



وزارة التعليم العالي والبحث العلمي
Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique
جامعة عبد الحميد ابن باديس مستغانم
Université Abdelhamid Ibn Badis de Mostaganem
كلية العلوم والتكنولوجيا
Faculté des Sciences et de la Technologie



N° d'ordre : M.../GM/2020

MEMOIRE DE FIN D'ETUDE MASTER ACADEMIQUE

Filière : Génie Mécanique

Spécialité : Construction Mécanique

Thème

**ETUDE DE L'EFFET DU DEFANTS DE FORME SUR LA
TENUE EN LA FATIGUE DES PIECES MECANIQUE**

Présenté par :

❖ LARBAOUI ABDELHAQ

❖ LADJAL HANDA

Soutenu le 25/ 06/ 2020 devant le jury composé de :

Président	Pr. ZENASNI Ramadan	Université de Mostaganem UMAB
Examineur	Dr. KHIAT M.Amine	Université de Mostaganem UMAB
Encadreur	Dr.BENKABOUCHE S.Eddine	Université de Mostaganem UMAB

Année Universitaire : 2019 / 2020

RESUME

Les structures mécaniques sont généralement dotées de défauts de forme, et sont sollicitées à des chargements aléatoires et variables. Ces défauts ont une influence sur la tenue en fatigue.

Le travail effectué dans ce mémoire est la mise en évidence des défauts de forme sur la durée de vie des structures, de nuance SM 45C, chargées par une traction monotone superposée par une autre alternée. Le critère de fatigue de Crossland est exploité pour convertir ces sollicitations en une contrainte équivalente, selon les caractéristiques du matériau utilisé en l'occurrence les courbes de fatigue en torsion et flexion purement alternées, et via le code Ansys. Ce dernier nous permet aussi de localiser les régions de forte concentration de contraintes de la pièce. Les résultats obtenus montrent l'effet considérable des défauts de forme sur la tenue en fatigue.

Mots clés : défauts, contrainte, courbe, fatigue, sollicitation.

ABSTRACT

Mechanical structures are generally endowed with shape defects, and are subjected to random and variable loads. These defects have an influence on the fatigue life. The work carried out in this thesis is the highlighting of shape defects over the life of structures, with SM45C grade, loaded by a monotonic traction superimposed by another alternating. The Crossland fatigue criterion is used to convert these stresses into an equivalent stress, according to the characteristics of the material used in this case the purely alternating torsional and bending fatigue curves, and via Ansys code. Ansys also allows us to locate the regions with a high concentration of stresses in the structure. The results obtained show the considerable effect of shape defects on the fatigue strength.

ملخص

تتمتع الهياكل الميكانيكية عمومًا بعيوب في الشكل ، ويتم التأكيد عليها عند الأحمال العشوائية والمتغيرة. هذه العيوب لها تأثير على المشحونة SM 45C حياة التعب. العمل الذي تم تنفيذه في هذه الأطروحة هو إبراز عيوب الشكل على مدى عمر الهياكل ، الظل بواسطة جر رتيب متر اكب بواسطة بديل آخر. يستخدم معيار كروسلاندا للتعب لتحويل هذه الضغوط إلى إجهاد مكافئ ، وفقًا يسمح لنا هذا الأخير. ANSYS لخصائص المواد المستخدمة في هذه الحالة ، منحنيات التعب الالتوائي والانحناء البحتة ، وعبر كود أيضًا بتحديد المناطق ذات التركيز العالي للضغوط في الجزء. أظهرت النتائج التي تم الحصول عليها التأثير الكبير لعيوب الشكل على قوة التعب.

الكلمات المفتاحية: عيوب ، إجهاد ، منحنى ، إجهاد ، إجهاد.

REMERCIEMENTS

Nous remercions ALLAH le tout puissant pour la force et la patience qu'il nous a données pour mener à bien ce modeste travail.

« AL HAMDO LILLAH »

Nous témoignons toute notre gratitude à Monsieur BENKABOUCH, pour son aide, sa disponibilité, ses orientations et ses conseils qu'il nous a prodigué tout au long de ce travail.

Nous exprimons notre profonde et respectueuse gratitude à Monsieur ZENASNI .R, professeur à l'Université de Mostaganem qui nous a fait l'honneur de présider notre jury. Nous tenions également à remercier Dr. KHAIT .M. A d'avoir bien voulu examiner le présent travail. Nous tenions également à remercier Monsieur BENKHATAB, Maître assistant B pour ses précieuses contributions portant sur l'ensemble de ce travail.

Enfin, nous voudrions adresser nos hommages respectueux à tous les enseignants de département de génie mécanique, qui nous ont dispensé des cours et prodigués des conseils durant cette année de Master II.

DEDICACES

Le présent mémoire est dédié

A mes chers parents

A mes frères et sœurs

A toute ma grande famille

A tous mes amies et collègues

Enfin à tous ceux qui ont été à mes côtés durant cette année d'étude.

L. Abdelhaq

DEDICACES

Le présent mémoire est dédié

A mes chers parents

A mes frères et sœurs

A toute ma grande famille

A tous mes amis

Enfin à tous ceux qui ont été à mes côtés durant cette année d'étude.

L.Handa

Table des matières

Nomenclature

Liste des tableaux

Liste des figures

Introduction générale

Chapitre I Généralités sur la fatigue

I.1. Introduction	1
I.2. Définition de la fatigue	1
I.2.1. Cycle de contrainte en fatigue :	2
I.3. Diagrammes représentatifs	4
I.3.1. Courbe d'endurance (Wöhler) :	4
I.3.1.a. Domaine de fatigue olygocyclique :	5
I.3.1.b. Domaine de fatigue limitée :	6
I.3.1.c. Domaine de fatigue illimitée :	6
I.4. Expression mathématique de la courbe d'endurance	7
I.4. 1. Les formules de Fatigue pour les domaines limités :	7
I.4. 2. Les formules de Fatigue pour les domaines illimités :	7
I.5. Limite d'endurance	8
I.6. La dure de vie	8
I.7. Effet d'entaille	9
I.8. Facteurs d'influence	10
I.8.1. facteurs géométriques :	10
I.8.2. Conditions de surfaces :	10
I.8.3. Influence de l'environnement :	12
I.9. Notion de facteur effectif de concentration de contrainte en fatigue	12
I.10. Effet d'échelle sur le comportement en fatigue	13

I.11. Les critères de fatigue multiaxiaux	14
I.11.1 Critères empirique :.....	16
I.11.1.1 Critère de Hohenemser & Prager	16
I.11.1.2 Critère de Gough et Pollard	16
I.11.1.3 Critère de Nishihara & Kawamoto	17
I.11.1.4 Critères de Soon Book Lee 1 et 2:.....	17
I.11.2 Critères de plan critique:	17
I.11.2 .1 Critère de Dang Van :.....	18
I.11.2 .2 Critère de Yokobori :.....	18
I.11.2 .3 Critère de Findley	19
I.11.2 .4 Critère de Mataka ;.....	19
I.11.2 .5 Critère de McDiamid I :.....	19
I.11.2 .6 Critère de McDiamid II :	20
I.11.3 Critères d’approche globale :.....	20
I.11.3 .1 Le critère de Sines:	20
I.11.3 .2 Critère de Marin	21
I.11.3 .3 Critère de Hashin.....	21
I.11.3 .4 Critère de Kinasoshvili	21
I.11.3 .5 Critère de Kakuno & Kawada :.....	22
I.11.3 .6 Critère de Papadopoulos I :.....	22

Chapitre II

Matériaux et méthode de travail

II.1. Introduction.....	24
II.2. La méthode de travail	24
II.3 Présentation du code ANSYS	28
II.4. Caractéristiques du matériau étudié :.....	28
II.4.1 le Matériau SM 45C :.....	28
II.4.2. Courbes de Wöhler :	29
II.5. Calcul des durées de vie :.....	31
II.6. Le critère de Von Mises :.....	31
II.7. Le critère de Crossland :	31

II.8. Diagramme de Crossland :.....	33
II.8. 1. Droite limite du domaine de durée de vie illimitée :.....	33
II.8. 2. Droite limite du domaine de durée de vie limitée :.....	33

Chapitre III

Calcul de la durée de vie

III.1. Introduction :	36
III.2. Structure I	36
III.2.1. La géométrie de structure I	36
III.2.2. Conditions aux limites de la structure I :	37
III.2.3. Maillage de la structure I:	38
III.2.4. Détermination de la zone critique :.....	38
III.2.5. Raffinement du maillage de la structure I:.....	40
III.2.6. Calcul de la durée de vie :.....	42
III.2.7. Présentation et discussion des résultats :.....	44
III.3. Structure II:.....	55
III.3.1. La géométrie de structure II :.....	55
III.3. 2. Conditions aux limites de la structure II :.....	55
III.3.3. Maillage de la structure II:	56
III.3.4. Détermination de la zone critique :.....	57
III.3.5. Raffinement du maillage de la structure II:.....	59
III.3.6. Calcul de la durée de vie :	60
III.3.7. Présentation et discussion des résultats :	62
III.4. Conclusion :.....	72

Conclusion générale

Bibliographie

Liste des figures

<i>Figure I. 1.</i> Cycle de contrainte en fatigue	2
<i>Figure I. 2.</i> formes de cycle de contrainte	3
<i>Figure I. 3.</i> Courbe de Wöhler	4
<i>Figure I. 4.</i> Le rochet et l'accommodation	5
<i>Figure I. 5.</i> l'adaptation en fatigue.	6
<i>Figure I. 6.</i> Limites d'endurance pour éprouvettes lisses et entaillées.	12
<i>Figure I. 7.</i> La famille de critères de fatigue multiaxiaux	14
<i>Figure I. 8.</i> les critères de fatigue multiaxiaux	15
<i>Figure II. 1.</i> Organigramme de calcul de durée de vie	26
<i>Figure II. 2.</i> Organigramme de méthode de travail.	27
<i>Figure II. 3.</i> Courbes d'endurance en torsion alternées de SM45C	30
<i>Figure II. 4.</i> Courbes d'endurance en flexion alternées de SM45C.....	30
<i>Figure II. 5.</i> Représentation de diagramme de Crossland.....	33
<i>Figure II. 6.</i> Représentation du diagramme de Crossland	34
<i>Figure III. 1.</i> Représentation Géométrie de structure I.....	36
<i>Figure III. 2.</i> Forme du signal de la contrainte alternée.	37
<i>Figure III. 3.</i> Modélisation en 2D de structure I.....	37
<i>Figure III. 4.</i> Présentation du maillage d'un quart de structure I.....	38
<i>Figure III. 5.</i> Position de l'élément 1332	38
<i>Figure III. 6.</i> Zone critique pour une contrainte de traction monotone. (σ_m) $R=10$	39
<i>Figure III. 7.</i> Zone critique pour une contrainte de traction alternée. (σ_a). $R=10$	39
<i>Figure III. 8.</i> Zone critique pour une contrainte de traction monotone plus claire	40
<i>Figure III. 9.</i> Zone critique pour une contrainte de traction alternée plus claire	40
<i>Figure III. 10.</i> ordre de maillage en fonction les paramètre de Crossland	41
<i>Figure III. 11.</i> Diagramme de Crossland présentant pour $R = 1$:.....	45
<i>Figure III. 12.</i> Diagramme de Crossland présentant pour $R = 1.5$	46
<i>Figure III. 13.</i> Diagramme de Crossland présentant pour $R = 3$:.....	47
<i>Figure III. 14.</i> Diagramme de Crossland présentant pour $R = 5$:.....	48
<i>Figure III. 15.</i> Diagramme de Crossland présentant pour $R = 10$:.....	49
<i>Figure III. 16.</i> Diagramme de Crossland présentant pour $R = 15$:.....	50
<i>Figure III. 17.</i> la variation des paramètre de Crossland en fonction de la contrainte alterné.....	51
<i>Figure III. 18.</i> variation de contrainte équivalente en fonction de la contrainte alterné dans le domaine limitée	52

Figure III. 19. variation de contrainte équivalente sur les différents tailles de défauts en fonction de contrainte alternée avec la variation de R	52
Figure III. 20. variation de contrainte équivalente en fonction des tailles de défauts	53
Figure III. 21. variation de contrainte équivalente en fonction des tailles de défauts dans le domaine limitée	54
Figure III. 22. Représentation Géométrie de structure II.	55
Figure III. 23. Modélisation en 2D de structure II.	56
Figure III. 24. Présentation du maillage d'un quart de structure II.....	56
Figure III. 25. Position de l'élément 1408	57
Figure III. 26. Zone critique pour une contrainte de traction monotone $R=3,r=6$	58
Figure III. 27. Zone critique pour une contrainte de traction alternée $R=3,r=6$	58
Figure III. 28. Zone critique pour une contrainte de traction monotone plus claire	59
Figure III. 29. Zone critique pour une contrainte de traction alternée plus claire	59
Figure III. 30. ordre de maillage en fonction les paramètre de Crossland	60
Figure III. 31. Diagramme de Crossland présentant pour $R = 2, r = 4$:	63
Figure III. 32. Diagramme de Crossland présentant pour $R = 3, r = 6$:	64
Figure III. 33. Diagramme de Crossland présentant pour $R = 4, r = 8$:	65
Figure III. 34. Diagramme de Crossland présentant pour $R = 5, r = 10$:	66
Figure III. 35. Diagramme de Crossland présentant pour $R = 10, r = 15$:	67
Figure III. 36. variation des paramètre de Crossland en fonction de la contrainte alterné	68
Figure III. 37. variation de contrainte équivalente en fonction de la contrainte alterné dans le domaine limité.....	69
Figure III. 38. variation de contrainte équivalente sur les différents tailles de défauts en fonction de contrainte alterné.....	69
Figure III. 39. variation de contrainte équivalente en fonction des tailles de défauts	70
Figure III. 40. variation de contrainte équivalente en fonction des tailles de défauts dans le domaine limité.....	71

Liste des tableaux

<i>Tableau II. 1. Composition chimique de l'acier SM45C</i>	29
<i>Tableau II. 2. Caractéristiques mécaniques du matériau</i>	29
<i>Tableau III. 1. Détermination de la zone critique</i>	39
<i>Tableau III. 2. Résultats du Raffinement du maillage</i>	41
<i>Tableau III. 3. Chargements appliqués et résultats obtenus</i>	42
<i>Tableau III. 4. Les intervalles correspondent a dure de vie limite</i>	53
<i>Tableau III. 5. Détermination de la zone critique</i>	57
<i>Tableau III. 6. Résultats du Raffinement du maillage</i>	59
<i>Tableau III. 7. Chargements appliqués et résultats obtenus</i>	61
<i>Tableau III. 8. Les intervalles correspondent a dure de vie limite</i>	70

NOMENCLATURE	
Amplitude de la contrainte	σ , σ_a
Nombre de cycles correspondent à une durée de vie limitée.	N_l
Nombre de cycles correspondent à une durée de vie illimitée.	N_k
Nombre de cycles à la rupture	NR
Limite d'endurance en traction	σ_D
Contrainte minimale et maximale à la traction	$\sigma_{\min}, \sigma_{\max}$
Contrainte monotone	σ_{mon}
Rapport de chargement	R
Paramètres de fatigue à N Cycles	$a(N) , b (N)$
Paramètres de fatigue liés aux critères de fatigue.	a, b, c, α , β
Coefficient de concertation contrainte	Kt
Contrainte nominale	σ_{nom}
Module de Young	E
Coefficient de Poisson	ν
Limite d'élasticité	σ_e
Limite d'endurance en traction alternée symétrique	f_{-1}
Limite d'endurance en torsion alternée symétrique	τ_{-1}
module de cisaillement	G
Pression hydrostatique maximal	P_{\max}
Pression hydrostatique moyenne	P_m
Contrainte moyenne de J	σ_m
Deuxième invariant du tenseur déviateur de contraintes	J_2
Deuxième invariant du tenseur déviateur des amplitudes	J_{2a}
Limite de fatigue en flexion alternée symétrique à N Cycles	$f_{-1} (N)$
Limite de fatigue en torsion alternée symétrique à N Cycles	$\tau_{-1} (N)$
la racine carrée de deuxième invariant du déviateur de contrainte	ξ_a
Contrainte équivalente de Crossland	σ_{eq}

Introduction générale

Introduction générale

Les pièces mécaniques sont généralement sollicitées à des chargements variables au cours du temps, comme par exemple les pièces de suspension d'un véhicule roulant dans une chaussée présentant des reliefs et des obstacles conduisant à provoquer des chargements aléatoires. Ces pièces sont généralement, d'une part, conçues pour résister à une longue durée possible, et d'autre part présentent des singularités et des défauts de forme.

Donc le but des recherches est de prédire la capacité des pièces à vaincre les chargements et de résister au changement de leurs l'intensité, en déterminant leur durée de vie, afin de permettre leur changement avant la catastrophe.

L'étude envisagée dans ce mémoire, est de calculer la durée de vie des structures, menues des défauts de forme (cercles et ellipses). Pour ce faire, on élabore un modèle de prédiction des durées de vie des structures, basé sur le critère de fatigue de Crossland. Nous avons utilisé un matériau et structures différents, afin de prédire la durée de vie des structures étudiées.

Dans le premier chapitre, nous avons présenté des généralités sur le phénomène de la fatigue, en développant les différents domaines de la courbe de Wöhler, les paramètres d'influence sur la tenue en fatigue des structures, suivi d'un aperçu sur quelques critères de fatigue multiaxiale, lesquels comptent parmi les outils incontournables des méthodes d'estimation de durée de vie.

Le second chapitre est réservé à la présentation de la méthode de travail, ainsi que le choix d'un critère de fatigue, et matériau. Le code Ansys est exploité pour déterminer le champ de contraintes afin de déterminer les paramètres du critère adopté, puis un programme de calcul de durée de vie sera établi sous le code Matlab.

Le troisième chapitres est consacré à faire des applications sur des structures présentant des défauts de forme (cercles, ellipses). Les pièces seront sollicitées par une traction monotone superposée par une autre alternée, les conditions aux limites sont introduites pour résoudre le système sous le code Ansys. Les valeurs de durées de vie seront enregistrés suivant la variation de la taille des défauts de forme.

Une conclusion et quelques perspectives de ce mémoire seront présentées en fin de ce travail.

Chapitre I
Généralités sur la fatigue

I.1. Introduction

Dans la plupart des applications, les efforts appliqués ne sont pas simples et constants mais ils sont variables et répétés. Lorsqu'un matériau (une pièce) est soumis à une charge cyclique même si elle est inférieure à la charge limite, ses propriétés mécaniques décroissent avec le temps et la structure ne supporte pas ces charges ce qui conduit à la rupture : c'est le phénomène de **fatigue**. La rupture d'un matériau sous l'effet des contraintes répétées ou alternées s'appelle «**fatigue** » et son aptitude à résister à la rupture s'appelle « **endurance** ».

La première étude de la fatigue a été réalisée sur des matériaux métalliques en 1829 par (**Wilhelm August Julius**). **Albert** est un ingénieur des mines allemand. Cependant, ce domaine a commencé à se développer avec l'augmentation de l'usage des structures en fer particulièrement dans la fabrication des ponts et des chemins de fer. Le premier travail de recherche sur métal a commencé en 1842 à cause d'un accident de chemin de fer à coté de Mersailles en France. Cet accident a causé 1500 à 1800 morts à l'époque.

Les études initiales systématiques de ce phénomène furent effectuées en 1869 par l'ingénieur des chemins de fer bavarois **august wöhler** qui analysait les nombreuses ruptures d'axes de wagons de chemin de fer. Il montra grâce à des essais que le nombre de cycles jusqu'à la rupture d'un arbre dépendait de la contrainte maximale dans l'axe et des détails géométriques de l'axe. [01]

I.2. Définition de la fatigue

On entend par fatigue ou endommagement par fatigue, la modification des propriétés du métal consécutive à des cycles d'efforts, cycles dont la répétition peut conduire à la rupture de la pièce. Le mot fatigue vient d'un mot latin 'fatigare' qui signifie 'tired' en anglais. Ce terme est utilisé fréquemment en science de l'ingénierie pour montrer l'endommagement, la fissuration et la rupture des matériaux sous une sollicitation mécanique cyclique.

La fatigue est un processus qui, sous l'action de contraintes ou déformations cycliques répétées ou alternées, modifie les propriétés locales d'un matériau et peut entraîner la formation de fissures et éventuellement la rupture de la structure. [02]

Les étapes principales de la fatigue sont :

- ✓ *Amorçage de fissures,*
- ✓ *Propagation des fissures,*
- ✓ *La rupture.*

La fatigue d'un matériau résulte de l'application répétée de contraintes. La rupture par fatigue apparaît de façon soudaine et imprévisible contrairement à l'usure, à la déformation ou à la corrosion, qu'il est possible de détecter bien avant la rupture. L'étude de la fatigue des matériaux est particulièrement importante ; elle permet de déterminer la résistance mécanique d'éléments de machines et de structures soumises à des contraintes périodiques ou à des vibrations [03].

I.2.1. Cycle de contrainte en fatigue : [03]

Les essais de fatigue sont définis par des normes et ils sont de plusieurs types:

- *Sollicitations axiales (Traction/Compression)*
- *Flexion*
 - ✓ *Flexion ondulée*
 - ✓ *Flexion alternée*
 - ✓ *Flexion rotative*
- *Torsion*
 - ✓ *Torsion ondulée*
 - ✓ *Torsion alternative*
- *Sollicitation combinée*
- *Fatigue en contact*

Dans le cadre de ce travail, nous étudions les sollicitations de types sinusoïdales. Il existe plusieurs termes et symboles pour décrire le cycle de contrainte, la **figure I.1** représente cycle de contraintes appliquées.

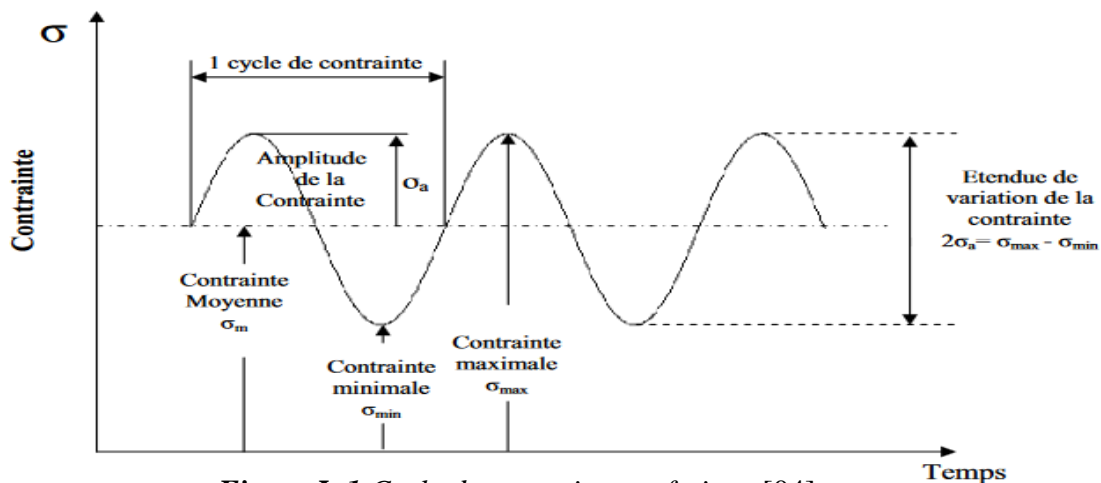


Figure I. 1. Cycle de contrainte en fatigue [04]

- La contrainte maximale (σ_{max}) : valeur maximale algébrique de la contrainte au cours d'un cycle de contrainte.
- La contrainte minimale (σ_{min}) : valeur minimale algébrique de la contrainte au cours d'un cycle de contrainte.
- La contrainte moyenne (σ_m): qui est définie par la valeur algébrique :

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

- L'amplitude de contrainte (σ_a) : appelée aussi contrainte alternée, définie par la valeur algébrique :

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

- L'étendue de variation de la contrainte :

$$\Delta\sigma = 2\sigma_a = \sigma_{max} - \sigma_{min} \tag{I.3}$$

- Rapport de charge R : c'est le rapport de la contrainte minimale sur la contrainte maximale $R = \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}}$

Les formes possibles de cycle de contrainte sont présentées dans la **figure I.2**.

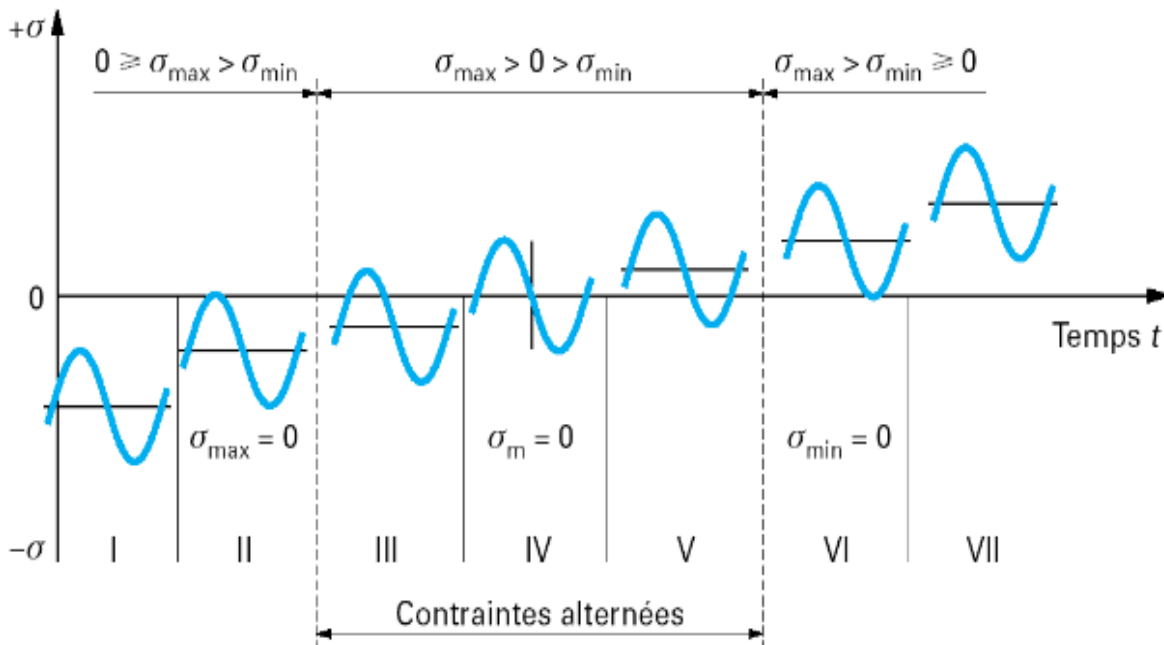


Figure I. 2. formes de cycle de contrainte [04]

- I. Contrainte ondulée de compression : $1 < R\sigma < +\infty$.
- II. Contrainte répétée de compression : $R\sigma \rightarrow +\infty$.
- III. Contrainte alternée dissymétrique : $-\infty < R\sigma < -1$.
- IV. Contrainte purement alternée : $R\sigma = -1$
- V. Contrainte alternée dissymétrique : $-1 < R\sigma < 0$.
- VI. Contrainte répétée de traction : $R\sigma = 0$.
- VII. Contrainte ondulée de traction : $0 < R\sigma < 1$.

I.3. Diagrammes représentatifs

I.3.1. Courbe d'endurance (Wöhler) :

Universellement connue, la courbe de **Wöhler** est la plus ancienne et la seule permettant de visualiser la tenue de la pièce ou des matériaux en fatigue.

Chaque pièce est soumise à des cycles d'efforts périodiques, NR est le nombre de cycles au bout duquel la rupture se produit. Pour plus de commodité, ce nombre NR est reporté en abscisse sur une échelle logarithmique et la contrainte est reportée en ordonnée sur une échelle linéaire. Pour tracer une telle courbe, on réalise généralement des essais à contrainte moyenne et constante et on fait varier l'amplitude du cycle de contrainte appliquée. [05]

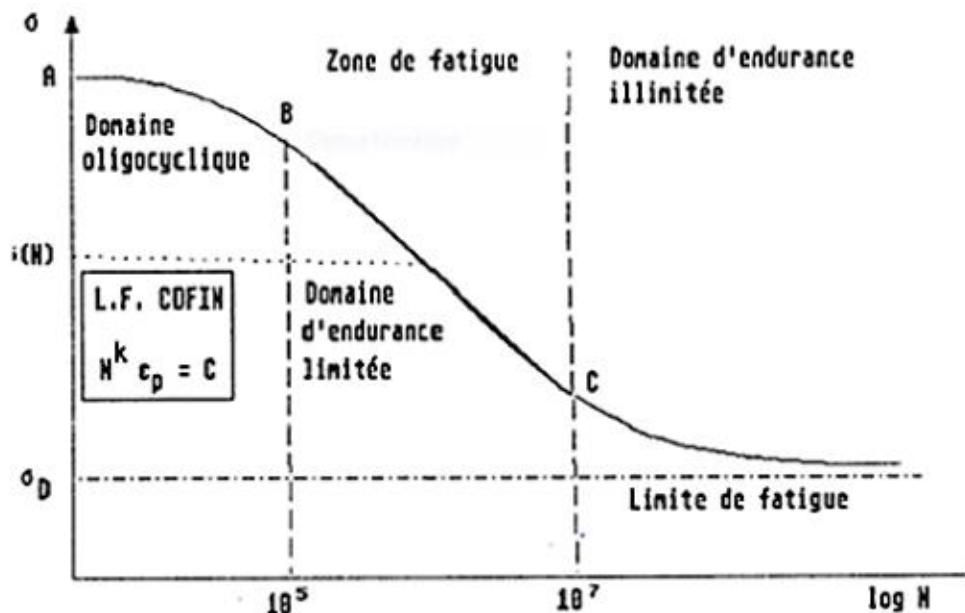


Figure I. 3. Courbe de Wöhler [06]

Cette courbe représente la variation des contraintes dynamiques précitées en fonction du nombre de cycles à rupture (reporté sur échelle logarithmique). [07]

La courbe de Wöhler est constituée de trois domaines de durées de vie :

I.3.1.a. Domaine de fatigue olygocyclique :

La durée de vie la plus courte possible sur la courbe de fatigue est égale à un quart (1/4) de cycle lorsque la contrainte appliquée est égale à la contrainte maximale (point A) sur la **figure I.3** de la courbe de Wöhler. Lorsque les sollicitations se trouvent entre la contrainte maximale et la limite d'élasticité (point B), le matériau est sollicité en plasticité et peut endurer un nombre de cycles de fatigue (de l'ordre de 10^4 à 10^5), qui dépend de l'amplitude de la déformation plastique qui lui est imposée à chaque cycle. Dans ce régime, la durée de vie est fortement dépendante du comportement plastique du matériau.

Dans ce domaine on distingue deux comportements pour le matériau, lorsqu'on applique des cycles de traction-compression à contrainte imposée sur une éprouvette : l'accommodation et le rochet. [08]

- ✓ **L'accommodation** plastique se produit lorsque la réponse de l'éprouvette devient périodique, un cycle d'hystérésis élastoplastique se produit comme le montre la **figure I.4**.
- ✓ **rochet** se produit lorsque la réponse de l'éprouvette n'atteint jamais un état périodique.

La déformation plastique croît sans cesse, ce qui provoque la ruine de la structure en un nombre de cycles relativement très faible. **figure I.4** [06]

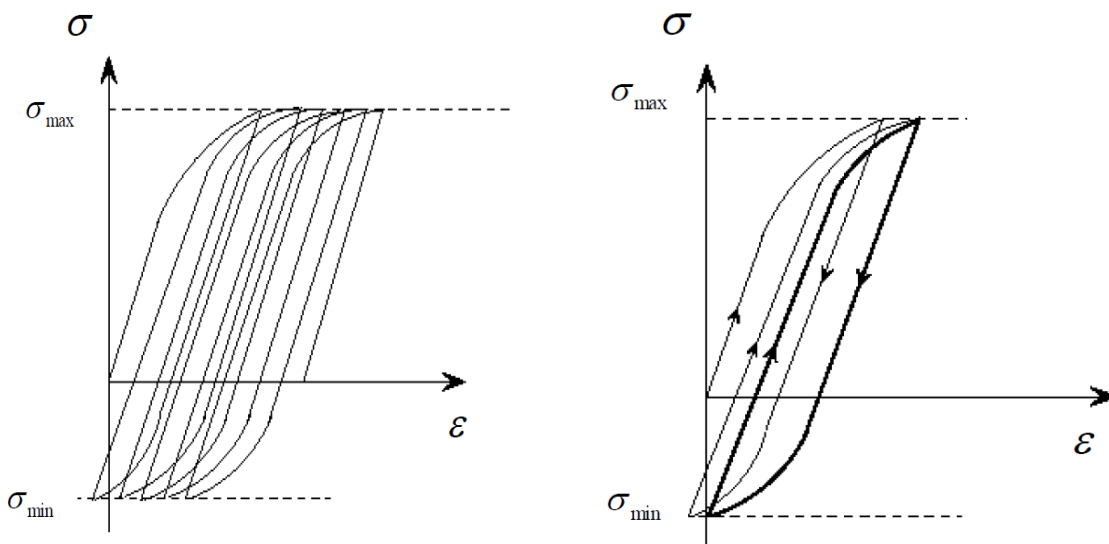


Figure I. 4. Le rochet et l'accommodation

I.3.1.b. Domaine de fatigue limitée : [09]

La rupture est atteinte après un nombre de cycles compris approximativement entre 10^4 et 10^7 . La rupture n'est pas accompagnée d'une déformation plastique d'ensemble mesurable. La réponse de l'éprouvette atteint dans ce cas un régime adapté élastique. L'adaptation élastique est un état où la réponse de l'éprouvette devient purement élastique, il peut y avoir de la déformation plastique durant les premiers cycles, mais au bout d'un certain nombre de cycles, elle reste constante ; l'état final cependant dépend de l'état initial de la structure. C'est le domaine dans lequel travaillent la plupart des structures qui pour diverses raisons, doivent avoir des masses et des volumes impérativement réduits (cas des structures aéronautiques ou automobiles ou nucléaires).

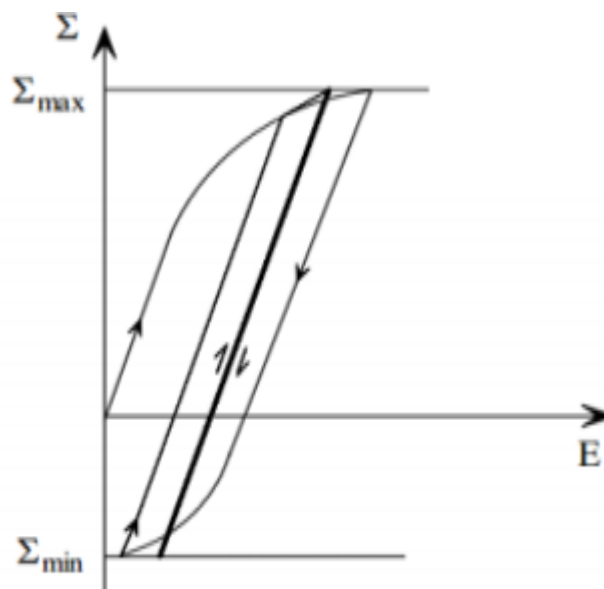


Figure I. 5. l'adaptation en fatigue.

I.3.1.c Domaine de fatigue illimitée :

Ou zone de sécurité, où D est un point pour les métaux ferreux qui est à « l'infini ». La courbe de Wöhler présente généralement une variation de pente plus ou moins marquée autour de 10^6 à 10^7 cycles, suivie d'une zone où la courbe tend vers une limite asymptotique parallèle à l'axe des NR. En dessous de cette valeur limite de σ , notée σ_D , il n'existe aucune rupture par fatigue quel que soit le nombre de cycles appliqué. σ_D est nommée limite de fatigue ou limite d'endurance. Cette limite peut ne pas exister ou être mal définie pour certains matériaux (aciers à haute résistance, métaux non ferreux). Les grandes durées de vie concernent le domaine de la fatigue polycyclique. [09].

I.4. Expression mathématique de la courbe d'endurance

I.4. 1. Les formules de Fatigue pour les domaines limités :

- *Formule de Wöhler :*

Historiquement le premier modèle mathématique donnant la contrainte σ_a provoquant une rupture après N cycles a été proposé par Wöhler :

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

Avec $a, b > 0$

- *Formule de Basquin (1910):*

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

Ou

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

Avec :

$$\beta = 1/b \quad \text{et} \quad \ln C = a / \beta$$

b est nommé index de la courbe de fatigue.

I.4. 2. Les formules de Fatigue pour les domaines illimités :

- *Formule de Stromeyer (1914):*

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

Ou :

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

On remarque σ que tend vers σ_D quand N tend vers l'infini. [06]

- *Formule de Palmgreen(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):*

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

- *Formule de Bastenaire (1971) :*

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

N : Nombre de cycle,

σ : Contrainte appliquée,

σ_D : Limite d'endurance,

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

I.5. Limite d'endurance

Limite d'endurance définie comme le niveau de contrainte sous lequel un matériau résistera aux contraintes cycliques « indéfiniment » sans rompre. Evidemment, la connaissance d'un tel niveau de contrainte est importante pour un ingénieur puisqu'il lui donne une contrainte de référence réaliste sur lequel il peut baser sa conception. Cependant, pour beaucoup de matériaux, une telle limite n'est pas trouvée dans le temps pratique de l'expérience. Dans ces cas, le concepteur doit se référer directement à la courbe S-N pour la contrainte appropriée qui correspond à la vie attendue de ce qu'il conçoit.

Par contre, dans certains cas, par exemple lorsqu'il y a simultanément fatigue et corrosion, il ne semble pas y avoir d'asymptote horizontale. On définit alors une limite conventionnelle d'endurance comme la valeur de la contrainte qui ne conduit pas à la rupture avant un nombre de cycles fixé (par exemple 10⁷ cycles). La notion de limite d'endurance est relative et sa définition dépend du problème traité [10]

I.6. La dure de vie

La durée de vie est généralement mesurée par le nombre de cycles à rupture N. L'exécution de n cycles (n < N) entraîne un certain endommagement de la pièce qu'il est important de définir car à titre préventif, il détermine sa vie résiduelle et donc peut indiquer s'il faut ou non remplacer la pièce pour éviter un accident [11].

I.7.Effet d'entaille [04]

D'une manière générale, on appelle entaille une discontinuité imposée ou accidentelle de la forme de la pièce ou une inhomogénéité du matériau qui la constitue.

Les entailles peuvent être de quatre types :

- métallurgiques,
- chimique (corrosion),
- mécaniques,
- de service.

Ces discontinuités (trou, clavetage...) conduisent à la modification du champ de contrainte. C'est à dire à la création de zones dans lesquelles les contraintes sont nettement supérieures à la contrainte nominale ou à la contrainte globale résultante des efforts appliqués.

On appelle cette localisation élevée de la contrainte "**concentration de contrainte**", qui associées aux discontinuités géométriques, réduisent les résistances statiques et cycliques des structures.

Dans le domaine élastique, Peterson [12] définit le facteur de concentration de contrainte de deux manières différentes :

- Le rapport de la contrainte maximale au fond d'entaille et la contrainte nominale est :

$$K_t = \frac{\sigma_{max}}{\sigma_{nom}} \quad (\text{I.13})$$

- Le rapport de la contrainte maximale au fond d'entaille et la contrainte globale est :

$$K_t = \frac{\sigma_{max}}{\sigma_g} \quad (\text{I.14})$$

On constate que ce facteur dépend de la géométrie locale de la pièce et du type de sollicitation.

Dans le domaine élastoplastique, le facteur de concentration de contrainte K est défini par deux manières :

- a. par rapport à la contrainte nominale :

$$K_\sigma = \frac{\sigma_L}{\sigma_{nom}} \quad (\text{I.15})$$

- b. ou par rapport à la contrainte globale

$$K_\sigma = \frac{\sigma_L}{\sigma_g} \quad (\text{I.16})$$

Où σ_L est la contrainte locale.

On constate que ce facteur ne dépend pas seulement de la géométrie locale de la pièce et du type de sollicitation, mais aussi de la nature du matériau.

I.8. Facteurs d'influence

I.8.1 facteurs géométriques :

L'influence de ces facteurs intervient par la dimension des pièces (effet d'échelle) et surtout par leur forme (effet d'entaille).

- ✓ **Influence de la dimension** : On constate, toujours expérimentalement que, toutes choses égales par ailleurs, la limite d'endurance est d'autant plus basse que l'éprouvette utilisée est de grandes dimensions. Par convention, on appelle **K_e** la valeur du rapport de l'endurance d'une éprouvette cylindrique de diamètre **d** à l'endurance d'une éprouvette de diamètre avoisinant de 6mm (diamètre des éprouvettes d'essai le plus fréquemment utilisées). [05]
- ✓ **Influence de l'entaille** : On peut déterminer à priori, dans un certain nombre de cas, le coefficient de concentration de contrainte théorique élastique **k**, correspond à une de ces formes, lorsqu'elles figurent dans les tables calculées pour le différent mode de sollicitations. Pour les déformations élastiques ; On peut le déterminer expérimentalement par des méthodes d'extensomètres (photoélasticité, jauges à résistance...).

Il faut ensuite connaître la sensibilité à l'effet d'entaille du matériau considéré, que l'on présente par :

$$q = \frac{kf-1}{kt-1} \quad (\text{I.17})$$

Où le coefficient expérimental **K_f** est le rapport des limites d'endurances sur éprouvettes lisses et sur éprouvettes entaillées. Ce coefficient est toujours inférieur à k, pour les aciers à très haute limite d'élasticité. Il en résulte qu'une augmentation de résistance statique n'entraîne pas nécessairement une augmentation de résistance à la fatigue en présence d'entaille.

I.8.2. Conditions de surfaces : [13]

La naissance des fissures de fatigue prennent le plus souvent dans les couches superficielles. Donc pour améliorer l'endurance des pièces, il convient de relever dans la mesure

du possible celles des couches superficielles en jouant soit sur la nature du métal, soit par la résistance des couches superficielles par des traitements de durcissement et le développement de précontraintes de signe favorable.

✓ **Influence de la nature de la surface** : En premier lieu, il convient de s'opposer à un adoucissement de la surface des pièces par rapport au métal du cœur. Dans le cas des aciers, cet adoucissement est le plus souvent la conséquence d'une décarburation se produisant lors d'un traitement thermique effectué en atmosphère oxydante. Il en résulte une baisse de l'endurance de la couche superficielle dont la limite est alors celle d'un acier à bas carbone. Cet abaissement permettra la formation de fissures qui se propageront dans toute la pièce pour des contraintes inférieures à la limite d'endurance du métal non décarburé, non entaillé.

En second lieu, on peut améliorer la résistance des couches superficielles c'est-à-dire leurs endurance, on utilisant par exemple la cémentation.

En général, les procédés du durcissement superficiels sont utilisables pour améliorer l'endurance des pièces mécaniques, mais leur action est inséparable de celle des précontraintes développées dans les pièces par ces procédés.

✓ **Influence de l'état de surface** : 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. [14.15]

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

$$K_t = \frac{\sigma_{max}}{\sigma_{mon}} \quad (\text{I.18})$$

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

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

Si la valeur de K_t augmente, la durée de vie diminue. La **figure 1.6** montre l'effet de l'entaille sur la durée de vie.

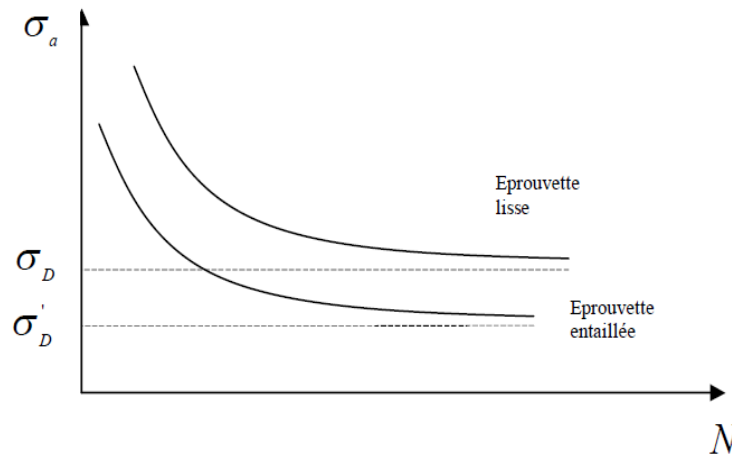


Figure I. 6. Limites d'endurance pour éprouvettes lisses et entaillées.

I.8.3. Influence de l'environnement :

- ✓ **Influence de la température** : les caractéristiques mécaniques mesurées en traction diminuent lorsque la température s'élève. Le comportement de la limite d'endurance sera le même et est directement liée à ces grandeurs. La sensibilité à l'entaille peut être diminuée cependant grâce à de nouvelles formes d'écoulement. [16]
- ✓ **Influence de la corrosion** : Lorsqu'une pièce est soumise à un environnement agressif, son comportement en fatigue est modifié. L'action du milieu intervient sur le temps d'amorçage d'une fissure et sur la vitesse de propagation de celle-ci. La réduction du temps d'amorçage est liée soit aux piqûres de corrosion, soit à la dissolution des couches métalliques de surface. [05]

I.9. Notion de facteur effectif de concentration de contrainte en fatigue

La tenue en fatigue d'un matériau est généralement identifiée en laboratoire à partir d'essais mécaniques sur des éprouvettes dont la partie utile est polie. Cette préparation permet d'éviter tout effet de surface et d'évaluer les caractéristiques en fatigue « intrinsèques » du matériau. Cependant, lorsqu'un composant est usiné ou forgé, sa durée de vie ne dépend plus uniquement des caractéristiques intrinsèques du matériau, mais également de son intégrité de surface.

Par exemple, pour un composant présentant, un défaut de surface de profondeur a et de rayon de fond ρ et sollicité à un chargement de traction σ , une simple analyse en élasticité linéaire peut montrer que la contrainte générée est maximale au fond du défaut (σ_{\max}) et se stabilise progressivement en profondeur.

Les irrégularités ou défauts de surface génèrent des concentrations de contrainte. Le rapport de la contrainte maximale générée par la présence du défaut et la contrainte nominale loin de la concentration de contrainte notée usuellement définit le facteur de concentration de contrainte K_t .

$$K_t = \frac{\sigma_{\max}}{\sigma_{\infty}} \quad (\text{I.19})$$

Le K_t est le plus souvent défini via la contrainte appliquée selon l'axe de chargement.

La présence d'un défaut et donc d'un fort gradient de contrainte et d'une éventuelle plasticité locale rend l'estimation de la tenue en fatigue via la concentration de contrainte calculée en élasticité discutable. Il existe cependant des relations empiriques qui lient le K_t au facteur effectif de concentration de contrainte K_f . Ce facteur effectif de concentration de contrainte représente le rapport entre la limite en fatigue d'une éprouvette avec et sans défaut (ou entaille) :

$$K_t = \frac{\sigma_{\text{composante sans défaut}}}{\sigma_{\text{composante avec défaut}}} \quad (\text{I.20})$$

I.10. Effet d'échelle sur le comportement en fatigue

Selon la littérature (Lu, 2003), l'effet d'échelle en fatigue est défini par le fait que deux pièces ayant la même forme mais de taille différente n'ont pas la même limite de fatigue. Ce phénomène peut avoir différentes causes :

- **Origine mécanique** : l'exemple d'une éprouvette entaillée peut être considéré. Si cette éprouvette est soumise à un chargement de traction-compression alterné, un gradient de contrainte est généré au fond de l'entaille. La variation du gradient avec l'augmentation de la taille de l'éprouvette peut être à l'origine d'une variation de la tenue en fatigue.
- **Origine technique**: en augmentant les dimensions d'une pièce, le résultat d'un même procédé industriel peut faire varier les gradients de microstructure (par exemple traitement thermique de trempe). Le gradient de propriétés mécaniques de la matière est d'autant plus important que les dimensions de la pièce augmentent, ce qui influence par conséquent sa tenue en fatigue.

- **Origine statistique** : en augmentant les dimensions de la pièce, la probabilité de rencontrer un défaut critique à l'origine de l'amorçage de la fissure est plus importante (inclusion intermétallique, pore, rayure, etc). La pièce ayant les dimensions les plus grandes aura de ce fait une limite en fatigue plus faible.

I.11. Les critères de fatigue multiaxiaux

Si l'état de contraintes est multiaxial on ne peut pas considérer séparément chaque contrainte principale, il faut utiliser un critère de fatigue multiaxial.

Il y a plusieurs critères de fatigue multiaxial, ils sont regroupés dans trois grandes familles représentées dans l'organigramme **figure I.7**.

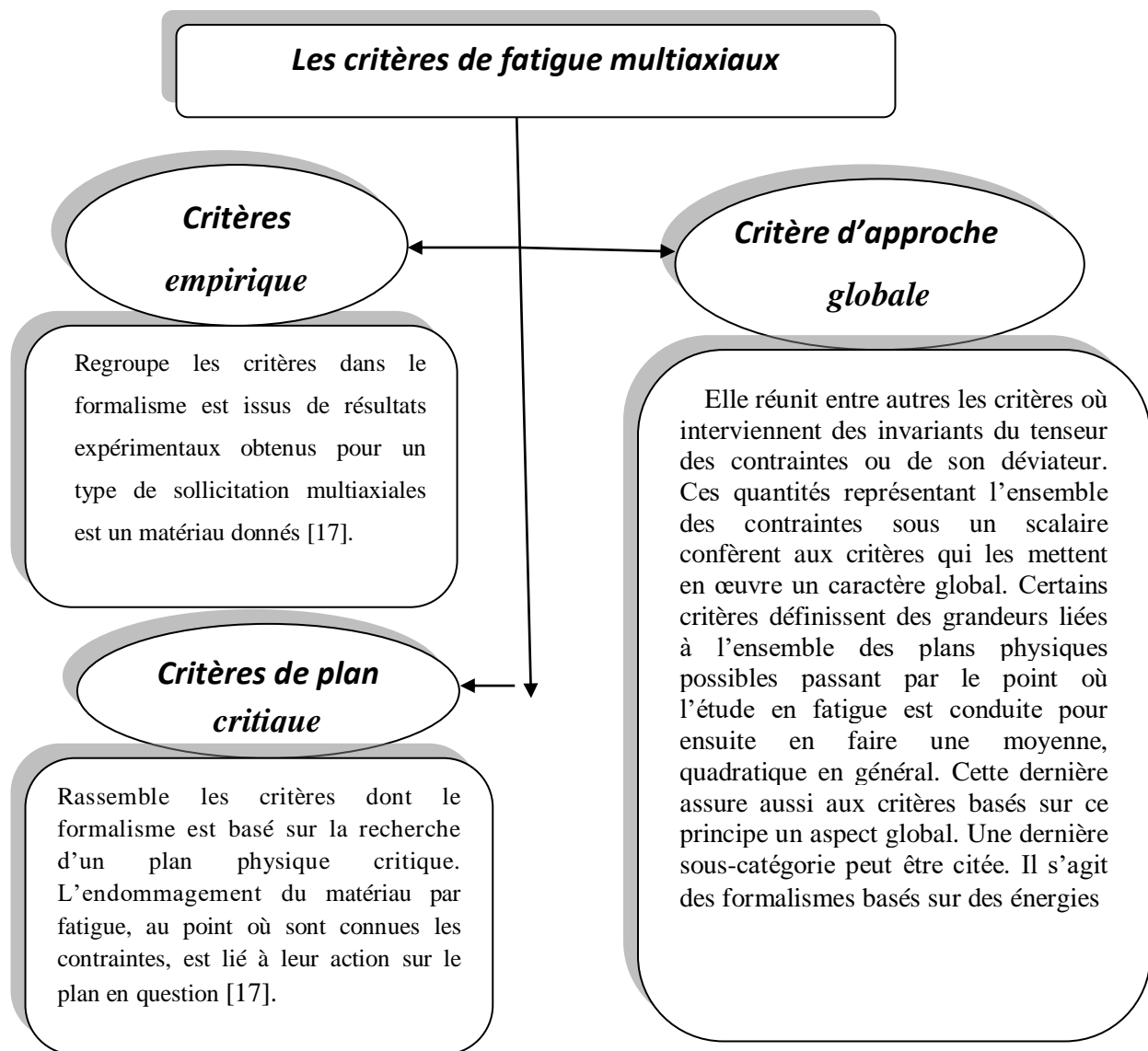


Figure I. 7. La famille de critères de fatigue multiaxiaux

Une étude bibliographique a permis de recenser 37 critères de fatigue qui constituent la base de données. L'ensemble des critères sont répartis en trois approches distinctes qui se différencient par leur concept [17]. En représente donne organigramme **figure I.8.**

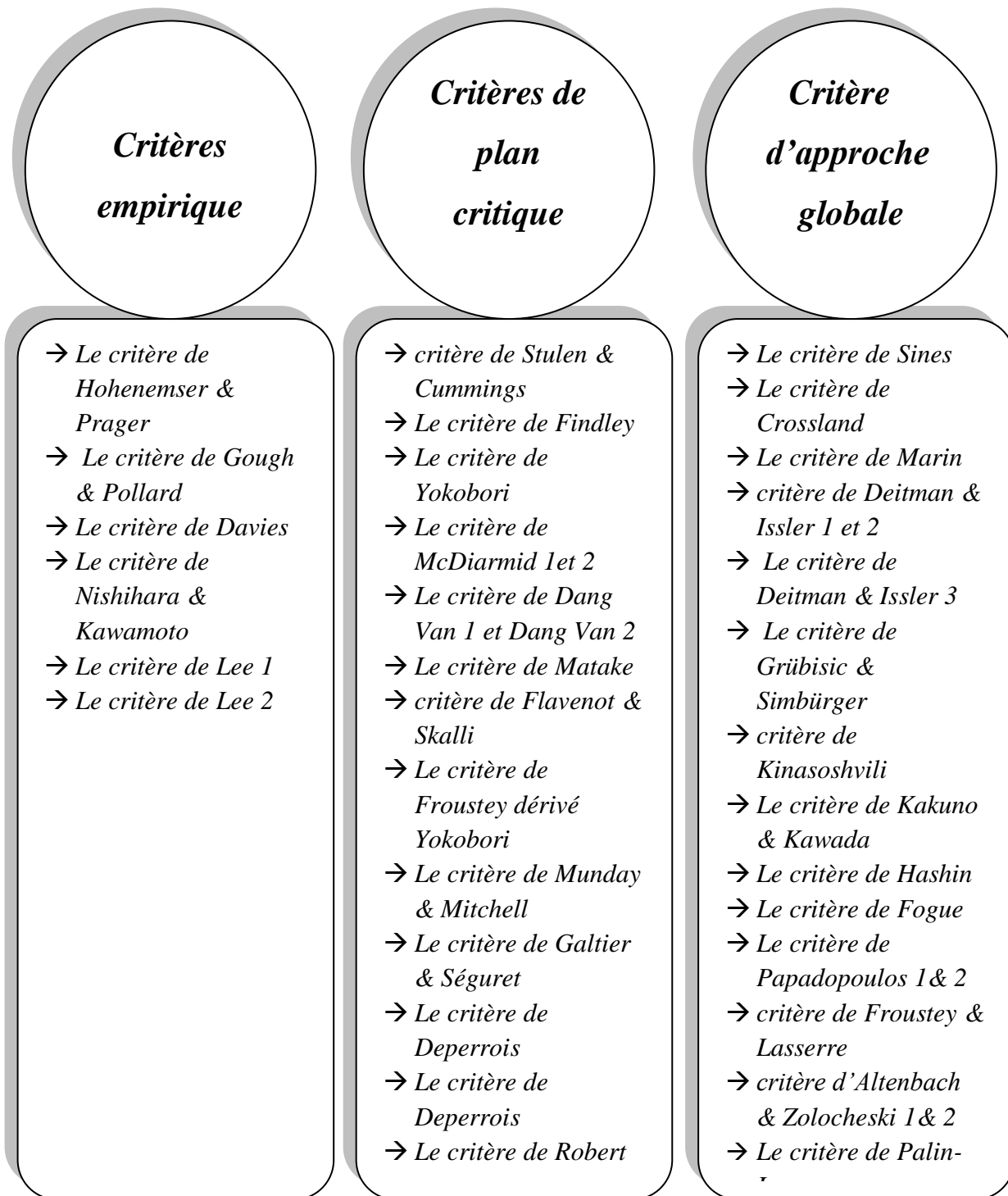


Figure I. 8. les critères de fatigue multi-axiaux

Parmi les 37 critères en a essayé d'expliquer et présenter quelque critères les plus utilisés pour chaque famille.

I.11.1 Critères empirique :

I.11.1.1 Critère de Hohenemser & Prager [18] :

Critère de Hohenemser & Prager est établi en 1933, il a été obtenu à partir d'essais de traction-torsion où le cisaillement est variable et la contrainte normale de traction σ_m est statique.

$$\left(\frac{\tau_a}{\tau_{-1}}\right)^2 + \left(\frac{\sigma_m}{R_m}\right)^2 \leq 1 \tag{I.21}$$

I.11.1.2 Critère de Gough et Pollard [19] :

A partir de nombreux essais de torsion-torsion combinées alternées symétriques sur différents aciers et deux fontes, Gough et Pollard ont déduit une relation empirique qui corrélait au mieux leurs résultats expérimentaux. Ils distinguent les matériaux ductiles des matériaux fragiles en proposant deux formulations décrivant des courbes de résistance à la fatigue dans le diagramme $(\sigma_a - \tau_a)$ pour une durée de vie donnée.

- Pour les matériaux ductiles :

$$\left(\frac{\tau_a}{\tau_{-1}^D}\right)^2 + \left(\frac{f_a}{f_{-1}^D}\right)^2 \leq 1 \tag{I.22}$$

Où f_a et τ_a sont respectivement les amplitudes des contraintes de flexion et de torsion,

f_{-1}^D et τ_{-1}^D désignent les limites de fatigue respectivement en flexion plane et en torsion alternée symétriques. L'équation (I.23) est l'équation d'une ellipse.

- Pour les matériaux fragiles :

$$\left(2 - \frac{f_{-1}^D}{\tau_{-1}^D}\right)\left(\frac{f_a}{f_{-1}^D}\right) + \left(\frac{\tau_a}{\tau_{-1}^D}\right)^2 + \left(\frac{f_a}{f_{-1}^D}\right)^2 \left(\frac{f_{-1}^D}{\tau_{-1}^D} - 1\right) \leq 1 \tag{I.23}$$

Cette équation est un arc elliptique. Les deux formulations coïncident pour $\left(\frac{f_{-1}^D}{\tau_{-1}^D}\right) = 2$

I.11.1.3 Critère de Nishihara & Kawamoto [20] :

Nishihara & Kawamoto proposent un critère basé sur leurs constatations expérimentales dépendant de la valeur du rapport des limites de fatigue en distinguant entre les matériaux ductiles pour écrit par l'équation (I.24) et les matériaux fragiles pour représenter par l'équation (I.25).

$$\left(\frac{\tau_a}{\tau_{-1}^D}\right)^2 + \left(\frac{f_a}{f_{-1}^D}\right)^2 \leq 1 \quad (\text{I.24})$$

$$\frac{1}{2} \left(\frac{f_a}{f_{-1}^D}\right)^2 \left[\left(\frac{f_a}{f_{-1}^D}\right)^2 - 1 \right] + \left(\frac{\tau_a}{\tau_{-1}^D}\right) + \frac{1}{2} \left(\frac{f_a}{f_{-1}^D}\right) \times \left[3 - \left(\frac{f_{-1}^D}{\tau_{-1}^D}\right)^2 \right] \leq 1 \quad (\text{I.25})$$

I.11.1.4 Critères de Soon Book Lee 1 et 2:

En 1980, Soon Book Lee a inspiré sont premier critère [21] (issue d'essais de flexion torsion hors phase) à partir du travail de Gough et Pollard. Il introduit un exposant α dépendant du déphasage φ entre les deux sollicitations.

$$f_a \left[1 + \left(\frac{\sigma_a f_{-1}^D}{f_a \tau_{-1}^D} \right)^\alpha \right]^{\frac{1}{\alpha}} \leq 1 \quad (\text{I.26})$$

Où $\alpha = 2(1 + \beta \sin(\varphi))$ et β est une constante liée au matériau.

Soon Book Lee a modifié son deuxième critère empirique en 1989 [22]. Il introduit un exposant n compris entre 1 et 2, cet exposant représente une constante empirique, ce dernier critère s'écrit :

$$\frac{f_a \left[1 + \left(\frac{\tau_a f_{-1}^D}{f_a \tau_{-1}^D} \right)^\alpha \right]^{\frac{1}{\alpha}}}{\left[1 - \left(\frac{\sigma_m}{R_m} \right)^n \right]} \leq 1 \quad (\text{I.27})$$

I.11.2 Critères de plan critique:

Les critères multiaxiaux de fatigue de type plan critique, se singularisent par leur choix du plan critique. En effet, ils définissent le plan dit critique comme celui où la contrainte tangentielle est maximale, ou comme celui où l'amplitude de la contrainte tangentielle est maximale. Le plan

critique défini, le calcul de la fonction de fatigue représentative de l'endommagement de la matière au point considéré.

I.11.2 .1 Critère de Dang Van :

Le critère de Dang Van est basé sur la constatation que l'amorçage est un phénomène local prenant naissance à l'échelle du grain. Il formule l'hypothèse que si le chargement est suffisamment faible, la totalité des grains atteint un comportement élastique (on dit qu'il y a adaptation du matériau) et par conséquent la structure a une durée de vie infinie. Lorsque le chargement est élevé, le matériau s'adapte à l'échelle macroscopique mais certains grains subissent une déformation plastique cyclique stabilisée qui conduit au bout d'un certain nombre de cycles à l'amorçage de fissure.

La fonction de fatigue est une maximisation d'un indicateur de dommage par plan défini par :

$$\tau_a + \alpha P_H \leq \beta \quad (\text{I.28})$$

$$\alpha = 3 \left(\frac{\tau_{-1}}{\sigma_{-1}} - 1 \right) \quad (\text{I.29})$$

$$\beta = \tau_{-1} \quad (\text{I.30})$$

La condition de validité de cette version du critère est :

$$\frac{\tau_{-1}}{\sigma_{-1}} > \frac{1}{2} \quad (\text{I.31})$$

I.11.2 .2 Critère de Yokobori [23]:

En 1966, Yokobori propose une formulation où la définition du plan critique est directement liée à l'expression du critère dont la maximisation par rapport à \mathbf{h} (normale au plan physique) constitue la recherche du plan critique. Le critère s'écrit :

$$\frac{\max(\tau(t)) + \alpha \sigma_n^{\max}}{\beta} \leq 1 \quad (\text{I.32})$$

Les constante α et β sont calculées par la formule suivant :

$$\alpha = 2 \left(\frac{\tau_{-1}}{\sigma_{-1}} \right) - 1 \quad (\text{I.33})$$

$$\beta = \tau_{-1} \quad (\text{I.34})$$

La condition de validité de cette version du critère est :

$$\frac{\tau_{-1}}{\sigma_{-1}} > \frac{1}{2} \quad (\text{I.35})$$

I.11.2 .3 Critère de Findley

L'origine du critère de Findley remonte aux années cinquante, l'auteur définit le plan critique en recherchant celui où la fonction de fatigue atteint son maximum, c'est-à-dire où la combinaison linéaire $\tau_a + \alpha \sigma_n^{\max} \leq \beta$ est maximale. Le critère s'écrit :

$$\frac{\tau_a + \alpha \sigma_n^{\max}}{\beta} \leq 1 \quad (\text{I.36})$$

Où α et β sont des constantes de matériau

$$\alpha = 2 \left(\frac{\tau_{-1}}{\sigma_{-1}} \right) - 1 \quad (\text{I.37})$$

$$\beta = \tau_{-1} \quad (\text{I.38})$$

I.11.2 .4 Critère de Mataké :

Mataké [29] a proposé ce critère en 1977. Ce critère est basé sur les données expérimentales des essais barriax de type torsion-flexion réalisés sur trois différents matériaux (cuivre et acier). Il décrit le plan critique le quel l'amplitude de la contrainte de cisaillement est maximale.

$$\tau_a + \alpha \sigma_n^{\max} \leq \beta \quad (\text{I.39})$$

Les constante α et β sont calculées par la formule suivant :

$$\alpha = \frac{\tau_{-1} - \frac{f_{-1}}{2}}{\frac{f_{-1}}{2}} \quad (\text{I.40})$$

$$\beta = \tau_{-1} \quad (\text{I.41})$$

I.11.2 .5 Critère de McDiamid I :

Dans son premier critère élaboré en 1966, McDiamid suppose que le plan critique est défini comme celui où l'amplitude du cisaillement τ_a est maximale. Sur ce plan, la fonction du critère est donnée par :

$$\frac{\tau_a + A (\sigma_n)^{3/2}}{B} \leq 1 \quad (\text{I.42})$$

Les deux constantes A et B sont déterminées à partir des deux limites de fatigue en traction et en torsion alternées symétriques.

$$A = \frac{\tau_{-1} - \frac{\sigma_{-1}}{2}}{\frac{\sigma_{-1}}{2}^{3/2}} \quad (\text{I.43})$$

$$\mathbf{B} = \tau_{-1} \quad (\text{I.44})$$

Le critère est valide sous respect de la condition

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

I.11.2 .6 Critère de McDiamid II :

McDiarmid modifie son premier critère en 1974, dans laquelle il introduit l'influence de la contrainte normale moyenne dans un facteur de l'amplitude du cisaillement du plan critique, ce critère est largement utilisé. Il est implémenté dans les codes de calculs dédiés à l'étude de la fatigue (MSC Fatigue, FE-fatigue et Fe-Safe). Le critère s'écrit :

$$\frac{\left(1 - 2 \frac{\sigma_n}{R_m}\right) \tau_a + A (\sigma_n)^{3/2}}{B} \leq 1 \quad (\text{I.46})$$

Où R_m est la résistance maximale à la traction du matériau. Les constantes A et B sont identiques à celles de la première version.

I.11.3 Critères d'approche globale :

I.11.3 .1 Le critère de Sines:

Formulé en 1955, ce critère appartient à la famille de critères d'approche globale, Sines a étudié l'influence des valeurs moyennes de la contrainte de cisaillement et de la contrainte normale sur la durée de vie, en utilisant les résultats des essais de flexion et torsion de Gough et al et ses propres essais biaxiaux. Il a défini une contrainte équivalente.

$$\sigma_{eq} = \sqrt{J_2 a} + a_S P_m \quad (\text{I.47})$$

Sines propose un critère linéaire reliant la racine du deuxième invariant de contrainte et la contrainte hydrostatique moyenne.

$$\xi_a + a P_m \leq b \quad (\text{I.48})$$

Avec:

$$\xi_a = \sqrt{J_2 a} = \sigma_{eq} / \sqrt{3} \quad (\text{I.49})$$

$$P_{max} = \frac{1}{6} [tr(\sigma_m) + tr(\sigma_a)] \quad (\text{I.50})$$

Les deux constantes a et b, obtenues par :

$$\mathbf{a} = \frac{\tau_{-1}(\mathbf{N}) - \frac{f_{-1}(\mathbf{N})}{\sqrt{3}}}{\frac{f_{-1}(\mathbf{N})}{3}} \quad (\text{I.51})$$

$$\mathbf{b} = \tau_{-1} \quad (\text{I.52})$$

Ce critère est défini pour $\mathbf{a} > 0$ et le rapport $\frac{\tau_{-1}}{f_{-1}}$ et supérieur à $\frac{1}{\sqrt{3}}$.

I.11.3 .2 Critère de Marin [24]

En 1956, Marin propose un critère d'approche globale où il compare $\sqrt{3}\sqrt{J_{2a}}$ (contrainte équivalente des parties alternées des contraintes au sens de Von Mises) σ_{-1}^D (limite de fatigue en traction alternée symétrique) et $\sqrt{3}\sqrt{J_{2m}}$ (contrainte équivalente des contraintes moyennes) à R_m (résistance maximale à la traction).

$$\left(\frac{\sqrt{3}\sqrt{J_{2a}}}{\sigma_{-1}^D} \right) + \left(\frac{\sqrt{3}\sqrt{J_{2m}}}{R_m} \right) \leq 1 \quad (\text{I.53})$$

I.11.3 .3 Critère de Hashin [25]

Dans le cadre de sollicitations alternées symétriques, Hashin propose en 1981 une formulation à partir des premiers et deuxième invariants (I_1' , I_2') du tenseur des contraintes calculés sur les amplitudes des contraintes du cycle :

$$\left(\frac{I_1'}{f_{-1}} \right) + \left(\frac{I_2'}{\tau_{-1}^2} \right) \leq 1 \quad (\text{I.54})$$

Avec
$$I_1' = \sigma_{11a} + \sigma_{22a} + \sigma_{33a} \quad (\text{I.55})$$

$$I_2' = \sigma_{11a} \cdot \sigma_{22a} + \sigma_{22a} \cdot \sigma_{33a} + \sigma_{11a} \cdot \sigma_{33a} + \sigma_{12a}^2 + \sigma_{23a}^2 + \sigma_{31a}^2 \quad (\text{I.56})$$

Il compare ces valeurs des premiers et deuxième invariants aux limites de fatigue en flexion et en torsion alternées symétriques respectivement.

I.11.3 .4 Critère de Kinoshvili [26]

Kinoshvili modélise le comportement en fatigue à l'aide du deuxième invariant des parties moyennes J_{2m} et J_{2a} alternées du tenseur déviateur des contraintes. Il combine linéairement ces deux quantités avec des coefficients dépendant des limites de fatigue obtenues en traction répétée (σ_D) et alternée symétrique (σ_{-1}). L'expression du critère établi en 1976 est

$$\left(\frac{\sqrt{3}\sqrt{J_{2a}}}{\sigma_{-1}^D} \right) + \left(\frac{\sigma_{-1}^D - \sigma_{-D1}^D}{\sigma_{-1}^D \sigma_{-D1}^D} \right) \sqrt{J_{2m}} \leq 1 \quad (\text{I.57})$$

I.11.3 .5 Critère de Kakuno & Kawada :

En 1979, Kakuno et Kawada proposent un critère de fatigue multiaxiale construit à partir des composantes alternées et moyennes du tenseur des contraintes il est destinée à rendre compte des sollicitations particulières de flexion-torsion ou traction-torsion. Il suggère que la contribution de J_{1m} et J_{1a} devrait être différent.

$$\frac{\sqrt{J_{2a} + \alpha J_{1m} + \beta J_{1a}}}{\gamma} \leq 1 \quad (\text{I.58})$$

Où α , β et γ sont des constantes du matériau, qui sont généralement différentes pour les différents modèles.

I.11.3 .6 Critère de Papadopoulos I :

Papadopoulos propose son premier critère en 1987, faisant partie des critères microscopiques, ce critère basé sur une intégration des amplitudes de cession sur un volume élémentaire, l'auteur propose la formulation suivante :

$$\frac{\max \sqrt{J_{2a} + \alpha P_{H\max}}}{\beta} \leq 1 \quad (\text{I.59})$$

Avec α et β des constantes de matériau peuvent être identifiées à l'aide de deux limites de fatigue, par exemple, en torsion alternée τ_{-1} et en flexion alternée σ_{-1} .

Le but d'un critère de fatigue est de prévoir la rupture ou la non-rupture d'une structure soumise à une sollicitation de fatigue multiaxiale. Un critère de fatigue multiaxial permet de savoir si la limite d'endurance ou plus généralement la limite de fatigue à N cycles du matériau est atteinte pour une succession d'états de contraintes définissant un cycle multiaxial. Il met en relation des grandeurs issues du cycle multiaxial de contraintes (amplitudes, valeurs moyennes, valeurs maximales, parties alternées) et des limites d'endurance.

Chapitre II

Matériaux et méthode de travail

II.1. Introduction

Le calcul prévisionnel de la durée de vie d'un système, ou d'un composant, mécanique, fonctionnant dans des conditions réelles d'usage, s'effectue à partir de l'état de fatigue des matériaux constitutifs des composants étudiés. La fatigue des matériaux se manifeste chaque fois que les efforts et les sollicitations varient au cours du temps. Ces sollicitations aléatoires prennent des allures très variées. La rupture peut ainsi apparaître avec des contraintes relativement faibles, quelquefois inférieures à une limite conventionnelle appelée « limite d'endurance »

La fatigue des matériaux est abordée de deux façons.

La première repose sur une approche globale où le matériau est considéré comme un milieu homogène à une échelle macroscopique. Les caractéristiques mécaniques du matériau sont présentées par les courbes de fatigue, dont la plus connue est la « courbe de Wöhler ». Les points critiques des composants sont définis par les points de sollicitations les plus dommageables, et les calculs de durée de vie sont faits en ces points.

La seconde façon d'aborder la fatigue des matériaux repose sur une approche locale où sont considérés des défauts caractéristiques potentiels du matériau (fissures). Dans ces zones, les sollicitations conduisent à la définition d'une vitesse de fissuration, et la rupture est obtenue lorsqu'une longueur limite de fissure est atteinte.

Ces deux façons d'aborder le calcul de la durée de vie en fatigue des systèmes, ou des composants mécaniques utilisent les mêmes distributions de charges aléatoires.

Dans ce chapitre nous présentons notre méthodologie de prévision de la durée de vie d'une structure, dotée de défauts de forme. Pour ce faire, on adopte en premier lieu un critère de fatigue, appartenant à la famille de critères d'approche globale, puis le type de matériau ainsi que ses caractéristiques mécanique, application des charges et conditions aux limites, puis le calcul de la durée de vie selon la variation de la taille du défaut de forme.

II.2. La méthode de travail

La 1^{ère} étape :

- La connaissance des caractéristiques mécaniques du matériau (les courbes de Wöhler, le module de Young, coefficient de poisson, nombre de cycles correspondant à une durée de vie limitée, Limite d'endurance en torsion...)

- Le choix du critère de Crossland.
- Détermination de la zone d'endurance selon le diagramme de Crossland en fonction des caractéristiques du matériau.

La 2ème étape :

Exploitation du code d'éléments finis (ANSYS) pour :

- Réalisation de la géométrie de la plaque et décompositions en éléments finis.
- application des chargements et introduction des conditions aux limites.
- Détermination du champ de contraintes dû au chargement appliqué et par conséquent localisation de la zone critique.
- Calcul des paramètres du critère de Crossland (ξ_a , P_{max} , σ_{eq}), selon la taille du défaut de forme.

La 3ème étape :

Elaboration d'un programme sous le code **MATLAP**, pour calculer la durée de vie en nombre de cycles, suivant l'organigramme, montré sur la **figure II.1**. Dans cette étape on utilise les paramètres du critère Crossland en l'occurrence P_{max} , ξ_a et σ_{eq} lesquels ont été préalablement calculé par le code ANSYS.

La démarche de calcul et les résultats obtenus sont organisés sous forme de tableaux et courbes, avec des interprétations, selon la **figure II.2**.

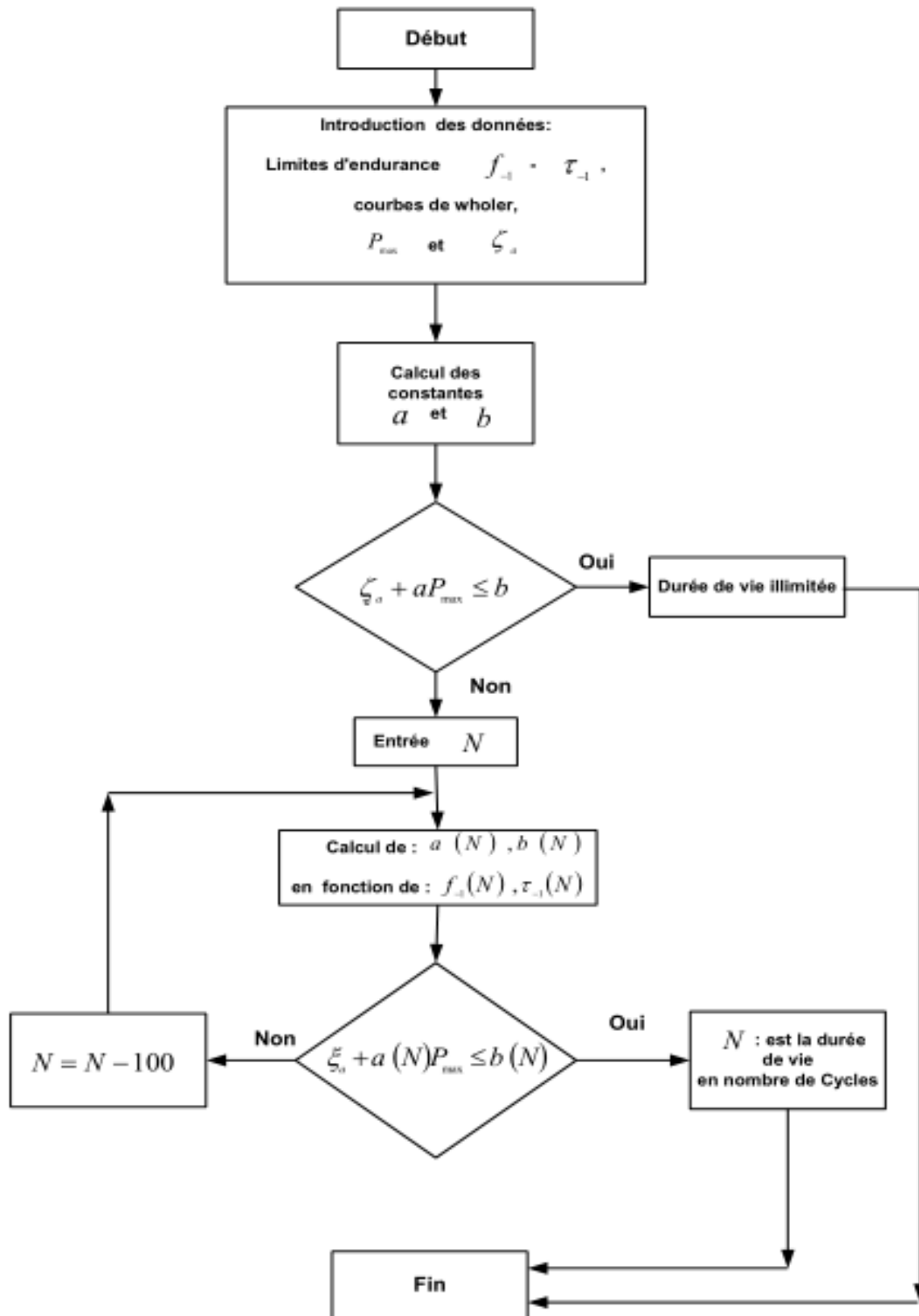


Figure II. 1. Organigramme de calcul de durée de vie[08]

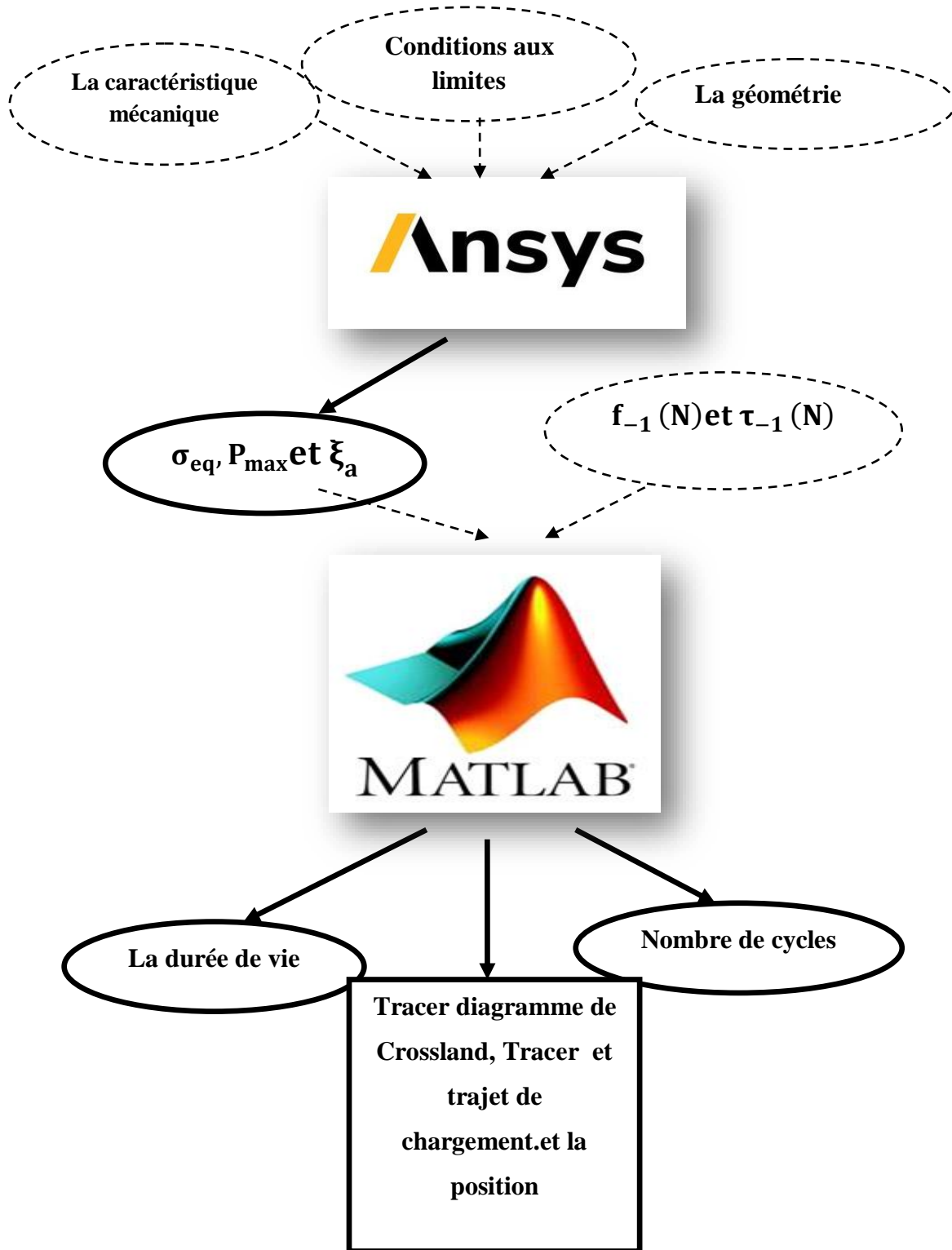


Figure II. 2. Organigramme de méthode de travail

II.3 Présentation du code ANSYS

Ce code de calcul est basé sur la méthode des éléments finis et conçu pour l'analyse des structures. Il permet de traiter des problèmes d'élasticité linéaire, et non linéaires (élastovisco-plastique), des problèmes dynamiques transitoires et stationnaires, des problèmes thermiques transitoires et stationnaires, des problèmes mécaniques du fluide et des problèmes acoustiques.

Pour effectuer un calcul, ce logiciel passe par trois stades :

➤ **Stade I : définition de la géométrie du modèle.**

1. Introduction des éléments convenables pour le type d'analyse considéré.

2. Définition des données caractérisant le matériau :

- ✓ Coefficients des matériaux (module d'Young et coefficient de poisson) utilisés pour le modèle,
- ✓ Construction de la géométrie dans les cas bidimensionnel et tridimensionnel (surfaces, volumes et combinaison des surfaces et volumes),
- ✓ Maillages du modèle considéré,
- ✓ Vérification des tailles de maillages obtenues.

➤ **Stade II : solution du problème défini.**

1. Application des conditions aux limites,

2. Application des chargements,

3. Arrangement des types d'analyse,

4. Vérification complète du modèle avant la solution,

5. Solution du problème

➤ **Stade III : analyse et post-traitement des résultats qui peuvent être, soient des quantités locales tels les déplacements, les contraintes, les déformations, soient des quantités globales, telle l'énergie de déformation.**

II.4. Caractéristiques du matériau étudié :

II.4.1 le Matériau SM 45C :

Dans notre travail un a fait une simulation sur une plaque carrée de faible épaisseur. Le matériau utilisé est du type 45C est un acier au carbone. Dont les compositions chimiques et les caractéristiques mécaniques sont présentées dans les **tableaux II.1** et **II.2** suivants.

Tableau II. 1. Composition chimique de l'acier SM45C [27].

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 II. 2. Caractéristiques mécaniques du matériau.

Limite d'élasticité σ_e (MPa)	638
Coefficient de poisson ν	0.29
Module d'Young E (MPa)	213000
Contrainte ultime à la traction σ_u (MPa)	824
module de cisaillement G (MPa)	82500
allongement à rupture A (%)	22
Limite d'endurance en torsion alternée symétrique τ_{-1} (MPa)	311
Limite d'endurance en flexion alternée symétrique f_{-1} (MPa)	442
Nombre de cycles correspondant à une durée de vie limitée N_l (Cycles).	81254
Nombre de cycles correspondant à une durée de vie illimitée N_k (Cycles).	10^7

II.4.2. Courbes de Wöhler :

Les courbes de Wöhler de l'acier SM45C sont données par les équations suivantes :

- torsion alternée :

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

- flexion alternée :

$$f_{-1} (N) = \frac{442}{1-62.3 N^{-0.53}} \quad (\text{II.2})$$

Les courbes de Wöhler (essais de fatigue uniaxial) réalisées par Lee [27] dans le cas de flexion et torsion alternées, montre sur les **figure II.3** et **II.4**

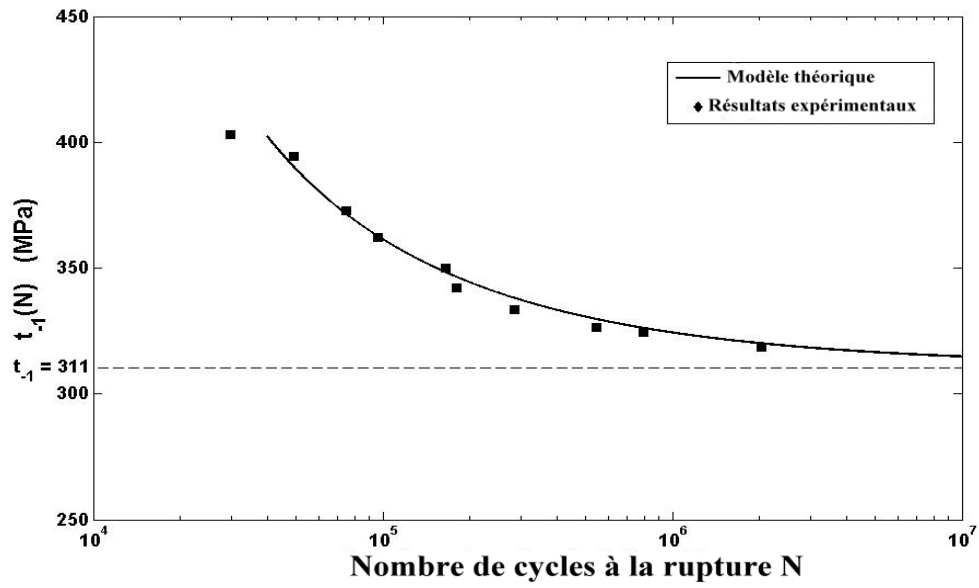


Figure II. 3. Courbes d'endurance en torsion alternées de SM45C [27]

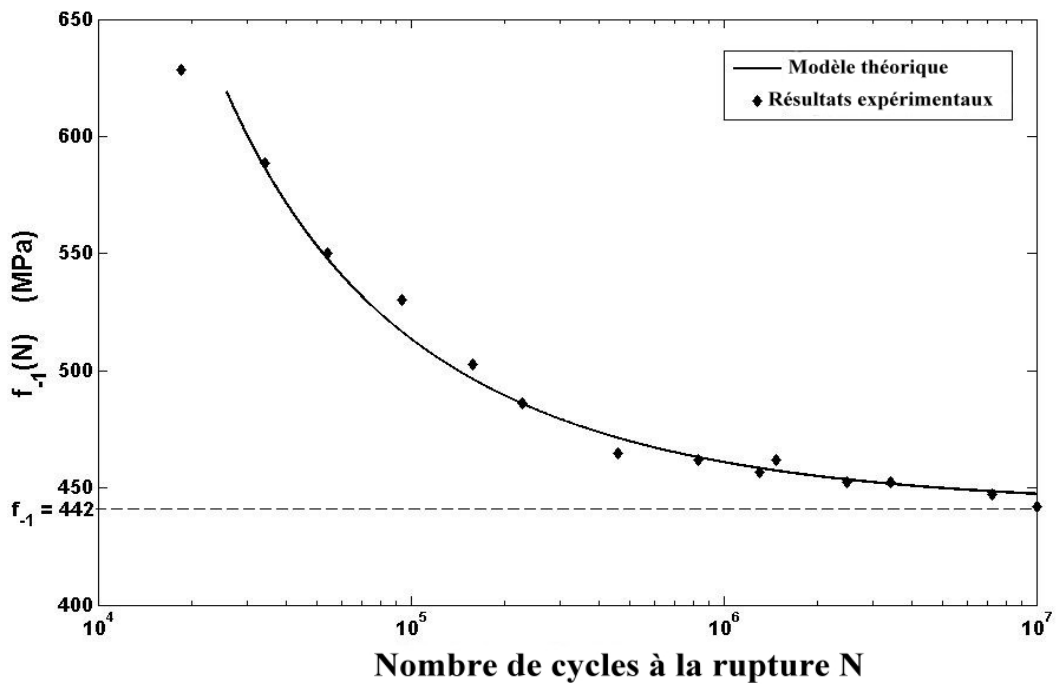


Figure II. 4. Courbes d'endurance en flexion alternées de SM45C [27].

II.5. Calcul des durées de vie :

Dans ce travail, on utilise le critère de fatigue d'approche globale de type **Von Mises** qui repose sur des invariants. **Le critère de Crossland** qui permet de calculer la durée de vie à l'aide de la pression hydrostatique maximale et le deuxième invariants de déviateurs de contraintes.

II.6. Le critère de Von Mises :

Ce critère prend compte des composantes de contraintes en traction, compression et cisaillement pour donner un niveau de contrainte isotrope (le même dans toutes les directions). Le critère de **Von Mises** n'indique pas le type de sollicitations (traction, compression, cisaillement, ...)[28] est un critère de plasticité et le plus couramment utilisé.

Soit :

$$\sigma = \begin{pmatrix} \sigma_1 & 0 & 0 \\ 0 & \sigma_2 & 0 \\ 0 & 0 & \sigma_3 \end{pmatrix}$$

La contrainte de **Von Mises** équivalent s'écrit :

$$\sigma_{veq} = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}$$

Von Mises est une surface d'élasticité en rapport avec matériaux ductile (Il est donc un critère d'affaiblissement) isotrope, avec égalité résistance à traction et compression.

Selon ce critère, on a atteint la limite d'élasticité matériau lorsque l'énergie de déformation distorsion atteint une valeur limite. [29]

II.7. Le critère de Crossland :

Formulé en 1956, ce critère appartient à la famille de critères d'approche globale. C'est le plus utilisé 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 deuxième invariant du déviateur de contrainte alternée...

Crossland suppose que l'amorçage d'une fissure de fatigue dans un métal est fortement influencé par deux grandeurs mécaniques [30]:

- la contrainte hydrostatique (sa valeur maximale sur un cycle de chargement)
- l'amplitude de la contrainte de cisaillement sur le plan octaédral.

L'auteur propose une contrainte équivalente :

$$\sigma_{eq} = \sqrt{J_2 a} + a P_{max} \quad (\text{II.3})$$

Le critère de Crossland s'écrit comme suit :

$$\xi_a + a P_{max} \leq b \quad (\text{II.4})$$

Avec:

$$\xi_a = \sqrt{J_{2a}} = \sigma_{Veq} / \sqrt{3} \quad (\text{II.5})$$

$$P_{max} = \frac{1}{3} [\text{tr}(\sigma_m) + \text{tr}(\sigma_a)] \quad (\text{II.6})$$

Les deux constantes a et b, obtenues par le calage du critère sur les deux limites de fatigue f_{-1} et τ_{-1} s'expriment selon :

$$a = \frac{\tau_{-1}(N) - \frac{f_{-1}(N)}{\sqrt{3}}}{\frac{f_{-1}(N)}{3}} \quad (\text{II.7})$$

$$b = \tau_{-1} \quad (\text{II.8})$$

$\tau_{-1}(N)$: 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 critère est donc valide lorsque le rapport $\frac{\tau_{-1}}{f_{-1}}$ est supérieur à $\frac{1}{\sqrt{3}}$, il faut que le matériau vérifie cette condition.

L'équation (II.4) permet de tracer le diagramme de Crossland dans lequel on peut distinguer la domaine de la durée de vie illimitée au-dessous de la droite (zone de sécurité), et la domaine de durée de vie est limitée voir la **figure II.5**.

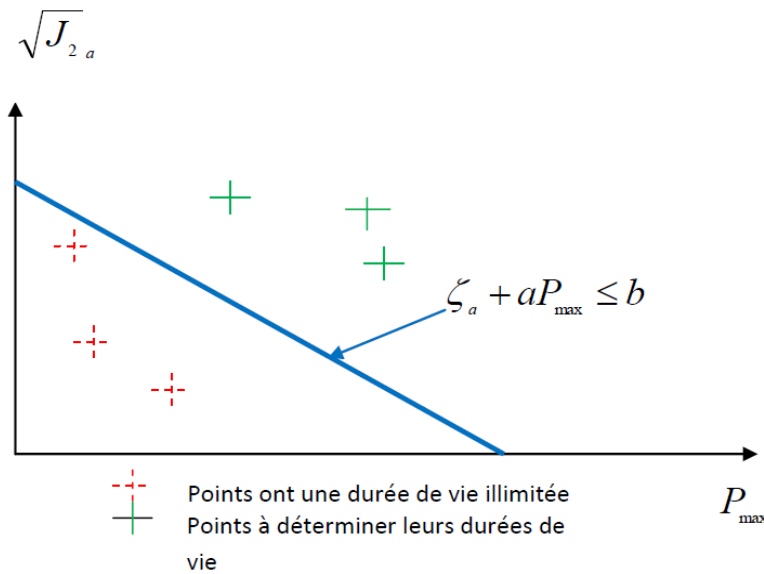


Figure II. 5. Représentation de diagramme de Crossland.

II.8. Diagramme de Crossland :

II.8. 1. Droite limite du domaine de durée de vie illimitée :

Pour tracer cette droite on utilise l'équation (II.2) et pour calculer les constantes a et b l'équation (II.5 et II.6), pour un nombre de cycles correspondant à une durée de vie illimitée ($N = N_k = 10^7$) à la limite d'endurance.

$$a = \frac{\tau_{-1}(N_k) - \frac{f_{-1}(N_k)}{\sqrt{3}}}{\frac{f_{-1}(N_k)}{3}} = \frac{311 - \frac{442}{\sqrt{3}}}{\frac{442}{3}} = 0.3788$$

$$b = \tau_{-1} = 311$$

L'équation (II.4) s'écrit comme suit :

$$\xi_a + 0.3788 P_{\max} \leq 311 \tag{II.9}$$

Cette équation est une propriété de ce matériau (SM 45C), elle est représentée graphiquement sur la figure II.5 (la droite rouge), c'est la droite limite du domaine de durée de vie illimitée.

II.8. 2. Droite limite du domaine de durée de vie limitée :

Pour tracer cette droite comme on a calculé avec la précédente sauf pour un nombre de cycles correspondant à une durée de vie limitée ($N = N_l = 81254$), on utilise l'équation (II. 1) et (II. 2)

pour calculer Limite de fatigue à N_I cycles en torsion alternée et Limite de fatigue à N_I cycles en flexion alternée,

$$\tau_{-1}(N) = \frac{311}{1 - 62.3 (81254)^{-0.53}} = 368.34$$

$$f_{-1}(N) = \frac{442}{1 - 62.3 (81254)^{-0.53}} = 523.506$$

En remplace les résultats obtenu dans l'équation (II.7) et (II.8), et on calcule les constantes a et b .

$$a = \frac{\tau_{-1}(N_I) - \frac{f_{-1}(N_I)}{\sqrt{3}}}{\frac{f_{-1}(N_I)}{3}} = \frac{368.34 - \frac{523.506}{\sqrt{3}}}{\frac{523.506}{3}} = 0.3788$$

$$b = \tau_{-1} = 368.34$$

$$\xi_a + 0.3788 P_{max} \leq 368.34 \tag{II.10}$$

Cette équation est représentée graphiquement la droite limite du domaine de durée de vie limitée voir la **figure II.6** (droit verre).

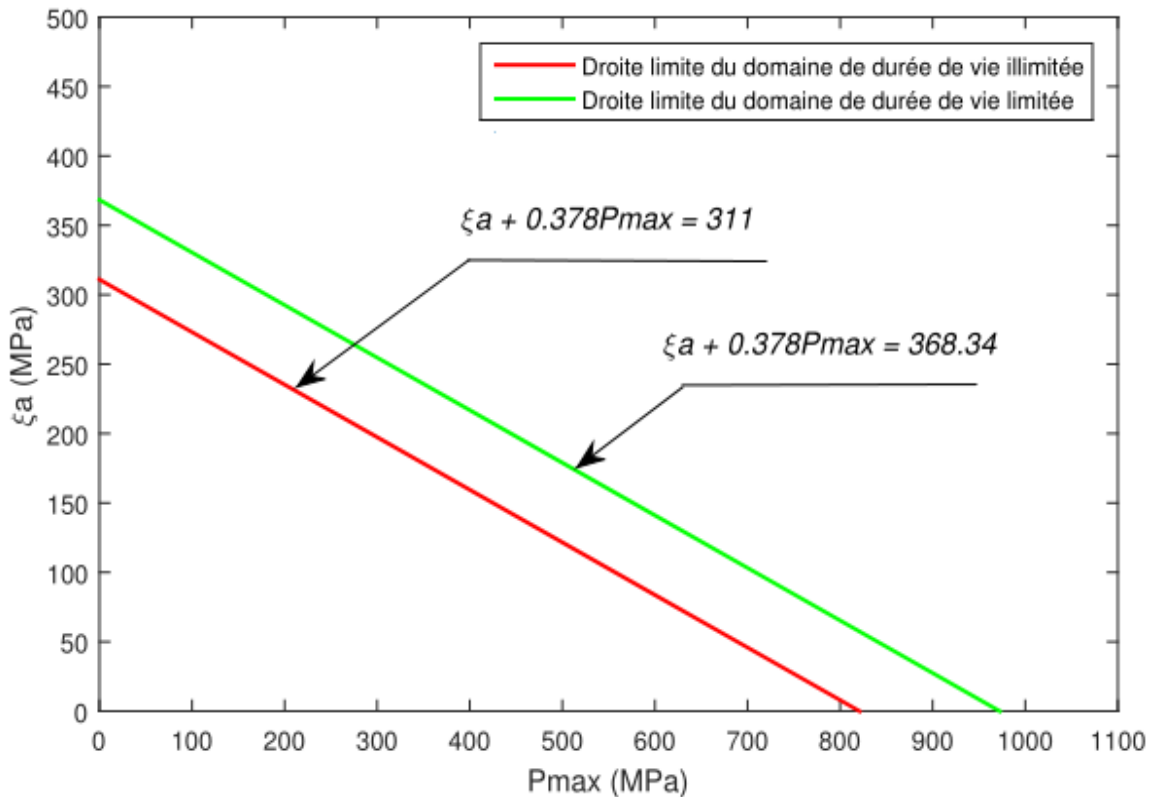


Figure II. 6. Représentation du diagramme de Crossland

Chapitre III

Calcule de la durée de vie

III.1. Introduction :

La plupart des structures mécaniques contiennent des défauts de forme introduits pendant la conception, qui peuvent provoquer l'amorçage et la propagation des fissures et favoriser l'endommagement du matériau, sous l'action des sollicitations mécaniques. Les défauts peuvent aussi se créer après soudage ou par corrosion ou par fois par fatigue, si la structure est soumise à des charges cycliques.

Dans cette partie, nous traitons des pièces présentant des défauts de forme, au nombre de deux (02), tels que le cercle et l'ellipse de différentes tailles. On applique des charges sous forme de traction monotone superposée à une traction alternée, la géométrie et les conditions aux limites sont réalisées via le code ANSYS, pour pouvoir obtenir les champs de contraintes dans n'importe quel point de la structure, et en particulier au niveau des zones de forte concentration de contraintes, zones d'amorçage et propagation des fissures et par conséquent la rupture.

III.2. Structure I

III.2.1. La géométrie de structure I

la première structure est une plaque carrée (75×75) de faible épaisseur $e = 4$ (dimensions en millimètres), qui présente un défaut de forme circulaire de Rayon R, afin de montrer la zone où les contraintes sont maximales **figure III.1.**

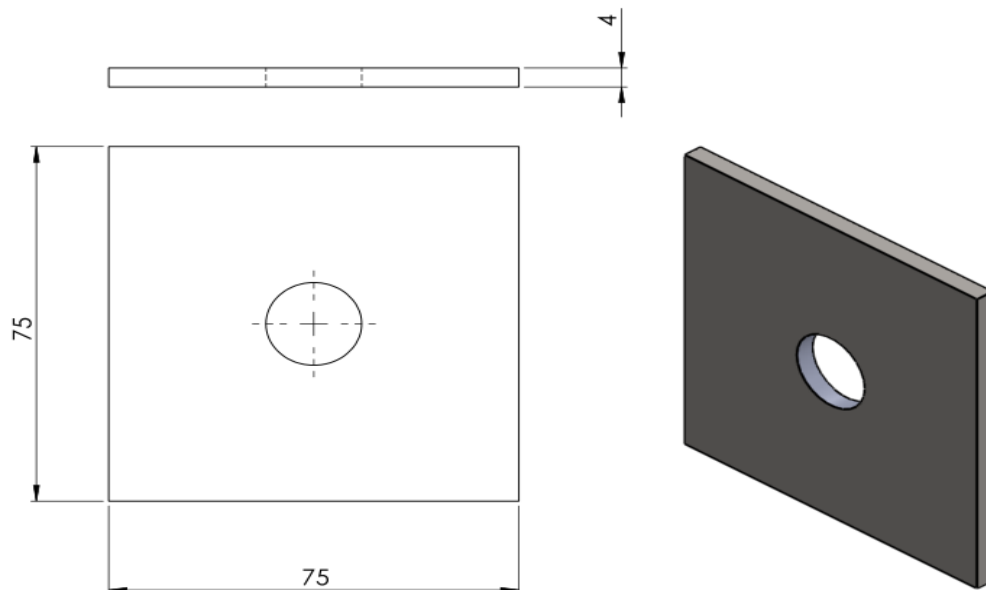


Figure III. 1. *Représentation Géométrie de structure I.*

III.2.2. Conditions aux limites de la structure I :

La plaque est soumise à une traction monotone suivant la direction x et une traction alternée suivant la direction y sous forme d'un signal sinusoïdal dont l'amplitude est égal a $\sigma_a = 200$ MPa Comme indique la **figure III.2** et selon la formule (III.1)

$$\sigma_a(t) = \sigma_a \sin(100 t) \tag{III.1}$$

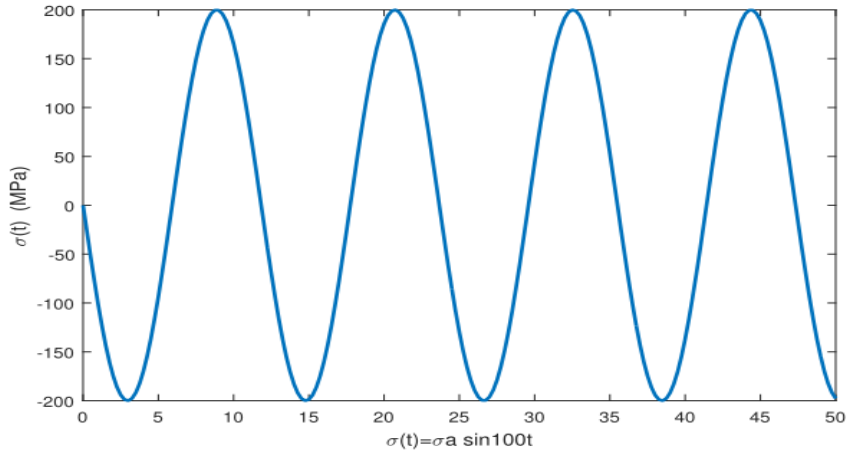


Figure III. 2. Forme du signal de la contrainte alternée.

Figure III.3 montre la superposition des contraintes ainsi que les conditions aux limites.

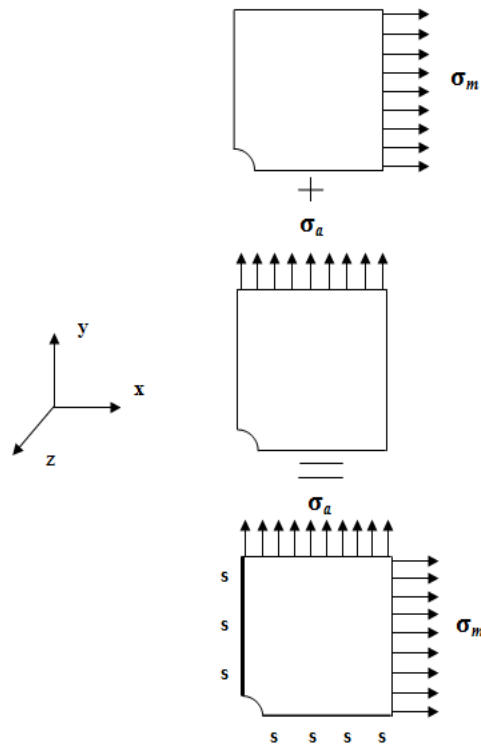


Figure III. 3. Modélisation en 2D de structure I.

III.2.3. Maillage de la structure I:

Le maillage de la structure que nous avons adopté pour cette étude est présenté dans la **figure III.4**. Il est modélisé par le quart de la géométrie totale (présence de symétrie géométrique suivant l'axe x et l'axe y). Ceci permet de rendre les calculs plus simples et plus rapides (ANSYS permet de simplifier la modélisation et les calculs). La forme de maillage étant ordonnée (mapped mesh). Nous avons utilisé un type d'éléments finis sous forme de quadrilatérale. Ce type d'éléments est constitué de 8 nœuds (plane 183).

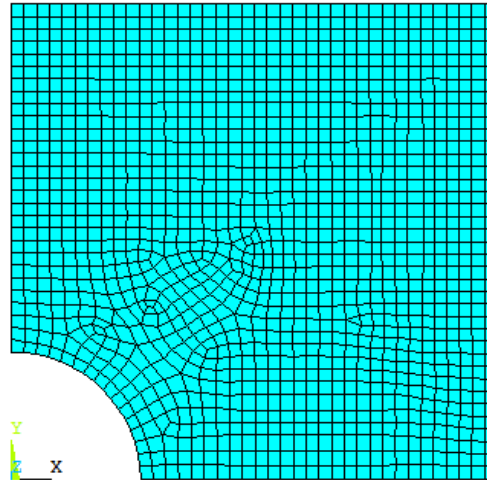


Figure III. 4. Présentation du maillage d'un quart de structure I

III.2.4. Détermination de la zone critique :

Nous allons solliciter la structure par une succession de chargements tout en gardant les mêmes conditions aux limites. Les valeurs des charges appliquées ainsi que les résultats obtenus sont résumés dans le **tableau III.1**. La zone critique est représentée par un élément de maillage appelé élément critique « 1332 ». Il est montré sur la **figure.III.5**.

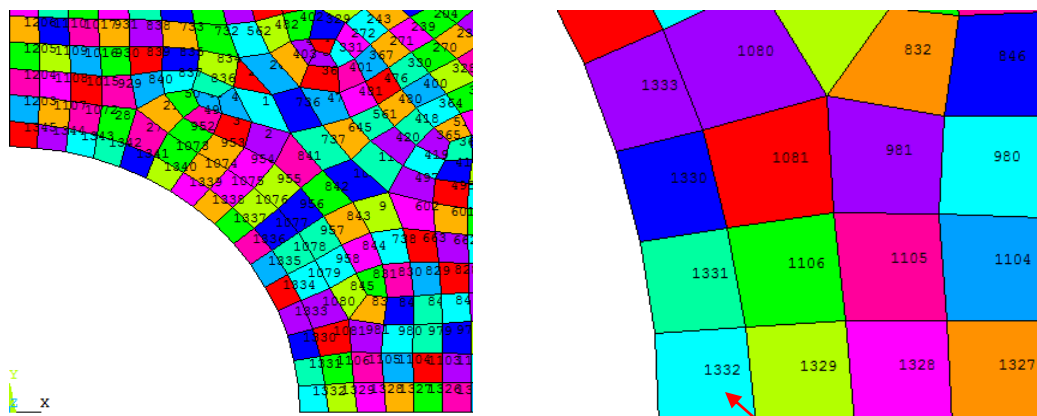


Figure III. 5. Position de l'élément 1332

Tableau III. 1. Détermination de la zone critique .

R	σ_m (MPa)	Pmax (MPa)	ξ_a (MPa)	σ_{eq} (MPa)	Elément critique
	σ_a (MPa)				
10	60	88.2107	183.552	216.966	1332
	100				
	110	123.629	275.328	322.158	1332
	150				

D’après les résultats obtenus par application d’une série des chargements **tableau III.1**, on constate que l’élément critique ne change pas de position quelle que soit l’intensité de chargement appliqué. Les zones les plus critiques de la structure sont montrées dans la **figure III.6** pour l’application de la contrainte monotone, et la **figure III.7** pour l’application de la contrainte alternée.

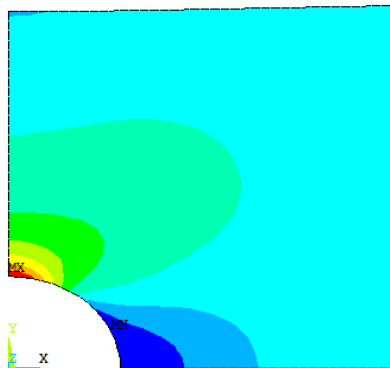


Figure III. 6. Zone critique pour une contrainte de traction monotone. (σ_m) R=10

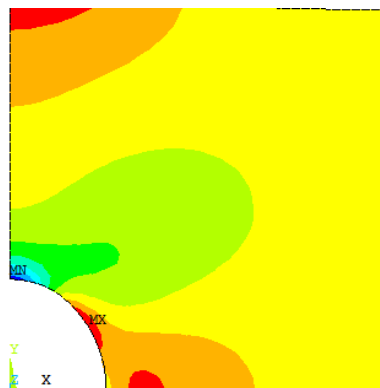


Figure III. 7. Zone critique pour une contrainte de traction alternée. (σ_a). R=10

On remarque que :

- ✓ les deux zones (colorée en rouge) ne sont pas confondues.
- ✓ le champ des contraintes dans la zone critique 2 (**figure III.9 plus claire**) est supérieur à celui dans la zone critique 1 qui est représenté **plus clairement** dans la **figure III.8**

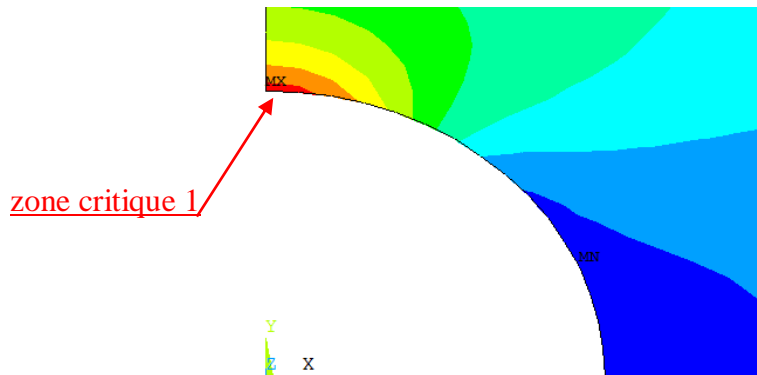


Figure III. 8. Zone critique pour une contrainte de traction monotone **plus claire**

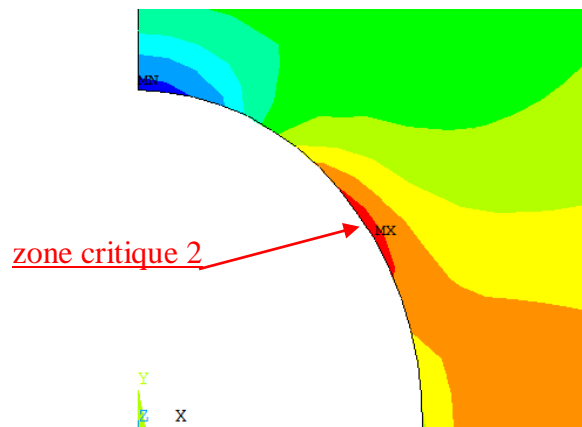


Figure III. 9. Zone critique pour une contrainte de traction alternée **plus claire**

III.2.5. Raffinement du maillage de la structure I:

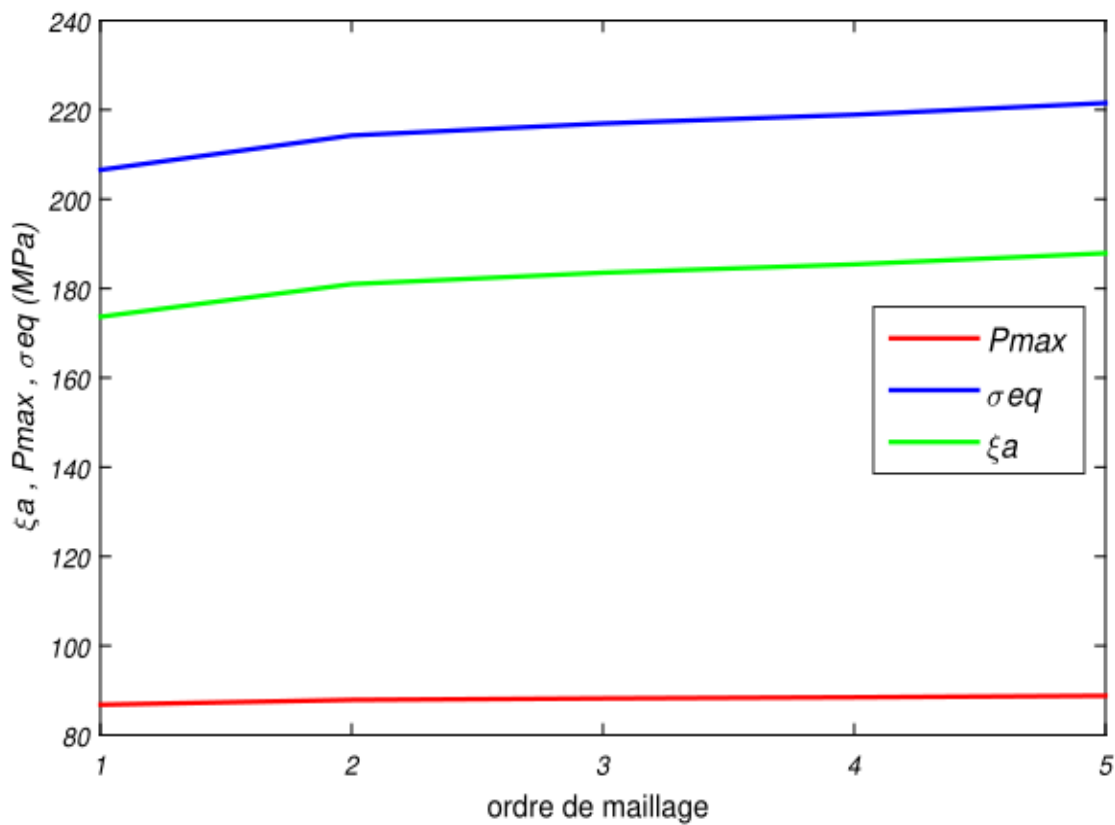
Le maillage est une procédure de décomposition de la structure en éléments finis. Il est indispensable pour déterminer les champs de contraintes surtout dans les zones critiques. Afin de vérifier la convergence des paramètres recherchés: P_{max} , ξ_a et σ_{eq} , nous avons utilisé plusieurs tailles d'éléments, En fixant une combinaison de chargement telle que :

$\sigma_a = 100$ MPa et $\sigma_m = 60$ MPa. Le maillage final que nous avons choisi est tel que la taille des éléments n'a plus d'influence sur les résultats obtenus. Le **tableau III.2** regroupe ces résultats.

Tableau III. 2. Résultats du Raffinement du maillage.

Ordre	1	2	3	4	5
P_{\max}	86.8148	87.8641	88.2107	88.4684	88.7981
σ_{eq}	206.565	214.278	216.966	218.935	221.544
ξ_a	173.679	180.995	183.552	185.423	187.907
Nombre d'élément	602	1126	1345	1663	2075

Les résultats de ce tableau sont présentés sous formes de courbes **figure III.10**

**Figure III. 10.** ordre de maillage en fonction les paramètre de Crossland

.On constate d'après cette figure que :

- ✓ P_{\max} converge rapidement en fonction de la diminution de la taille des mailles, elle tend vers une asymptote de 88 MPa.
- ✓ ξ_a présente une légère variation par rapport à P_{\max} , cela est dû au taux de calcul effectué par le logiciel. Sa valeur converge vers une asymptote de 188 MPa.
- ✓ σ_{eq} suit la même loi puisqu'il est déduit d'une relation linéaire reliant les deux autres paramètres.

III.2.6. Calcule la durée de vie :

Comme on a mentionné dans le chapitre précédent, Les durées de vie sont calculées à partir d'un programme établi en langage « MATLAB », dont l'organigramme est montré sur la **figureII.1.**

Il est à noter que si : la durée de vie inférieure à 81254 cycles, on note ce type de chargement (hors domaine : H.D) ceci relève du domaine de fatigue oligocyclique, et si la durée de vie est limitée entre 81254 cycles et 10^7 cycles, on note ce type de chargement est dans le domaine "limité", finalement si la durée de vie est illimitée si elle est supérieure à 10^7 cycles, on note ce type de chargement "illimité".

Le **tableau III.3** résume les valeurs de la durée de vie et des paramètres de Crossland pour différentes valeurs de chargement appliqué (σ_m, σ_a), avec la variation du rayon du cercle :

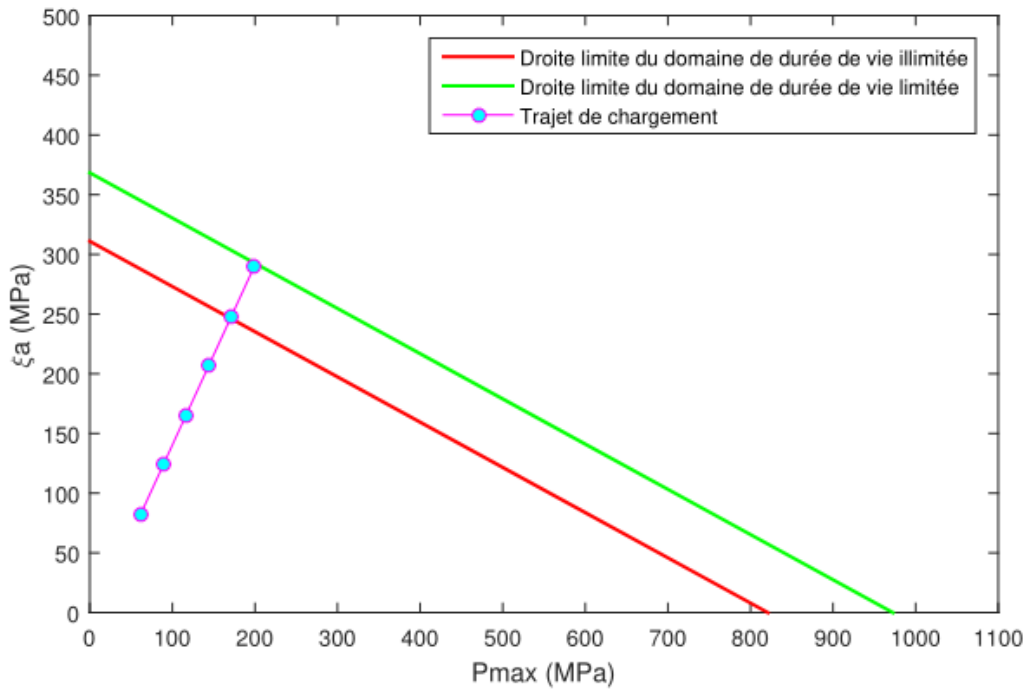
Tableau III. 3.Chargements appliqués et résultats obtenus.

R	σ_m (MPa)	σ_a (MPa)	P_{max} (MPa)	ξ_a (MPa)	σ_{eq} (MPa)	Nombre de cycle
1	60	350	199.055	289.809	365.211	88 900
		300	171.605	248.407	313.411	600 0000
		250	144.155	207.006	261.612	Illimitée
		200	116.704	165.605	209.812	Illimitée
		150	89.2537	124.204	158.013	Illimitée
		100	61.8033	82.8024	106.214	Illimitée
1.5	60	300	207.196	293.83	372.316	HD
		275	189.792	269.345	343.238	235300
		250	172.388	244.859	310.159	Illimitée
		200	137.581	195.885	248.002	Illimitée
		150	102.773	146.915	185.846	Illimitée
		100	67.965	97.9435	123.689	Illimitée
3	60	300	239.371	364.67	455.344	HD
		250	197.889	303.892	378.852	HD
		225	177.148	273.503	340.606	244000
		200	156.407	243.114	302.36	Illimitée
		150	114.925	182.335	225.869	illimitée
		100	73.4427	121.557	149.377	illimitée
5	60	350	307.818	492.698	609.299	HD
		300	261.755	422.312	521.465	HD
		250	215.692	351.927	433.613	HD
		200	169.628	281.542	345.797	185100

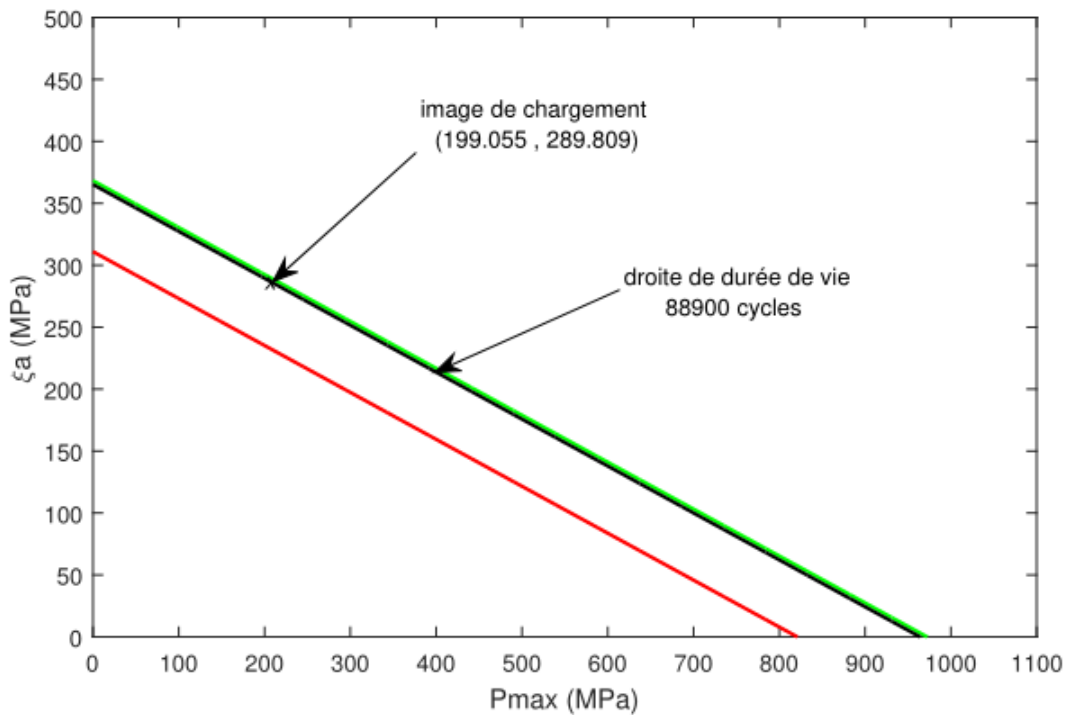
		150	123.565	211.156	257.962	illimitée
		100	77.5014	140.771	170.128	illimitée
10	60	350	373.893	642.431	784.062	HD
		300	316.757	550.655	670.643	HD
		250	259.62	458.879	557.224	HD
		200	202.484	367.104	433.804	HD
		150	145.347	275.328	330.385	512200
		100	88.2107	183.552	216.966	illimitée
15	60	300	407.545	740.308	894.686	HD
		250	332.127	616.923	742.733	HD
		200	256.708	493.539	590.78	HD
		150	181.29	370.154	438.827	HD
		125	143.581	308.462	362.85	95500
		100	105.871	246.769	286.873	illimitée

III.2.7. Présentation et discussion des résultats :

Pour étudier l'effet du défaut sur la tenue à la fatigue, déjà il faut voir les paramètres qui influencent sur cette tenue, on représente graphiquement les résultats récapitulant dans le **tableau III.3** pour les différents taille de défaut avec les sollicitations en phase .



-a-

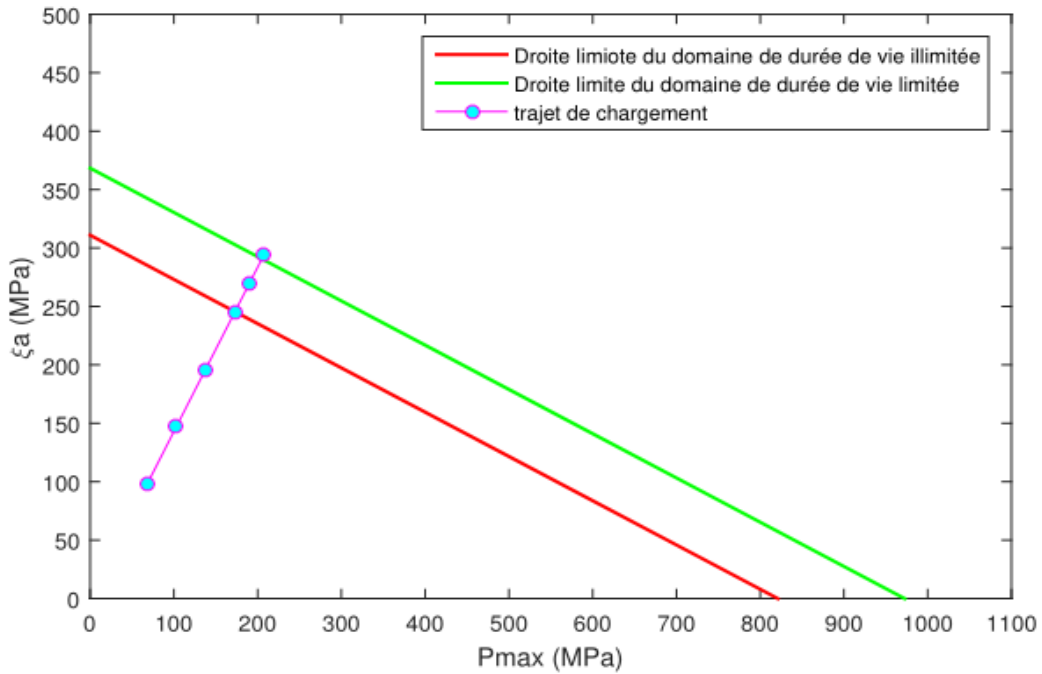


-b-

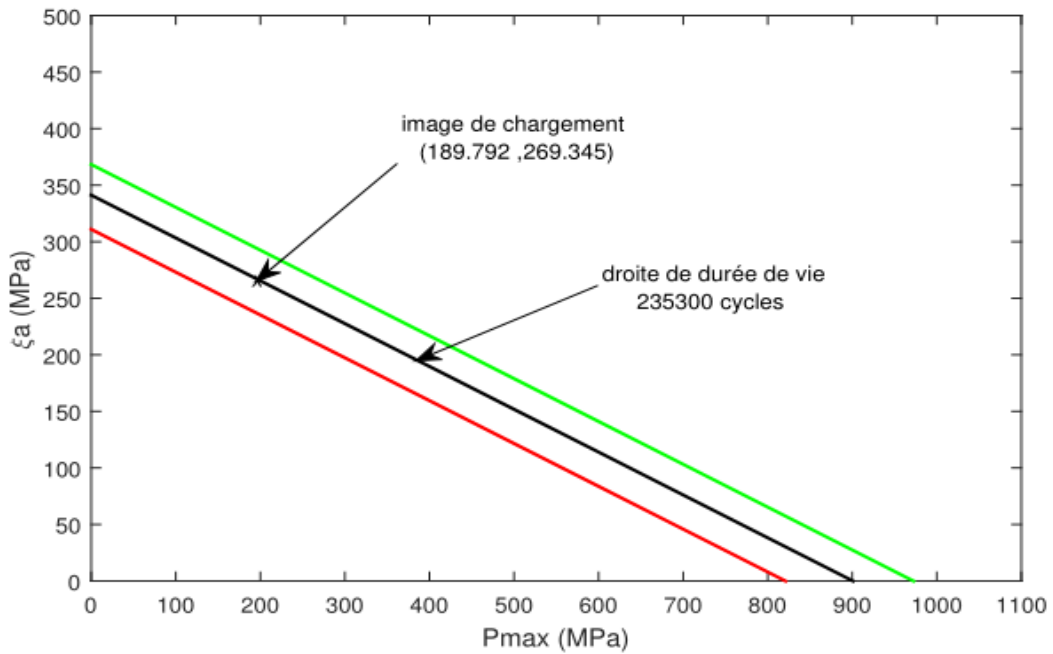
Figure III. 11. Diagramme de Crossland présentant pour $R=1$:

-a- : trajet de chargement ($\sigma_m=60$ MPa)

-b- : position de la droite avec $\sigma_a=350$ MPa



-a-

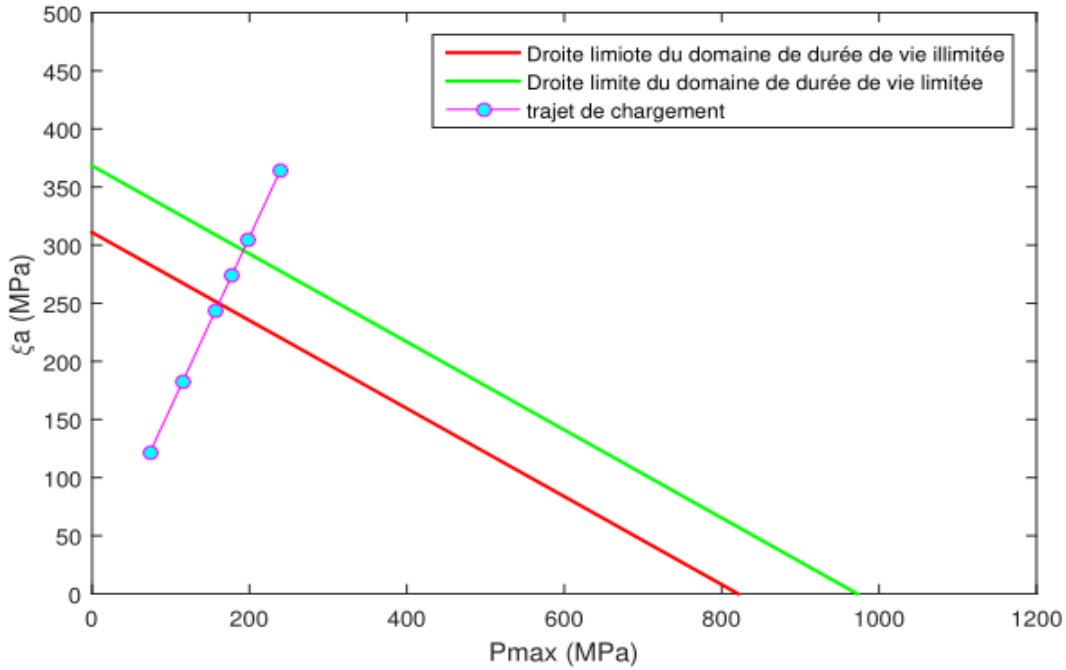


-b-

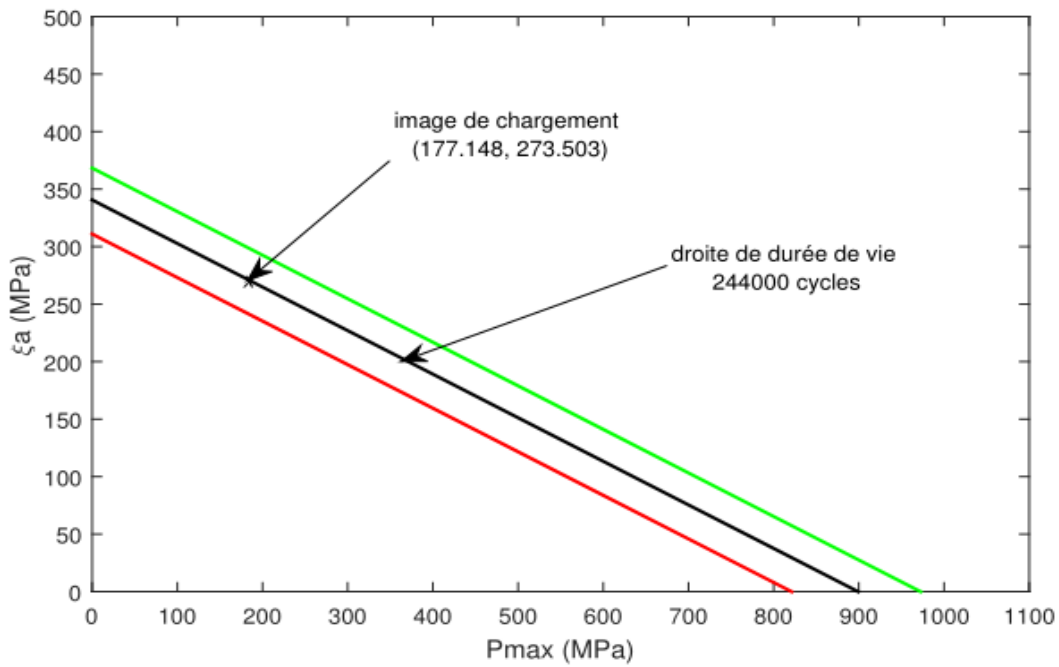
Figure III. 12. Diagramme de Crossland présentant pour $R = 1.5$

-a - :trajet de chargement ($\sigma_m = 60 \text{ MPa}$)

-b- : position de la droite avec $\sigma_a = 275 \text{ MPa}$



-a-

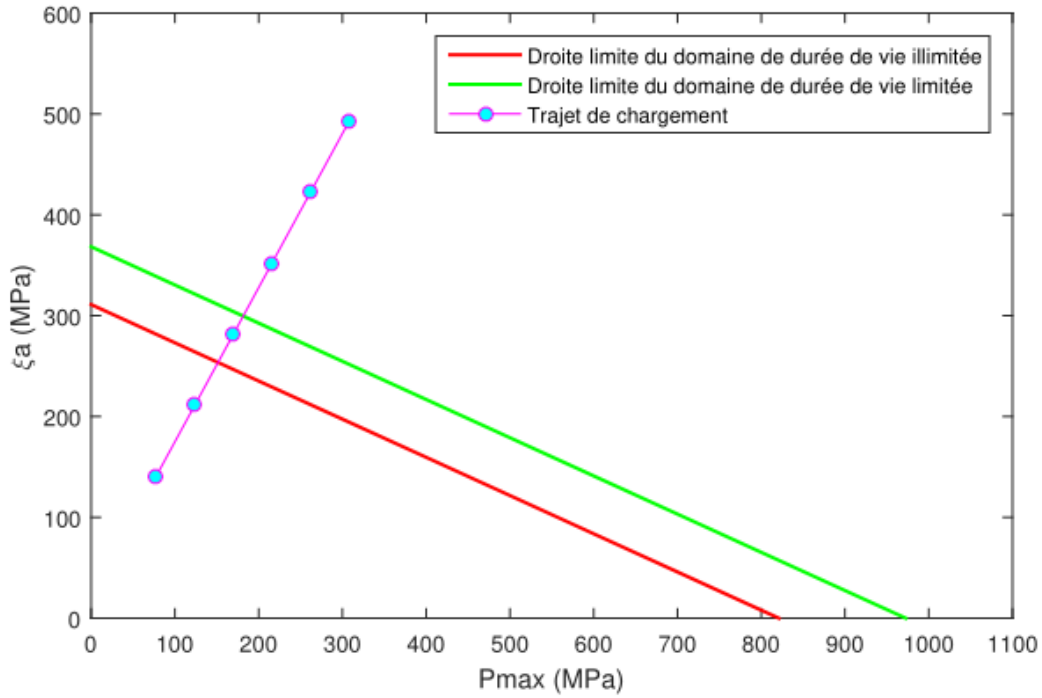


-b-

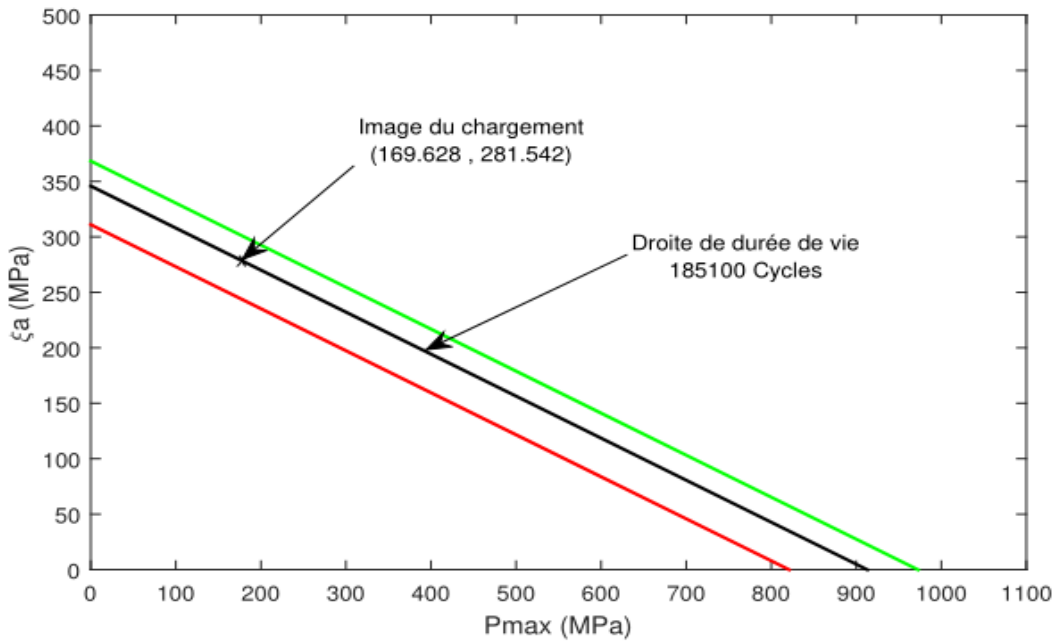
Figure III. 13. Diagramme de Crossland présentant pour $R = 3$:

-a - :trajet de chargement ($\sigma_m = 60 \text{ MPa}$)

-b- : position de la droite avec $\sigma_a = 225 \text{ MPa}$



-a-

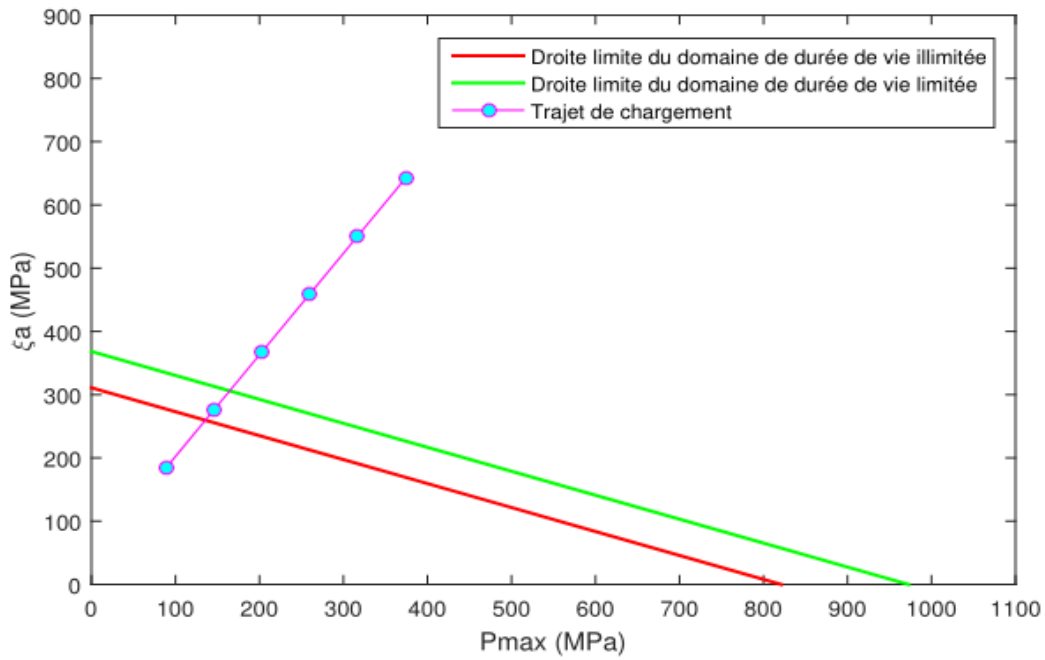


-b-

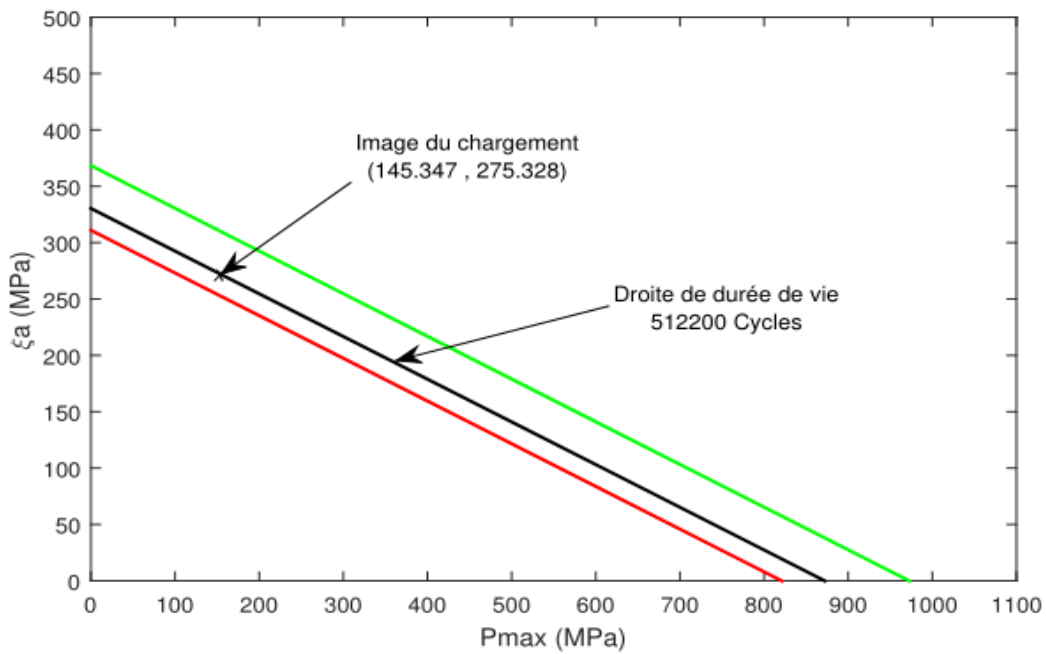
Figure III. 14. Diagramme de Crossland présentant pour $R = 5$:

-a - :trajet de chargement ($\sigma_m = 60 MPa$)

-b- : position de la droite avec $\sigma_a = 200 MPa$



-a-

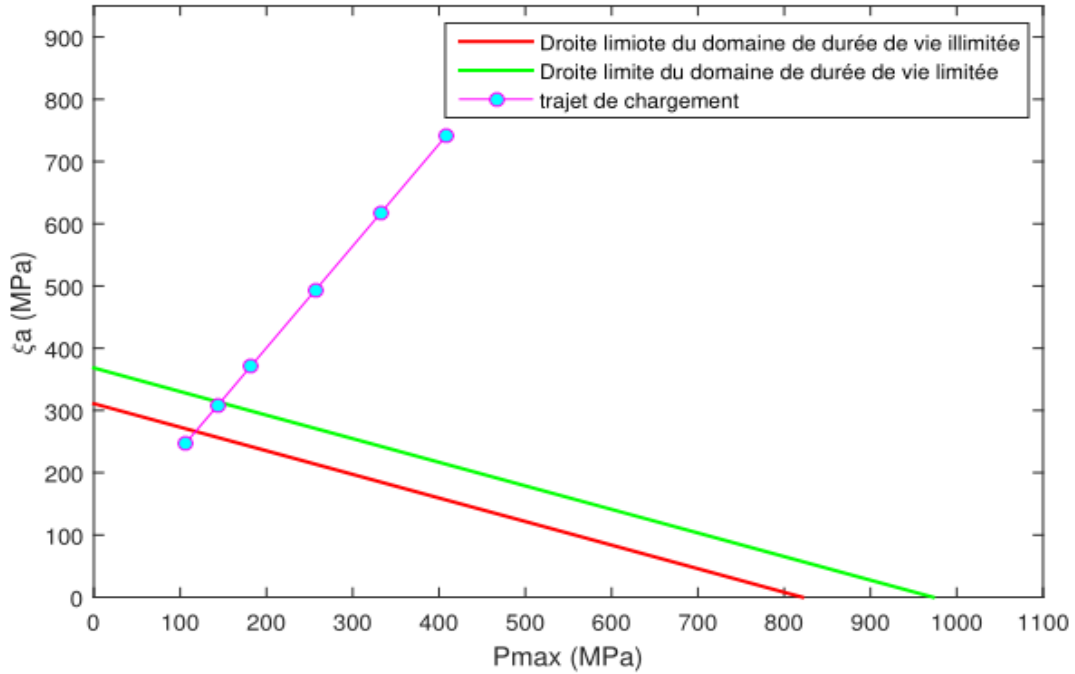


-b-

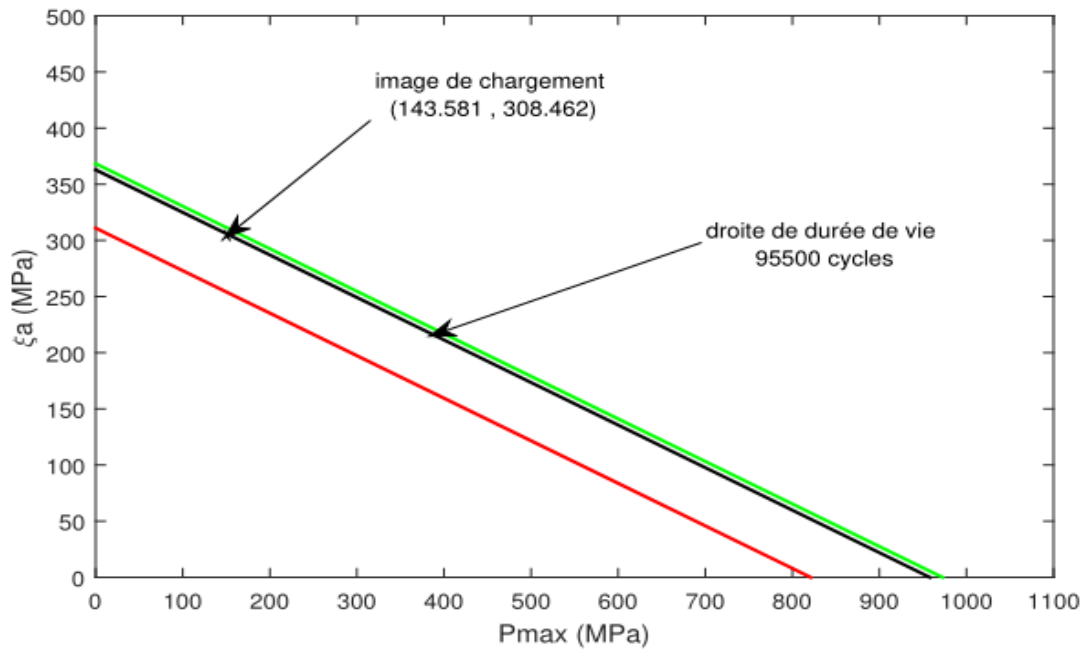
Figure III. 15. Diagramme de Crossland présentant pour $R = 10$:

-a - :trajet de chargement ($\sigma_m = 60 MPa$)

-b- : position de la droite avec $\sigma_a = 150 MPa$



-a-



-b-

Figure III. 16. Diagramme de Crossland présentant pour $R = 15$:

-a - :trajet de chargement ($\sigma_m = 60$ MPa)

-b- : position de la droite avec $\sigma_a = 125$ MPa

La durée de vie dans le cas d'une sollicitation de traction monotone superposée à une traction alternée est présentée graphiquement dans les **figures III.11 à III.16**. Ces figures montrent les droites limites des domaines à durées limitée et illimitée ainsi que les trajets de chargement. Chaque trajet de chargement peut être représenté par un point critique indiquant la charge maximale au cours d'un cycle. Nous appelons ce point "image de chargement". Pour un chargement donné relatif à un couple (σ_m, σ_a) on détermine dans un premier temps "l'image de chargement". Ensuite on cherche la droite du critère de Crossland qui passe par ce point. Enfin, on déduit la durée de vie.

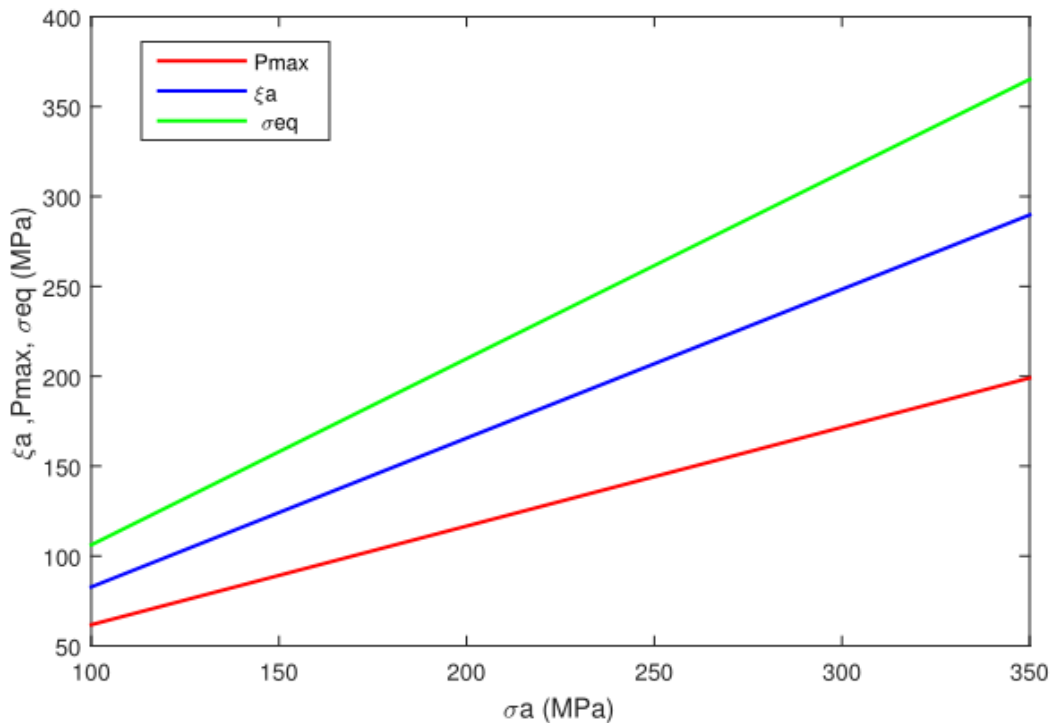


Figure III. 17. la variation des paramètre de Crossland en fonction de la contrainte alterné

La **figure III.17** montre l'évolution des paramètre de Crossland ($P_{max}, \xi_a, \sigma_{eq}$) en fonction de différents chargement donné, dans les trois domaines de fatigue . Pour une taille de défaut $R=1$ et une contrainte moyenne $\sigma_m = 60 MPa$. On remarque que les valeurs des paramètres de Crossland augmente de façon linéaire au fur et à mesure avec l'augmentation de chargement appliqué (contrainte alterné) .

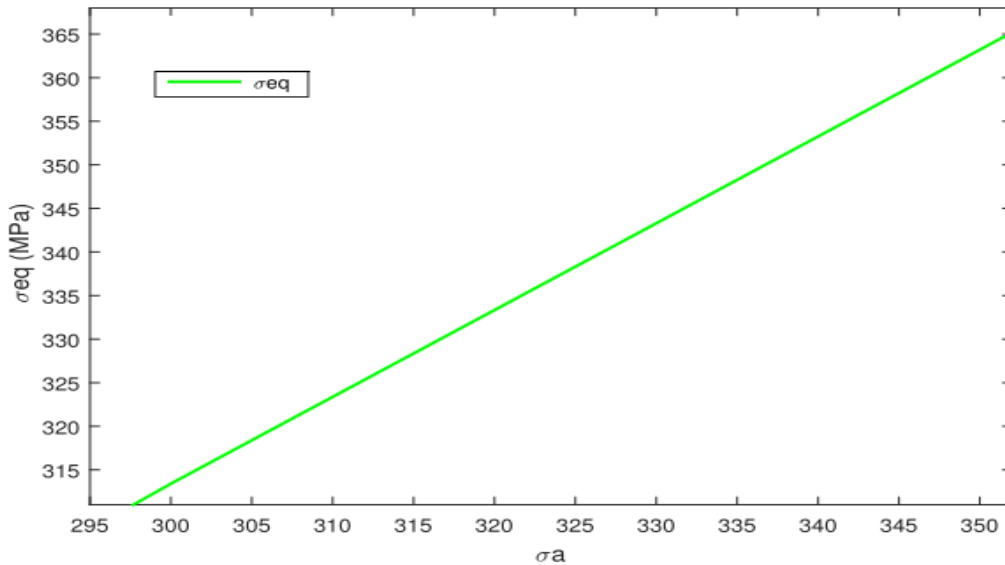


Figure III. 18. *variation de contrainte équivalente en fonction de la contrainte alterné dans le domaine limitée*

La **figure III.18** représente la variation de la contrainte équivalente σ_{eq} en fonction de différentes valeurs de la contrainte alternée σ_a , dans le domaine limité allant d'un intervalle de 311 à 368MPa, cela lui correspond a une variation de σ_{eq} dans l'intervalle variant de 297 à 352MPa.

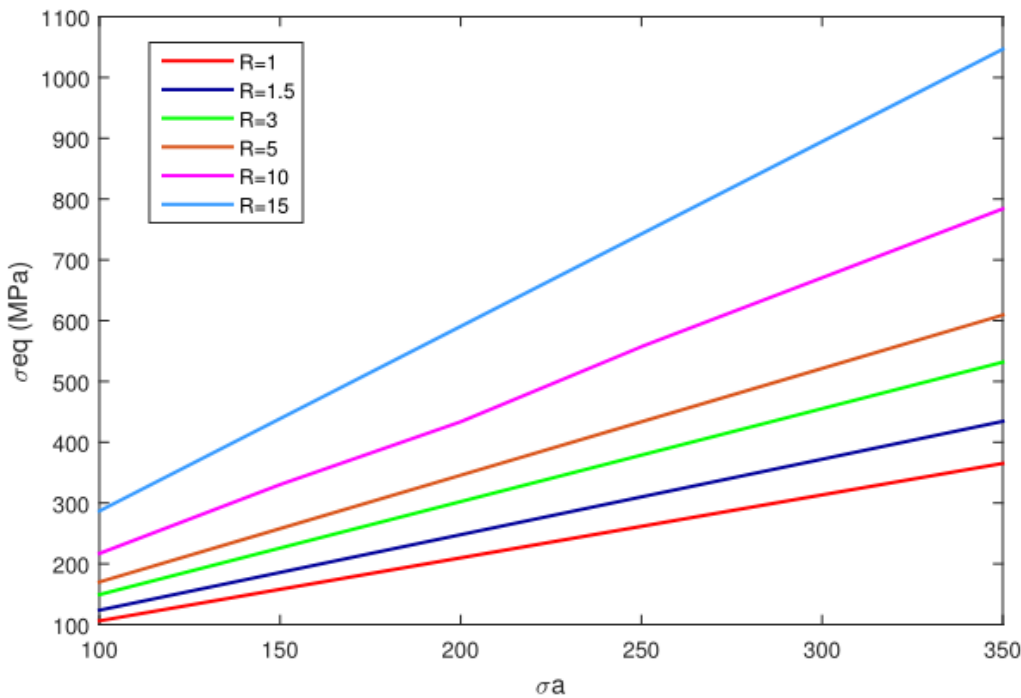


Figure III. 19. *variation de contrainte équivalente sur les différents tailles de défauts en fonction de contrainte alternée avec la variation de R*

La **figure III.19** illustre l'évolution de contrainte équivalente σ_{eq} en fonction de contrainte alterné σ_a , pour différentes tailles de défauts. La représentation est faite pour six rayons différents (R=1, 1.5, 3, 5, 10, 15 mm). On constate que la contrainte équivalents est maximale pour la valeur $\sigma_a=350$ Mpa. Par ailleurs lorsque le chargement appliqué $\sigma_a=100$ Mpa, les valeurs de σ_{eq} sont quasiment faibles .On note aussi que plus la taille du défaut est grande avec σ_a aussi grande plus le type de chargement (hors domaine : H.D) la structure est faible, $\sigma_{eq}(r = 15) > \sigma_{eq}(r = 10) > \sigma_{eq}(r = 5) > \sigma_{eq}(r = 3) > \sigma_{eq}(r = 1.5) > \sigma_{eq}(r = 1)$.

Tableau III.4 suivant représente l'intervalle correspondra a duré de vie limite pour tous les taille de défauts.

Tableau III. 4. Les intervalles correspondent a dure de vie limite

Rayon	1	1.5	3	5	10	15
Intervalle de σ_a Dans le domaine limité	[207 ; 350]	[251; 296]	[206; 243]	[180; 212.8]	[141.5; 164]	[107.5; 127]

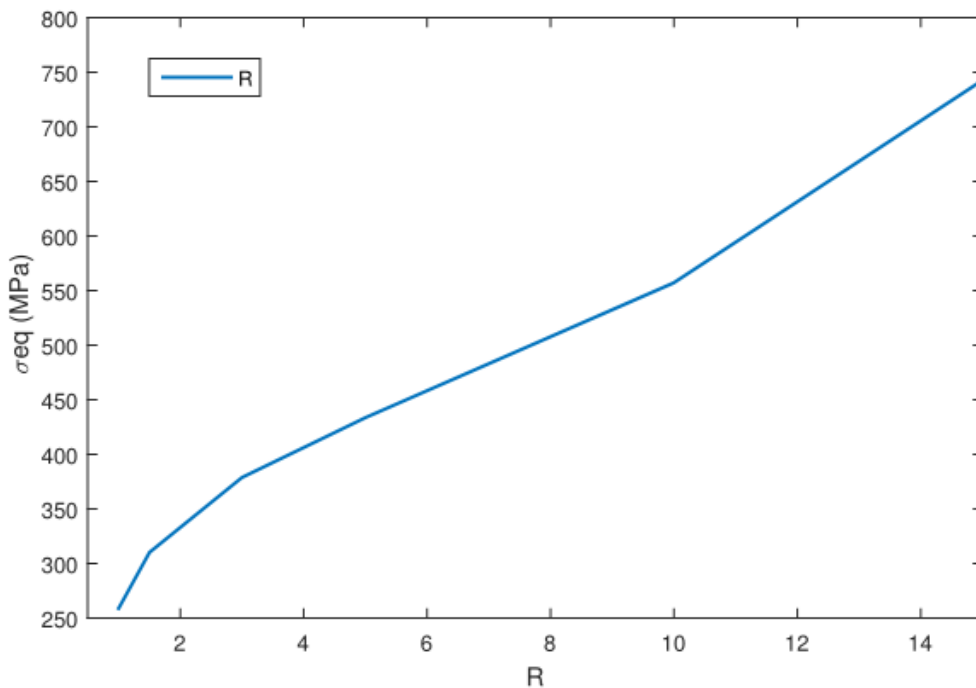


Figure III. 20. variation de contrainte équivalente en fonction des tailles de défauts

Nous présentons sur la **figure III.20**, les résultats obtenus pour la contrainte équivalente en fonction des tailles de défauts, et nous avons fixé la contrainte alterne $\sigma_a=250\text{Mpa}$. On signale que : tant que la taille des défauts est grande, la contrainte équivalente σ_{eq} est importante, ce qui montre que la variation de rayon influence sur les paramètres de Crossland, et qu'il y a la présence de zone de forte concentration de contraintes.

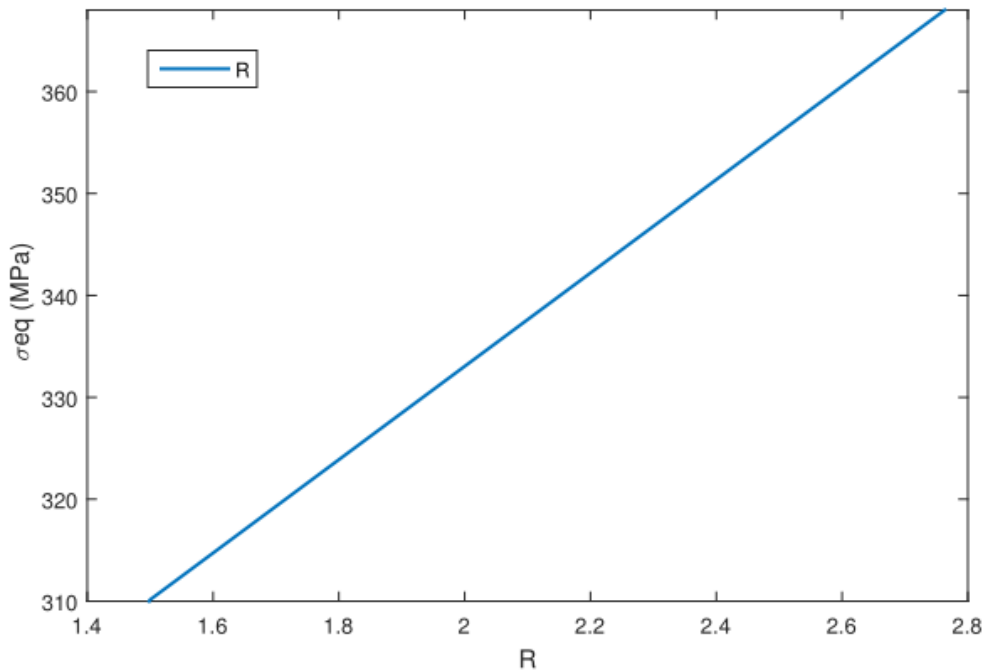


Figure III. 21.*variation de contrainte équivalente en fonction des tailles de défauts dans le domaine limitée*

La **figure III.21** représente la variation de contrainte équivalente σ_{eq} des tailles de défauts dans le domaine limitée allant d'un intervalle de 311 à 368MPa, cela lui correspond a une variation de R dans l'intervalle variant de R= 1.52 à 2.72 mm.

III.3. Structure II:

III.3.1. La géométrie de structure II :

La deuxième structure est une plaque carrée (75×75) de faible épaisseur $e=4$ (dimensions en millimètres), qui présente un défaut de forme elliptique de rayon R et r . **figure III.22**

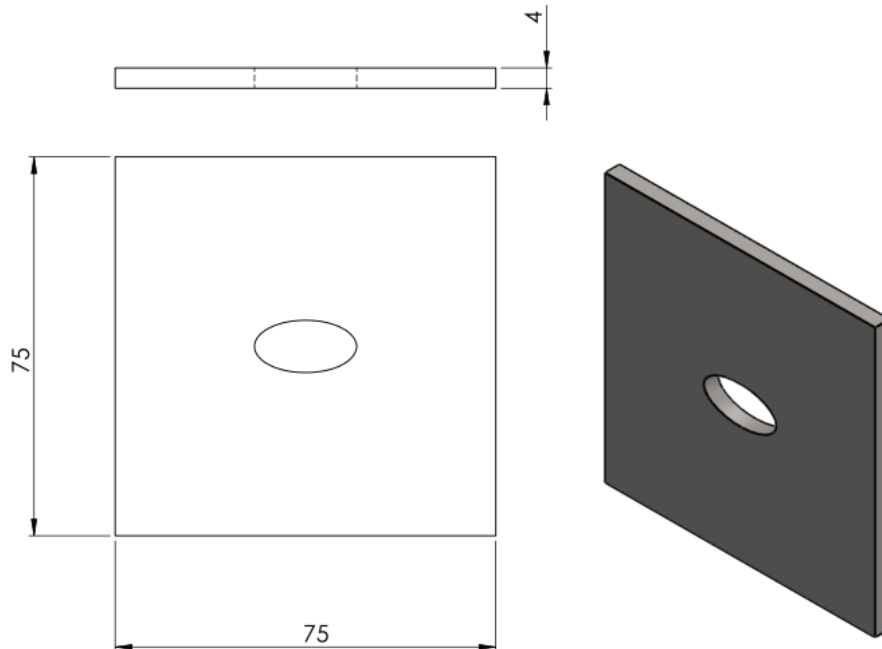


Figure III. 22. Représentation Géométrie de structure II.

III.3. 2. Conditions aux limites de la structure II :

Comme en a fait avec la première structure en refait avec la deuxième. De la même façon la plaque est soumise à une traction statique suivant la direction x et une traction alternée suivant la direction y sous forme d'un signal sinusoïdal dont comme indique la **figure III.3** et de la formule de l'équation **III.1**.

La **figure III.23** montre la superposition des contraintes ainsi que les conditions aux limites.

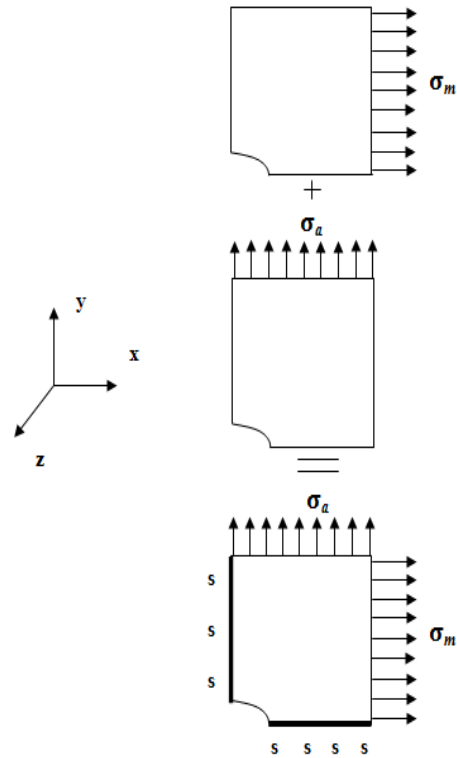


Figure III. 23.Modélisation en 2D de structure II.

III.3.3. Maillage de la structure II:

Comme nous avons vu dans l’application précédente le maillage de cette structure est présenté dans la **figure III.24** (mailles quadrilatérales a 8 nœuds).

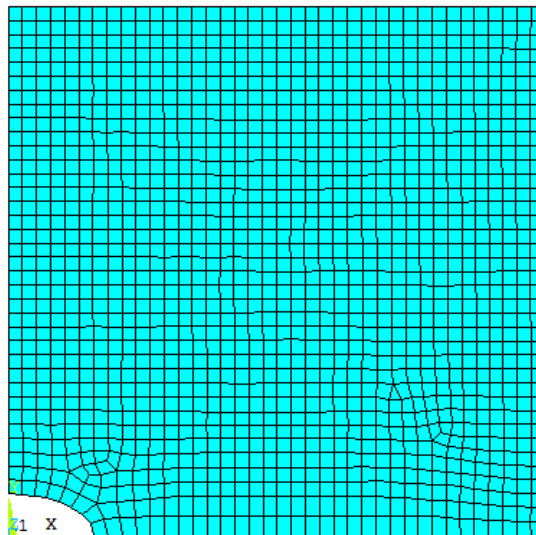


Figure III. 24.Présentation du maillage d’un quart de structure II

III.3.4. Détermination de la zone critique :

On applique, de la même façon que précédemment, une série de chargements on varie les chargements en gardant les mêmes conditions aux limites la contrainte alternée et en fixant la contrainte de monotone traction.

Les résultats obtenus sont résumés dans le *tableau III.5.*

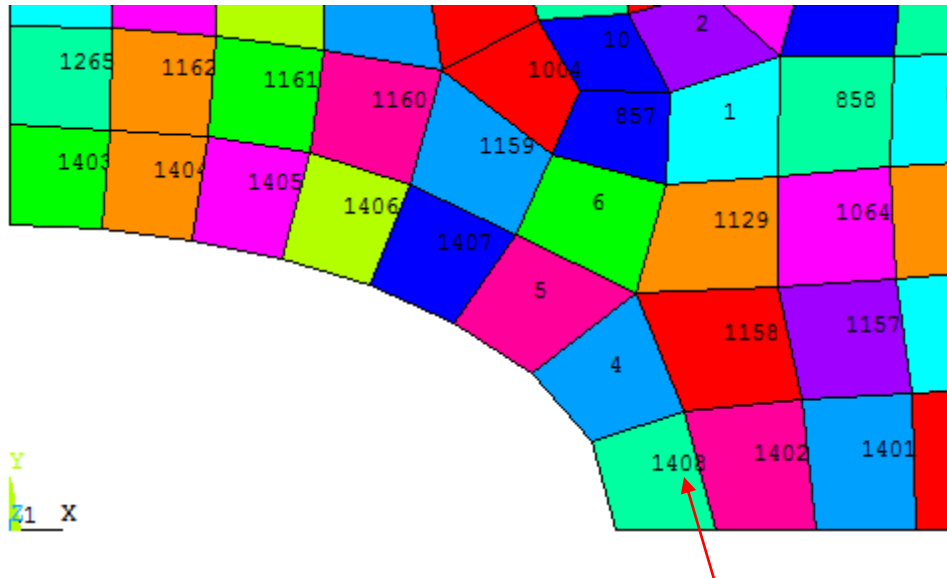


Figure III. 25. Position de l'élément 1408

Tableau III. 5. Détermination de la zone critique.

R	σ_m (MPa)	Pmax (MPa)	ξ_a (MPa)	σ_{eq} (MPa)	Elément critique
	σ_a (MPa)				
3	60	129.552	184.069	233.143	1408
	100				
6	110	298.432	418.338	531.384	1408
	150				

D'après le **tableau III.5**, nous constatons que l'élément critique «1408 » ne change pas de position quelque soit les valeurs des chargements appliqués. Les zones les plus critiques de

la structure sont montrées dans la **figure III.26** pour l'application de la contrainte monotone (σ_m), et la **figure III.27** pour l'application de la contrainte alternée maximale (σ_a).

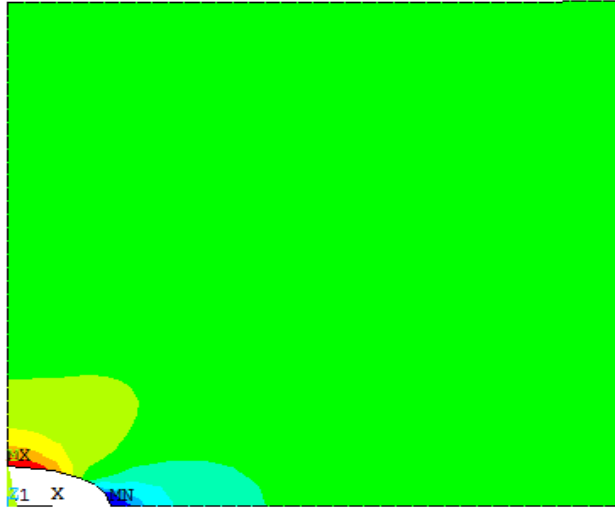


Figure III. 26. *Zone critique pour une contrainte de traction monotone $R=3, r=6$*

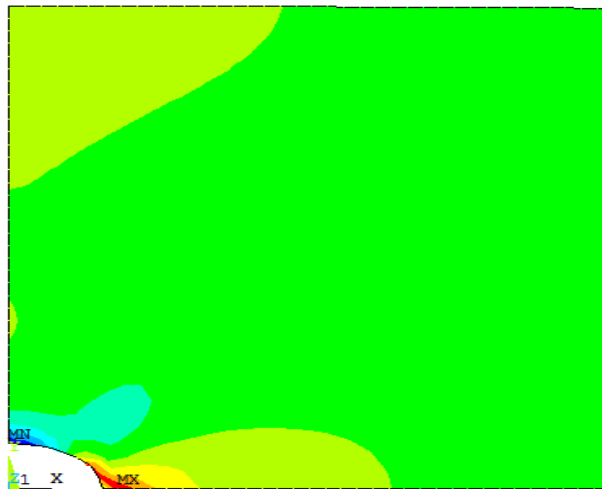


Figure III. 27. *Zone critique pour une contrainte de traction alternée $R=3, r=6$*

on remarque que :

- ✓ les deux zones (colorée en rouge) ne sont pas confondues.
- ✓ Le champ des contraintes dans la zone critique 2 (**figure III.29 plus claire**) est supérieur à celui dans la zone critique 1 qui est représenté **plus clairement** dans la **figure III.28**

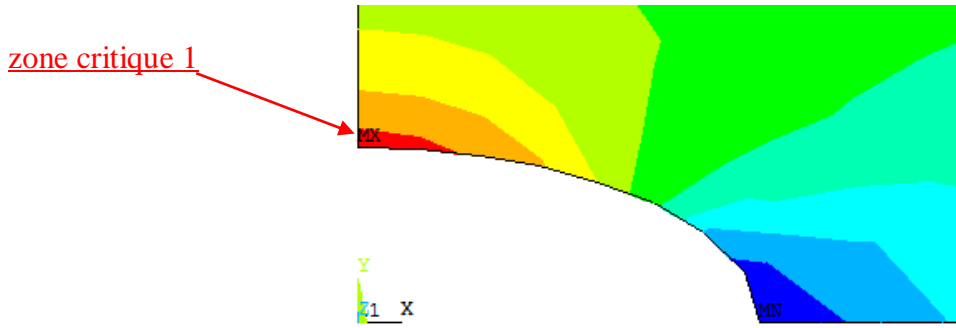


Figure III. 28. Zone critique pour une contrainte de traction monotone plus claire

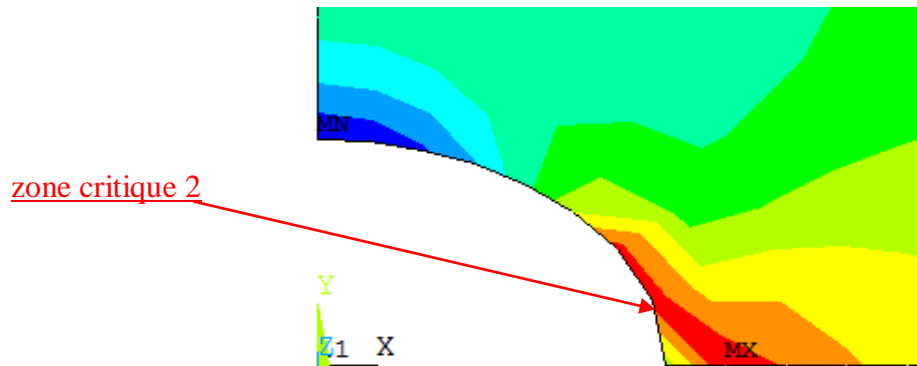


Figure III. 29. Zone critique pour une contrainte de traction alternée plus claire

III.3.5. Raffinement du maillage de la structure II:

Dans cette deuxième application, nous allons raffiner le maillage de la structure afin de vérifier la convergence des paramètres. Nous fixons une combinaison de sollicitations telle que: $\sigma_m = 60 \text{ MPa}$ et $\xi_a = 250 \text{ MPa}$. Le **tableau III.6** récapitule les résultats obtenus.

Tableau III. 6. Résultats du Raffinement du maillage.

Ordre	1	2	3	4	5
P_{max}	276.291	291.026	301.794	314.861	314.153
σ_{eq}	477.468	509.196	536.233	562.609	565.253
ξ_a	372.809	398.955	421.913	443.34	446.251
Nombre d'élément	848	1212	1589	1751	2201

Les résultats de ce tableau sont présentés sous formes de courbes **figure III.30** .Les paramètres tendent vers des asymptotes (convergence des résultats).

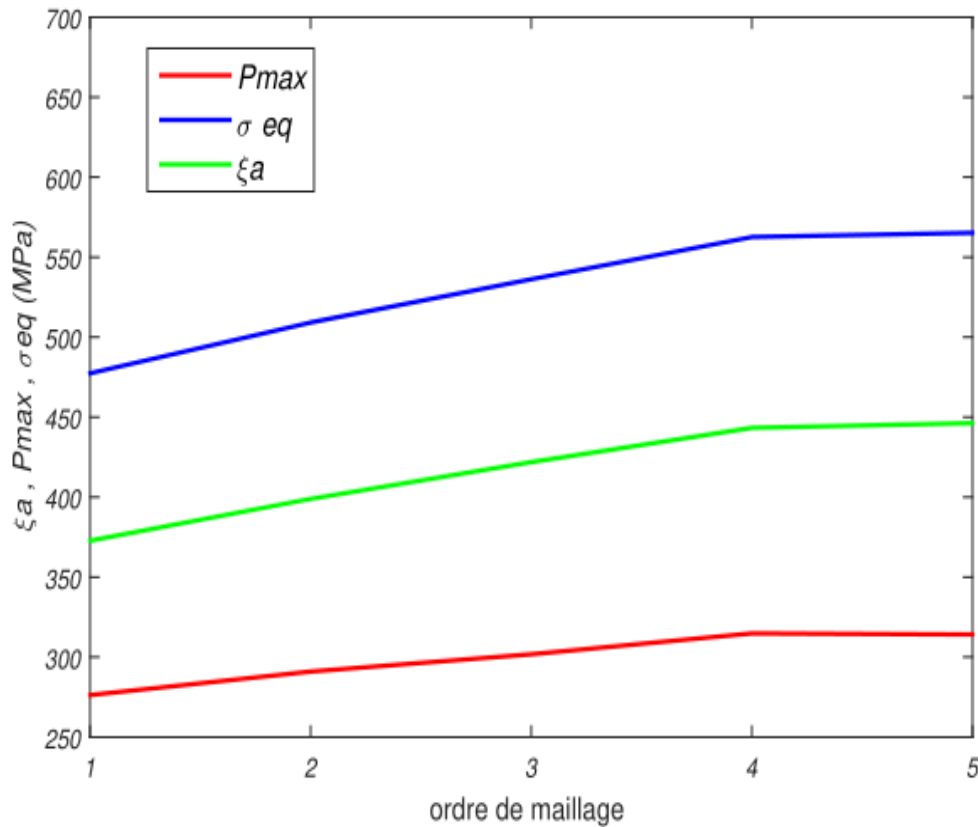


Figure III. 30.*ordre de maillage en fonction les paramètre de Crossland*

III.3.6. Calcul la durée de vie :

On applique la même procédure pour déterminer la durée de vie. On fixe la contrainte moyenne et on varie la contrainte alternée .Le **tableau III.7** résume les résultats obtenus.

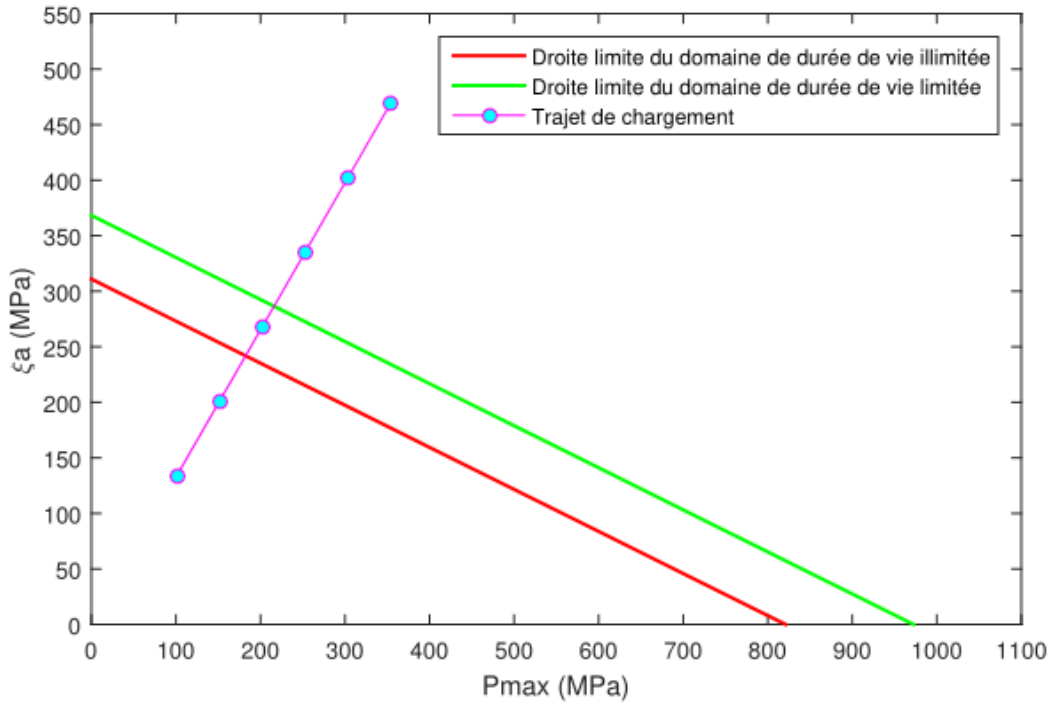
Tableau III. 7. Chargements appliqués et résultats obtenus.

R/r	σ_m (MPa)	σ_a (MPa)	P_{max} (MPa)	ξ_a (MPa)	σ_a (MPa)	Nombre de cycle
R=2 r=4	60	350	354.334	469.877	604.098	HD
		300	303.696	402.752	517.792	HD
		250	253.059	335.626	431.485	HD
		200	202.422	268.501	345.178	190800
		150	151.784	201.376	258.872	illimitée
		100	101.147	134.251	172.565	illimitée
R=3 r=6	60	350	426.595	585.673	747.267	HD
		300	364.711	502.006	640.158	HD
		250	302.827	418.338	533.049	HD
		200	240.943	334.67	425.94	HD
		150	179.059	251.003	318.831	2648200
		100	117.175	167.335	211.721	illimitée
R=4 r=8	60	350	463.82	660.45	836.145	HD
		300	396.188	566.1	716.176	HD
		250	328.556	471.75	596.207	HD
		200	260.923	377.4	476.238	HD
		150	193.291	283.05	356.269	119200
		100	125.659	188.7	236.299	illimitée
R=5		300	447.665	664.391	833.966	HD
		250	370.607	553.659	694.045	HD
		200	293.549	442.927	554.124	HD

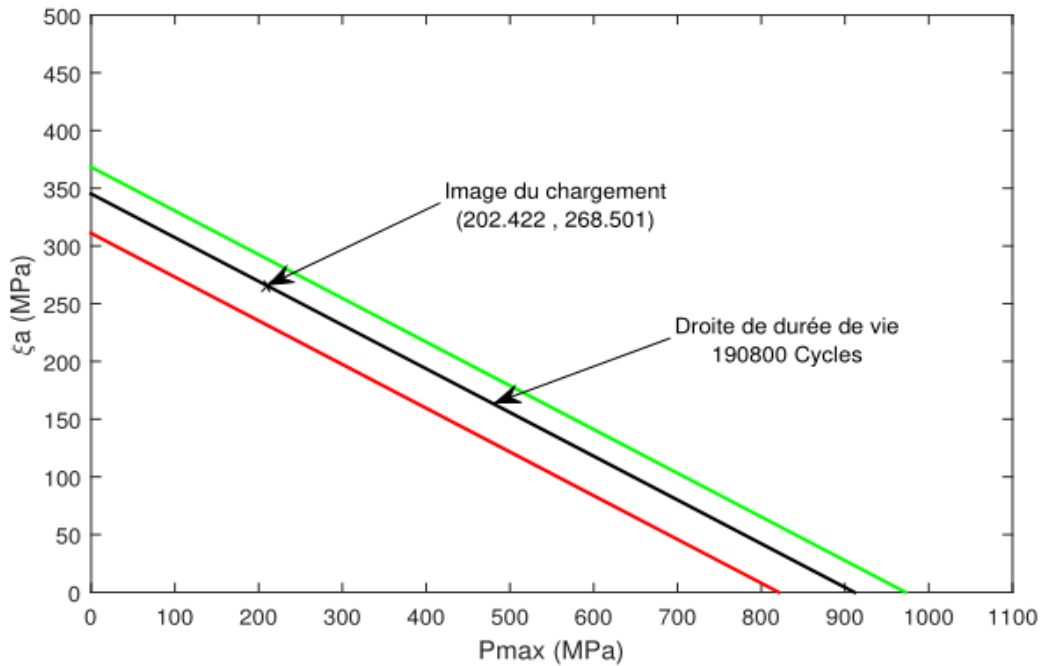
r=10	60	150	216.491	332.196	414.202	HD
		125	177.962	276.83	344.241	200000
		100	139.433	221.464	274.281	illimitée
R=10 r=15	60	350	581.22	946.108	1166.27	HD
		300	493.722	810.95	997.972	HD
		250	406.224	675.791	829.669	HD
		200	318.726	540.633	661.367	HD
		150	231.228	405.475	493.064	HD
		100	143.73	270.317	324.762	946400

III.3.7. Présentation et discussion des résultats :

De la même manière que l'application précédente, on représente graphiquement les résultats obtenus et illustrés dans le **tableau III.7** pour les différents tailles de défaut avec les sollicitations en phase.



-a-

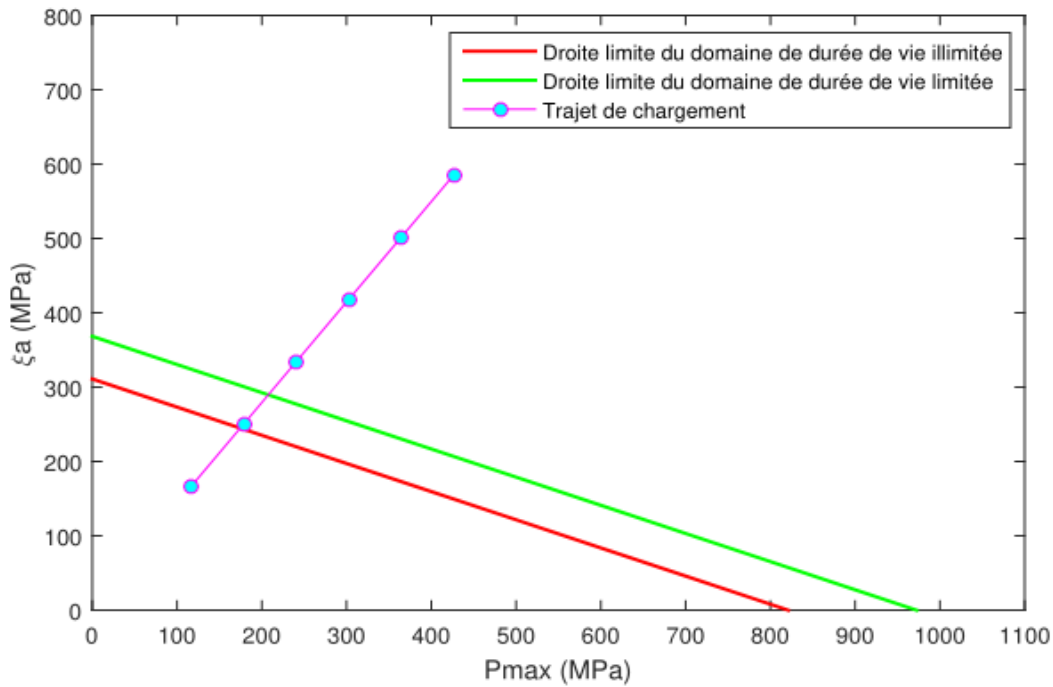


-b-

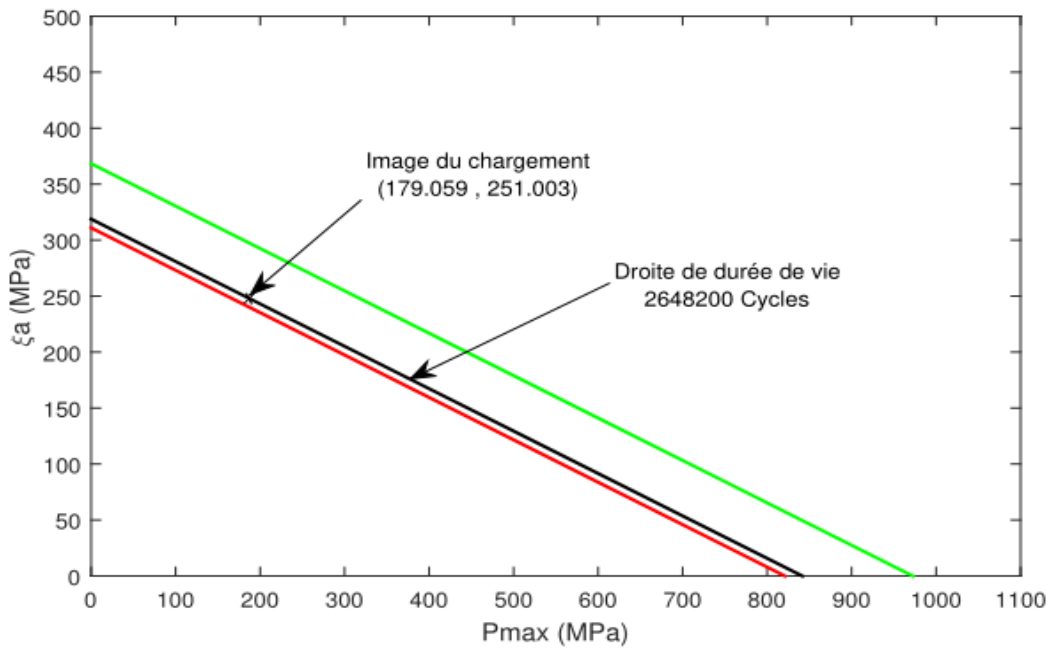
Figure III. 31. Diagramme de Crossland présentant pour $R = 2, r = 4$:

-a - :trajet de chargement ($\sigma_m = 60$ MPa)

-b- : position de la droite avec $\sigma_a = 200$ MPa



-a-

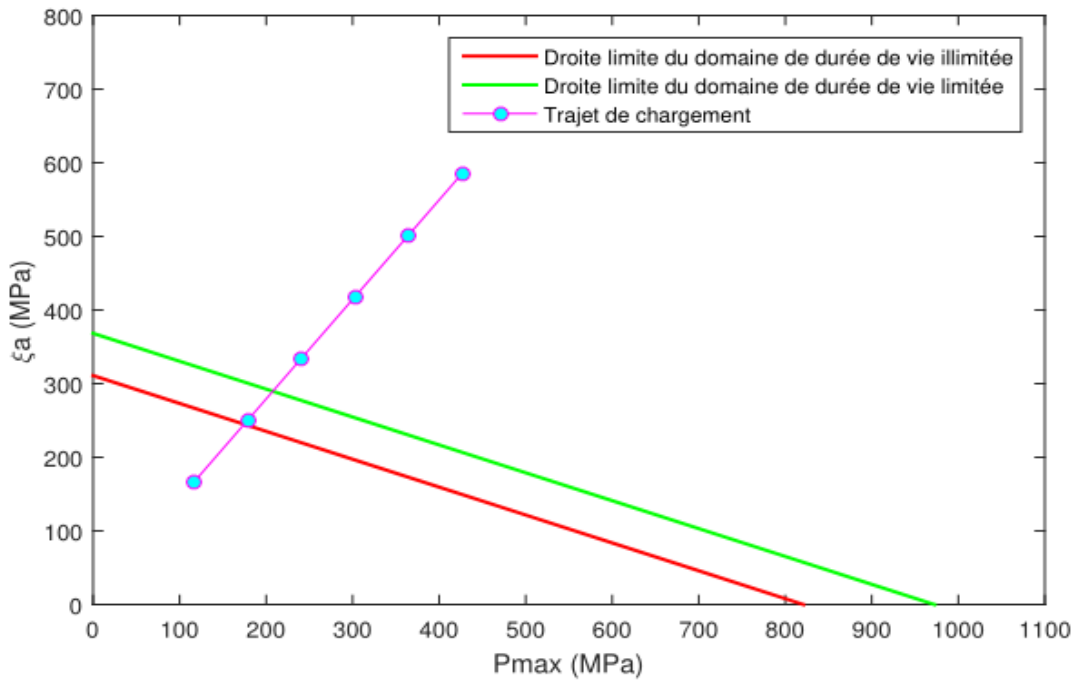


-b-

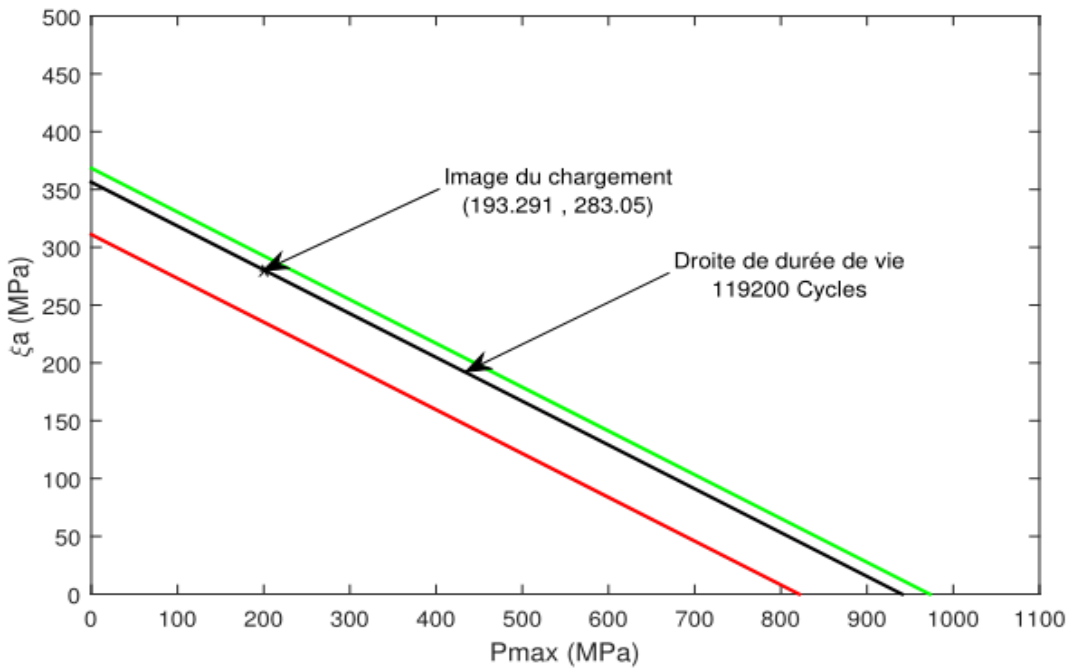
Figure III. 32. Diagramme de Crossland présentant pour $R = 3, r = 6$:

-a - :trajet de chargement ($\sigma_m = 60 \text{ MPa}$)

-b- : position de la droite avec $\sigma_a = 150 \text{ MPa}$



-a-

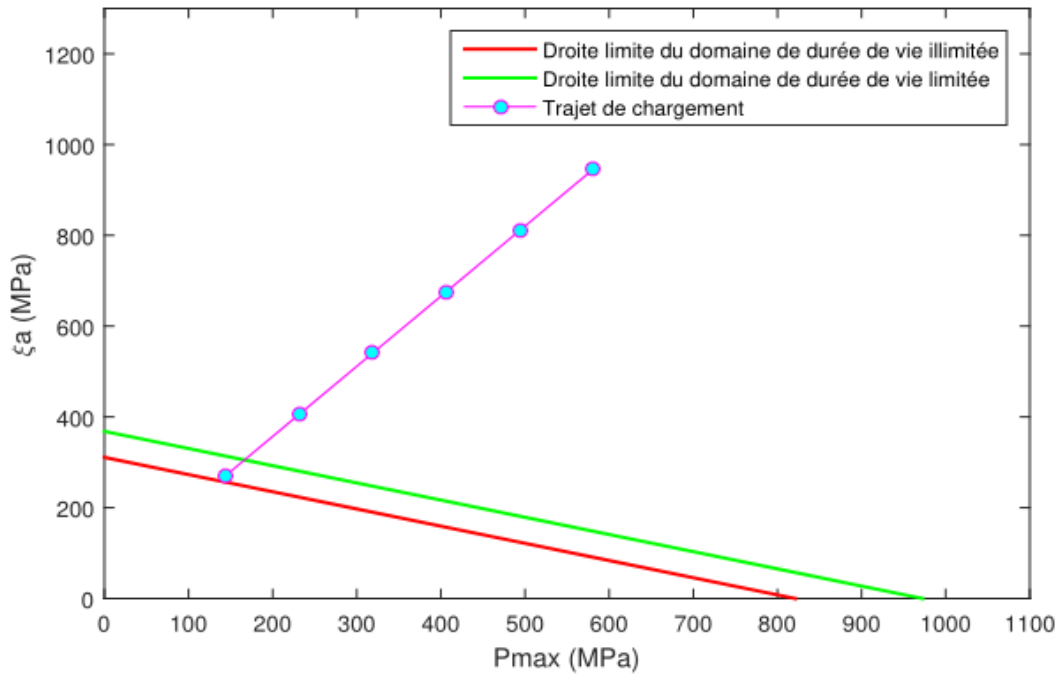


-b-

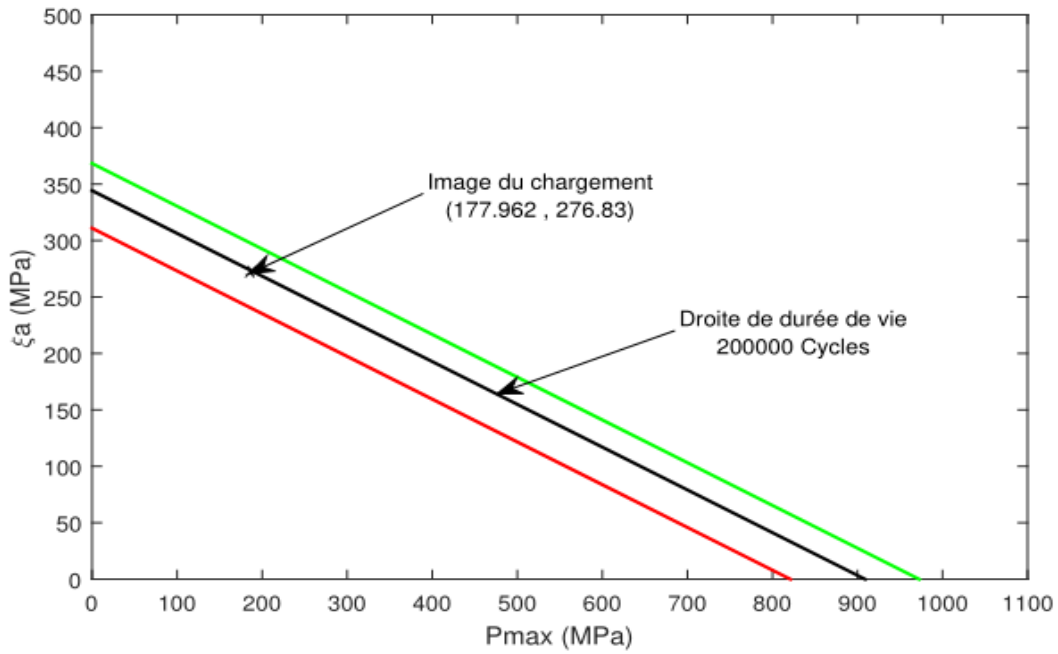
Figure III. 33. Diagramme de Crossland présentant pour $R = 4, r = 8$:

-a - :trajet de chargement ($\sigma_m = 60 \text{ MPa}$)

-b- : position de la droite avec $\sigma_a = 150 \text{ MPa}$



-a-

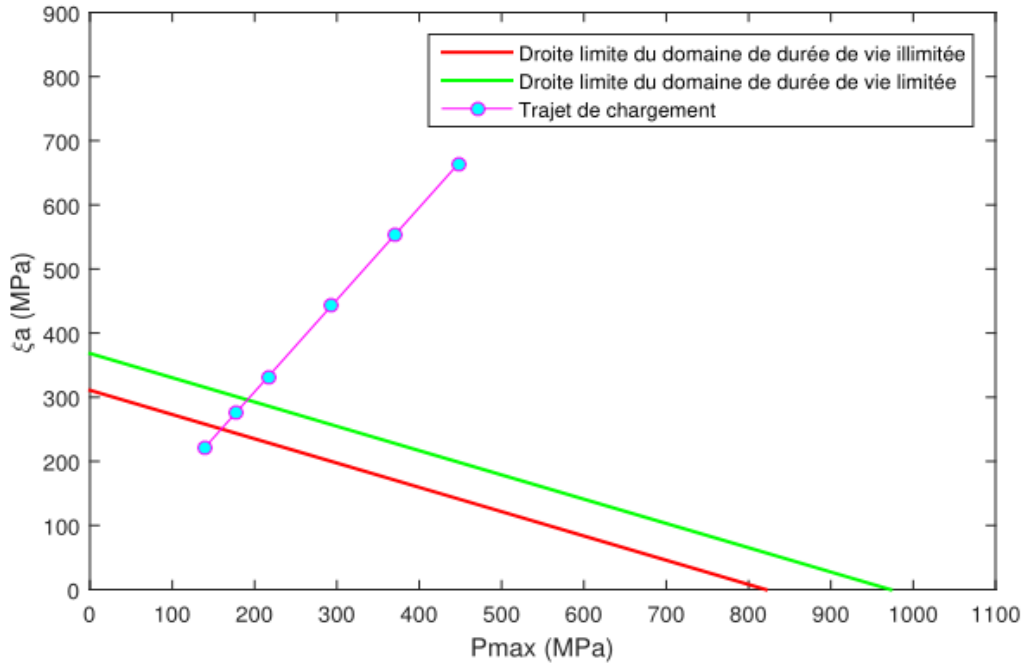


-b-

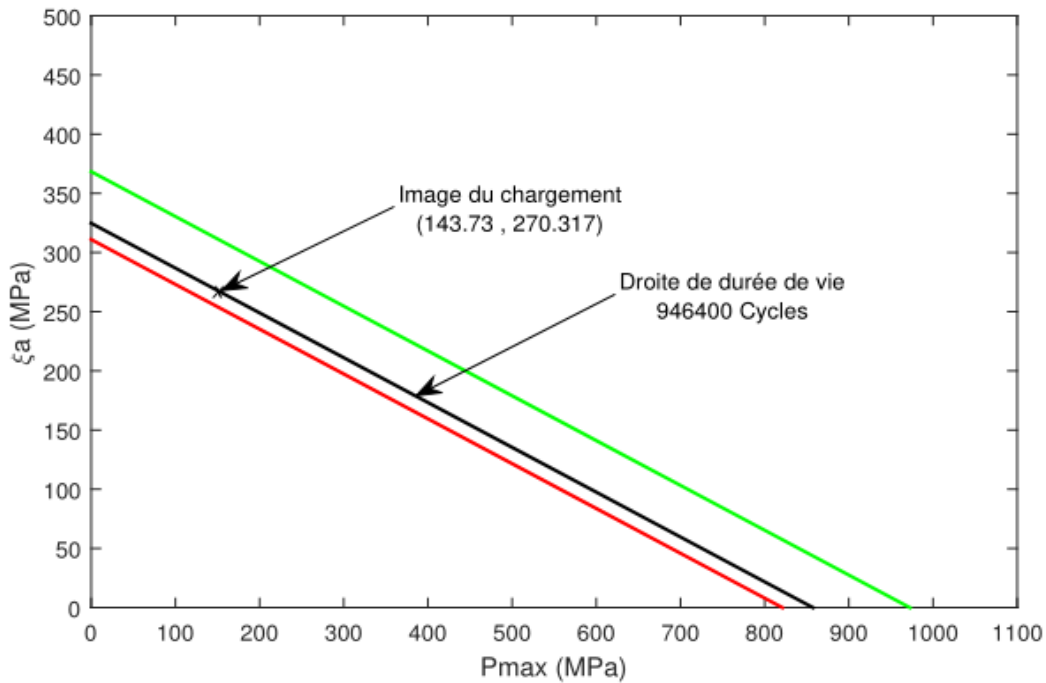
Figure III. 34. Diagramme de Crossland présentant pour $R = 5, r = 10$:

-a - :trajet de chargement ($\sigma_m = 60 \text{ MPa}$)

-b- : position de la droite avec $\sigma_a = 125 \text{ MPa}$



-a-



-b-

Figure III. 35. Diagramme de Crossland présentant pour $R = 10, r = 15$:

-a - :trajet de chargement ($\sigma_m = 60$ MPa)

-b- : position de la droite avec $\sigma_a = 100$ MPa

La durée de vie dans le cas d'une sollicitation de traction monotone superposée à une traction alternée est présentée graphiquement dans les **figures III.31 à III.35**. Ces figures montrent les droites limites des domaines à durées limitée et illimitée ainsi que les trajets de chargement. De la même façon que précédemment le trajet de chargement peut être représenté par un point indiquant la charge maximale au cours d'un cycle. Pour un chargement donné relatif à un couple (σ_m, σ_a) on calcule d'abord "l'image de chargement". Ensuite on cherche la droite du critère de Crossland qui passe par cette image. Enfin, on déduit la durée de vie correspondante au chargement correspondant.

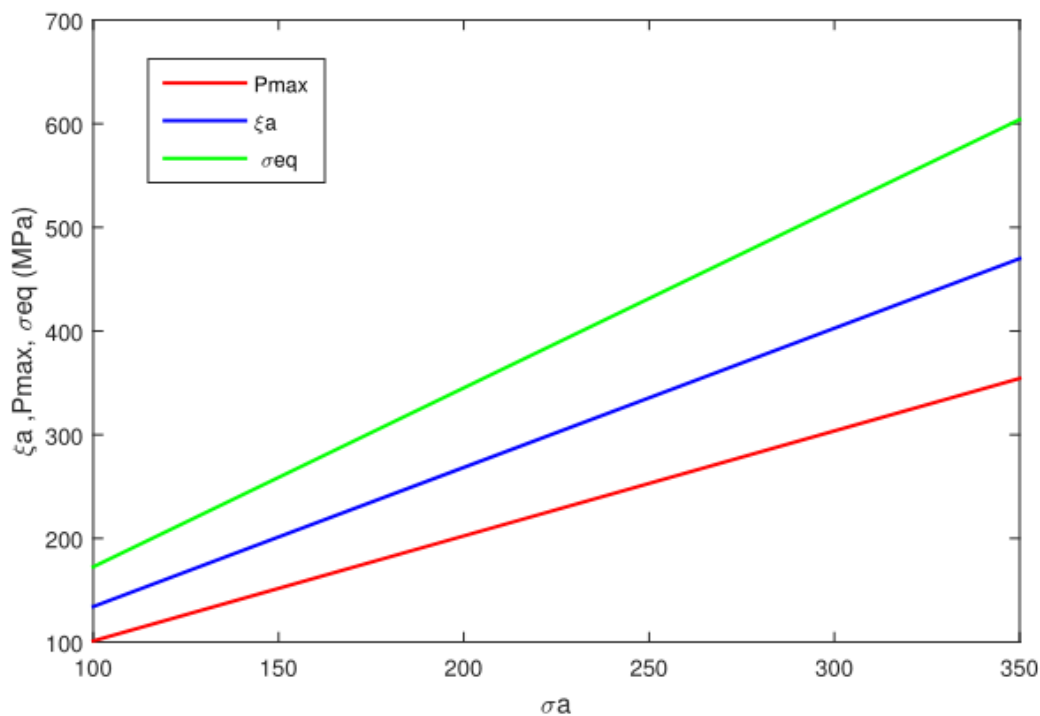


Figure III. 36. *variation des paramètre de Crossland en fonction de la contrainte alterné*

La **figure III.36** illustre la variation du paramètre de Crossland en fonction de différents chargements donnés. Pour une taille de défaut elliptique de rayon $R=2$ mm ; $r=4$ mm et une contrainte moyenne $\sigma_m = 60$ MPa, on remarque que les valeurs des paramètres de Crossland augmentent de façon linéaire au fur et à mesure avec l'augmentation de chargement appliqué (contrainte alterné).

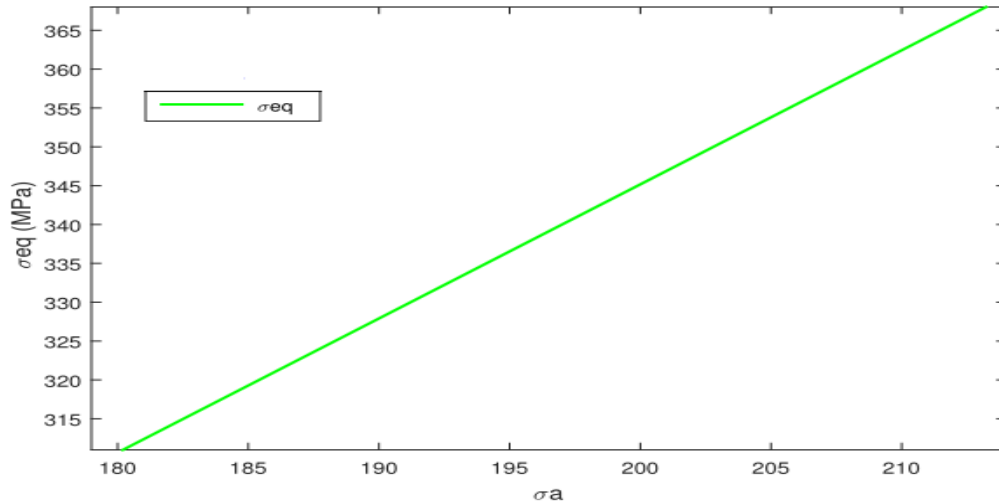


Figure III. 37. variation de contrainte équivalente en fonction de la contrainte alterné dans le domaine limité

La **figure III.37** montre la variation de contrainte équivalente σ_{eq} en fonction de différents chargements appliqués σ_a , dans le domaine limité allant d'un intervalle de 311 à 368MPa, cela lui correspond a une variation de σ_{eq} dans l'intervalle variant de 180 à 213.5MPa.

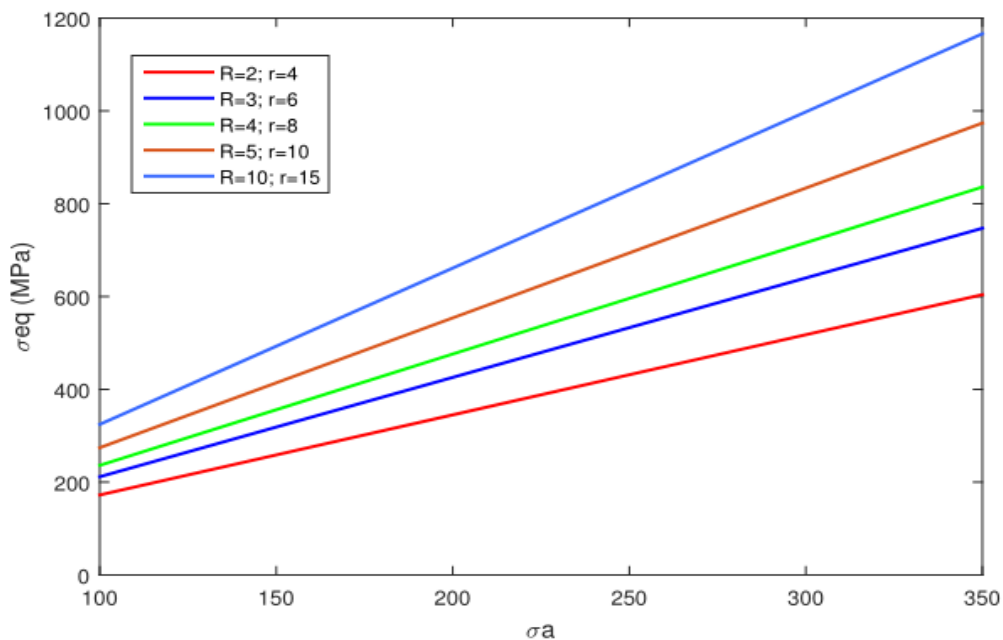


Figure III. 38. variation de contrainte équivalente sur les différents tailles de défauts en fonction de contrainte alterné

La **figure III.38** représente l'évolution de la contrainte équivalente σ_{eq} en fonction de contrainte alternée σ_a , pour différentes tailles de défauts. La représentation est faite pour cinq rayons différents (R=2, 3, 4, 5, 10mm /r=4, 6, 8, 10, 15mm). On remarque que la contrainte équivalents est maximale pour la valeur $\sigma_a=350\text{Mpa}$. par ailleurs lorsque le chargement appliqué $\sigma_a=100\text{Mpa}$, les valeurs de σ_{eq} sont quasiment faibles. On note aussi que plus la taille du défaut est grande avec σ_a aussi grande plus le type de chargement (hors domaine : H.D). la structure est faible, $\sigma_{eq}(R = 10, r = 15) > \sigma_{eq}(R = 5, r = 10) > \sigma_{eq}(R = 4, r = 8) > \sigma_{eq}(R = 3, r = 6) > \sigma_{eq}(R = 2, r = 4)$

Tableau III.8 résume l'intervalle correspondra a duré de vie limite pour tous les taille de défauts.

Tableau III. 8. Les intervalles correspondent a dure de vie limite

R / r	2/4	3/6	4/8	5/10	10/15
Intervalle de σ_a pour un domaine limite (MPa)	[180;213.5]	[146.02; 173]	[131; 155]	[113.04; 133.5]	[96; 113]

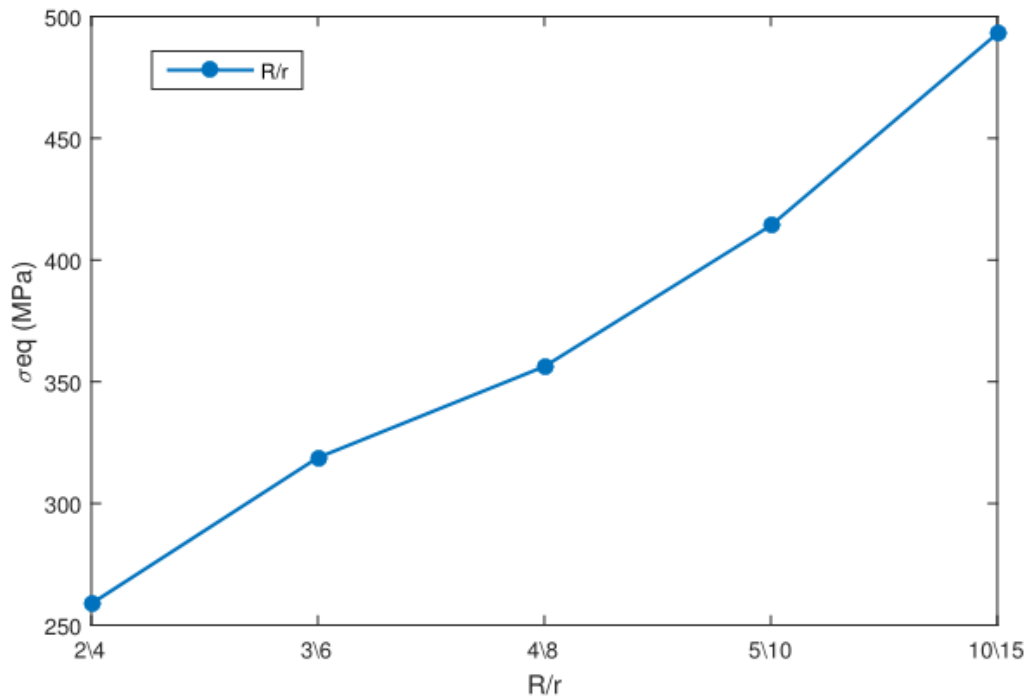


Figure III. 39. variation de contrainte équivalente en fonction des tailles de défauts

Nous présentons sur la **figure III.39**, les résultats obtenus pour la contrainte équivalente en fonction des tailles de défauts, et nous avons fixé la contrainte alterne $\sigma_a=150\text{MPa}$. On signale, tant que la taille des défauts est grande, la contrainte équivalente σ_{eq} est importante, ce qui montre que la variation de rayon aussi influence sur les paramètres de Crossland.

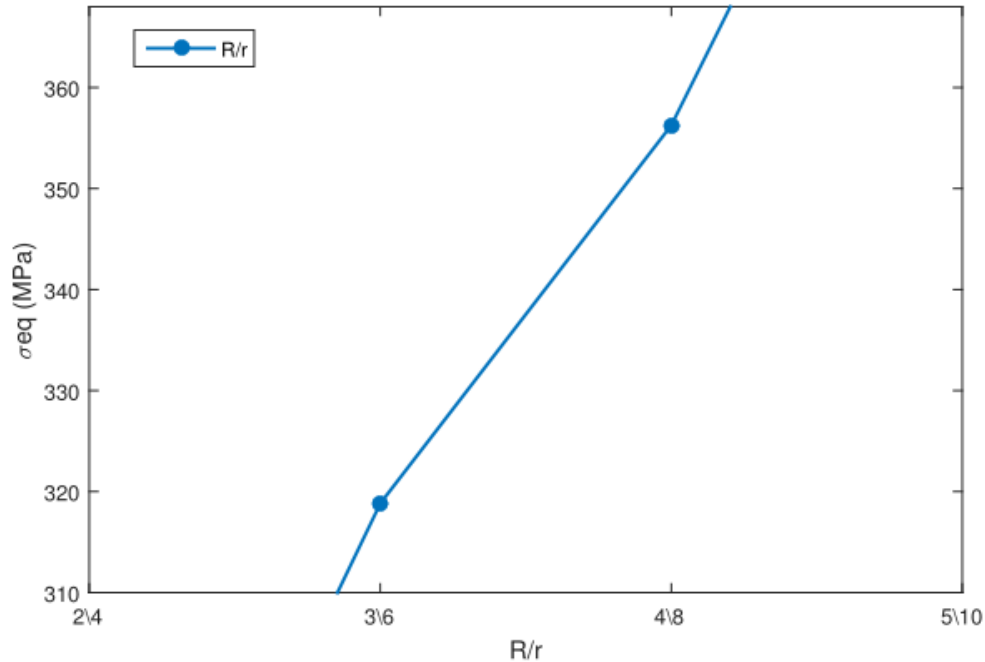


Figure III. 40. *variation de contrainte équivalente en fonction des tailles de défauts dans le domaine limité*

La **figure III.40** montre la variation de contrainte équivalente σ_{eq} des tailles de défauts dans le domaine limité allant d'un intervalle de 311 à 368MPa, cela correspond a une variation de R dans l'intervalle variant de $R/r= 3/6$ à $4/8\text{mm}$.

III.4.Conclusion :

Notre étude a été faite pour déterminer l'effet du défaut de forme sur la teneur en fatigue, et de déterminer les sollicitations qui provoquent des durées de vie illimitées, et celles qui engendrent des durées de vie limitées, et les chargements hors domaine (H.D), dans deux plaques de simulation avec présence de défaut de forme circulaire et elliptique. Selon les résultats obtenus, nous pouvons conclure :

- ✓ Les valeurs des paramètres de Crossland augmentent avec l'augmentation de chargement appliqué (contrainte alterné).
- ✓ Tant que la taille des défauts (circulaire et elliptique) est grande, la contrainte équivalente est importante, ce qui montre que la variation de rayon influence les paramètres de Crossland.
- ✓ La contrainte équivalente atteint des valeurs maximales et importantes lorsque le chargement appliqué est grand.

Conclusion générale

Conclusion générale

L'objectif de travail est la mise en évidence l'effet des défauts de forme des structures sur la tenue en fatigue, sollicitées par deux chargements de traction suivant deux directions différentes d'amplitude constantes. L'étude est basée sur le critère de fatigue de Crossland qui converti les chargements multiaxiaux en une contrainte équivalente uniaxiale, en tout point de la structure, via le code d'éléments finis Ansys, qui a son tour nous permet de localiser les zones de fortes concentrations de contraintes, en variant à chaque application la taille du défaut de forme, en changeant ces dimensions, par la suite, nous avons calculé la durée de vie de chaque cas d'état de contraintes réalisé. Nous avons testé ce modèle avec un acier du type SM 45C, parmi ces paramètres les courbes de fatigue en torsion et flexion purement alternées, qui sont exploitées par le critère de fatigue pour déterminer la pression hydrostatique maximale, et le second invariant de déviateur des contraintes.

Nous constatons que ces défaut de forme ont une influence sur la tenue en fatigue : la durée de vie de la structure étudiée diminue lorsque la taille de ce défaut augmente, et vis vers sa.

En perspectives, il est intéressant d'enrichir ce travail, en traitant les points suivants :

- ✓ Appliquer cette démarche pour des pièces plus complexes (cas de pièces mécaniques réelles).
- ✓ Etudier le cas de chargement à amplitude variables.
- ✓ En cas d'amélioration de la durée de vie, prévoir un traitement de surface, mécanique ou chimique.

- [01] KERMICHE A/fatah & MILI Hacene Thème Etude et réalisation d'une machine d'essai de fatigue pour pièce soudé MASTER En Génie Mécanique Option Construction Mécanique.
- [02] LaBPS, Ecole Nationale d'ingénieurs de Metz (ENIM) route d'Ars Laquenexy, CS65820, 57078 Metz, France Cedex 3 www.enim.fr
- [03] Hichem DJABALI Hichem YOUSFI (2009) *Étude expérimentale de la fatigue en flexion rotative* Thèse d'Ingenieur d'état Département de genie mecanique. Faculte de technologie Université Hadj Lakhdar de Batna.
- [04] Abdulkader Zalt. *Endommagement par fatigue et prédiction de la durée de vie des structures soudées de type caisson. Autre.* Université de Lorraine, 2012. Français.
- [05] Boudilmi Abd el Hakim *Contribution à l'étude de la fatigue des matériaux* Année Universitaire: 2015/2016.
- [06] KERMICHE A/fatah & MILI Hacene *Etude et réalisation d'une machine d'essai de fatigue pour pièce soudé.* Université de M'sila.
- [07] Jérôme BENABES (18 décembre 2006) *Aproche energetique non local du calcul de durée de vie de structure en fatigue multiaxiale sous chargement d'amplitude variable 'application a une roue de train ferroviaire'* Thèse de Doctorat, ENSAM, CER de Bordeaux.
- [08] BENKABOUCHE SALAH-EDDINE. *PREVISION DE LA DUREE DE VIE DES STRUCTURES SOLLICITEES EN FATIGUE MULTIAXIALE.* Soutenu le 07/07/2009 [06] BENKHETTAB MOHAMED *PRISE EN COMPTE DES CONTRAINTES RESIDUELLES ET DES DEFORMATIONS PLASTIQUES DANS UN CRITERE DE FATIGUE.* Soutenu le 28 septembre 2011.
- [09] H.J.Gough and H.V. Pollard, *The strength of metals under combine dalternating stresses, Proc. Inst. Mech. Engrs., 131, pp. 3-103, 1935*].
- [10] Abdelmoutalib Berrehili *Comportement cyclique et tenue en fatigue souschargement multiaxial d'un polyéthylène : expériences et critère d'endurance* <https://tel.archives-ouvertes.fr/tel-00517401> Submitted on 14 Sep 2010.
- [11] Brek Samir 2012 *Modélisation numérique de la propagation de l'endommagement et de la rupture dans les matériaux composites stratifiés sous sollicitations thermomécaniques et cycliques* Thèse de Doctorat, Département de genie mecanique. Faculte de technologie Université Hadj Lakhdar de Batna

- [12] R.E.PETERSON. *Stress Concentration Factors*. New-York: [s.n.], 1974. [9] P.Bonnet. *Fatigue des matériaux (supmec3 matériaux et procédés) année 2004-2005*.
- [13] YAZIT Mustapha *Effets des paramètres de coupe sur le comportement en fatigue: Etat de l'art et synthèse TLEMCEN. 2011-2012*
- [14] P.Bonnet. *Fatigue des matériaux (supmec3 matériaux et procédés) année 2004-2005*.
- [15] *Fatigue des alliages ferreux - exemples de calcul technique d'ingénieur BM5044 date de publication : 10/04/2003 (page 2 – page 5)*.
- [16] INFLUENCE DES PARAMETRES D,USINAGE ET DE CHARGEMENTS SUR LE COMPORTEMENT EN FATIGUE DES ATTACHES A DOIGTSD,AILETTES DE TURBINE A VAPEUR Cheikh GuèYe DIAGN UNIVERSITE DE METZ le 11 Octobre 2000.
- [17]file:///C:/Users/3dinfo%202019/Desktop/les%20t%C3%A9sse/E_Chapitre1a%20++.pdf
- [18] K. Hohenemser, W. Prager, 1993. *The problem of fatigue strength under complex stresses, Metallwirtschaft XII, 24*.
- [19] J.H. Gough, H.V. Pollard, 1935. *The strength of metals under combined alternating stresses, Proceeding of the Institution of Mechanical Engineers, vol.131, N0 3*.
- [20] T. Nishihara and M. Kawamoto. 1941. *The strength of metals under combined alternating bending and torsion. In Memoirs of the College of Engineering, volume*
- [21] S.B. Lee, 1980. *Evaluation of theories on multiaxial fatigue with discrimination specimens. Phd Thesis, Stanford Universit*.
- [22] S.B. Lee, 1985. *A criterion for fully reversed out-of phase torsion and bending*.
- [23] T. MATAKE, *An explanation on fatigue limit*
- [24] J. Marin, 1956. *Interpretation of fatigue strengths for combined stresses. Proceedings of the International Conference on Fatigue of Metals, Institution of Mechanical Engineers*.
- [25] Z. Hashin, 1981. *Fatigue failure criteria for combined cyclic stress. Int. J. Fracture*.
- [26] H. Altenbach, A. Zolochovski, 1994. *A unified model of low cycle fatigue damage. Fourth International Conference on Biaxial / Multiaxial Fatigue, Paris*.
- [27] M.Jabbado. *Fatigue polycyclique des structures métalliques : durée de vie sous*
- [28] <https://www.mecastyle.com/calcul-de-structure-elements-finis-methode>
- [29] https://boowiki.info/art/criteres-de-force/critere-de-rendement-von-mises.html#Formalizzazione_del_criterio.
- [30] https://campus.minesdouai.fr/pluginfile.php/9812/mod_resource/content/0/fatigue20101001/co/Cours4_2_5.ht

