procédé du grenillage de précontrainte contrôlé. Congrès français de mécanique, AFM, Association Française de Mécanique; 2015.
- [51] Lu J. Traitements de surface mécaniques-Principes. *Techniques de l'ingénieur*, 2006, M1190.
- [52] Couratin D. Caractérisation de différents traitements thermo-chimiques-Effets sur la fatigue de surface de pièces d'automobiles, *Matériaux Tech*, 1996,84:3–8.

- [53] Bloquel F, Barrallier L, Bourse G, Dürr J. Détermination des contraintes résiduelles par diffractométrie X des couches biphasées. Application au cas de la cémentation. *J Phys IV JP*, 1996,6:211-217.
- [54] Meguid S a, Shagal G, Stranart JC. 3D FE analysis of peening of strain-rate sensitive materials using multiple impingement model, *Int J Impact Eng*, 2002,27:119-134.
- [55] Bignonnet A. Fatigue Strength of Shot-Peened Grade 35 NCD 16 Steel. Variation of Residual Stresses Introduced by Shot Peening According to Type of Loading, 3th Int Conf Shot Peen, Garmisch-Partenkirchen, Germany, 1987:659-566.
- [56] Crossland G. Effect of large hydrostatic pressures on the torsional fatigue strength of an alloy steel, *Proceedings of the international conference of fatigue of metals*. London: Institute of Mechanical Engineers, 1956,138-149
- [57] Banvillet A. Prédiction de durée de vie en fatigue multiaxiale sous chargements réels: vers des essais accélérés, Thèse de doctorat, École Nationale Supérieure d'Arts et Métiers, Cent Bordeaux, 2001.
- [58] Guechichi H, Castex L. Fatigue limits prediction of surface treated materials, *J Mater Process Technol*, 2006,172:381-387.
- [59] Prevéy PS, Cammett JT. The Effect of Shot Peening Coverage on Residual Stress, Cold Work and Fatigue in a Ni-Cr-Mo Low Alloy Steel, 8th Int Conf Shot Peen, 2002:1-7.
- [60] Bagherifard S, Colombo C, Guagliano M. Application of different fatigue strength criteria to shot peened notched components. Part 1: Fracture Mechanics based approaches, *Appl Surf Sci*, 2014,289:180-187.
- [61] Benedetti M, Fontanari V, Bandini M, Savio E. High- and very high-cycle plain fatigue resistance of shot peened high-strength aluminum alloys: The role of surface morphology, *Int J Fatigue* 2015,7:451-462.
- [62] Berger M-C, Gregory JK. Residual stress relaxation in shot peened Timetal 21s, *Mater Sci Eng A*, 1999,263:200-204.
- [63] Kim J-C, Cheong S-K, Noguchi H. Residual stress relaxation and low-and high-cycle fatigue behavior of shot-peened medium-carbon steel, *Int J Fatigue* 2013,56:114-122.
- [64] Dalaei K, Karlsson B, Svensson L-E. Stability of residual stresses created by shot peening of pearlitic steel and their influence on fatigue behaviour, *Procedia Eng*, 2010,2:613-622.

- [65] MATLAB M. MATLAB R2018b. MathWorksNatick, MA, USA 2018.
- [66] Guechichi H, Benkabouche S, Amrouche A, Benkhattab M. A high fatigue life prediction methodology under constant amplitude multiaxial proportional loadings. *Mater Sci Eng A*, 2011,528:4789-4798.
- [67] Sonsino CM. Course of SN-curves especially in the high-cycle fatigue regime with regard to component design and safety. *Int J Fatigue*, 2007,29:2246-2258.
- [68] Miao HY, Larose S, Perron C, Lévesque M. On the potential applications of a 3D random finite element model for the simulation of shot peening. *Adv Eng Softw*, 2009,40:1023-1038.
- [69] Meguid SA, Shagal G, Stranart JC. Finite element modelling of shot-peening residual stresses, 1999,93:401-404.
- [70] Miao HY, Larose S, Perron C, Lévesque M. Surface & Coatings Technology An analytical approach to relate shot peening parameters to Almen intensity, *Surf Coat Technol*, 2010,205:2055-2066.
- [71] Guechichi H, Castex L, Benkhattab M. An Analytical Model to Relate Shot Peening Almen Intensity to Shot Velocity. *Mech Based Des Struct Mach*, 2013,41:79-99.
- [72] Hebbar A. Méthodes statistiques de planification extrémale des expériences. Polycopié, Université de Mostaganem, 2006.
- [73] Goupy J. Modélisation par les plans d'expériences, *Techniques de l'ingénieur*, 2000, R275.
- [74] Mohamed J. Fatigue polycyclique des structures métalliques : durée de vie sous chargements variables. Thèse de doctorat. Ecole polytechnique, 2006.
- [75] Benkabouche S. Endommagement en fatigue multiaxiale des pièces traitées superficiellement. Thèse de doctorat. Université Abdelhamid Ibn Badis Mostaganem, 2016.
- [76] Aid A. Cumul d'endommagement en fatigue multiaxiale sous sollicitations variables Thèse de doctorat. Université Djilali Liabes de SIDI-BEL-ABBES, 2006.