



HAL
open science

Effet d'entaille en fatigue dans les joints soudés en aciers

David Pigneaux

► **To cite this version:**

David Pigneaux. Effet d'entaille en fatigue dans les joints soudés en aciers. Autre. Université Paul Verlaine - Metz, 2002. Français. NNT : 2002METZ035S . tel-01749611

HAL Id: tel-01749611

<https://hal.univ-lorraine.fr/tel-01749611>

Submitted on 29 Mar 2018

HAL is a multi-disciplinary open access archive for the deposit and dissemination of scientific research documents, whether they are published or not. The documents may come from teaching and research institutions in France or abroad, or from public or private research centers.

L'archive ouverte pluridisciplinaire **HAL**, est destinée au dépôt et à la diffusion de documents scientifiques de niveau recherche, publiés ou non, émanant des établissements d'enseignement et de recherche français ou étrangers, des laboratoires publics ou privés.



AVERTISSEMENT

Ce document est le fruit d'un long travail approuvé par le jury de soutenance et mis à disposition de l'ensemble de la communauté universitaire élargie.

Il est soumis à la propriété intellectuelle de l'auteur. Ceci implique une obligation de citation et de référencement lors de l'utilisation de ce document.

D'autre part, toute contrefaçon, plagiat, reproduction illicite encourt une poursuite pénale.

Contact : ddoc-theses-contact@univ-lorraine.fr

LIENS

Code de la Propriété Intellectuelle. articles L 122. 4

Code de la Propriété Intellectuelle. articles L 335.2- L 335.10

http://www.cfcopies.com/V2/leg/leg_droi.php

<http://www.culture.gouv.fr/culture/infos-pratiques/droits/protection.htm>



UNIVERSITE DE METZ

BIBLIOTHEQUE UNIVERSITAIRE - METZ	
N° inv.	2002 1095
Cote	S/M7 02/35
Loc	

THESE

Pour obtenir le grade de

DOCTEUR DE L'UNIVERSITE DE METZ

Discipline : Mécanique

Présentée par

David PIGNEAUX

**EFFET D'ENTAILLE EN FATIGUE
DANS
LES JOINTS SOUDES EN ACIERS**

Soutenue publiquement le 29 novembre 2002 devant la commission d'examen :

- G. PLUVINAGE	Professeur à l'Université de Metz	(Président)
- H.P. LIEURADE	CETIM (Senlis)	(Rapporteur)
- M. NAIT-ABDELAZIZ	Professeur à l'Université de Lille	(Rapporteur)
- Z. AZARI	Professeur à l'Université d'Amiens	(Examineur)
- J.GILGERT	Professeur à l'ENIM	(Examineur)
- S. BIGOURD	General Trailers (Lunéville)	(Examineur)
- M. DEDENON	General Trailers (Lunéville)	(Examineur)

BIBLIOTHEQUE UNIVERSITAIRE DE METZ



022 486249 9

REMERCIEMENTS

Le travail présenté dans ce mémoire a été mené en collaboration avec l'équipe du service Recherche et Développement de General Trailers dirigé par Monsieur P. MERTZ, et le laboratoire de Fiabilité Mécanique de Metz sous la direction du Professeur G. PLUVINAGE.

Ces travaux de recherche ont été réalisés dans le cadre d'une convention CIFRE.

Je tiens à remercier Monsieur Pascal Mertz de m'avoir apporté toutes ces compétences techniques et son esprit d'équipe.

J'adresse aussi mes remerciements au Professeur Guy Pluinage pour ses enseignements et sa connaissance dans le domaine de la fatigue.

J'associe également à ces remerciements Monsieur Joseph Gilgert pour sa présence, son support aussi bien scientifique qu'humain qui m'ont été très précieux tout au cours de ces trois années passées à ses cotés.

SOMMAIRE

INTRODUCTION GENERALE	9
1. ETAT DE L'ART	10
1.1 Introduction	13
1.2 Fatigue sous sollicitation simple	18
1.2.1 Approche du « point chaud »	19
1.2.1.1 Méthode de Peterson	22
1.2.1.2 Méthode de Heywood	23
1.2.1.3 Méthode de Siebel et Stieler	24
1.2.2 Approche de type « contrainte moyenne »	25
1.2.2.1 Modèle de Neuber	26
1.2.2.2 Modèle de Kuhn et Hardraht	27
1.3 Eurocode3	28
1.4. Les nouvelles méthodes	32
1.4.1. Méthode de la déformation locale	32
1.4.2. Méthode volumétrique	34
1.5 Fatigue sous sollicitations combinées	37
1.5.1 Approche de la grandeur équivalente	37
1.5.2. Approche de type « plan critique »	39
1.5.3. Approche de la contrainte moyenne	40
1.6 Conclusions	41
2. ETUDE EXPERIMENTALE	42
2.1. Etudes des matériaux	43
2.1.1. Essai Statique :	46
2.1.2. Essais métallurgiques	49
2.2. Essais de fatigue	60
2.2.1. Essai de fatigue par charge uniaxiale en traction ondulée	60
2.2.2. Essai de fatigue par flexion 3 points en traction ondulée	67
2.2.3 La fatigue plastique oligocyclique	75

3. PREVISION DE LA RESISTANCE A LA FATIGUE DES JOINTS SOUDES	
<u>PAR LA METHODE VOLUMETRIQUE</u>	80
3.1 Présentation de Castem2000	82
3.1.1 Modélisation de l'éprouvette soudée bout à bout	84
3.1.2 Modélisation de l'éprouvette soudée en T asymétrique	86
3.2 Méthode volumétrique	87
3.2.1. Courbe de référence en fatigue	87
3.2.2. Analyse de la distribution de contrainte	88
3.2.3. Distribution des contraintes sous chargement uniaxial	91
3.2.4. Gradient de contrainte relatif	92
3.2.6 Résultats	94
3.3 Application aux joints soudés en T à pénétration partielle	96
4. DISCUSSION	101
4.1. Utilisation des aciers à haute limite d'élasticité	102
4.2 La méthode volumétrique	103
4.3 Transférabilité des résultats	104
5. CONCLUSIONS	107
REFERENCES	109

LISTES DES SYMBOLES

$\bar{\rho}$	Rapport des déformations
b	Coefficient de Basquin
E	Module de Young
I_1, I_2	Premier et second invariant des contraintes
K^*	Facteur d'intensité de contraintes d'entaille
k_f	Coefficient de contrainte en fatigue pour une durée de vie correspondant à la limite d'endurance
k_t	Coefficient élastique de concentration de contrainte
k_σ	Coefficient élasto-plastique de concentration de contrainte
N	Nombre de cycles
N_a	Nombre de cycles à l'amorçage de la fissure
N_R	Nombre de cycles à rupture
p_1, p_2, p_3	Pressions hydrostatiques
q	Facteur de sensibilité à l'effet d'entaille
R	Rapport de charge
R_e	Limite élastique
R_m	Résistance ultime
S_x, S_y, S_z	Contraintes orthogonales
X_{cl}	Classe de détail
x_{ef}	Distance effective
ΔW_e	Densité d'énergie de déformation élastique
ΔW_p	Densité d'énergie de déformation plastique
ΔW_t	Densité d'énergie totale de déformation

$\Delta\varepsilon_{21}^a$	Variation de la déformation normale au plan critique
$\Delta\gamma_{21}$	Etendue du cisaillement dans le plan 21
$\Delta\gamma_{21}^a$	Variation de la déformation tangentielle au plan critique
$\Delta\sigma_{22}^{\max}$	Variation de la contrainte normale au plan critique
$\Delta\sigma_E$	Etendue équivalente de contrainte à amplitude constante
$\Delta\sigma_{\text{nom}}$	Etendue de la contrainte nominale
$\Delta\sigma_R$	Résistance à la fatigue relative à la catégorie de détail
$\Delta\tau_{21}^{\max}$	Variation de la scission sur le plan critique
α	Exposant de la singularité de la contrainte
χ	Gradient relatif de contrainte
ε_1	Déformation dans la direction 1
ε_2	Déformation dans la direction 2
ε_a	Amplitude de déformation
ε_{ij}	Déformation selon la direction ij
ε_{\max}	Déformation maximale
ε_{\min}	Déformation minimale
γ^*	Déformation dans un plan critique
γ_{Ff}	Facteur partiel de sécurité sur le chargement
γ_{Mf}	Facteur partiel de sécurité du matériau
θ	Angle au pied de cordon
ρ	Rayon d'entaille
σ'_f	Résistance en fatigue
σ_{22}^{\max}	Contrainte au plan critique
σ_a	Amplitude de la contrainte

σ_D	Limite d'endurance
σ_{ef}	Contrainte effective
σ_g	Contrainte globale
σ_{ij}	Contrainte associée aux directions ij
σ_l	Contrainte locale
σ_m	Contrainte moyenne
σ_{max}	Contrainte maximale
σ_{min}	Contrainte minimale
σ_{yy}	Contrainte d'ouverture
ν	coefficient de poisson
ω	Angle d'entaille

INTRODUCTION GENERALE

De nos jours, les transporteurs doivent faire face à un environnement concurrentiel de plus en plus intense, et ce, sous la pression de leurs chargeurs, de la réglementation et des contraintes de coût, d'où une recherche de rentabilité accrue. Pour les transporteurs, cette rentabilité peut se trouver au travers :

- d'un temps de mise en œuvre minimum (ouverture-fermeture-chargement-déchargement),
- d'un volume de chargement maximum (largeur intérieure, hauteur de passage),
- d'une charge utile maximum qui se traduit par un poids mort minimum du véhicule.

Toutes ces améliorations à mettre en œuvre sur le véhicule doivent tenir compte de façon impérative d'une réglementation de plus en plus stricte.

Actuellement, le marché se divise entre 2 types de châssis, tout acier ou tout aluminium, le second représentant un surcoût important par rapport au véhicule acier (+30%).

Mon travail de recherche s'inscrit dans la diminution notable du poids mort des véhicules en employant des aciers à haute limite élastique appelés H.L.E.. Ces aciers H.L.E. ont des propriétés mécaniques remarquables permettant ainsi de réduire la section du longeron, partie travaillante du châssis. Etant donné que le châssis est une structure mécano soudée, la soudure ne va t-elle pas dégrader ce matériau vis à vis de son comportement en fatigue ?

Pour concevoir une structure en acier mécano-soudée soumise à la fatigue, le Bureau d'Etudes doit appliquer la recommandation de l'Eurocode III. C'est un code facile d'utilisation mais qui ne tient pas compte de la nature du matériau.

Partant de ce constat, le Laboratoire de Fiabilité Mécanique de Metz et l'entreprise General Trailers de Lunéville ont décidé de mobiliser des ressources en commun pour mener une étude sur la soudabilité des aciers H.L.E. .

Cette étude est basée sur une approche expérimentale pour connaître le comportement en fatigue de ces aciers H.L.E. soudés. Le L.F.M. a proposé une méthode, qui tient compte du

matériau, pour venir en aide aux Bureaux d'Etudes pour dimensionner les joints soudés dans les châssis.

Le but de ce travail de recherche appliquée est de donner un outil optimisé aux Bureaux d'Etudes afin de prédire la durée de vie des constructions de véhicules industriels soumis à des variations de charges en cours d'utilisation.

Le travail présenté dans ce mémoire est composé de 5 parties :

Partie 1 : Etudes bibliographiques.

Ce chapitre permet de faire le point sur les différentes méthodes majeures de nos jours pour concevoir des structures soumises à des sollicitations de fatigue.

Partie 2 : Etude expérimentale :

Les essais ont été menés sur les deux types de joints les plus rencontrés sur un châssis de semi-remorque. Il rassemble les résultats bruts mais aussi traités statistiquement et une conclusion.

Partie 3 : Modélisation de la durée de vie par l'approche volumétrique. Application sur les joints soudés.

Une méthode innovante est proposée pour estimer la durée de vie des joints soudés en prenant en compte la géométrie, le matériau et un volume pour faire les calculs numériques.

Partie 4 : Applications et discussions :

L'ensemble des résultats y est rassemblé et comparé par rapport aux autres méthodes et à l'expérience. Ainsi l'étude réalisée a permis de valider cette nouvelle approche.

Partie 5 : Conclusion générale :

C'est le lieu du bilan et d'une réflexion sur les travaux effectués et à venir.

1. ETAT DE L'ART

1.1 INTRODUCTION

Toute pièce mécanique est soumise durant son fonctionnement normal à un certain nombre de sollicitations de causes variables mais qui se traduisent le plus souvent par des variations cycliques de contraintes qui lui sont appliquées.

L'endommagement par fatigue mené jusqu'à son terme, c'est à dire jusqu'à la ruine, comprend trois périodes d'importance variable suivant les matériaux et les caractéristiques des sollicitations:

- période de germination ou période d'amorçage,
- période de propagation,
- rupture brutale.

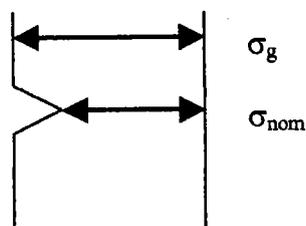
En fait, dans le matériau, des micro-fissures vont s'amorcer et se propager ensuite de plus en plus vite (de 10^{-7} mm/cycle à 10^{-3} mm/cycle). Dès que la section résiduelle est trop faible par rapport aux sollicitations, il s'ensuit une rupture brutale de la structure.

Contraintes appliquées

Généralement au cours d'essais de fatigue, la contrainte appliquée varie suivant une fonction du temps approximativement sinusoïdale, ceci en raison des seules possibilités de fonctionnement des machines ou pour des raisons de commodité dans le traitement des résultats.

La contrainte prise en compte lors d'un essai de fatigue est une contrainte globale (elle est calculée par rapport à la section de la pièce d'après la R.d.M. relative au domaine élastique). Elle est exprimée en N/mm^2 ou en MPa, et est représentée sur la figure 1.a.

Figure 1.a : localisation des contraintes nominale et globale



Cycle de contrainte en fatigue

Dans le schéma suivant se trouvent les termes et symboles utilisés pour décrire le cycle de contrainte.

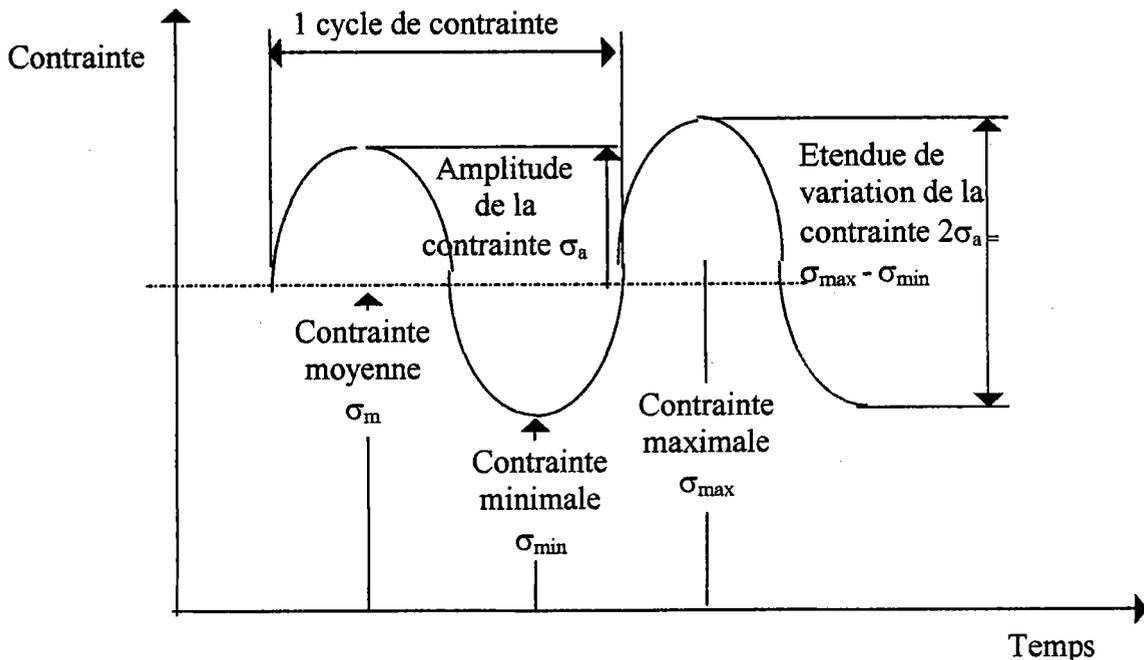


Figure 1.1 : Cycle de contrainte en fatigue.

Termes et symboles relatifs aux essais de fatigue

Limite de fatigue σ_D :

C'est pour une contrainte moyenne σ_m donnée, la plus grande amplitude de contrainte pour laquelle il n'est pas observé de rupture après un nombre infini de cycles.

Limite d'endurance:

C'est pour une contrainte moyenne σ_m donnée, l'amplitude de contrainte pour laquelle il est constaté 50% de rupture après un nombre fini N_R de cycles.

Rapport de charge: R

C'est le rapport de la contrainte minimale sur la contrainte maximale.

Dans la figure 1.2, sont représentées les différentes formes de cycles de contrainte au cours d'essais de fatigue en traction-compression.

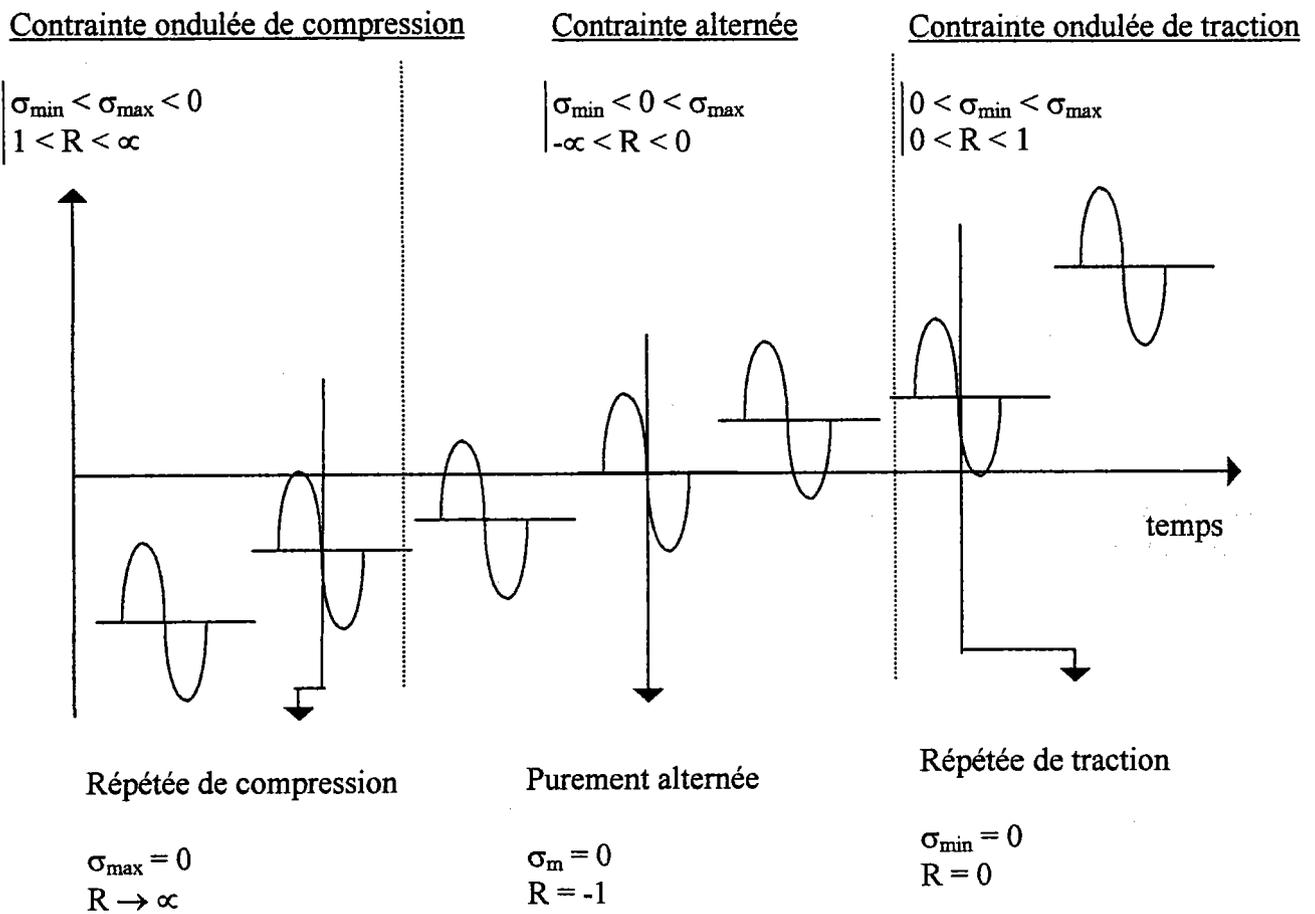


Figure 1.2 : Formes de cycle de contrainte possibles.

Courbe de Wöhler (courbe σ / N)

Cette courbe est appelée courbe S.N (Stresses - Number of cycles) dans les pays anglo-saxons.

Universellement connue, la courbe de Wöhler est la plus ancienne et la seule courbe qui permette de visualiser la tenue de la pièce ou des matériaux dans tout le domaine de fatigue.

Chaque pièce est soumise à des cycles d'efforts périodiques; N_R est le nombre de cycles au bout duquel la rupture se produit. Pour plus de commodité, ce nombre N_R 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 constante (souvent nulle) et on fait varier l'amplitude du cycle de contrainte appliquée.

Ainsi, à chaque pièce essayée correspond donc un point du plan (σ_a, N) et à partir d'un certain nombre d'essais à contraintes généralement décroissantes, on peut tracer une courbe qui a l'allure suivante:

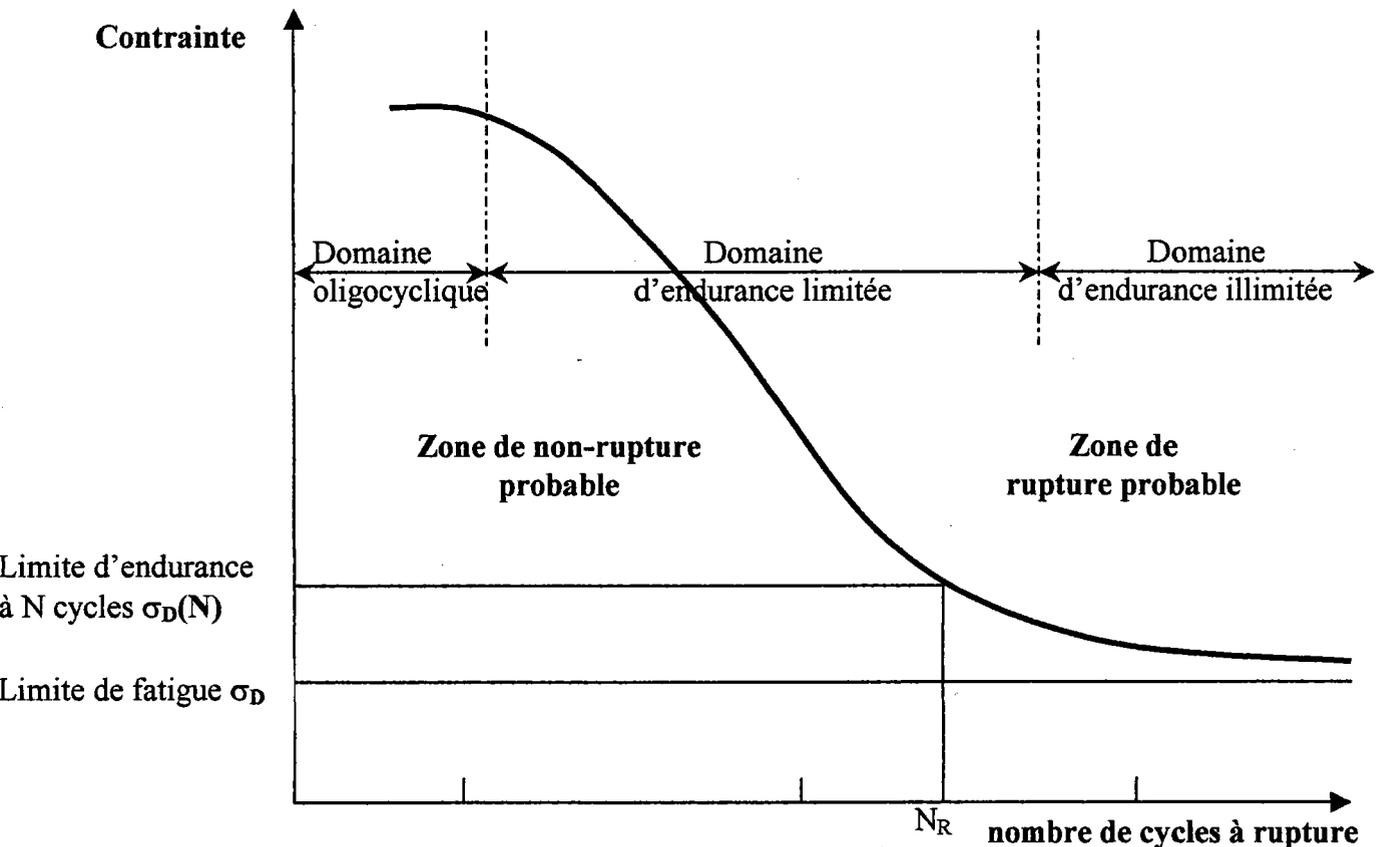


Figure 1.3 : Allure de la courbe de Wöhler.

La courbe de Wöhler présente en général une asymptote horizontale correspondant à une contrainte dont la valeur est, par définition, la limite de fatigue dans le cas des aciers.

Modélisation de la courbe de Wöhler

Cette approche consiste à établir des courbes $\Delta\sigma_g - N_a$ à partir d'essais (à f et R constants) sous chargements cycliques à $\Delta\sigma_g = \text{constante}$, jusqu'à l'amorçage d'une fissure (N_a : nombre de cycles à l'amorçage d'une fissuration, correspondant à un certain critère d'amorçage, par exemple pour une longueur de fissure conventionnelle).

A partir du diagramme de WÖHLER, on peut obtenir une expression analytique des courbes $\Delta\sigma_g - N_a$. Parmi les différentes expressions la plus utilisée est celle de BASQUIN:

$$\Delta\sigma_g = \sigma'_f (N_R)^b \quad [1.1]$$

avec σ'_f : résistance en fatigue

b exposant de la loi de BASQUIN

N_R : nombre de cycle à rupture

Cette expression ne permet pas de représenter la partie asymptotique de la courbe de WÖHLER. Par contre, celle de BASTENAIRE, qui tient compte de limite d'endurance $\Delta\sigma_D$, permet cette représentation

$$N_a = \frac{A \cdot \exp\left[-\left(\frac{\Delta\sigma_g - \Delta\sigma_D}{B}\right)^c\right]}{\Delta\sigma_g - \Delta\sigma_D} \quad [1.2]$$

avec A, B, c constantes.

On choisit en général pour limite conventionnelle d'endurance des joints soudés l'étendue de contrainte $\Delta\sigma_D$ amenant la rupture à $2 \cdot 10^6$ cycles. Il convient bien sûr d'avoir préalablement défini un critère de ruine. Conventionnellement, on définit la ruine en traction simple par séparation complète de la section sollicitée et la ruine en flexion par la séparation partielle dans la demi-épaisseur de pièce.

L'approche générale de dimensionnement des structures soudées repose ainsi sur les courbes S-N, exprimant une relation entre une certaine contrainte de dimensionnement et un nombre de cycles caractérisant la rupture. Cette approche est largement codifiée dans le cas des tôles épaisses en particulier (Eurocode 3 [1] par exemple).

Des approches plus récentes[2-4], liées essentiellement au développement des calculs de structures par éléments finis, reposent sur la notion de contraintes au point chaud ou de la contrainte moyenne et l'utilisation d'une courbe S-N unique .

Nous allons aborder maintenant le dimensionnement des structures dans le cas de sollicitations simples en fatigue.

1.2 FATIGUE SOUS SOLLICITATION SIMPLE

Avant de traiter le cas des sollicitations simples en fatigue, nous allons aborder la notion d'effet d'entaille [5-6].

Le terme « entaille » définit une discontinuité imposée ou accidentelle de la forme de la pièce ou une hétérogénéité du matériau. Les entailles peuvent avoir trois types de cause :

- métallurgiques,
- mécaniques,
- de service (naissance au cours de l'utilisation).

En général, les discontinuités sont des trous, une rainure, etc. Dans les travaux présentés dans ce mémoire, l'entaille correspond au pied de cordon ou un manque de pénétration. Ces discontinuités amènent à la modification du champ de contrainte. (Figure 1.4). L'effet d'une discontinuité géométrique dans un élément de structure chargé est d'intensifier la valeur de la contrainte nominale au voisinage de la discontinuité et de la contrainte locale.

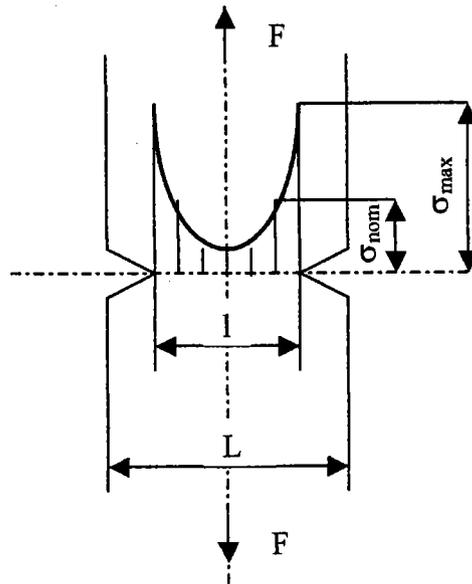


Figure 1.4 : champ de contrainte dans une éprouvette entaillée sollicitée en traction.

C'est cette localisation élevée de la contrainte qu'on nomme concentration de contrainte. Ce sont ces concentrations de contrainte couplées aux discontinuités géométriques qui réduisent les résistances statique et cyclique des structures

Les principaux critères, pour prédire la durée de vie par fatigue des structures soumis à un grand nombre de cycles, sont basés sur la distribution des contraintes et les considérations dérivants de ce facteur. Par conséquent, une analyse de la distribution de contrainte est nécessaire avant la présentation des modèles.

1.2.1 Approche du « point chaud »

A l'origine, pour estimer la durée des pièces soumises à des sollicitations cycliques on a fait appel au facteur de concentration de contrainte k_t . Il est calculé selon l'approche de type point chaud (figure 1.5). C'est à dire que l'on considère la valeur de la contrainte maximale sur la courbe de distribution de la contrainte.

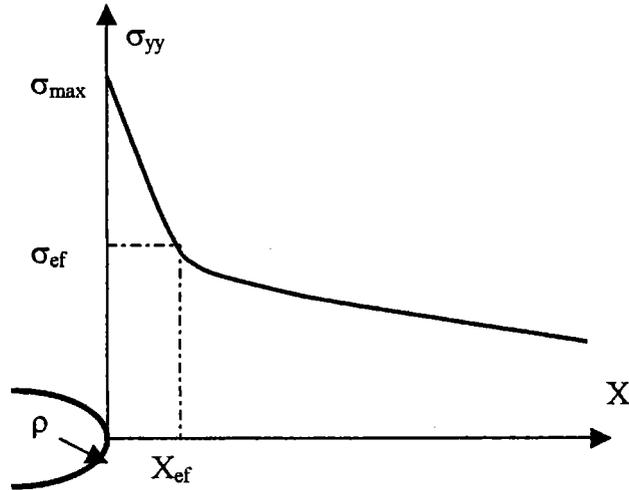


Figure 1.5 : Détermination de la contrainte maximale à partir du modèle « point chaud ».

Pour déterminer k_t , il est important de préciser si on se place dans le domaine élastique et dans le domaine élasto-plastique.

Pour le domaine élastique, dans le cas d'un chargement en traction/flexion, Peterson [7] définit le facteur de concentration de contrainte k_t de deux manières différentes :

- soit le rapport de la contrainte maximale (σ_{\max}) à fond d'entaille et la contrainte nominale (σ_{nom})

$$k_t = \frac{\sigma_{\max}}{\sigma_{\text{nom}}} \quad [1.3]$$

σ_{\max} est calculée par éléments finis.

σ_{nom} est calculée par les relations de la RdM.

- soit le rapport entre la contrainte maximale à fond d'entaille et la contrainte globale (σ_g , contrainte loin de la zone perturbée)

$$k_t = \frac{\sigma_{\max}}{\sigma_g} \quad [1.4]$$

σ_g est calculée par les relations de la RdM.

En fait, ce facteur dépend de la géométrie de la pièce et du mode de sollicitation.

De nombreux auteurs ont proposé des formules analytiques pour des géométries particulières. Toutes ces relations sont fonction du rayon en fond d'entaille ρ .

Si on se place dans le domaine élasto-plastique [8], on peut définir le facteur de concentration de contrainte élasto-plastique k_σ de deux manières :

- soit le rapport entre la contrainte locale (σ_l) et la contrainte nominale en fond d'entaille :

$$k_\sigma = \frac{\sigma_l}{\sigma_{nom}} \quad [1.5]$$

- soit le rapport de la contrainte locale et la contrainte globale :

$$k_\sigma = \frac{\sigma_l}{\sigma_g} \quad [1.6]$$

Tout comme le facteur de concentration de contrainte k_t , le facteur de concentration de contrainte élasto-plastique k_σ dépend de la géométrie et du type de sollicitation mais aussi de la nature constitutive du matériau et de la charge.

L'utilisation de k_σ donne encore des valeurs de contrainte locale trop élevées d'où l'introduction d'un nouveau coefficient de concentration de contrainte: k_f qui prend en compte le phénomène de fatigue.

1.2.1.1 Méthode de Peterson

Le critère le plus utilisé est celui de Peterson [7]. Il a émis l'hypothèse que la rupture par fatigue est gouvernée par la valeur de la distribution de contrainte à une certaine distance d_0 par rapport au fond d'entaille et que cette contrainte est égale ou supérieure à la limite d'endurance d'une éprouvette lisse.

Pour établir son modèle, Peterson a supposé que la distribution de la contrainte dans la zone proche du fond d'entaille décroît linéairement, ainsi il a formulé l'expression suivante pour k_f :

$$k_f = 1 + \frac{k_t - 1}{1 + \left(\frac{a_p}{\rho}\right)} \quad [1.7]$$

ρ est le rayon à fond d'entaille.

a_p est une constante du matériau.

Pour déterminer les valeurs du paramètre a_p , on utilise la relation empirique suivante :

$$a_p = \left(\frac{270}{R_m}\right)^8 \quad [1.8]$$

R_m est la résistance ultime.

La courbe sur la figure 1.6 représente cette formule empirique :

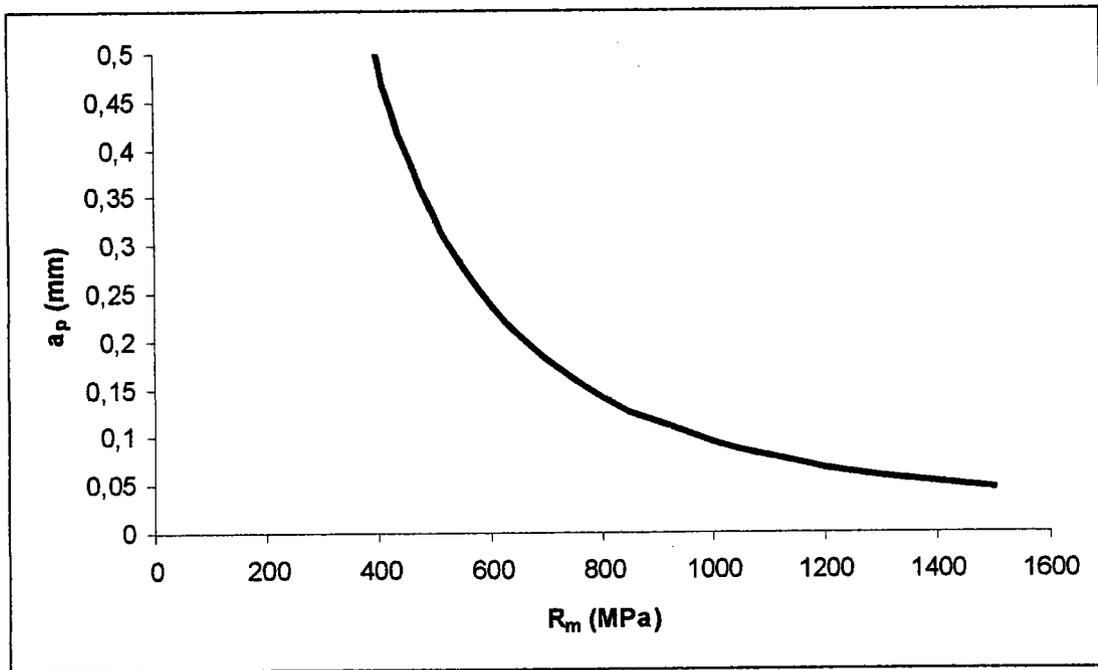


Figure 1.6 : Evolution du paramètre a_p en fonction de R_m pour calculer k_f selon la formule de Peterson.

1.2.1.2 Méthode de Heywood

En se basant sur les défauts intrinsèques du matériau, Heywood [9-10] a déterminé le coefficient de contrainte en fatigue selon l'expression suivante :

$$k_f = \frac{k_t}{1 + 2\sqrt{\frac{c_H}{\rho}}} \quad [1.9]$$

c_H est la constante de Heywood et dépend du matériau ainsi que de la géométrie de l'entaille.

1.2.1.3 Méthode de Siebel et Stieler

Siebel et Stieler [11] ont élaboré leur modèle sur les mêmes hypothèses que celles de Peterson. Leur relation du coefficient de contrainte en fatigue fait intervenir directement le gradient relatif de contrainte :

$$k_f = \frac{k}{1 + \sqrt{1 + c_s \cdot \chi}} \quad [1.10]$$

c_s est une constante du matériau et est fonction de la limite d'élasticité.

χ est le gradient relatif de contrainte en fond de fissure, il s'exprime selon la relation suivante :

$$\chi = \lim_{x \rightarrow 0} \frac{1}{\sigma} \frac{d\sigma}{dx} = \frac{1}{\sigma_{\max}} \frac{d\sigma}{dx} \Big|_{x=0} \quad [1.11]$$

La signification du gradient relatif est illustré sur la figure 1.7 .

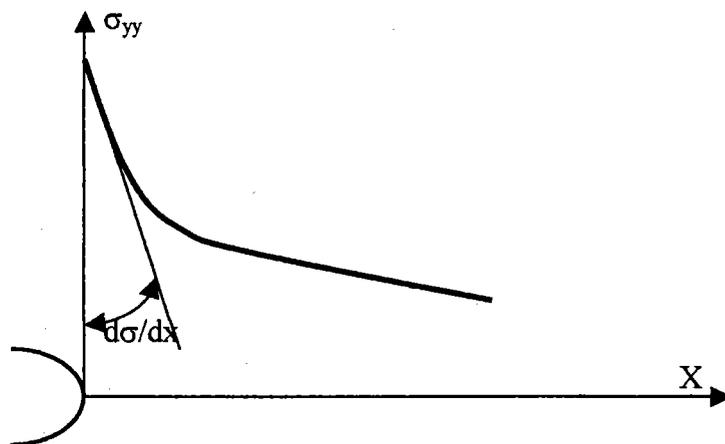


Figure 1.7 représentation graphique du gradient relatif de contrainte χ

1.2.2 Approche de type « contrainte moyenne »

Ce type d'approche détermine la contrainte effective σ_{ef} comme la valeur moyenne de la courbe de la distribution de contrainte sur une distance à partir du fond d'entaille (Figure 1.8). Par analogie, la distance effective x_{ef} est la distance sur laquelle la contrainte est moyennée.

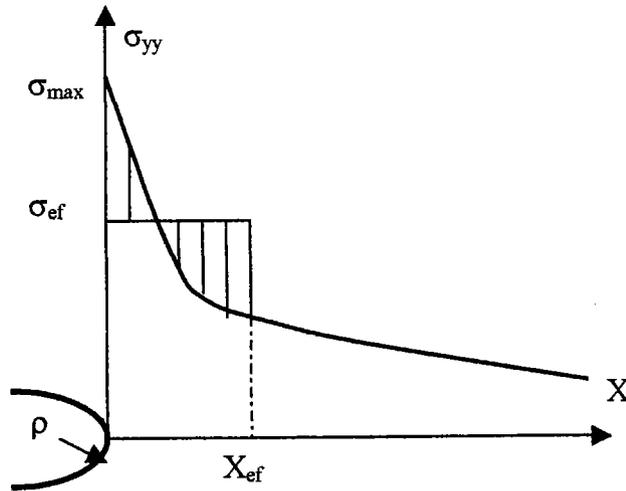


Figure 1.8 : Concept du modèle « contrainte moyenne ».

Les critères fondés sur la contrainte moyenne sont le modèle de Neuber [8,12-13] et le modèle de Khun et Hardraht [14].

1.2.2.1 Modèle de Neuber

Pour tenir compte du rayon à fond d'entaille et du matériau, Neuber a proposé le coefficient de concentration de contrainte en fatigue suivant :

$$k_f = 1 + \frac{k_a - 1}{1 + \sqrt{\frac{a_N}{\rho}}}$$

[1.12]

ρ est le rayon à fond d'entaille.

a_N est une constante du matériau qui représente une distance au delà de laquelle il n'y a pas de gradient de contrainte. C'est un paramètre empirique dont l'évolution suit la courbe de la figure 1.9 .

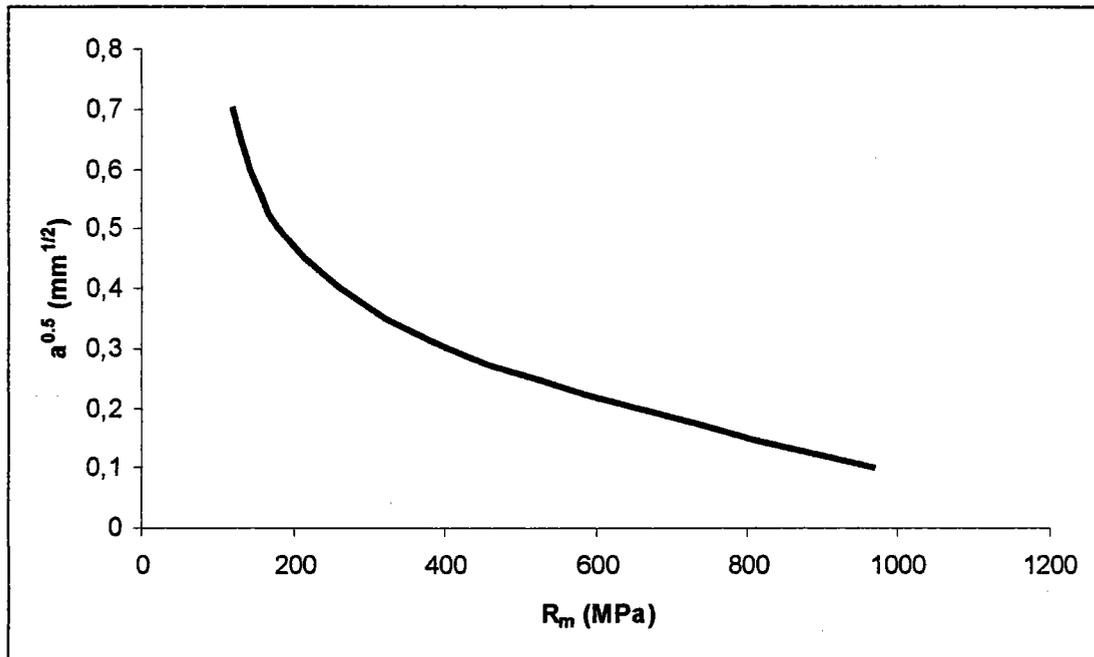


Figure 1.9 : Evolution du paramètre de Neuber a_N en fonction de R_m .

1.2.2.2 Modèle de Kuhn et Hardraht

Khun et Hardraht ont supposé que la rupture par fatigue se produit lorsque la contrainte moyenne sur une distance D est égale ou supérieure à la limite de fatigue de l'éprouvette lisse.

Alors le coefficient de contrainte résultant s'écrit :

$$k_f = 1 + \frac{k_t - 1}{1 + \frac{\pi}{\pi - \omega} \sqrt{\frac{CKH}{\rho}}} \quad [1.13]$$

r est le rayon en fond d'entaille.

ω est l'angle d'ouverture d'entaille.

c_{KH} est une constante du matériau et est fonction de la résistance ultime R_m . En général $0.025 < R_m < 0.51$.

Les différentes expressions mathématiques pour déterminer le coefficient de contrainte en fatigue k_f sont résumées dans le tableau 1.1.

Type d'approche	Auteur	Expression	Paramètre	Réf
« point chaud »	Peterson	$k_f = 1 + \frac{k_t - 1}{1 + \left(\frac{a_p}{\rho}\right)}$	a_p : constante du matériau	7
	Heywood	$k_f = \frac{k_t}{1 + 2\sqrt{\frac{c_H}{\rho}}}$	$c_H = f(R_m, \text{matériau, géométrie})$	9-10
	Siebel et Stieler	$k_f = \frac{k_t}{1 + \sqrt{1 + c_s \cdot \chi}}$	$c_s = f(R_e)$, constante du matériau	11
« contrainte moyenne »	Neuber	$k_f = 1 + \frac{k_t - 1}{1 + \sqrt{\frac{a_N}{\rho}}}$	$a_N = f(R_m)$	8-12-13
	Khun et Hardraht	$k_f = 1 + \frac{k_t - 1}{1 + \frac{\pi}{\pi - \omega} \sqrt{\frac{c_{KH}}{\rho}}}$	$c_{KH} = f(R_m)$	14

Tableau 1.1 : expressions pour déterminer k_f .

L'effet d'entaille en fatigue est déterminé par le coefficient de contrainte en fatigue k_f . C'est un coefficient cyclique alors que le coefficient de contrainte élastique k_t n'est qu'un coefficient statique.

La sensibilité à l'effet d'entaille s'exprime par le facteur « q » qui a pour expression :

$$q = \frac{k_f - 1}{k_t - 1} \quad [1.14]$$

Le facteur q varie entre 0 et 1. Si $q = 0$, cela implique que $k_f = 1$ et par conséquent le matériau n'est pas sensible à l'effet d'entaille.

1.3 EurocodeIII

Le chapitre 9 de l'eurocodeIII [1] est une méthode générale de calcul à la fatigue des structures en acier mécano-soudées soumis à des variations répétées de contraintes. Cette procédure n'est valable que si tous les aciers de construction, les organes de fixation et les produits de soudage répondent aux exigences du chapitre 3 de l'EurocodeIII.

Selon cette norme, le nombre de cycles que peut endurer un élément de structure soudé sollicité à la fatigue dépend de l'étendue de la contrainte nominale et de la catégorie du détail auquel se rapporte l'élément de structure étudié. La vérification à la fatigue dans le cas d'un chargement d'amplitude constante ou variable consiste à satisfaire la relation :

$$\frac{\Delta\sigma_R}{\gamma_{Mf}} = \gamma_{Ff} \cdot \Delta\sigma_E \quad [1.15]$$

où $\Delta\sigma_E$ est l'étendue équivalente de contrainte à amplitude constante, conduisant, pour un nombre de cycles donné, au même dommage cumulé (à partir de la méthode « rainflow » et à l'aide de la règle de Miner) que le spectre de calcul.

$\Delta\sigma_R$ est la résistance à la fatigue relative à la catégorie concernée de détail constructif pour un nombre total de cycles d'étendue de contrainte de calcul identique à celui pris en compte pour déterminer $\Delta\sigma_E$.

γ_{Ff} et γ_{Mf} sont des facteurs partiels de sécurité.

Le facteur partiel de sécurité du matériau, γ_{Mf} , réduit l'incertitude sur la résistance à la fatigue due aux variations de dimensions, de forme, des concentrations de contrainte, de la présence des contraintes résiduelles et des dégradations du matériau dues au soudage.

Le facteur partiel de sécurité sur le chargement, γ_{Ff} , tient compte des incertitudes sur l'amplitude des charges appliquées sur le nombre de cycles appliqués, de la transformation des charges en contraintes.

Les éléments de structures soudés sont rassemblés dans des catégories de détails. Ces catégories rassemblent les exigences de fabrication et de contrôle notamment sur la détection de fissures préexistantes. Ces classes de détails sont référencées à partir d'un nombre X_{cl}

(exprimée en MPa) qui correspond à la courbe résistance à la fatigue à appliquer pour estimer sa résistance. Sur la figure 1.10 le cas d'une soudure transversale en bout réalisée avec et sans latte de soudage est représentée. Elle appartient à la catégorie de détail 90 dans le premier cas ou 71 dans le second cas.

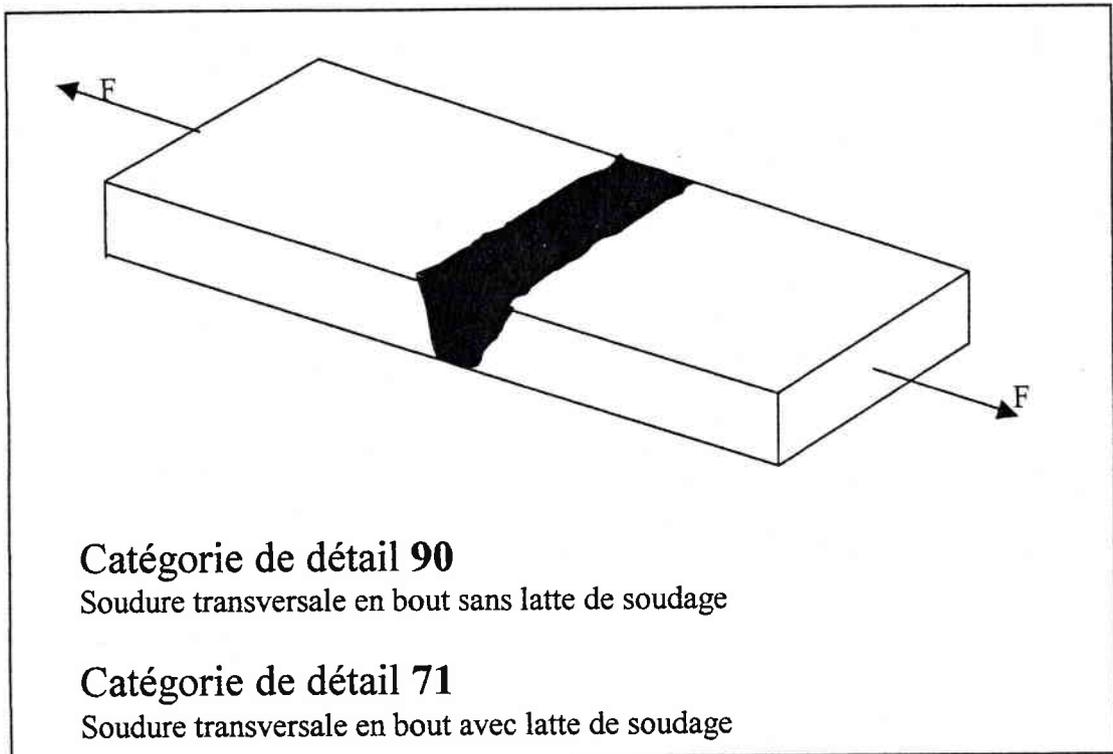


Figure 1.10: définition d'une classe de détails selon l'Eurocode 3 pour une soudure transversale en bout.

La courbe de fatigue de chaque classe de détails est obtenue par une décomposition en 3 parties dans un diagramme bilogarithmique étendue de la contrainte $\Delta\sigma$ -nombre de cycles à rupture N_R .

Partie 1: demi-droite (à gauche) de pente $m = -3$ passant par le point $[5 \cdot 10^6 ; X_{cl}]$ où X_{cl} est le nombre associé à la classe de détails,

Partie 2: demi-droite (à droite) de pente $m = -5$ passant par le point $[5 \cdot 10^6 ; X_{cl}]$.

Partie 3: troncature de la droite réalisée pour un nombre de 10^8 cycles.

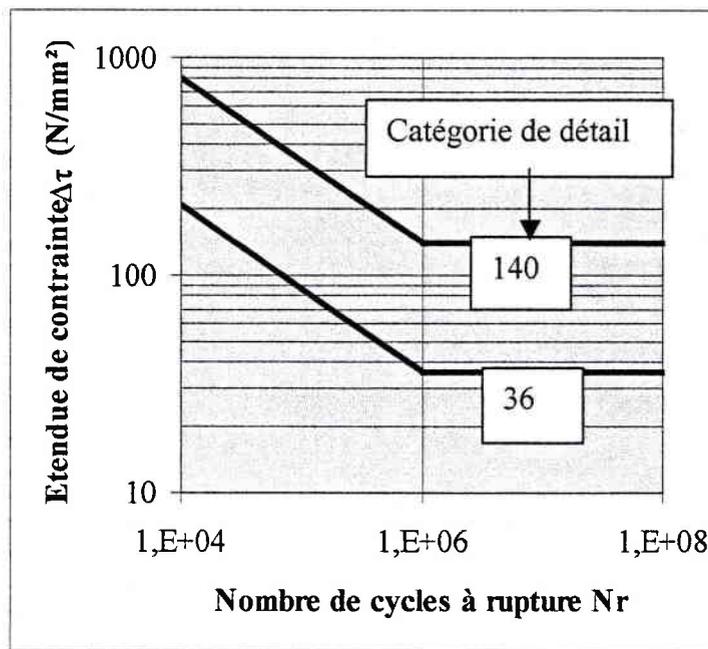


Figure 1.11 : Exemple de courbes de résistance à la fatigue pour des étendues de contraintes normales.

La méthode de l'Eurocode3 consiste à repérer le détail constructif dans les tableaux, à partir de là on obtient la catégorie du détail. Il suffit de prendre la courbe de résistance à la fatigue correspondant à notre cas et de projeter la contrainte nominale sur la courbe. Ainsi, sur l'axe des abscisses, on peut lire le nombre de cycles que supporte la structure avant rupture.

Ces courbes ont été obtenues à partir de nombreux résultats expérimentaux sur des joints soudés d'épaisseur voisine de 15mm.

Pour des épaisseurs fortes dépassant les 25mm, les résultats obtenus peuvent conduire à des coefficients de sécurités insuffisants.

Une formule empirique permet alors d'estimer la résistance à la fatigue d'éléments d'épaisseur B supérieure à 25 mm

$$\Delta\sigma_R = \Delta\sigma_N \cdot \left(\frac{25}{B}\right)^{0.25} \quad [1.16]$$

$\Delta\sigma_N$ est la valeur de la résistance à la fatigue donnée par la courbe de référence.

L'EurocodeIII est une méthode générale de vérification à la fatigue des structures en acier mécano-soudées soumis à des variations répétées de contrainte. Certes ces courbes de résistance à la fatigue englobe les effets des contraintes résiduelles, des concentrations locales de contraintes dues à la géométrie du cordon de soudure ou bien encore de la direction de la contrainte, mais il ne tient compte ni de la nature constitutive du matériau ni du rapport de charge ce qui est très préjudiciable dans le cas d'utilisation des aciers de construction à caractéristiques mécaniques élevées tels que les aciers à haute limite élastique.

1.4. Les nouvelles méthodes

1.4.1. Méthode de la déformation locale

La méthode de la déformation locale [15] est une variante de la méthode géométrique, mais qui s'applique cette fois à la zone de concentration de déformation en pied de cordon.

La distribution des contraintes au pied du cordon est supposée être celle donnée par Williams pour une entaille de rayon nul situé dans un matériau au comportement élastique.

Cette distribution est linéaire dans un diagramme bilogarithmique amplitude de contrainte – distance, et peut s'exprimer par la relation :

$$\sigma_{ij} = \frac{K^*}{(2\pi.r)^\alpha} f_{ij}(\theta) \quad [1.17]$$

K^* est le facteur d'intensité de contraintes d'entaille (infiniment aiguë), α est l'exposant de la singularité de la contrainte qui varie avec l'angle d'entaille selon la relation proposée par Williams. θ est égal à 0,41 dans le cas d'un angle de 135° (valeur fréquente pour les joints soudés).

En réalité la distribution n'est pas singulière mais présente un maximum à fond d'entaille dû à un rayon en pied de cordon non nul, une relaxation plastique. Toutefois, si la zone plastique est petite, et le rayon en pied de cordon est aigu, à une petite distance de celui-ci, la distribution des contraintes peut être considérée comme celle étant proposée par Williams. Cette hypothèse a été vérifiée par calculs numériques, analytiques et expérimentalement par une méthode Moiré - holographique. Du fait de l'hypothèse d'un comportement élastique, la distribution en fond d'entaille est similaire à celle des contraintes.

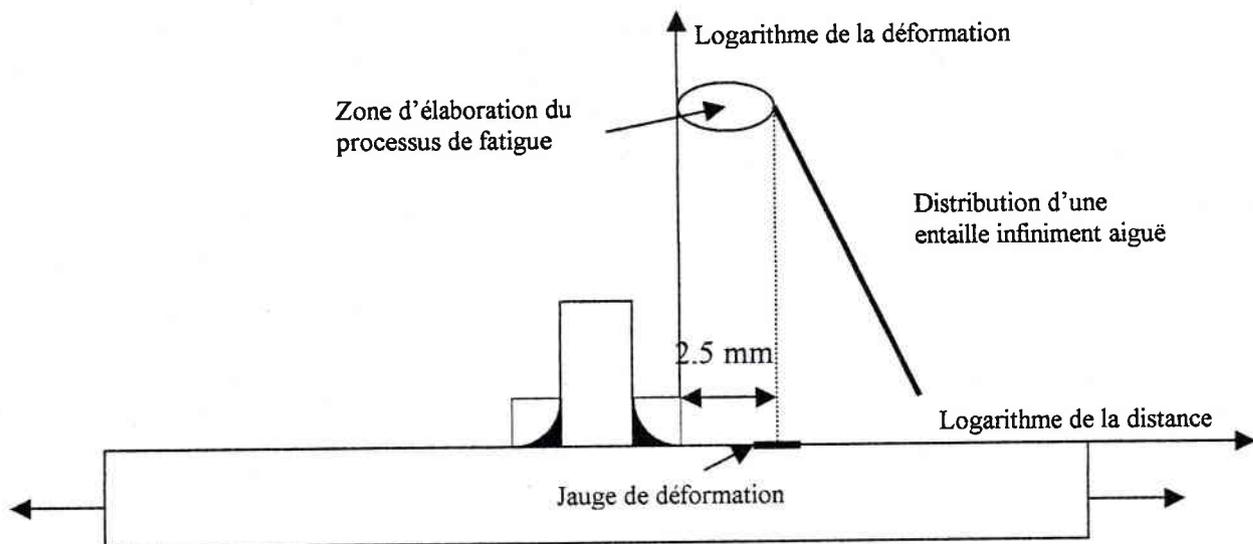


Figure 1.12 : schéma de principe de la méthode de déformation locale.

Sur le plan pratique, on mesurera donc la déformation locale expérimentalement au moyen de jauges de contraintes à une distance normalisée du pied de cordon (2.5mm) de façon à mesurer les déformations dans la zone plastique. La méthode nécessite d'attendre l'adaptation du matériau pour réaliser la mesure de l'étendue de l'amplitude de déformation :

$$\epsilon_a = \frac{\epsilon_{\max} - \epsilon_{\min}}{2} \quad [1.18]$$

Où ϵ_{\max} et ϵ_{\min} sont respectivement les valeurs de la déformation maximale et minimale relevée. La courbe de résistance en fatigue est alors identifiée à la valeur de l'amplitude maximale pour un type de joints. La courbe de référence en fatigue ainsi obtenue possède un caractère universel et peut être utilisée pour toute géométrie, épaisseur et type de joints.

1.4.2.Méthode volumétrique

La méthode volumétrique [16-24] postule que le phénomène de fatigue nécessite un certain volume physique appelé volume d'élaboration du processus de fatigue. A l'intérieur de ce volume le phénomène de fatigue est lui-même gouverné par une contrainte effective pondérée.

L'approche volumique considère que le volume effectif d'élaboration du processus de fatigue est un cylindre de diamètre X_{ef} . La distance effective X_{ef} peut être effectuée en prenant compte des principes suivants:

- la distance effective est supposée plus grande que la zone plastique, car la limite d'endurance en fatigue est plus petite que la limite d'élasticité;
- la distance effective est la limite de la zone la plus sollicitée.

De nombreuses vérifications expérimentales ont permis de montrer que cette zone correspond à l'endroit où le gradient relatif est minimum.

Cette méthode nécessite :

- Une courbe de référence en fatigue (matériau lisse).
- Un calcul élasto-plastique dans lequel on introduit la loi de comportement cyclique du matériau.

A partir de la méthode des éléments finis, on obtient a distribution de contrainte en pied de cordon de la soudure. Cette distribution est présentée sur un diagramme bilogarithmique (Figure 1.13) où on peut distinguer 3 zones :

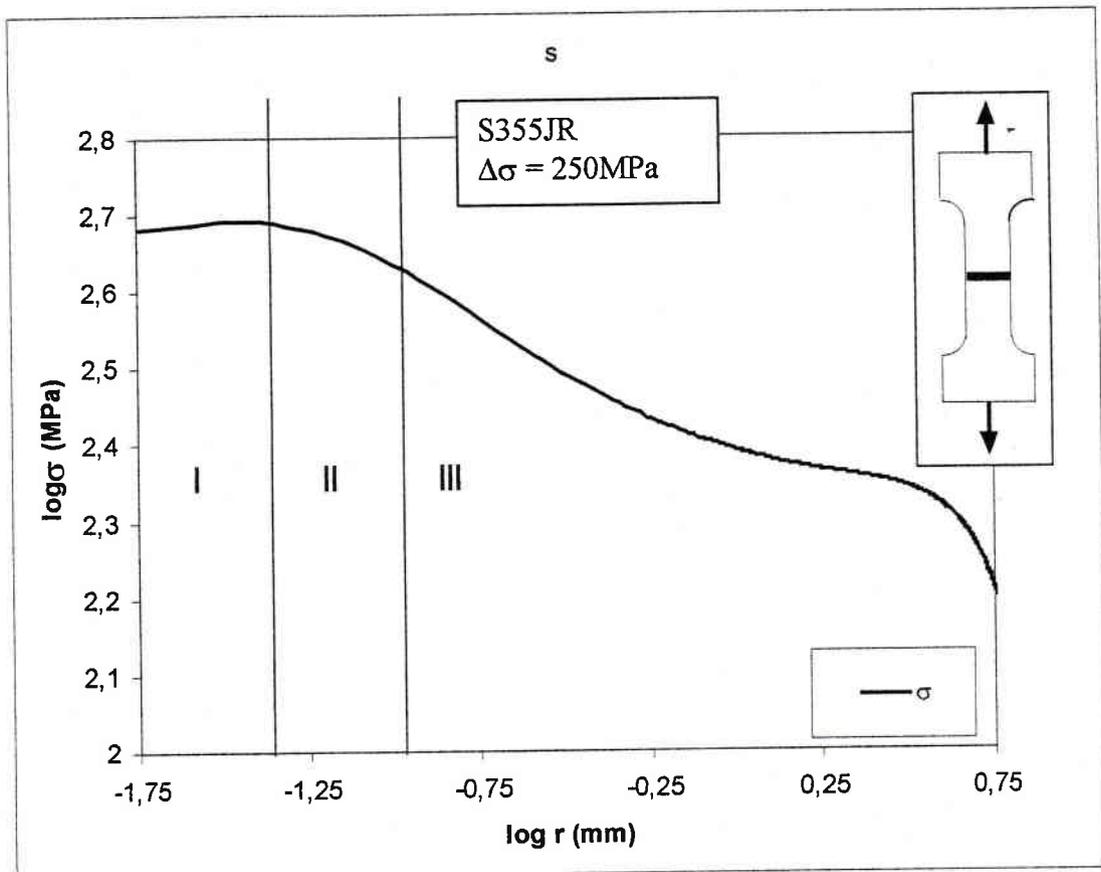


Figure 1.13 : distribution de contrainte dans un diagramme bilogarithmique.

- une première zone très proche du pied de cordon, où la contrainte a des valeurs élevées et présente un maximum;
- une seconde zone dite zone de transition;
- et une dernière zone gouvernée par le facteur d'intensité de contraintes d'entaille où la contrainte décroît selon une fonction puissance avec la distance.

La rupture par fatigue est influencée aussi par le mode de chargement et la géométrie. On peut expliquer ces influences par le rôle du gradient de contrainte relatif χ en fond d'entaille qui diffère selon les cas de géométrie et de chargement. La définition du gradient de contrainte relatif au point "x" est la valeur de la dérivée de la fonction contrainte rapportée à la valeur de la contrainte au même point:

$$\chi = \frac{1}{\sigma(x)} \frac{d\sigma}{dx} \quad [1.19]$$

Où χ s'exprime en mm^{-1} et "x" la distance en fond d'entaille.

L'utilisation du gradient de contrainte relatif semble une bonne approche pour expliquer l'effet d'échelle.

La validité de cette méthode amène à ce que les courbe en contrainte effective se superpose avec la courbe de référence en fatigue.

1.5 Fatigue sous sollicitations combinées

Le problème de la fatigue multiaxiale peut être étudié selon diverses méthodes. Mais on peut regrouper ses différents critères en 2 grandes catégories :

- celle qui associe la fatigue à un plan particulier de rupture nommé plan critique,
- ou celle qui quantifie le dommage en faisant appel à une grandeur équivalente telle qu'une contrainte, une déformation ou une énergie.

1.5.1 Approche de la grandeur équivalente

Afin de tenter de résoudre les problèmes de la fatigue multiaxiale, les chercheurs ont basé leur méthode sur la contrainte ou la déformation équivalente qui faisait référence aux critères de rupture statique déjà existant.

La contrainte ou la déformation équivalente peut être déduite selon le principe de la valeur maximale, soit du cisaillement (critère de Tresca), soit de l'énergie de distorsion (critère de Von Mises)

L'avantage de cette approche c'est qu'elle est simple à mettre en application dans le cas d'un chargement proportionnel. Une des méthodes de la contrainte équivalente des plus connues a été présentée par Sines [25]. Suite à de nombreuses expérimentations il a établi le modèle suivant :

$$\frac{1}{3}\sqrt{(p_1-p_2)^2+(p_2-p_3)^2+(p_1-p_3)^2}+\alpha(S_x+S_y+S_z)\leq A \quad [1.20]$$

p_1, p_2, p_3 sont les amplitudes des contraintes principales cycliques.

S_x, S_y, S_z sont les contraintes orthogonales.

α et A sont des paramètres du matériau.

Malgré le fait que le modèle prenne en compte l'effet de la contrainte statique moyenne et celui de la contrainte hydrostatique sur la durée de vie, ce critère est limité. Sines

le déclare lui même en indiquant qu'en cas d'écoulement plastique son critère ne donne pas de bons résultats.

Pour la déformation équivalente, il existe aussi des critères mais en général ils ne sont pas suffisants pour modéliser une grande variété de modes de chargements. En particulier, l'effet de la contrainte moyenne n'est pas pris en compte.

Parmi les méthodes basées sur l'énergie équivalente, on peut citer le critère d'Ellyin [26-28]. L'idée consiste à lier la densité d'énergie totale de déformation au nombre de cycle à rupture N_r , ce qui donne la relation suivante :

$$\Delta W_t = k(\bar{\rho}) N_r^\alpha + C \quad [1.21]$$

ΔW_t : densité d'énergie totale de déformation

α et C sont des constantes du matériau.

ΔW_t , densité totale de l'énergie de déformation, est composée par la densité de l'énergie de déformation élastique et plastique :

$$\Delta W_t = \Delta W_e + \Delta W_p \quad [1.22]$$

La densité de l'énergie de déformation élastique est donnée par la relation suivante :

$$\Delta W_e = \frac{1+\nu}{E} I_2^2 + \frac{1-2\nu}{6E} I_1^2 \quad [1.23]$$

I_1 et I_2 sont respectivement le premier et le second invariant des contraintes.

ν est le coefficient de poisson.

E est le module de Young.

Quant à la densité de l'énergie de déformation plastique, elle est calculée à partir de la formule suivante :

$$\Delta W_p = \sum_{i,j} \oint_{\text{cycle}} \sigma_{ij} d\varepsilon_{ij} \quad [1.24]$$

Le coefficient $k(\rho)$ de l'équation [1.21] est une fonction linéaire du rapport des déformations :

$$\bar{\rho} = \frac{2\varepsilon_2}{\varepsilon_1 - \varepsilon_2} \quad [1.25]$$

$$k(\bar{\rho}) = \varepsilon_1 \bar{\rho} + \varepsilon_2 \quad [1.26]$$

Findley [29] a réfuté expérimentalement l'emploi de l'énergie totale de déformation comme paramètre de fatigue sous sollicitations combinées.

1.5.2. Approche de type « plan critique »

Devant l'impossibilité d'explorer expérimentalement tous les types de trajets de chargement cycliques, il est apparu nécessaire de formuler des critères sur un minimum de bases physiques.

Les approches de Findley [30] et de Kandil et al.[31] faisant appel à un plan critique conduisent en général à d'assez bonnes corrélations des résultats de fatigue multiaxiale. Ces théories sont appuyées par plusieurs observations expérimentales du mécanisme physique d'endommagement par fatigue [31-32].

Par exemple, Kandil et al. propose un modèle qui s'exprime sous la forme des composantes de déformation normale et du cisaillement dans le plan critique soit la relation suivante :

$$\gamma^* = \frac{\Delta\gamma_{21}}{2} + K \frac{\Delta\varepsilon_{22}}{2} \quad [1.27]$$

$\Delta\gamma_{21}$ et $\Delta\varepsilon_{22}$ sont les étendues de la déformation tangentielle et normale
K est le facteur de pondération et est constant pour un matériau donné.

1.5.3. Approche de la contrainte moyenne

Ces critères découlent d'observations importantes [33-34]. La première concerne la scission alternée qui sont dans le plan critique, sont les causes principales de la fatigue. La seconde remarque amène à dire que les valeurs maximales ou moyennes des composantes de déformation ou des contraintes (normales ou de cisaillement) dans le plan critique sont des paramètres secondaires importants pour l'endommagement en fatigue.

Par conséquent, différents auteurs ont proposé un critère de déformation dans un plan critique prenant en compte l'effet de la contrainte moyenne normale. Fatemi et Kurath [35] ainsi que Socie et al. [34] ont démontré la possibilité de corrélérer plusieurs résultats de fatigue multiaxiale avec la relation suivante :

$$\gamma^* = \frac{\gamma_{21}}{2} \left(1 + k \frac{\sigma_{22}^{\max}}{S_y} \right) \quad [1.28]$$

σ_{22}^{\max} est la valeur maximale de la contrainte normale au plan critique.

S_y est la limite d'élasticité.

k est une constante du matériau.

Cette équation a pour défaut majeur de ne pas prendre en compte l'effet de la scission moyenne.

Un critère de densité d'énergie associé au concept de plan critique a été proposé par Chu et al. [36]. Ce critère combine simultanément les contraintes maximales et les amplitudes correspondantes de déformation dans le plan critique :

$$W^* = 2\Delta\tau_{21}^{\max}\Delta\gamma_{21}^a + \Delta\sigma_{22}^{\max}\Delta\varepsilon_{22}^a \quad [1.29]$$

$\Delta\tau_{21}^{\max}$ est la variation de la scission sur le plan critique.

$\Delta\gamma_{21}^a$ est la variation de la déformation tangentielle au plan critique.

$\Delta\sigma_{22}^{\max}$ est la variation de la contrainte normale au plan critique.

$\Delta\varepsilon_{21}^a$ est la variation de la déformation normale au plan critique.

Les contraintes moyenne sont prises en compte dans ce critère à la seule condition que les contraintes et les déformations soient toutes deux alternées.

1.6 Conclusions

Malgré tous les travaux menés dans le domaine de la fatigue sur les joints soudés, aucune méthode à ce jour donne entière satisfaction aux concepteurs.

Il existe bien un code de vérification à la fatigue, l'Eurocode3, mais il ne tient pas compte de la nature constitutive de l'acier, entraînant ainsi des calculs pessimistes.

Les méthodes du point chaud ou de la contrainte moyenne, quant à elles, donnent des résultats avec des valeurs relativement élevées pour les coefficient de concentration tels que k_t , k_σ ou k_f .

En revanche, de nouvelles approches sont apparues ces dernières années afin de palier à ce manque dans les bureaux d'études. La méthode volumétrique qui prend en compte en fatigue de l'effet d'entaille dans les joints soudés est une approche qui fait face à ses défauts. Effectivement, en intégrant la géométrie du cordon, la loi de comportement cyclique du matériau, en prenant en compte un volume et non un point, la méthode volumétrique est encourageante et nous l'exploiterons dans le troisième chapitre de ce rapport.

2.

ETUDE EXPERIMENTALE

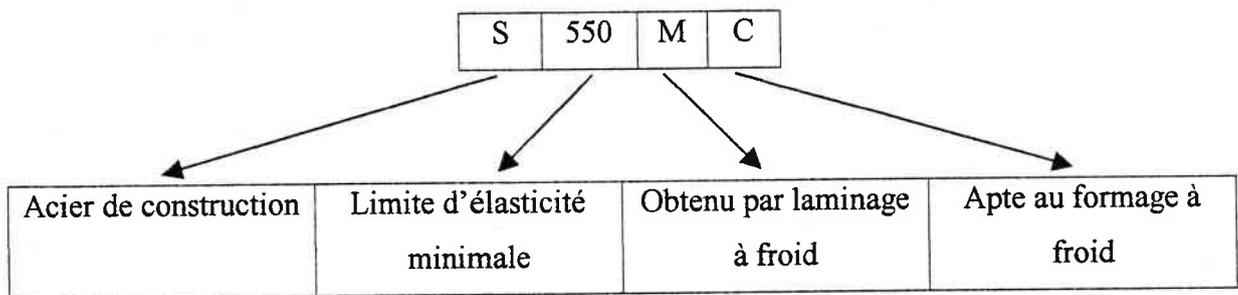
2.1. Etudes des matériaux

L'évolution technique des châssis de semi-remorques passe par l'utilisation d'un acier H.L.E. (à Haute Limite Elastique), en l'occurrence l'acier S550MC, en remplacement de l'acier S355JR (anciennement dénommé E36-2). Le but est d'utiliser un acier avec de meilleures caractéristiques mécaniques afin de réduire les sections des longerons, des traverses et des autres pièces constituant le châssis.

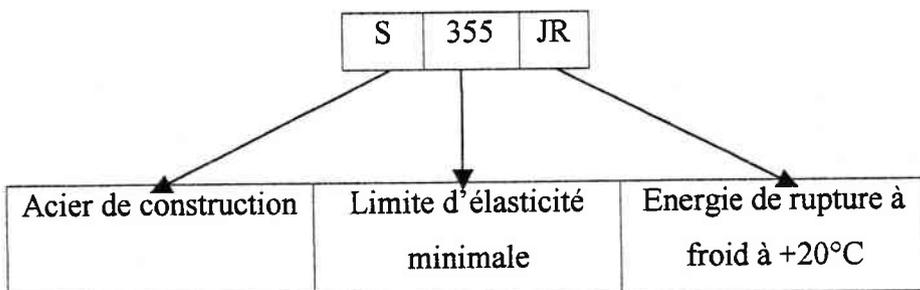
Ces deux matériaux répondent aux exigences des normes NF EN 10025 et 10149-1 .

Selon la norme, chaque lettre ou nombre a une signification. Voilà ce que signifie les lettres et les nombres pour ces 2 aciers.

L'acier S550MC est un acier de construction (S) obtenu par laminage thermomécanique (M) avec une limite d'élasticité minimale spécifiée à température ambiante de 550 MPa (550) apte au formage à froid (C). Il est disponible en produit plat chez les aciéristes.



L'acier S355JR est un acier de construction non-allié laminé à chaud avec une limite d'élasticité minimale spécifiée à température ambiante de 355 MPa et une énergie de rupture à +20°C de 27J (JR).



Dans le tableau 2.1, les caractéristiques normalisées requises sont résumées pour ces 2 aciers. Sur la figure 2.1 sont représentées les lois de comportement des aciers. Le tableau 2.2 rassemble les compositions chimiques normalisées pour l'acier S355JR et S550MC.

Désignation des nuances d'acier		Re (MPa)	Rm (MPa)	Energie rupture (J) K _{CV} min
symbolique	numérique			
S355JR	1.0045	355	510-680	27
S550MC	1.0986	560	630-740	40

Tableau 2.1: caractéristiques mécaniques (d'après les normes NF EN 10025 et 10149-2).

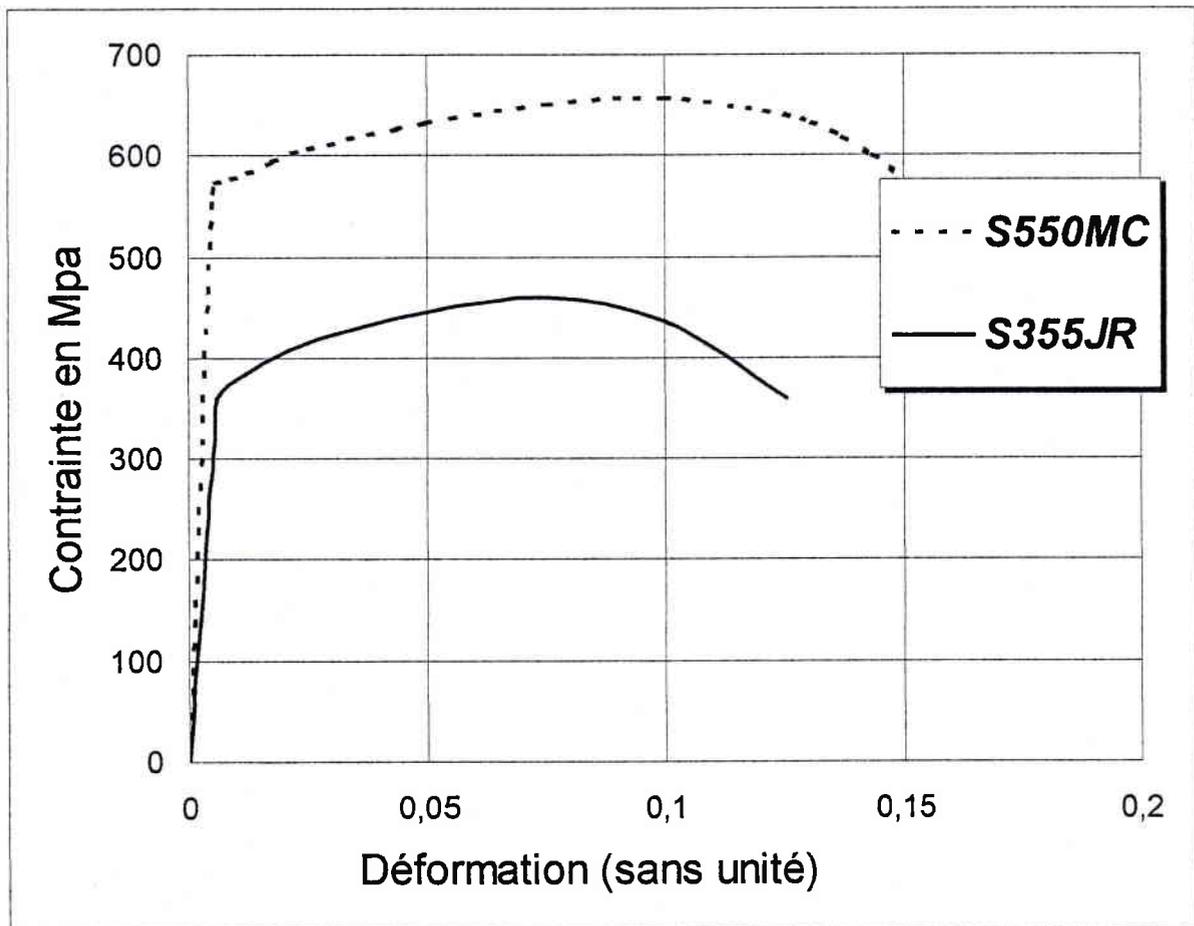


Figure 2.1 : loi de comportement des aciers S355JR et S550MC.

Les caractéristiques de l'acier S550MC sont largement supérieures à celle de l'acier S355JR.

Désignation des nuances d'acier		C %	Mn %	Si %	P %	S %	Al _{total} %	Nb %	V %	Ti %	N %
		max	max	max	max	max	min	max	max	max	max
symbolique	numérique										
S355JR	1.0045	0.24	1.6	0.55	0.045	0.045	-	-	-	-	0.009
S550MC	1.0986	0.12	1.7	0.5	0.025	0.015	0.015	0.09	0.2	0.15	-

Tableau 2.2 : composition chimique (d'après les normes NF EN 10025 et NF EN 10149-2).

Les aciers à haute limite élastique sont des aciers qui ont un très bon comportement à la résistance à la rupture. Le soudage entraîne un traitement thermique modifiant sa microstructure et introduisant des contraintes résiduelles. Cette modification engendre un comportement différent de celui du matériau de base surtout dans le cas de la tenue à la fatigue. Le critère de soudabilité d'un acier est celui du carbone équivalent.

Le carbone équivalent C_{eq} est calculé selon la formule de l'I.I.S. (Institut International de Soudure), par la relation suivante :

$$C_{eq} = C + \left(\frac{Mn}{6}\right) + \left(\frac{Cr+Mo+V}{5}\right) + \left(\frac{Ni+Cu}{15}\right) \quad [35]$$

Dans le tableau 2.3 sont reportés les carbones équivalents calculés à partir des certificats de contrôle des matières des fournisseurs. Ces contrôles ont été confirmés par un laboratoire indépendant.

matériau	C_{eq}
S355JR	0.41
S550MC	0.33

Tableau 2.3 : Carbone équivalent su S355JR et S550MC.

Compte tenu de la faible teneur en carbone et en carbone équivalent, ceci présage une excellente soudabilité des deux matériaux. [37]

2.1.1. Essai Statique :

Un essai de traction selon la norme NF EN 10002 a été réalisé afin de déterminer les propriétés mécaniques des différents matériaux assemblés pas soudage, notamment le loi de comportement statique (courbe contrainte – déformation). La machine de traction utilisée est de type « Zwick ». Ces caractéristiques sont :

- Capacité maximale de charge +- 200kN,
- Vitesse de traverse allant de 0.01 à 500mm/min,
- Pilotage et acquisition des données se faisant par l'intermédiaire d'un PC.

Cette machine est reproduite sur la photo de la figure 2.2.

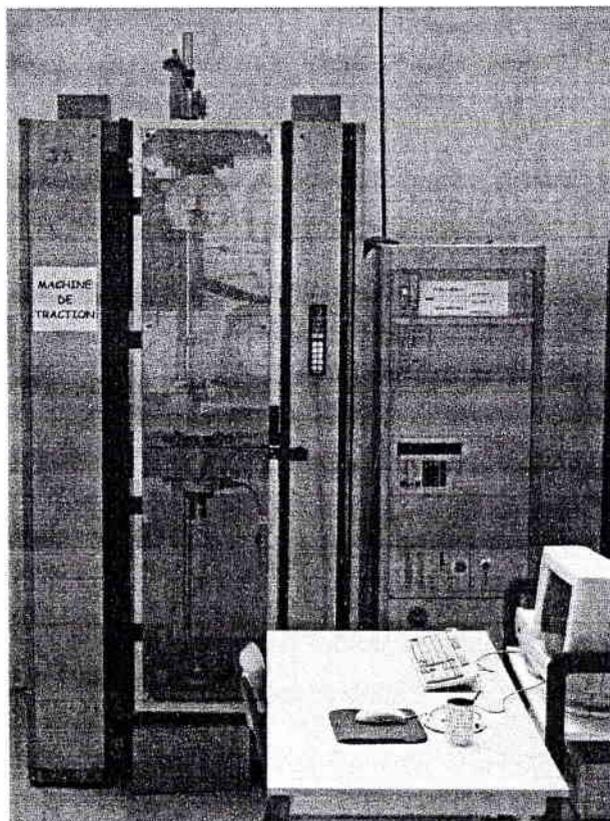


Figure 2.2 : machine d'essai de traction.

Afin de réaliser de tels essais on fait appel à des éprouvettes normalisées dont le schéma est représenté sur la figure 2.3.

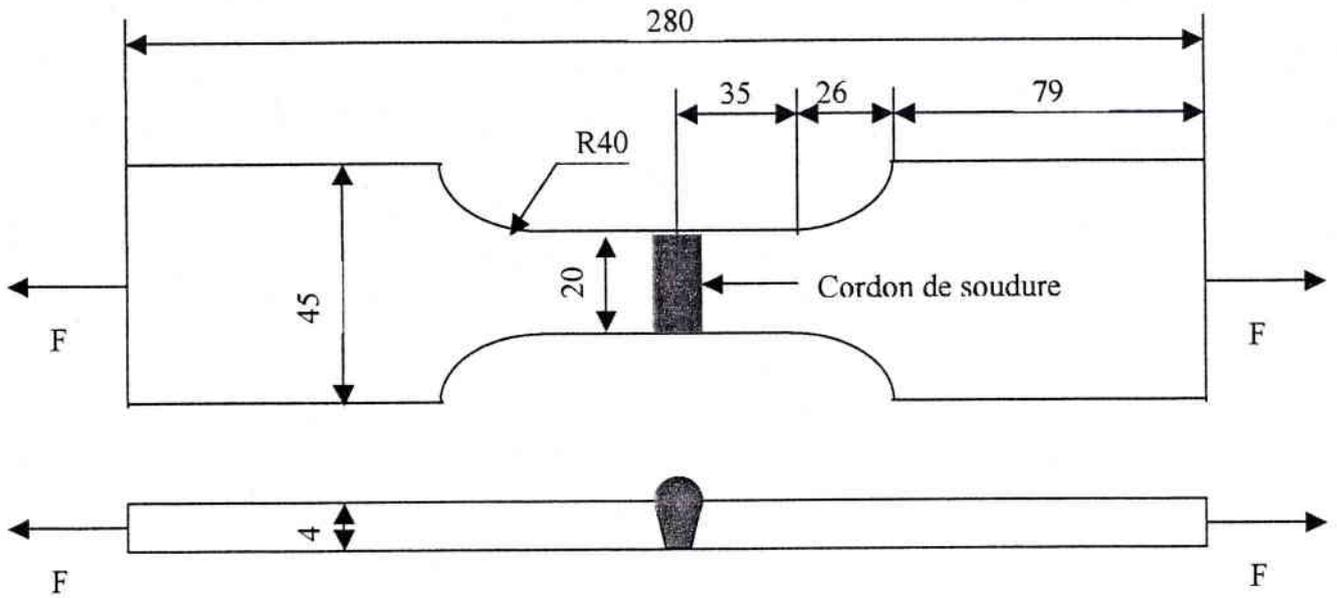


Figure 2.3 : schéma de l'éprouvette d'essai de traction normalisée.

Les 2 matériaux ont été soudés au MAG dans les mêmes conditions (même produit d'apport sous gaz , même énergie de soudage...). Les conditions de soudages sont rassemblées dans des DMOS (Descriptif de Mode Opérateur de Soudage), dont les éléments principaux dans le tableau 2.4 .

Nombre de passes	Procédé de soudage	Produit d'apport	Gaz protecteur	Energie de soudage	Support envers	Préparation
1	MAG	Fil massif	M23	8888 J/cm	Latte cuivre	Franc bord

Tableau 2.4 :Caractéristiques principales du soudage.

Les éprouvettes se sont un état de surface brut. Elles ont été prélevées après un contrôle non destructif , par ressuage. Le prélèvement des échantillons est illustré sur la figure 2.5 .

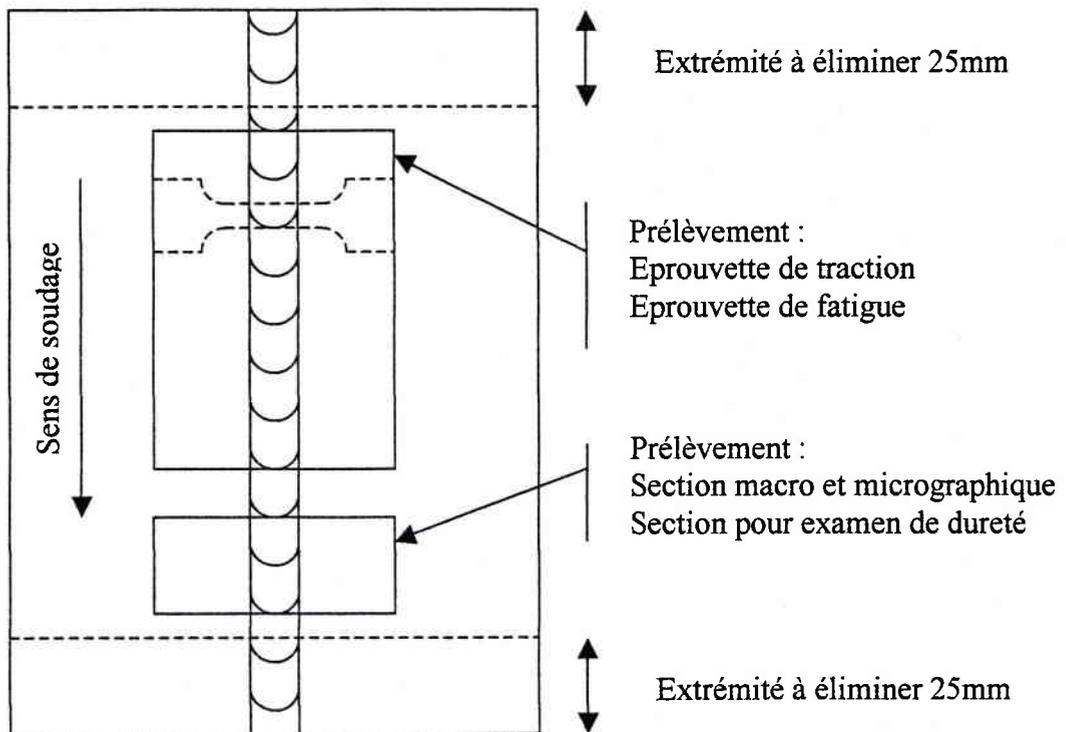


Figure 2.5 Positionnement des éprouvettes prélevées.

Les caractéristiques mécaniques obtenues sont résumées dans le tableau 2.5. Cinq éprouvettes par matériau ont été sollicitées et les résultats reportés dans le tableau exprime leur valeur moyenne. La vitesse des essais de traction est de 2 mm/min.

Matériaux	Re (MPa)	Rm (MPa)	E (GPa)
S355JR	361	465	207
S550MC	563	647	209

Tableau 2.5 Caractéristiques mécaniques des aciers S355JR et S550MC soudés.

Les éprouvettes ont toutes rompues dans la zone fondue ce qui implique qu'il n'y a pas de discontinuité dans les propriétés mécaniques au niveau de la soudure. On peut donc considérer la soudure comme homogène.

2.1.2. Essais métallurgiques

Micrographie

Afin de mieux connaître les matériaux, une étude micrographique a été réalisée pour analyser la microstructure des matériaux une fois soudés. Pour réaliser cette étude métallurgique, nous avons utilisé une microscope optique Olympus BX60M (voir figure 2.6) permettant de faire des grossissements de 50 à 1000 (objectif + oculaire).

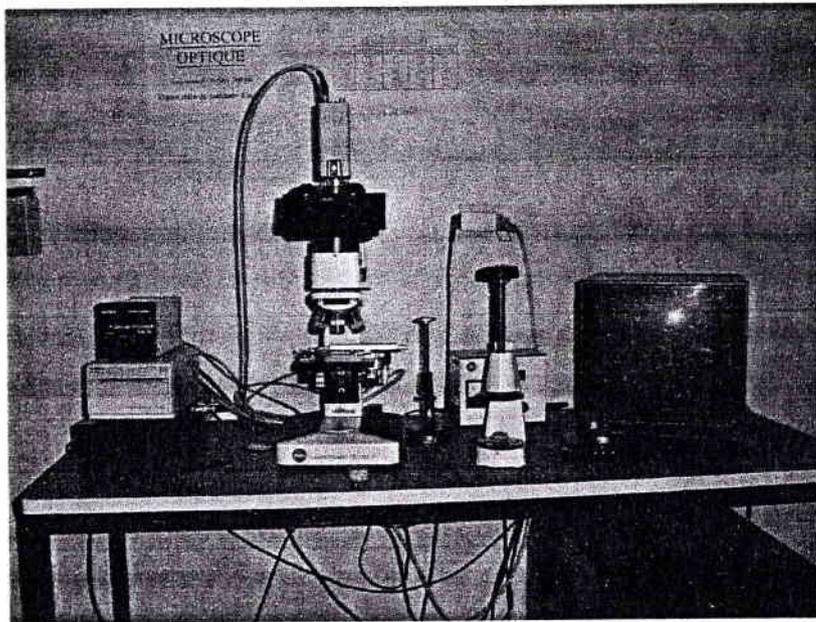


Figure 2.6 : Microscope optique Olympus BX60M.

L'examen micrographique a pour but principal la mise en évidence de la structure de l'échantillon lors de l'observation au microscope optique. Cet examen a été réalisé en suivant norme NF A 05-150.

Les échantillons ont été prélevés par tronçonnage dans le talon soudé. Après un prépolissage au papier abrasif sous eau, ils ont été polis sur un disque avec une suspension diamantée répartie à l'aide d'un diluant. Ensuite ils sont lavés et séchés à l'air avant de subir une attaque chimique au Nital (C1 : solution alcoolique nitrique) à température ambiante.

Les observations types du métal de base, de la zone affectée thermiquement (ZAT) et de la zone fondue (ZF) sont illustrées sur les figures 2.7 à 2.12 .

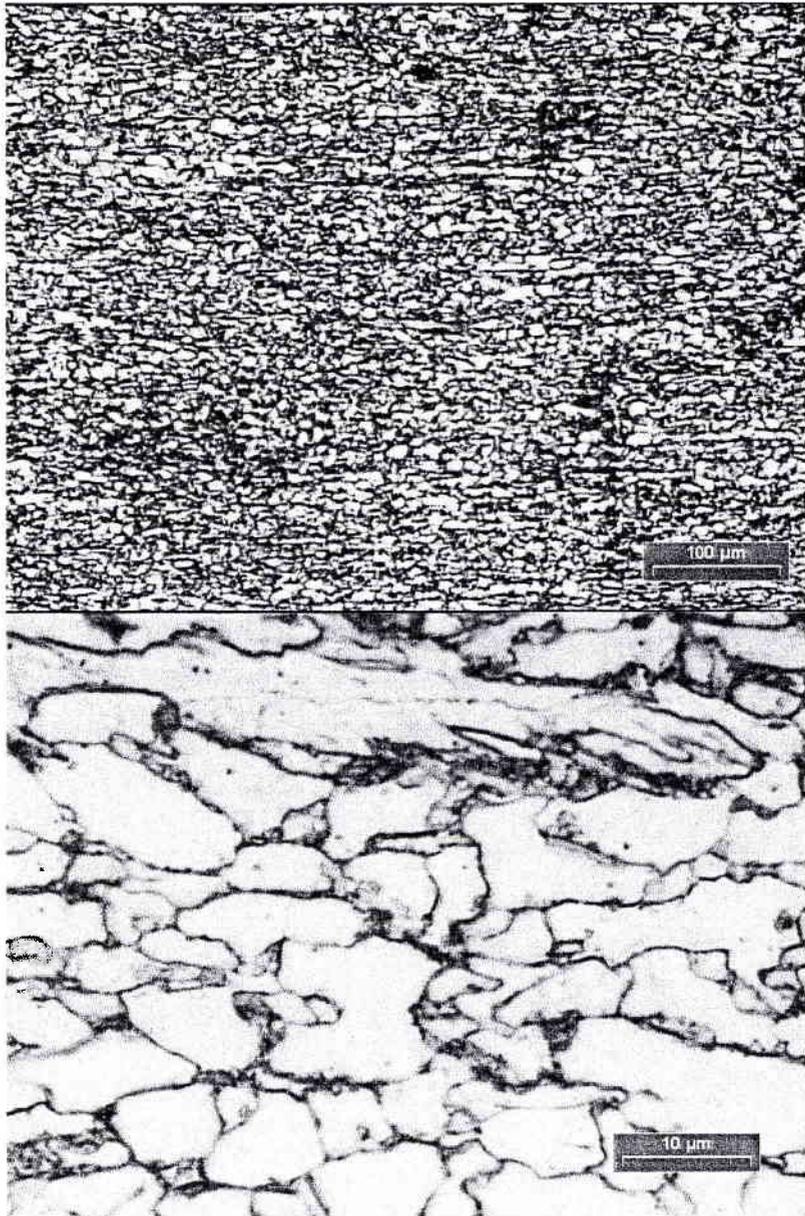


Figure 2.7 : Micrographie du métal de base du S355JR.

La taille des grains de ferrite est assez homogène et les colonnies de perlite montrent une tendance à s'aligner dans le sens du laminage des tôles.

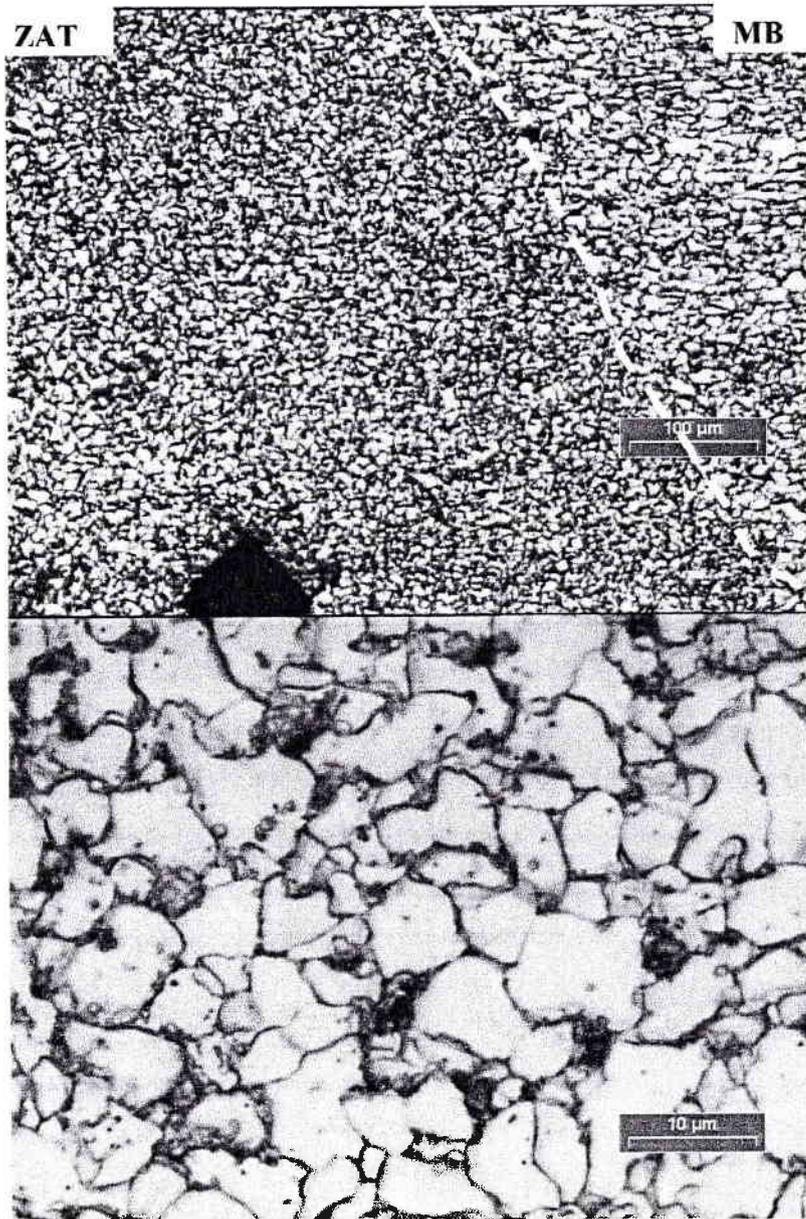


figure 2.8 : micrographie de la ZAT du S335JR.

Cette micrographie a été prise au début de la zone thermiquement affectée (ZAT), coté métal de base le S355JR. La structure est légèrement différente de celle du métal de base et se caractérise par une structure plus fine (traitement de régénération).

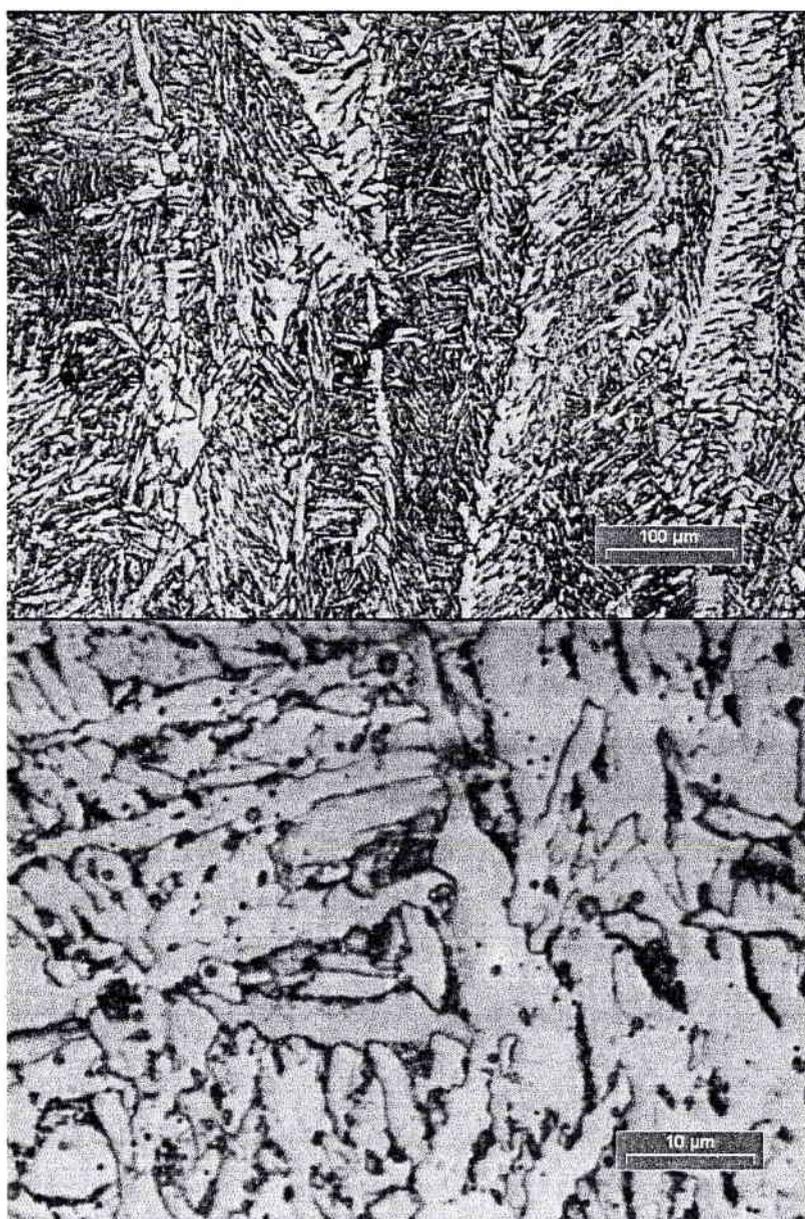


figure 2.9 : micrographie de la ZF du S335JR.

La structure dans la zone fondue (ZF) se présente sous forme de ferrite de Widmannstätten et de bainite.

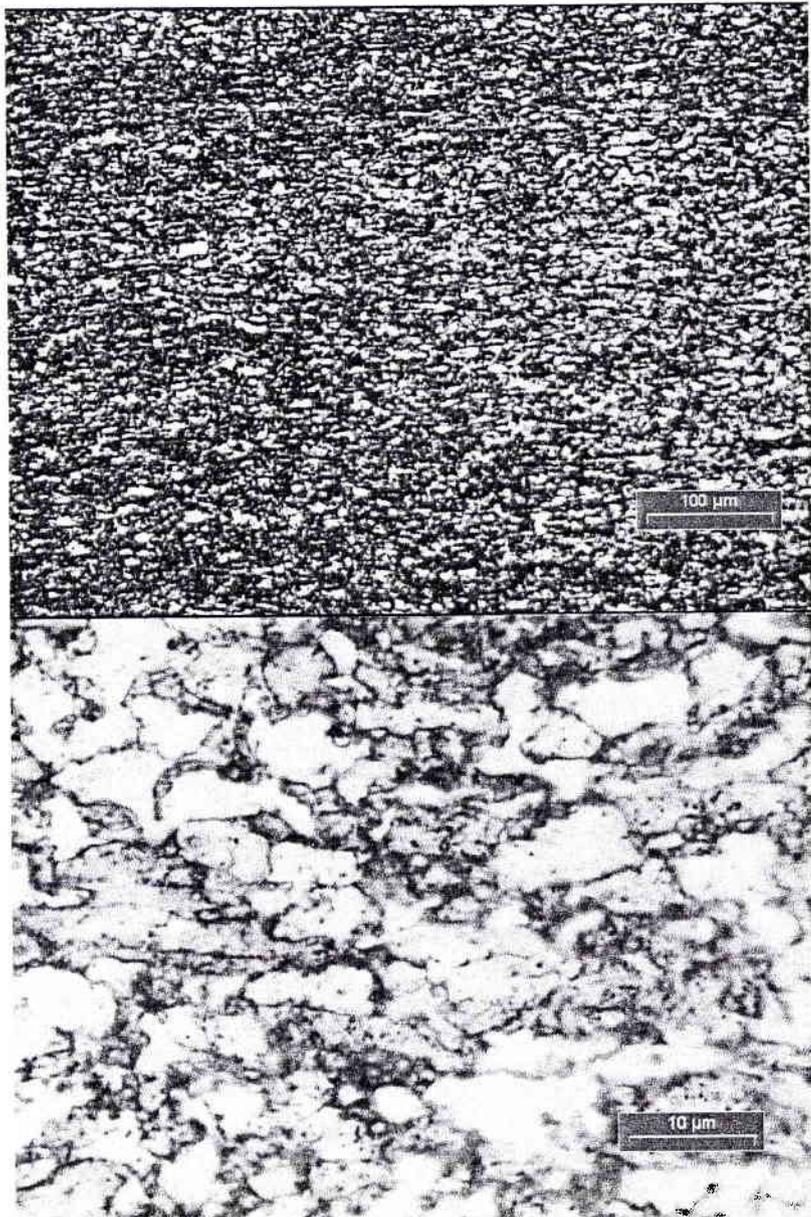


Figure 2.10 : Micrographie du métal de base du S550MC.

Sur cette micrographie nous pouvons constater que l'acier S550MC est constitué d'une matrice ferritique polygonale à grains fins. Les grains sont moins réguliers que pour l'acier S355JR mais plus imbriqués les uns dans les autres.

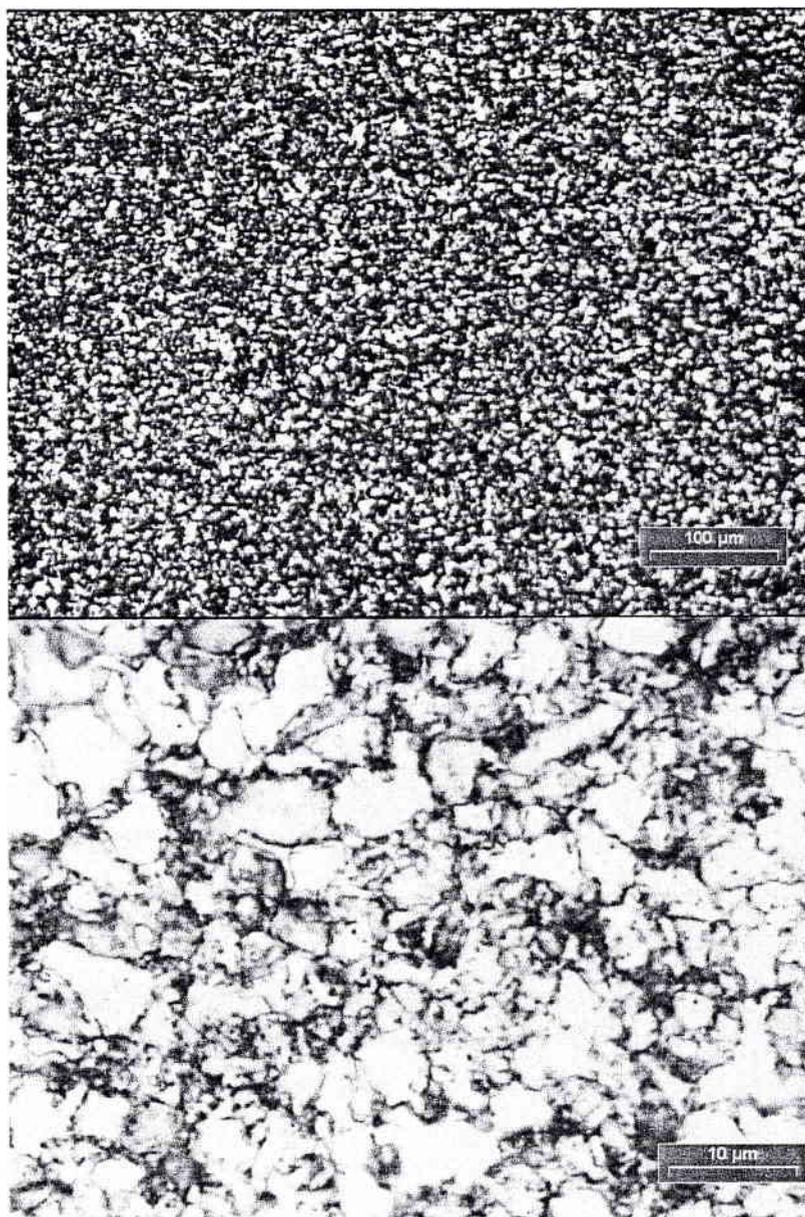


Figure 2.11 : Micrographie de la ZAT du S550MC.

Tout comme pour l'acier S355JR, les grains sont affinés dans la ZAT car le matériau subi un traitement de régénération dans cette zone

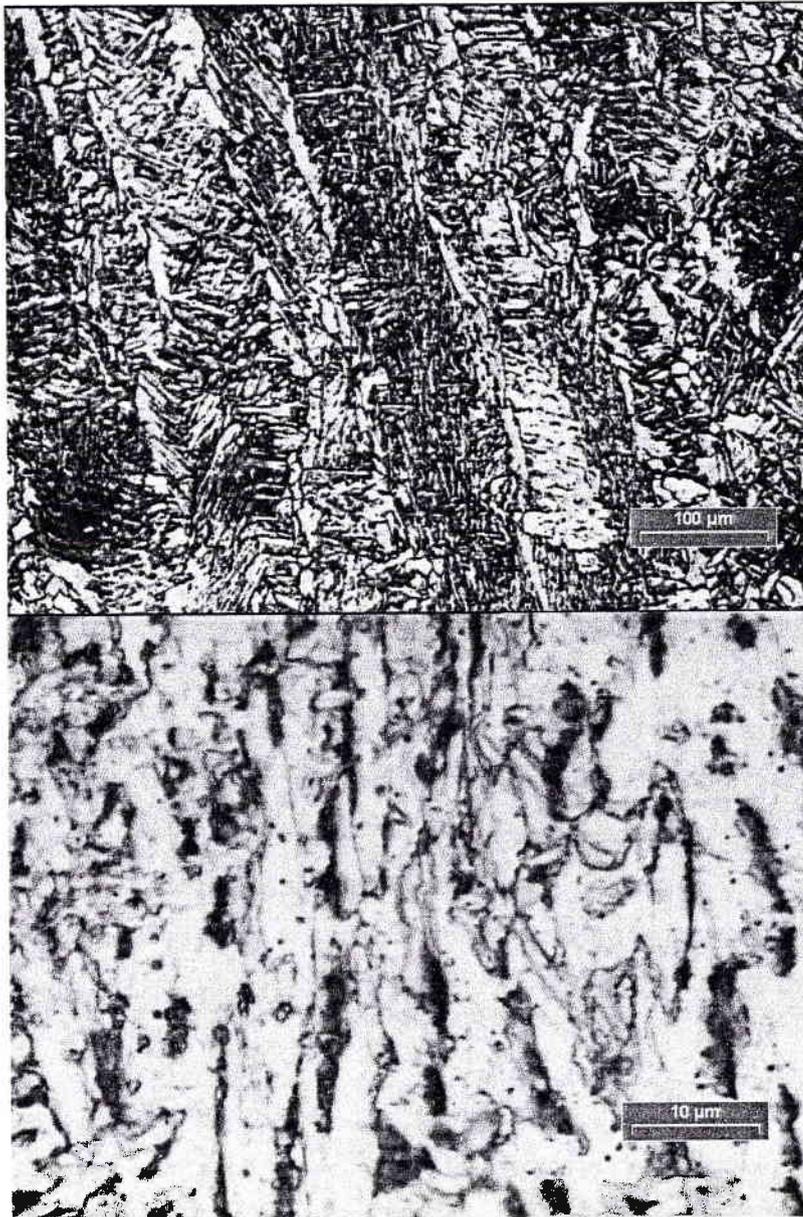


Figure 2.12 : Micrographie de la ZF du S550MC.

La structure dans la zone fondue (ZF) est fine à tendance aiguillée. Elle est composée essentiellement de ferrite aciculaire avec de la bainite.

Les microstructures de l'acier S355JR et S550MC sont assez proches. Lors de l'observation au microscope nous n'avons pas constaté de zone martensitique ce qui, dans notre cas, est plutôt rassurant.

Microdureté

Pour compléter l'essai de traction et les micrographies, une filiation de dureté a été effectuée sur les échantillons des différents matériaux examinés au microscope optique. L'appareil pour mesurer les microduretés est de type Buehler « micromètre 2000 » (figure 2.13). Il permet de réaliser des mesures en dureté Vickers (Hv) sous une charge de 10 à 1000g.

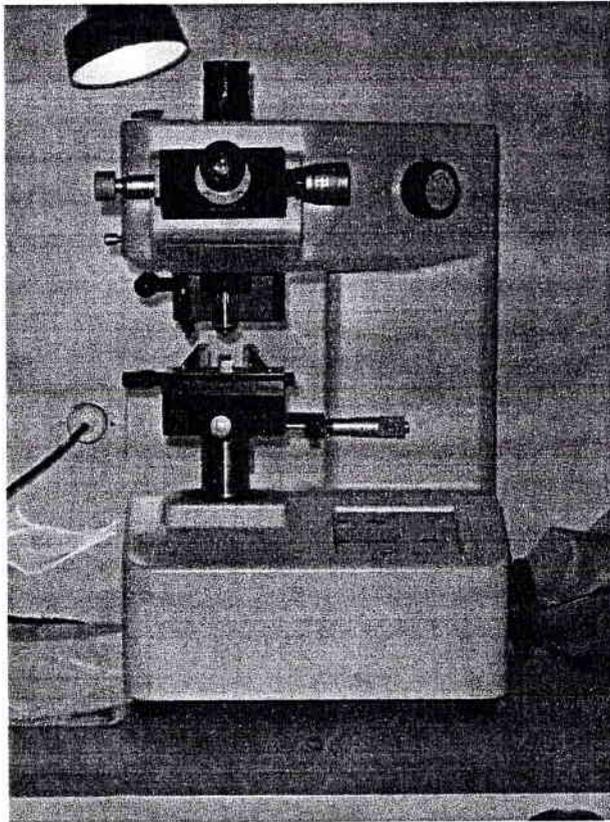


Figure 2.13 : Appareil de microdureté Buehler.

Les mesures de microduretés sont prises sur les échantillons qui nous ont servi à faire l'analyse micrographique. La méthodologie a été celle recommandée dans la norme NF 288-3.

Pour mesurer la microdureté nous avons utilisé la méthode Vickers HV1, la charge est appliquée pendant 15 secondes. L'essai comporte une ligne de filiation située à moins de 2 mm de la surface et cette ligne passe dans le métal de base, les ZAT (Zone Affectée Thermiquement) et la zone fondue. Dans chaque zone, 3 empreintes différentes sont réalisées.

La figure 2.14 montre la disposition des filiations pour un joint bout à bout et un joint en T asymétrique.

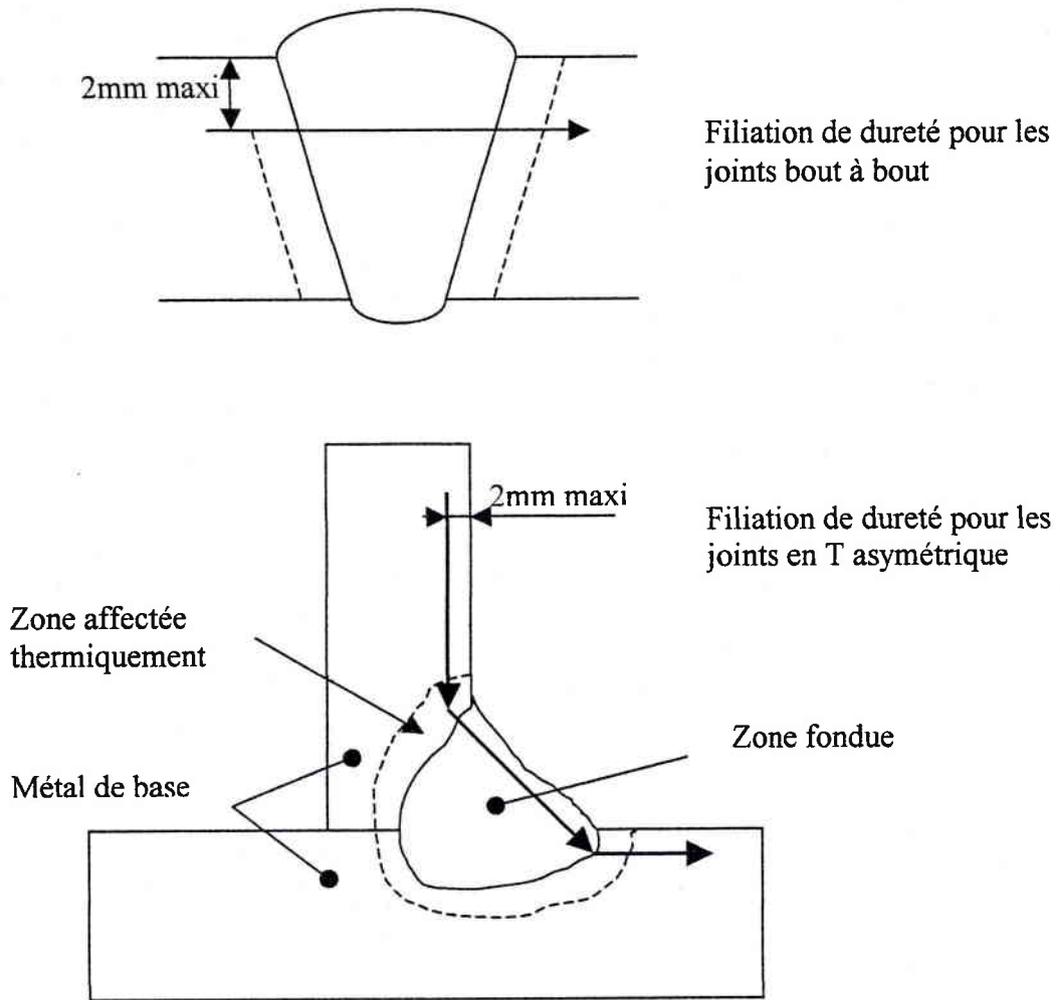


Figure 2.14 disposition des filiations de dureté.

Les résultats se trouvent dans les tableaux 2.6 et 2.7 .

Matériau	Résultats des mesures (Hv)														
	Métal de base			ZAT			Métal fondu			ZAT			Métal de base		
S355JR	156	150	159	150	160	164	173	168	168	152	159	155	157	155	158
	155			158			170			155			157		
S550MC	217	214	218	195	205	208	220	217	219	209	212	194	216	217	217
	216			203			219			205			217		

Tableau 2.6 : microdureté pour les joints soudés bout à bout.

Matériau	Résultats des mesures (Hv)														
	Métal de base				ZAT		Métal fondu				ZAT		Métal de base		
S355JR	169	165	171	216	230	227	221	216	226	231	227	218	159	164	166
	168				224		221				225		163		
S550MC	209	200	203	222	243	237	255	243	251	231	240	237	239	221	221
	204				234		250				236		227		

Tableau 2.7 : microdureté pour les joints soudés en T asymétrique.

A la vue de ces résultats, il semble que la soudure n'apporte pas une grande hétérogénéité dans la structure au niveau de la dureté. La dureté de chaque zone est assez proche ce qui permet de dire que les matériaux d'apports sont bien appropriés aux aciers de constructions.

Les valeurs de microdureté ne sont pas trop élevées et confirme l'examen microscopique notamment la non-présence d'ilôts martensitiques.

Conclusions des essais statiques

Les résultats ici présentés sont les essais que j'ai réalisés pour étudier la soudabilité de l'acier S550MC. D'autres essais ont été effectués par le biais de laboratoire appartenant à nos fournisseurs de produits d'apport de soudage soit par des laboratoires indépendant comme l'APAVE.

En conclusion, nous avons vu que les valeurs du carbone équivalent sont faibles. Cette caractéristique est un élément important dans la fissuration à froid et est un des critères essentiel de la soudabilité [Claeys].

Les duretés mesurées (sur joints soudés monopasse) dans le métal de base s'échelonnent de 200 à 239 HV10, dans la zone fondue de 217 à 255 HV10. Nous avons remarqué un adoucissement dans le zone affectée thermiquement, correspondant à une diminution de dureté jusqu'à 194HV10.

Les essais de traction menés sur les matériaux montrent une homogénéité des caractéristiques mécaniques telle que la limite élastique ou la résistance ultime. Ces conditions sont importantes pour qu'un matériau ait une bonne soudabilité car il n'y a pas de disparité locale dans le matériau.

Les essais non mentionnés dans ce rapport tels que les essais de ressuage, les radiographies, les macrographies ou bien encore les essais de résilience ont été satisfaisants quant à la soudabilité des aciers S550MC bien au contraire puisqu'ils répondent tous à leur propre norme.

A la vue des résultats de ces essais, nous pouvons dire que le soudage d'un acier S550MC ne présente guère de risque. Les bennes fabriquées actuellement en S690MC sur le site de Lunéville (depuis 3 ans) ne connaissent pas de problèmes de soudabilité.

L'APAVE a délivré des QMOS (Qualification d'un Mode Opérateur de Soudage) début 2001 au site de Lunéville pour les deux types de joints soudés dans cette étude.

2.2.Essais de fatigue

L'expérience industrielle montre que les ruptures de pièces de machines en fonctionnement normal sont le plus souvent dues à la fatigue. Celle-ci est particulièrement insidieuse du fait de son caractère progressif masqué.

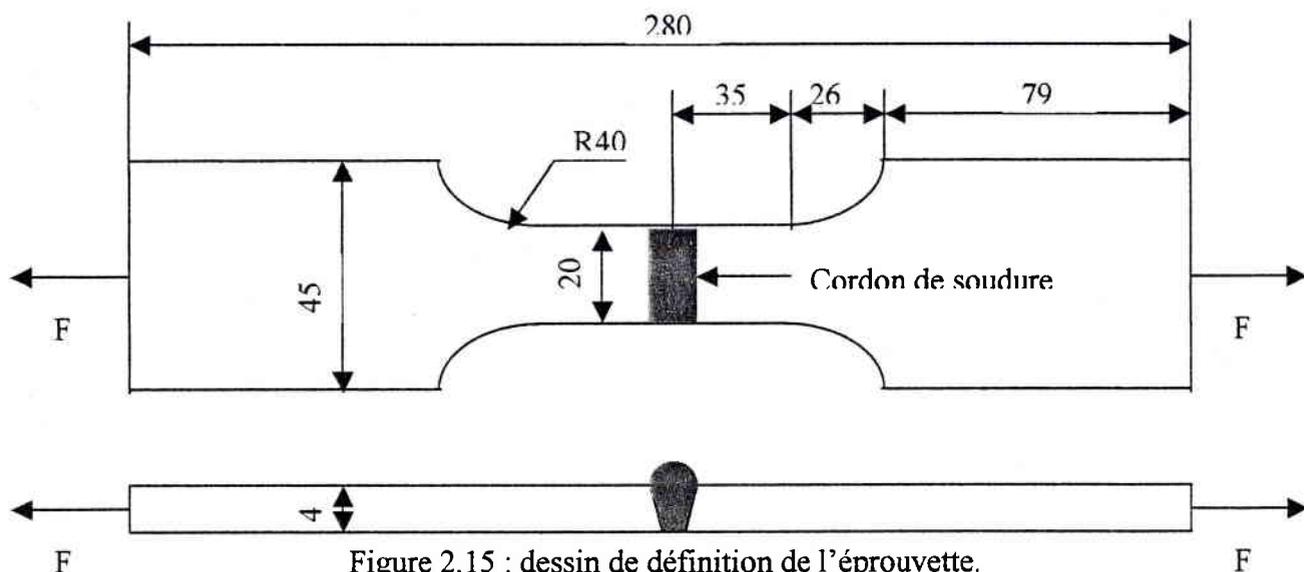
Les caractéristiques de fatigue [43] ne sont pas des propriétés intrinsèques, elles dépendent des conditions dans lesquelles elles ont été déterminées (éprouvette, sollicitations, ...) et des méthodes utilisées. Il existe ainsi une multitude d'essais de fatigue possibles pour mesurer les caractéristiques à prendre en compte dans tous les cas de tenue en service.

Dans cette étude 3 types d'essais de fatigues ont été réalisés :

- par traction,
- par flexion 3 points,
- en fatigue oligocyclique.

2.2.1. Essai de fatigue par charge uniaxiale en traction ondulée

La forme de l'éprouvette est parallélépipédique [39-40] à section rectangulaire avec des congés se raccordant tangentiellement entre la partie soumise à l'essai et les têtes de l'éprouvette (figure 2.15). Elles sont prélevées comme précédemment (cf paragraphe 2.1.1)



Ces essais de fatigues suivent rigoureusement les préconisations de la norme en vigueur c'est à dire la norme NF A03-401.

Les essais de fatigue sont réalisés sur une machine servohydraulique (voir figure 2.16) de capacité ± 100 kN. Les éprouvettes sont soumises à des sollicitations de traction ondulées à un rapport de charge $R=0,1$.

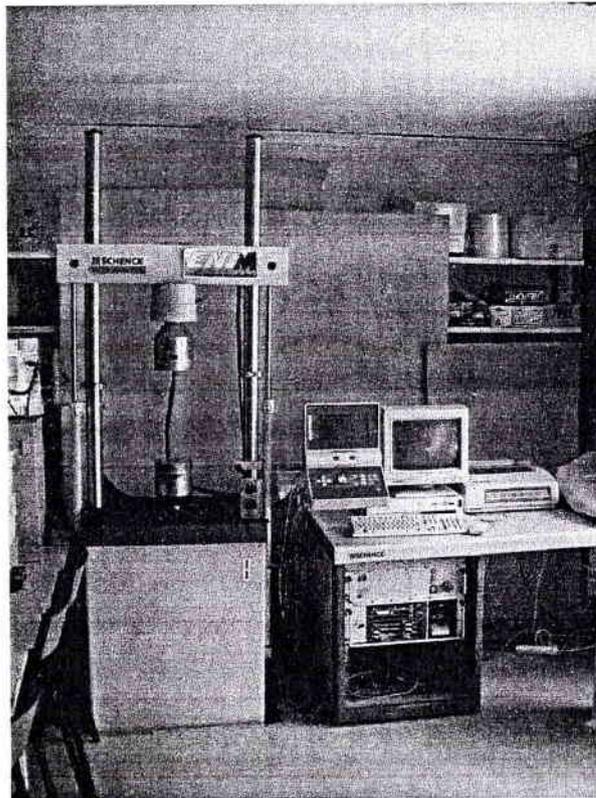
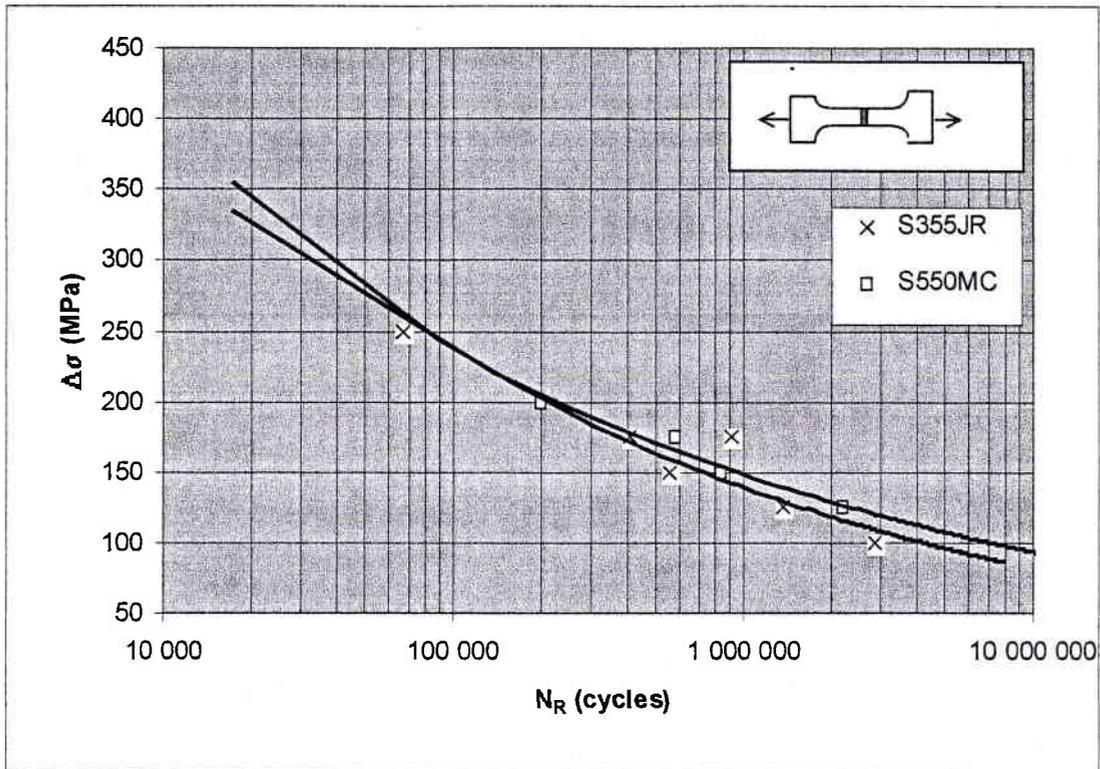


Figure 2.16 : machine servohydraulique pour les essais de fatigue.

Durant l'essai de fatigue, la variation de contrainte est maintenue constante. Les essais sont effectués à une fréquence de 25 Hz dans le milieu ambiant du laboratoire.

Sur la figure 2.17 sont représentés les résultats bruts de l'expérimentation.



Matériau	Type de joint	Etat	σ_f'	b
S355JR	Bout à bout	Brut	3407	-0.2314
S550MC	Bout à bout	Brut	2376	-0.2007

Tableau 2.8 : Coefficient de la loi de Basquin pour les joints soudés bout à bout bruts.

La plupart des éprouvettes qui ont été conduites jusqu'à leur ruine montrent que les fissures, initiatrices de la rupture, se sont amorcées en racine des cordons de soudure. Cette remarque est schématisée sur la figure 2.18 et illustrée sur la figure 2.19.

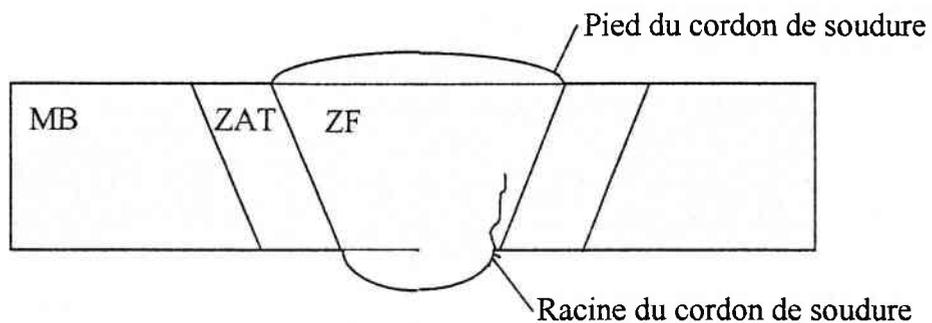


Figure 2.18 : schéma montrant l'amorçage et la propagation de la fissure.

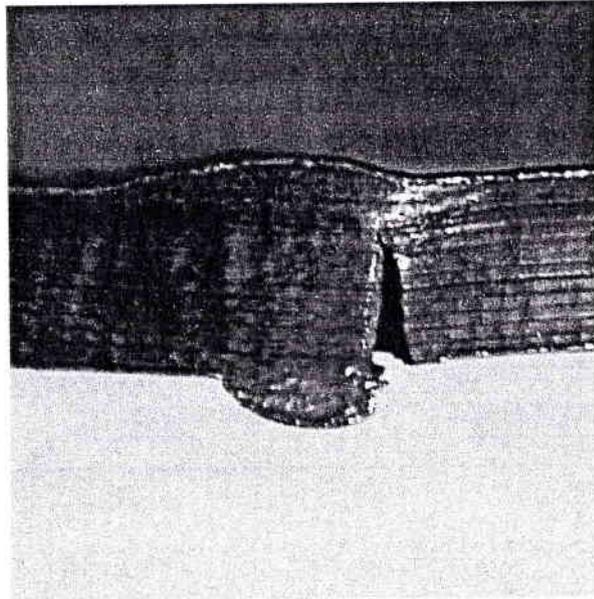


Figure 2.19 : Propagation de la fissure dans le cordon de soudure.

Suite à cette première campagne d'essais, une seconde a été réalisée afin d'étudier l'amélioration à la tenue en fatigue des joints soudés par différentes techniques de parachèvement. Nous en avons retenu deux :

- Eprouvette arasée : Le cordon de soudure est fraisé ce qui lui donne une excellente géométrie, mais ce procédé n'est pas viable industriellement pour la fabrication des châssis de semi-remorque.

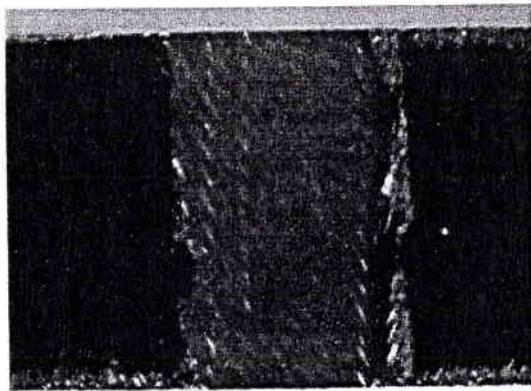


Figure 2.20 : photographie d'une éprouvette arasée.

- Eprouvette sablée : le sablage a été réalisé sur la chaîne de montage de chez General Trailers Lunéville. Ce sablage permet de préparer la structure mécanosoudée à recevoir une peinture. Cette opération améliore en fait aussi la géométrie du cordon de soudure et permet d'adoucir le champ de contraintes.

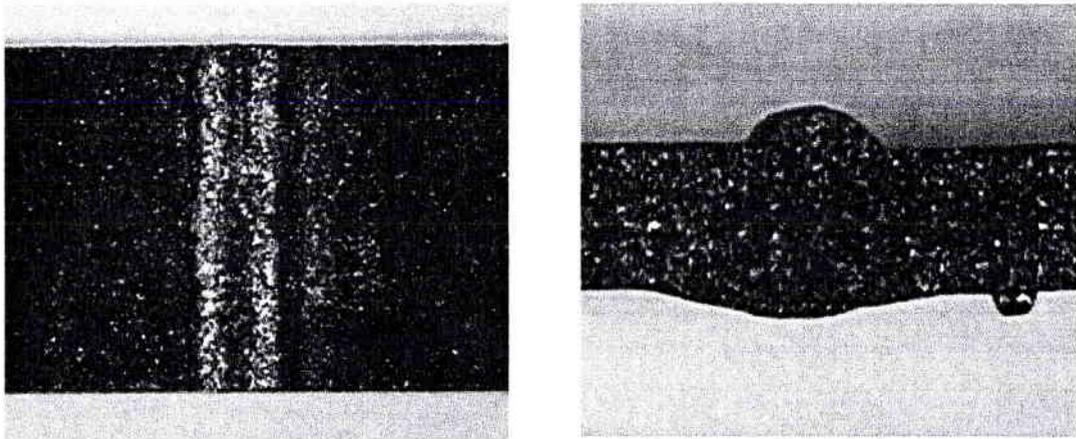


Figure 2.21 : : photographie d'une éprouvette sablée.

La technique de prélèvement est identique aux éprouvettes précédentes et les éprouvettes sont toujours de la même forme.

L'ensemble de tous les essais est récapitulé sur la figure 2.22 .

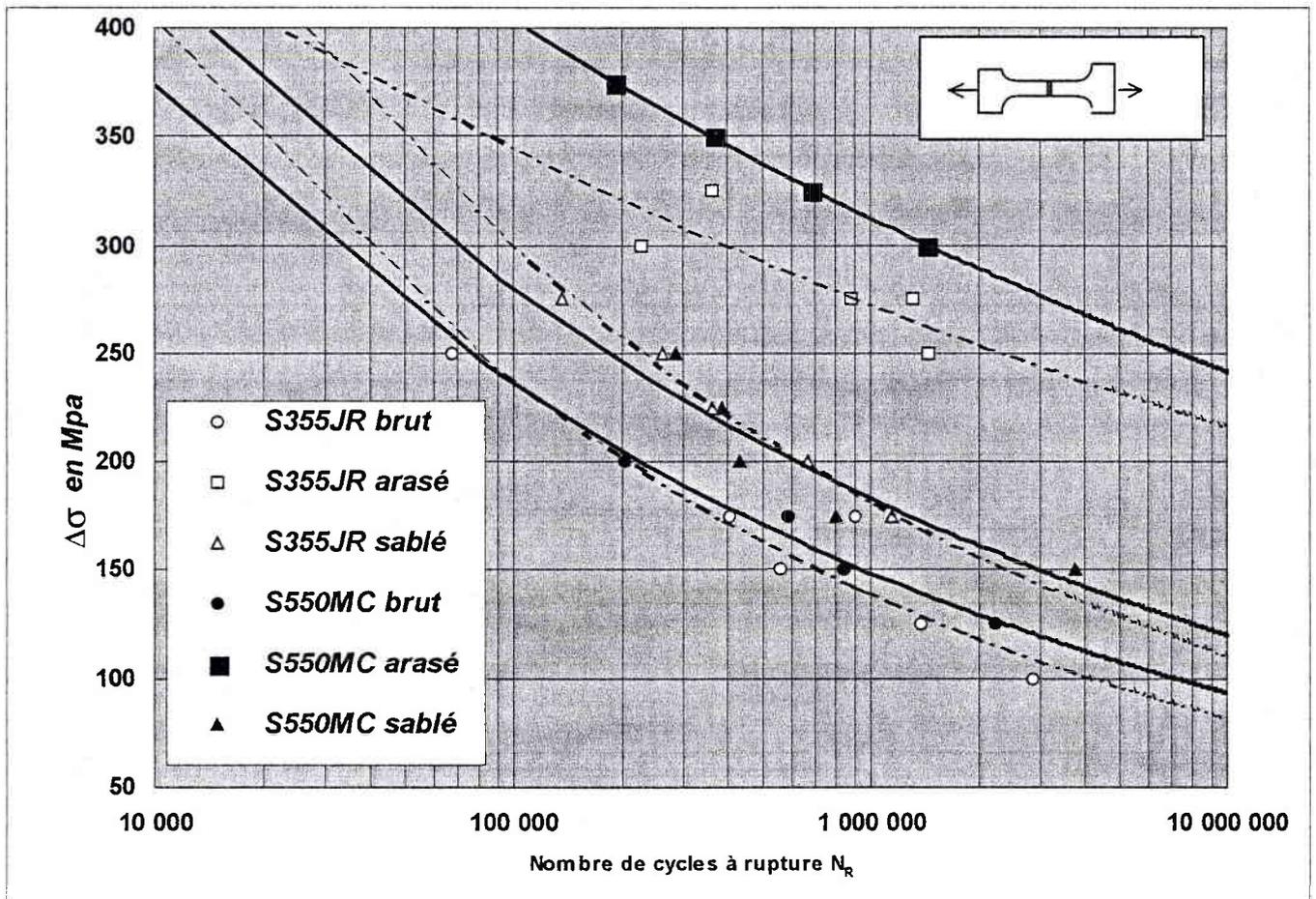


Figure 2.22 : Courbes de résistance à la fatigue des joints soudés bout à bout pour les aciers S550MC et S355JR.

Matériau	Type de joint	Etat	σ_f'	b
S355JR	Bout à bout	arasé	1104	-0.1013
S550MC	Bout à bout	arasé	1448	-0.1111
S355JR	Bout à bout	sablé	3603	-0.2162
S550MC	Bout à bout	sablé	2307	-0.1834

Tableau 2.9 : Coefficient de la loi de Basquin
pour les joints soudés bout à bout arasés et sablés.

Les résultats obtenus dans cette étude pour améliorer la durée de vie des structures mécano-soudées rejoignent les articles de la littérature à ce sujet [39-41].

La méthode de parachèvement par arasage donne la limite de fatigue la plus élevée (pour 2 millions de cycles). La durée de vie est nettement plus importante pour l'acier S550MC arasé par rapport au S355JR arasé . Hélas, cette méthode n'est pas envisageable pour la fabrication des châssis.

Le sablage amène de toute évidence une amélioration de la tenue en fatigue des composants soudés mais la limite d'endurance est quasi identique pour les deux types d'aciers. Il en est de même si on compare les courbes de résistance à la fatigue des soudures brutes bout à bout.

Devant de tels résultats il semble que l'utilisation des aciers à haute limite élastique ne soit pas aussi intéressante que ce que nous avons pu espérer. Le matériau a une soudabilité correcte mais son comportement est identique en fatigue.

Toutefois une amélioration de cette tenue peut être envisagé. Lors d'une réunion de travail au sein des laboratoires de la SOLLAC à Dunkerque, Mr Claeys et son équipe nous ont montré des résultats bien meilleurs montrant une résistance à la fatigue supérieure à celle que nous avons obtenue mais dans des conditions différentes. Mais les conditions n'étaient pas les mêmes. Lors de cette entrevue, il nous a semblé que le nombre de passe était prépondérant.

Leur éprouvettes avaient été soudées en 3 passes mais pour des raisons économiques cette solution n'est pas viable, elle aussi, sur la chaîne de fabrication de Général Trailers Lunéville.

2.2.2. Essai de fatigue par flexion 3 points en traction ondulée

Pour reconstituer un longeron sur un semi-remorque, on assemble deux semelles sur une âme avec 2 joints en T asymétrique (joint à pénétration partielle). Ainsi le longeron est considéré comme une poutre en I, voir figure 2.23. La solution optimale, pour que ce longeron ait un excellent comportement mécanique, serait de le reconstituer à partir de deux poutres en T qu'on viendrait souder bout à bout. Le cordon de soudure et la ligne neutre seraient alors confondus et donc la soudure moins sollicitée. Or actuellement sur le marché, il n'y a pas de telle section de poutre en T en acier S550MC et le seul moyen de fabriquer le longeron est de souder 2 plats de part et d'autre de l'âme.

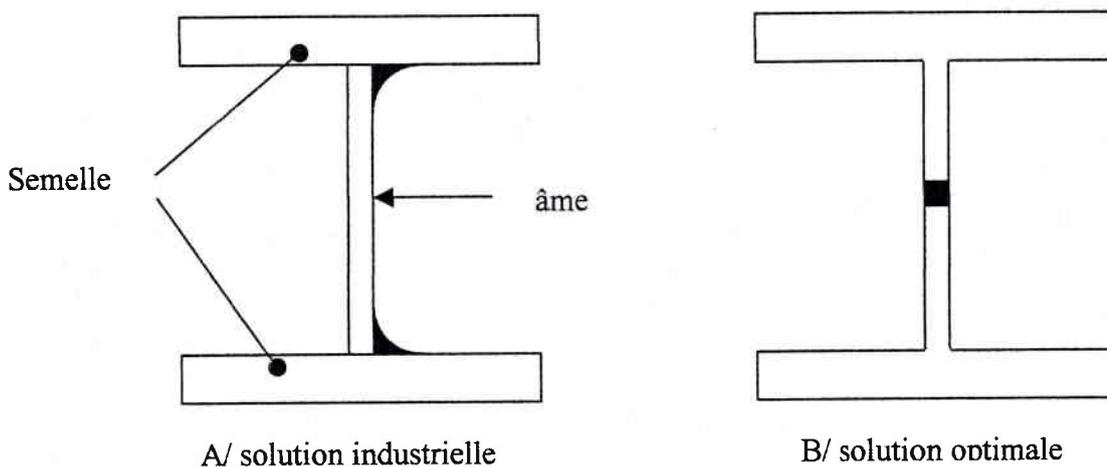


Figure 2.23 : Coupe d'un longeron en I reconstitué.

Pour tester ces joints soudés, des essais en flexion 3 points ont été réalisés. Les conditions d'essais sont identiques à celle pour les essais de fatigue par charge uniaxiale en traction ondulée, on adapte toutefois sur la machine de fatigue un montage qui nous permet d'effectuer un essai de flexion 3 points. La distance entre les appuis est de 40 mm. Le principe de cet essai est représenté sur la figure 2.24.

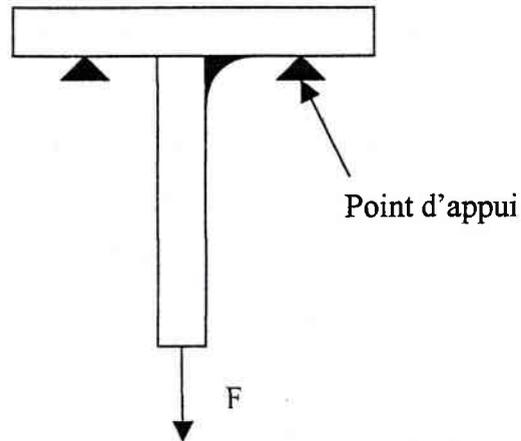


Figure 2.24 : schéma de principe de l'essai en flexion 3 points.

Pour une étude plus complète nous nous sommes intéressés à différents paramètres.

L'influence du produit d'apport (couple fil-flux) pour le soudage a été étudiée. Il existe en effet sur le marché des produits de soudage spécifiques à l'assemblage des aciers à haute limite élastique que nous avons testé dans cette étude. Les résultats sont reportés sur les courbes de résistance à la fatigue de la figure 2.26.

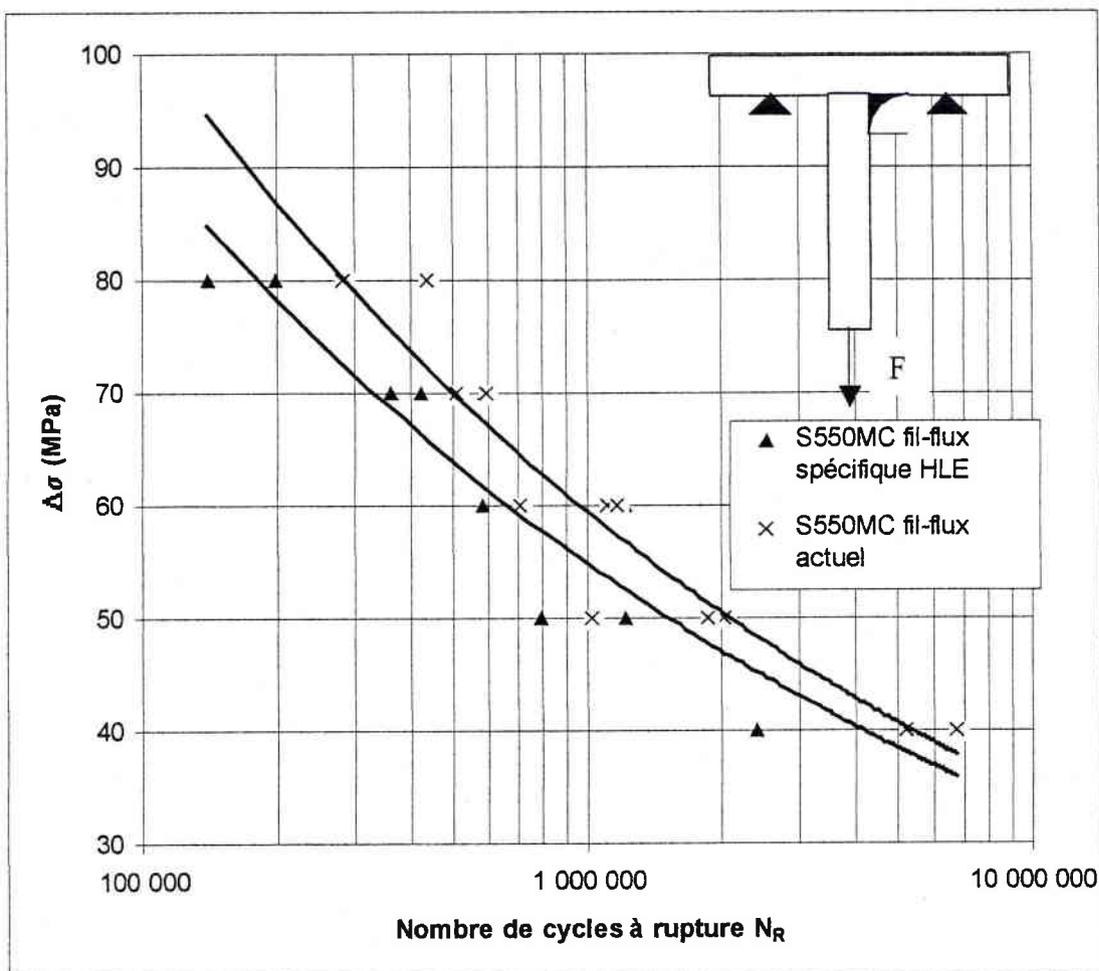


Figure 2.26 : comparaison des courbes de résistance à la fatigue de l'acier S550MC soudé avec des matériaux d'apports différents.

Matériau	Type de joint	Etat	σ_f'	b
S550MC	T asymétrique	Fil-flux spécifique	1168	-0.2214
S550MC	T asymétrique	Fil-flux actuel	1556	-0.2363

Tableau 2.10 : Coefficient de la loi de Basquin pour les joints soudés en T à pénétration partielle avec un couple fil flux différent.

A lire les résultats expérimentaux, il semblerait que l'acier S550MC soudé avec un couple fil/flux spécifique ne donnent pas de meilleurs résultats. De plus, son utilisation en fabrication amèneraient des modifications sur la chaîne de production (exemple : installation d'une étuve), des temps de changement de produit plus long, un coût produit plus élevé qui auraient comme conséquence un surcoût économique important.

Les résultats expérimentaux permettent d'avoir les courbes de résistance à la fatigue reportées sur la figure 2.27

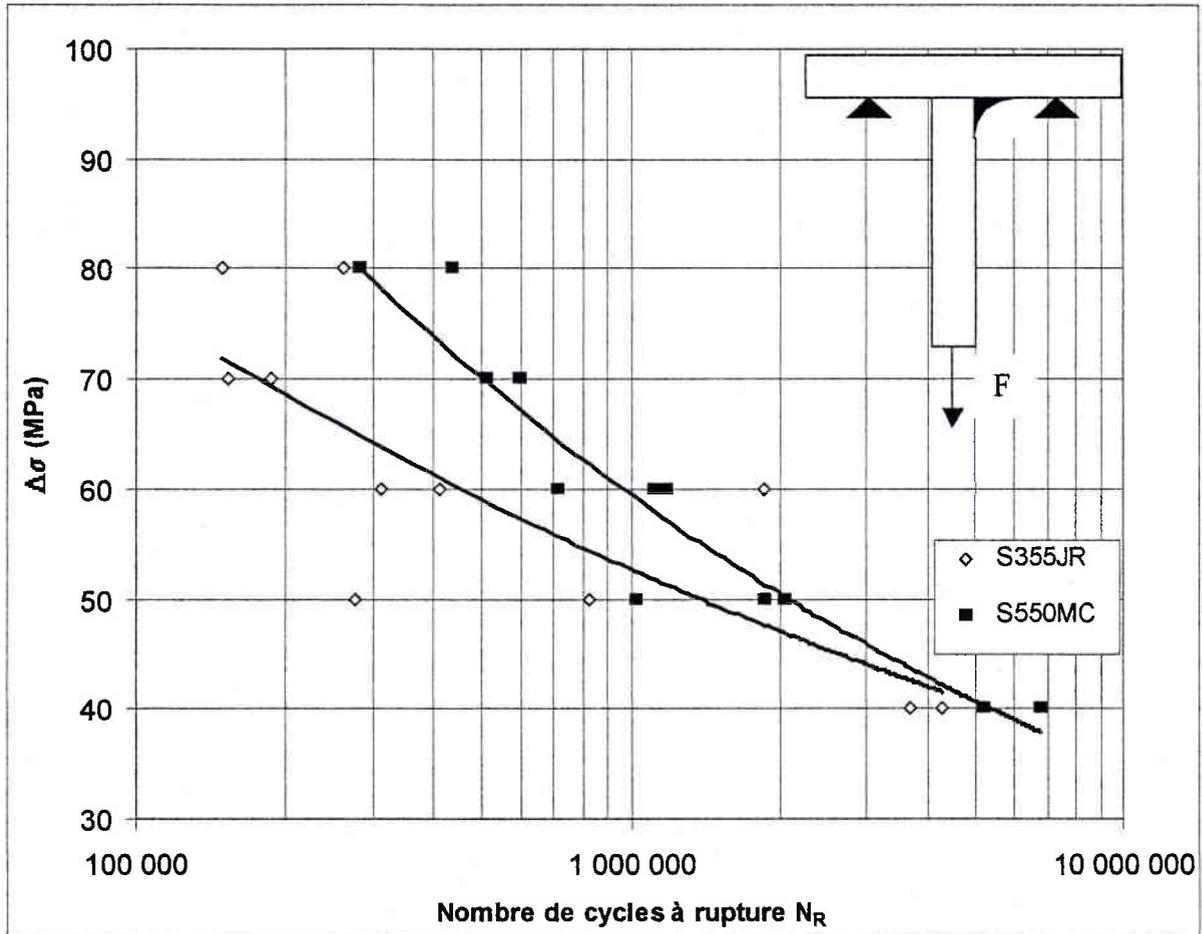


Figure 2.27 : Courbes de résistance à la fatigue des aciers S355JR et S550MC.

Matériau	Type de joint	Etat	σ_f' (MPa)	b
S355JR	T asymétrique	Fil-flux actuel	505	-0.1636
S550MC	T asymétrique	Fil-flux actuel	1556	-0.2363

Tableau 2.11 : Coefficient de la loi de Basquin pour les joints soudés en T à pénétration partielle pour l'acier S355JR et l'acier S550MC.

Les résultats comparatifs entre les joints soudés en T asymétrique en S355JR et S550MC montrent que la tenue à la fatigue est meilleure dans le cas des aciers à haute limite élastique étudiés dans ce projet.

La plupart des éprouvettes qui ont été conduites jusqu'à leur ruine montrent que les fissures, qui amorcent la rupture, sont parallèles à la surface de la semelle. Ce sont donc les contraintes de traction qui ont joué un rôle essentiel dans la rupture de la pièce. Toutefois, pour quelques exceptions, les contraintes de flexion ont joué un rôle dans la fissuration et la fissure s'est propagée à travers de la semelle. Cette remarque est illustrée sur la figure 2.28 et 2.29.

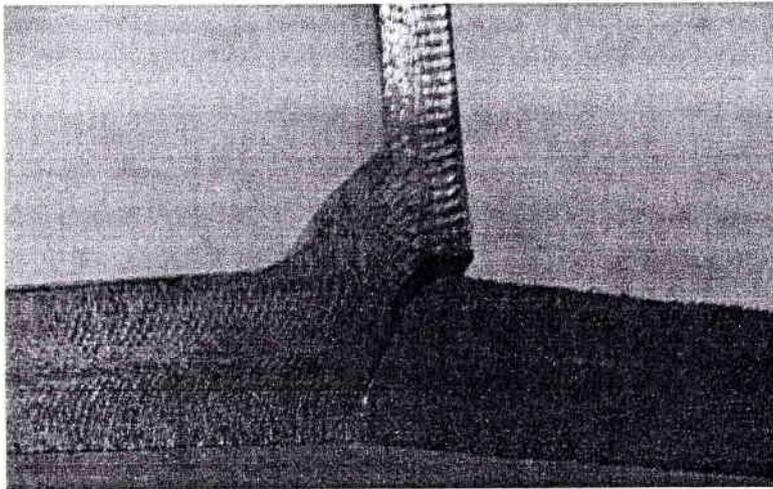


Figure 2.28 : propagation de la fissure dans la semelle (flexion).

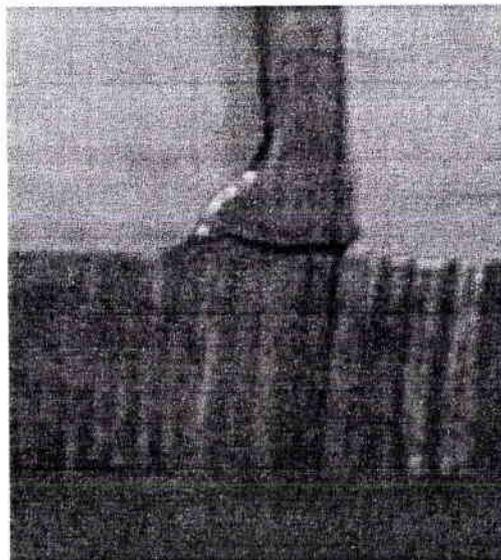


Figure 2.29 : propagation de la fissure parallèlement à la surface de la semelle (traction).

Matériau	Type de joint	Etat	σ_f' (MPa)	b
S355JR	Bout à bout	Brut	3407	-0.2314
S550MC	Bout à bout	Brut	2376	-0.2007
S355JR	Bout à bout	arasé	1104	-0.1013
S550MC	Bout à bout	arasé	1448	-0.1111
S355JR	Bout à bout	sablé	3603	-0.2162
S550MC	Bout à bout	sablé	2307	-0.1834
S550MC	T asymétrique	Fil-flux spécifique	1168	-0.2214
S550MC	T asymétrique	Fil-flux actuel	1556	-0.2363
S355JR	T asymétrique	Fil-flux actuel	505	-0.1636

Tableau 2.12 : Récapitulation des coefficient de la loi de Basquin pour les joints soudés testés dans cette étude.

Pour une meilleure compréhension des résultats, nous les avons réunis dans différents tableaux. Le tableau 2.13 et 2.14 présentent les résultats en fonction du matériau. Le tableau 2.15 donne les résultats en fonction de paramètre b' décroissant quant au tableau 2.16 il rassemble les résultats en fonction de σ_f' décroissant.

Matériau	Type de joint	Etat	σ_f' (MPa)	b
S355JR	Bout à bout	Brut	3407	-0.2314
S355JR	Bout à bout	arasé	1104	-0.1013
S355JR	Bout à bout	sablé	3603	-0.2162
S355JR	T asymétrique	Fil-flux actuel	505	-0.1636

Tableau 2.13 : Coefficient de la loi de Basquin pour l'acier S355JR.

Matériau	Type de joint	Etat	σ_f' (MPa)	b
S550MC	Bout à bout	Brut	2376	-0.2007
S550MC	Bout à bout	arasé	1448	-0.1111
S550MC	Bout à bout	sablé	2307	-0.1834
S550MC	T asymétrique	Fil-flux spécifique	1168	-0.2214
S550MC	T asymétrique	Fil-flux actuel	1556	-0.2363

Tableau 2.14 : Coefficient de la loi de Basquin pour l'acier S550MC.

Matériau	Type de joint	Etat	σ_f' (MPa)	b
S550MC	T asymétrique	Fil-flux actuel	1556	-0.2363
S550MC	T asymétrique	Fil-flux actuel	1556	-0.2363
S355JR	Bout à bout	Brut	3407	-0.2314
S550MC	T asymétrique	Fil-flux spécifique	1168	-0.2214
S355JR	Bout à bout	sablé	3603	-0.2162
S550MC	Bout à bout	Brut	2376	-0.2007
S550MC	Bout à bout	sablé	2307	-0.1834
S355JR	T asymétrique	Fil-flux actuel	505	-0.1636
S550MC	Bout à bout	arasé	1448	-0.1111
S355JR	Bout à bout	arasé	1104	-0.1013

Tableau 2.15 : Coefficients de la loi de Basquin classés selon le coefficient b décroissant.

Matériau	Type de joint	Etat	σ_f' (MPa)	b
S355JR	Bout à bout	sablé	3603	-0.2162
S355JR	Bout à bout	Brut	3407	-0.2314
S550MC	Bout à bout	Brut	2376	-0.2007
S550MC	Bout à bout	sablé	2307	-0.1834
S550MC	T asymétrique	Fil-flux actuel	1556	-0.2363
S550MC	Bout à bout	arasé	1448	-0.1111
S550MC	T asymétrique	Fil-flux spécifique	1168	-0.2214
S355JR	Bout à bout	arasé	1104	-0.1013
S355JR	T asymétrique	Fil-flux actuel	505	-0.1636

Tableau 2.16 : Coefficient de la loi de Basquin classés par σ_f' décroissant.

2.2.3 La fatigue plastique oligocyclique

Des essais en fatigue plastique oligocyclique ont été réalisés afin d'introduire dans nos calculs par éléments finis la loi de comportement cyclique en traction des matériaux.

Comme son nom l'indique, la fatigue plastique oligocyclique présente deux caractéristiques fondamentales :

- c'est une fatigue plastique, c'est à dire qu'une déformation significative se produit à chaque cycle,
- La rupture intervient pour un faible nombre de cycles.

La fatigue oligocyclique couvre un domaine bien particulier qui correspond à des contraintes élevées supérieures à la limite d'élasticité du matériau. Le nombre de cycles à rupture s'étend jusqu'à 10^4 ou 10^5 .

Sous l'effet du cyclage en déformation imposée, la courbe effort-déformation prend la forme d'une boucle d'hystérésis ouverte qui se stabilise et se ferme au bout d'un certain nombre de cycles, au cours desquels le matériau s'adapte aux sollicitations cycliques. Un exemple d'enregistrement de ces boucles d'hystérésis est représenté sur la figure 2.30.

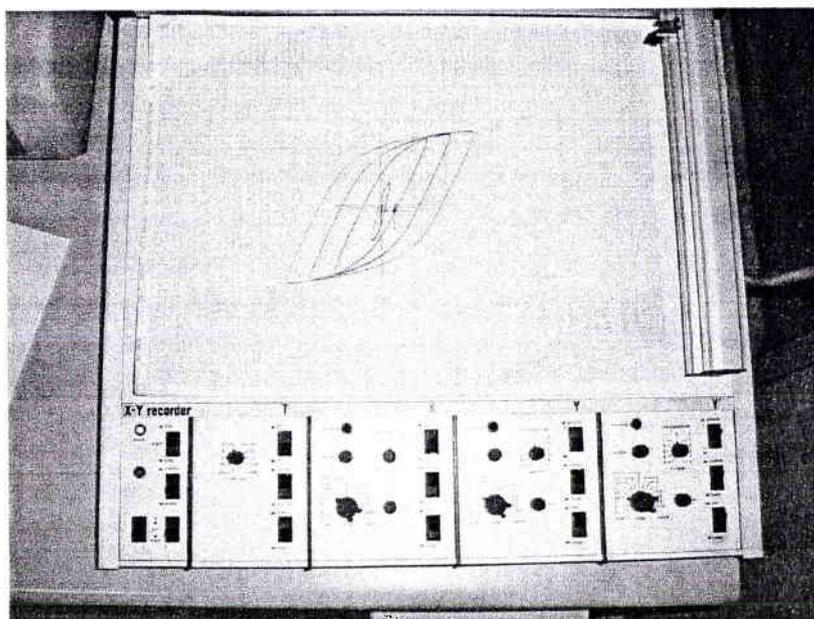


Figure 2.30 : exemple de boucle d'hystérésis.

Le schéma de l'éprouvette utilisée pour la détermination de la loi d'érouissage est représenté sur la figure 2.31. Les éprouvettes sont obtenues en soudant deux tôles d'acier, puis elles sont usinées afin d'obtenir la géométrie voulue et sont arasées.

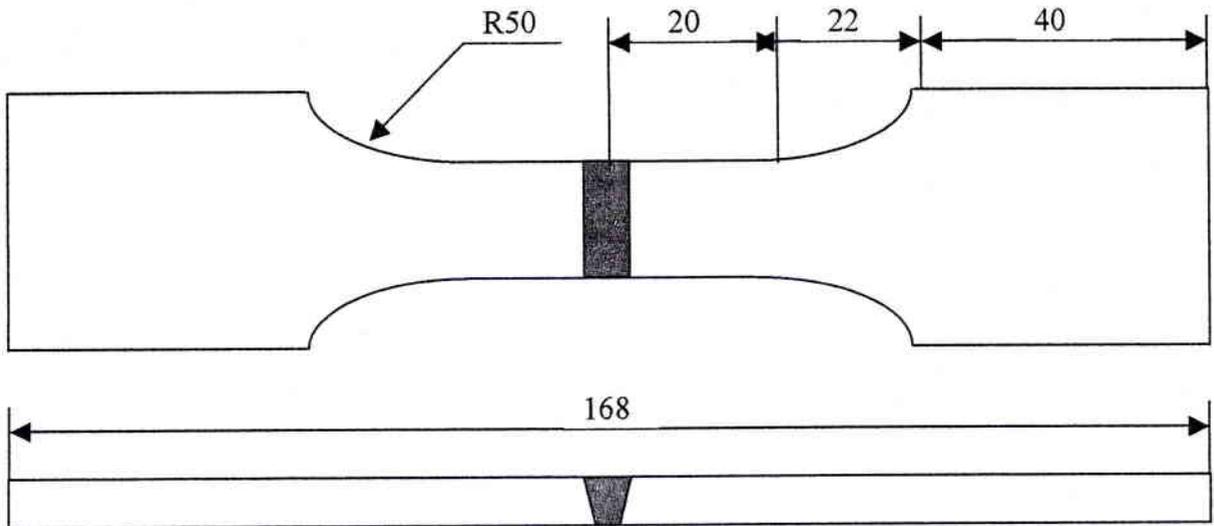


Figure 2.31 : schéma d'une éprouvette de fatigue oligocyclique.

En joignant les sommets des boucles stables obtenues par différentes valeurs de déformation, on trace une courbe dite de traction cyclique qui caractérise l'état stable des déformations sous sollicitations cycliques. La loi de comportement cyclique des matériaux est présentée sur la figure 2.32

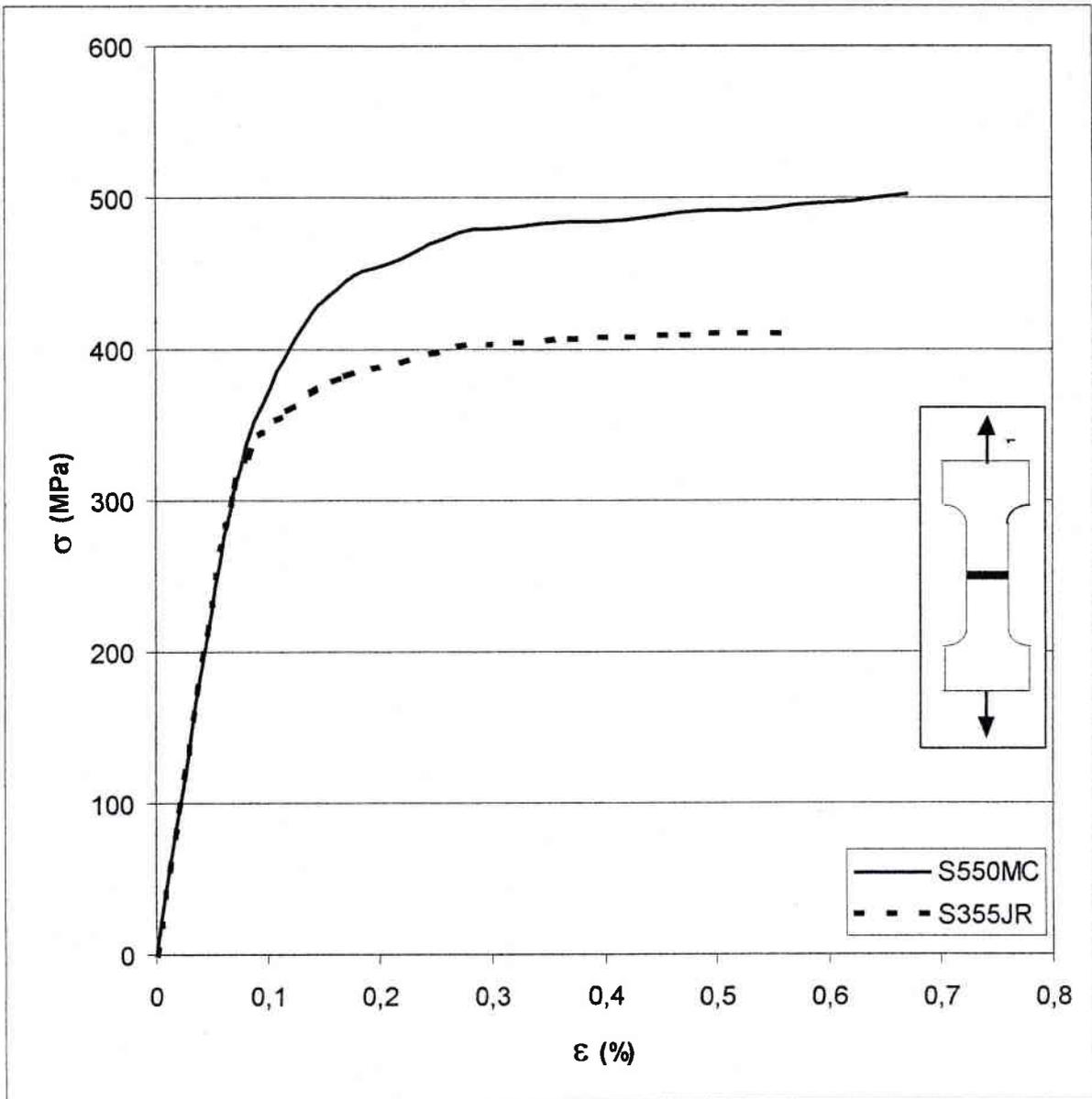


Figure 2.32: Courbes de traction cyclique des matériaux soudés.

Les coefficients de la loi de Ludwik ($\Delta\sigma = K' \Delta\epsilon^{n'}$) sont obtenus après dépouillement des résultats et représentés dans le tableau 2.17.

Matériau	K' (MPa)	n'
S355JR	442	0.0732
S550MC	549	0.1164

Tableau 2.17 : coefficient de la loi de Ludwig

Sur cette courbes de traction cyclique il est intéressant de noter la limite d'élasticité (Re) et le module de Young (E) de chacun des matériaux. Ces caractéristiques mécaniques sont rassemblées dans le tableau 2.18.

Matériau	Re cyclique(MPa)	Re statique (MPa)	E (MPa)
S355JR	310	361	206667
S550MC	350	563	200000

Tableau 2.18 : Caractéristiques mécaniques des matériaux d'après la loi de comportement cyclique de traction.

Les résultats en fatigue oligocyclique montre dans les deux cas un adoucissement cyclique du matériau. Cette remarque est importante et permet de comprendre pourquoi les deux matériaux ont un comportement en fatigue relativement proche.

Conclusions :

Les résultats obtenus dans les essais en fatigue sont contradictoires Pour les essais en traction sur des joints soudés bout à bout, il est montré clairement que l'utilisation des aciers S550MC n'apporte pas un gain notable dans le comportement à la fatigue. Il est à noter que le nombre d'éprouvettes utilisées pour faire nos essais est très faible et que dans le domaine de la fatigue il y a une dispersion importante.

Par contre, dans les essais en flexion 3 points, sur les éprouvettes soudées en T asymétrique, l'utilisation des aciers S550MC apporte un gain conséquent à la tenue en fatigue. Une contre expertise devra être faite pour affirmer ou infirmer les résultats obtenus en prenant un nombre de 15 éprouvettes minimum par type de joints et de matériau.

Les résultats obtenus sur les joints soudés bout à bout bruts et sablés sont les seuls essais pour lesquels l'utilisation de l'acier S550MC n'apporte pas une amélioration à la tenue en fatigue. Les résultats des essais statiques menés au sein de notre laboratoire et des laboratoires extérieurs se veulent optimistes en ce qui concerne la soudabilité des aciers S550MC par rapport à des sollicitations cycliques. De plus les essais en flexions 3 points vont

dans ce sens ainsi que les lois de comportement cyclique de traction de ce matériau. Mais le gain en fatigue des produits soudés est beaucoup plus faible que pour les matériaux de base.

De plus, en parallèle, une étude de conception pure a été réalisée au sein de l'équipe de GT. A partir d'un brainstorming sur un nouveau concept jusqu'à leur validation par calculs numériques, nous avons défini un nouveau profil de longeron ainsi que beaucoup d'autres innovations technologiques dans la fabrication de semi-remorques. Mais pour des raisons de confidentialités les solutions technologiques ne seront pas dévoilées dans ce mémoire.

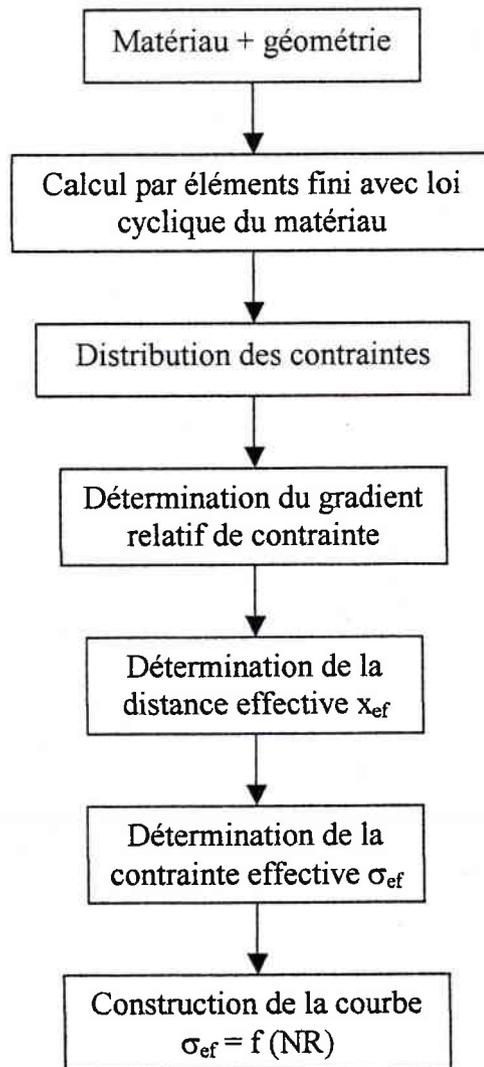
Ces nouveaux châssis en acier S550MC ont été testés dans 2 laboratoires européens différents. Les résultats ont montrés que le nouveau châssis en S550MC résistait mieux que l'ancien en acier S355JR. Donc l'utilisation d'un nouvel acier et la recherche de solutions technologiques nous ont conduit à baisser le poids morts du châssis ainsi que son coût.

3.

Prévision de la résistance à la fatigue des joints soudés par la méthode volumétrique

Actuellement, les bureaux d'études disposent uniquement de l'Eurocode3 pour vérifier la résistance à la fatigue de leurs structures. Nous avons vu dans l'étude bibliographique, ce code était très pessimiste car il ne prenait pas en compte la nature constitutive du matériau.

L'approche volumétrique est une nouvelle méthode en cours de développement et qui peut être appliquée aux joints soudés en considérant ces derniers comme des entailles. Dans l'organigramme suivant on peut découvrir la démarche de la méthode volumétrique.



Dans les pages suivantes nous allons détailler la méthode sur les joints soudés bout à bout et ceux en en T asymétriques.

3.1 Présentation de Castem2000

Le calcul numérique est primordial dans la méthode volumétrique, il en est la base et permet d'obtenir la distribution des contraintes au pied de cordon. Les paragraphes suivants expliquent le code de calcul utilisé ainsi que la démarche pour effectuer ces calculs.

CASTEM2000 est un code de calcul qui permet l'analyse des structures par la méthode des éléments finis (E.F.). A l'origine, ce code a été développé par le Département de Mécanique et de Technologie (D.M.T.) du Commissariat français à l'Energie Atomique (C.E.A.). C'est un outil performant, pouvant servir de support à la conception, le dimensionnement et l'analyse des structures et des composants.

Dans cette optique, CASTEM2000 présente un système complet, intégrant non seulement les fonctions de calcul proprement dites, mais également des fonctions de construction du modèle (pré-processeur) et de traitement des résultats (post-processeur). CASTEM2000 permet de traiter des problèmes d'élasticité linéaire dans les domaines statiques et dynamiques (extraction des valeurs propres), des problèmes thermiques, des problèmes non-linéaires, etc....

Le langage utilisé pour définir les instructions fonctionnelles de traitement est un langage de haut niveau : le GIBIANE. Il permet en particulier un échange aisé d'informations entre l'utilisateur et le programme.

L'organisation du processus de calcul par la méthode des éléments finis peut se scinder en 3 phases successives. Chacune d'entre elles pouvant être, à son tour, subdivisée en une série de processus élémentaires. Les différentes phases peuvent être décrites comme suit :

Phase 1 : définition du modèle mathématique

- discrétisation géométrique du domaine étudié,
- définitions des données caractérisant le modèle, parmi lesquelles figurent :
 - * le type d'analyse (déformations ou contraintes planes, axisymétrie, etc....)
 - * le type d'éléments (poutre, coque, etc., ...), les propriétés du matériau, les caractéristiques géométriques qui ne peuvent être déduites des maillages et les conditions aux limites.

Phase 2 : Résolution du problème discrétisé

- calcul des matrices de rigidité et de masse de chaque élément fini,
- assemblage des matrices de rigidité et de masse de la structure complète,
- application des chargements externes,
- application des conditions aux limites,
- résolution du système d'équations linéaires d'équilibre.

Phase 3 : Analyse et post-traitement des résultats

Les résultats peuvent être soit des quantités locales comme le déplacement, les contraintes, les déformations, soit des quantités globales telles que l'énergie de déformation ou encore la déformation maximale.

Les programmes de calcul sont rigoureusement structurés selon la logique suivante qui veut que chaque phase soit associée à un module déterminé du code :

1. Un pré-processeur pour la définition du modèle complet, qui transmet les données au programme de calcul proprement dit, dès que ces dernières sont élaborées.
2. Le programme de calcul qui, dès que la sélection d'une procédure de résolution est donnée, envoie une série de processus que l'utilisateur est contraint d'utiliser en « boîte noire ».
3. Un post processeur qui, dès qu'il a reçu les résultats de ces processus, procède aux traitements nécessaires.

3.1.1 Modélisation de l'éprouvette soudée bout à bout

Un joint soudé bout à bout est représenté sur la figure 3.1. Il se caractérise par son rayon au pied de cordon ρ et l'angle de raccordement θ [38].

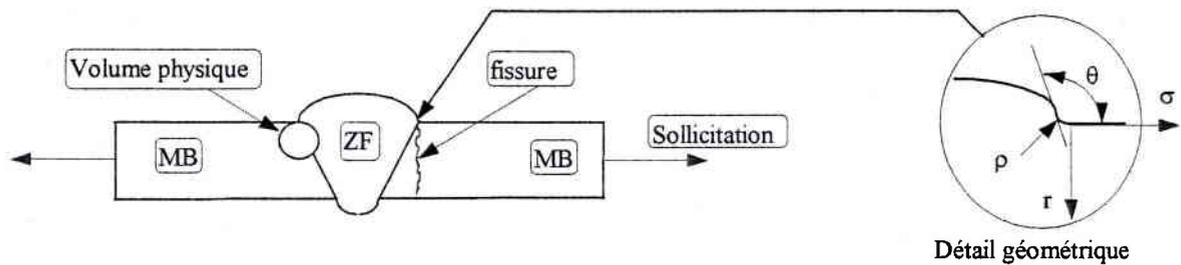


Figure 3.1 : Détail d'un cordon de soudure.

La mesure de ces deux paramètres dépend fortement des critères de mesure adoptés. La méthode utilisée dans cette étude est la méthode du plus petit rayon [38]. Cette méthode consiste à trouver le cercle le plus petit qui épouse la forme du pied de cordon de soudure. Au point de tangence entre le cercle et le cordon passe une droite tangente au cercle, qui définit l'angle θ . La méthode est illustrée sur la figure 3.2 .

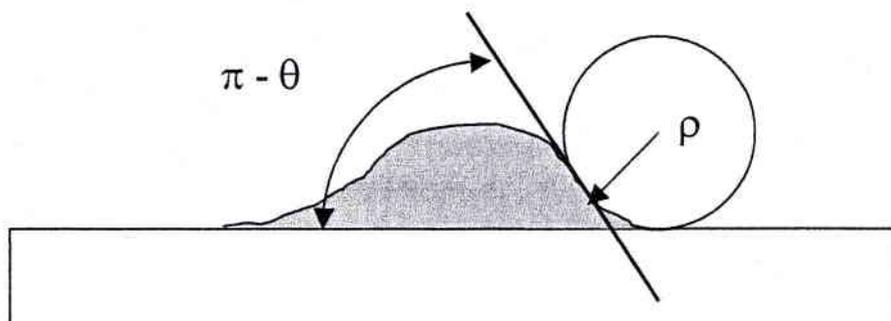


Figure 3.2 : méthode du plus petit rayon.

Les paramètres de toutes les éprouvettes de fatigues ont été mesurés par le biais d'un projecteur de profil sous un agrandissement $\times 20$ et un relevé géométrique sur calque a été réalisé pour chaque éprouvette. Ensuite les mesures ont été dépouillées avant d'être stockées dans un classeur.

A la vue du problème du joint soudé, nous avons pris la géométrie la plus pénalisante relevée avec la méthode du plus petit cercle tangent, soit $\rho=0.1\text{mm}$ et $\theta=108^\circ$. Pour des

raisons de simplicité et de capacités de calcul, nous avons modélisé la moitié d'une éprouvette (en supposant celle-ci symétrique). L'éprouvette modélisée est représentée sur la figure 3.3 . La géométrie pour les deux aciers est identique dans les calculs numériques, seule la loi de comportement cyclique les diffère.

1. Type d'élément triangulaire (tri3).
2. La loi de comportement est élasto-plastique (celle des essais de fatigue oligocyclique) et isotrope.
3. Les conditions limites : blocage des déplacement suivant l'axe des X au niveau de l'axe de symétrie.
4. Le chargement : on applique une contrainte sur le côté opposé de l'axe de symétrie.

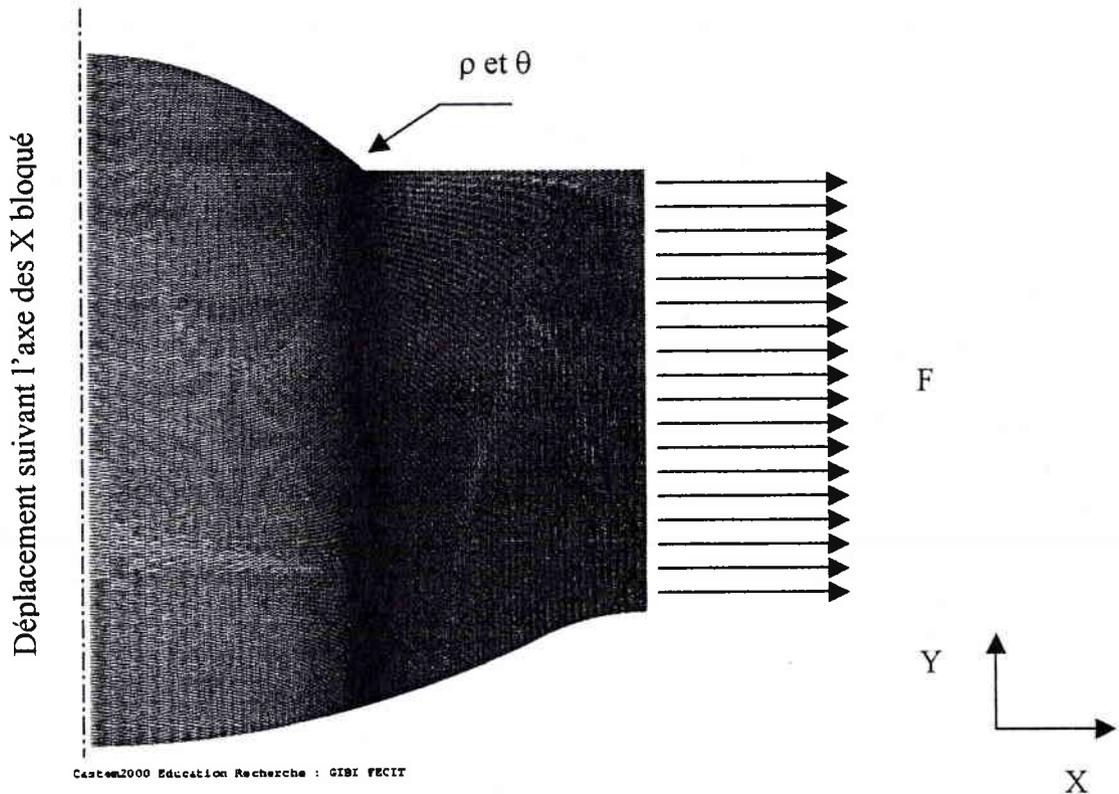


Figure 3.3 : schéma de la modélisation d'un joint soudé bout à bout.

3.1.2 Modélisation de l'éprouvette soudée en T asymétrique

Dans le cas des éprouvettes en T nous avons déterminé la géométrie en pied de cordon. Les paramètres qui caractérisent la fissure sont sa profondeur p et le rayon en fond de fissure. La difficulté est de mesurer ce rayon en pied de cordon car le tronçonnage et le polissage modifient le rayon en surface. Le rayon retenu pour nos calculs est un rayon de 0.1mm et la profondeur la plus grande relevée lors de nos examens micrographiques et visuels est de 3mm. Les conditions principales pour effectuer ces calculs par éléments finis sont les suivantes :

1. Type d'élément triangulaire (tri3).
2. La loi de comportement est élasto-plastique (traction cyclique) et isotrope.
3. Les conditions limites : blocage des déplacement suivant l'axe des Y au niveau des points d'appui.
4. Le chargement : on applique un chargement sur l'âme de l'éprouvette modélisée.

La figure 3.4 illustre le maillage d'une éprouvette soudée en T asymétrique.

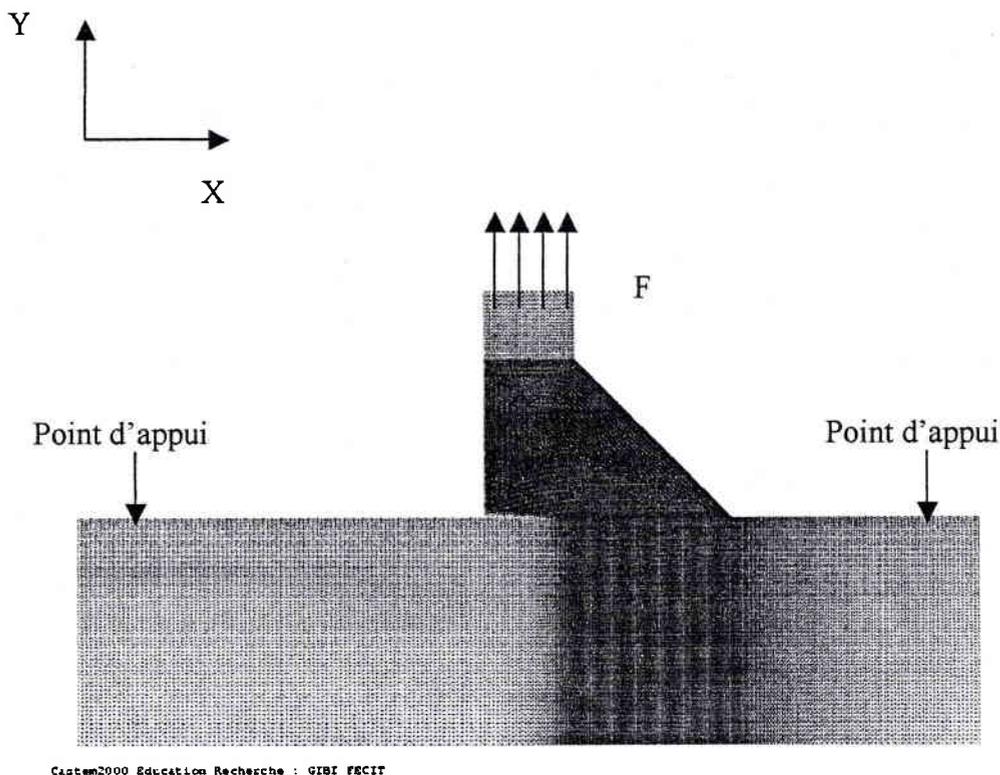


Figure 3.4 : modélisation d'une éprouvette en T symétrique.

3.2 Méthode volumétrique

Cette méthode est basée sur l'hypothèse que le phénomène de fatigue nécessite un certain **volume physique** dans lequel règne une contrainte moyenne dite **contrainte effective**.

Cette méthode nécessite :

- la courbe de fatigue du matériau,
- la loi de comportement du matériau,
- un calcul par éléments finis pour obtenir la contrainte effective.

Application aux joints soudés bout à bout [42]

Un joint soudé est caractérisé par:

- les **matériaux** (caractéristiques mécaniques, métallurgiques, ...),
- l'**angle** du cordon θ ,
- le **rayon** au pied du cordon ρ ,
- les contraintes résiduelles.

3.2.1. Courbe de référence en fatigue

La première étape de la méthode de prédiction de l'effet d'entaille en fatigue est d'obtenir une courbe de WÖHLER de référence (pour chaque matériau) dans le même mode de chargement ($\Delta\sigma = f(N_R)$). Dans le cas des soudures, on prendra un assemblage soudé bout à bout dont le cordon sera arasé afin d'éliminer les défauts engendrés par la géométrie de ce dernier et afin d'incorporer les contraintes résiduelles et la nature constitutive du matériau.

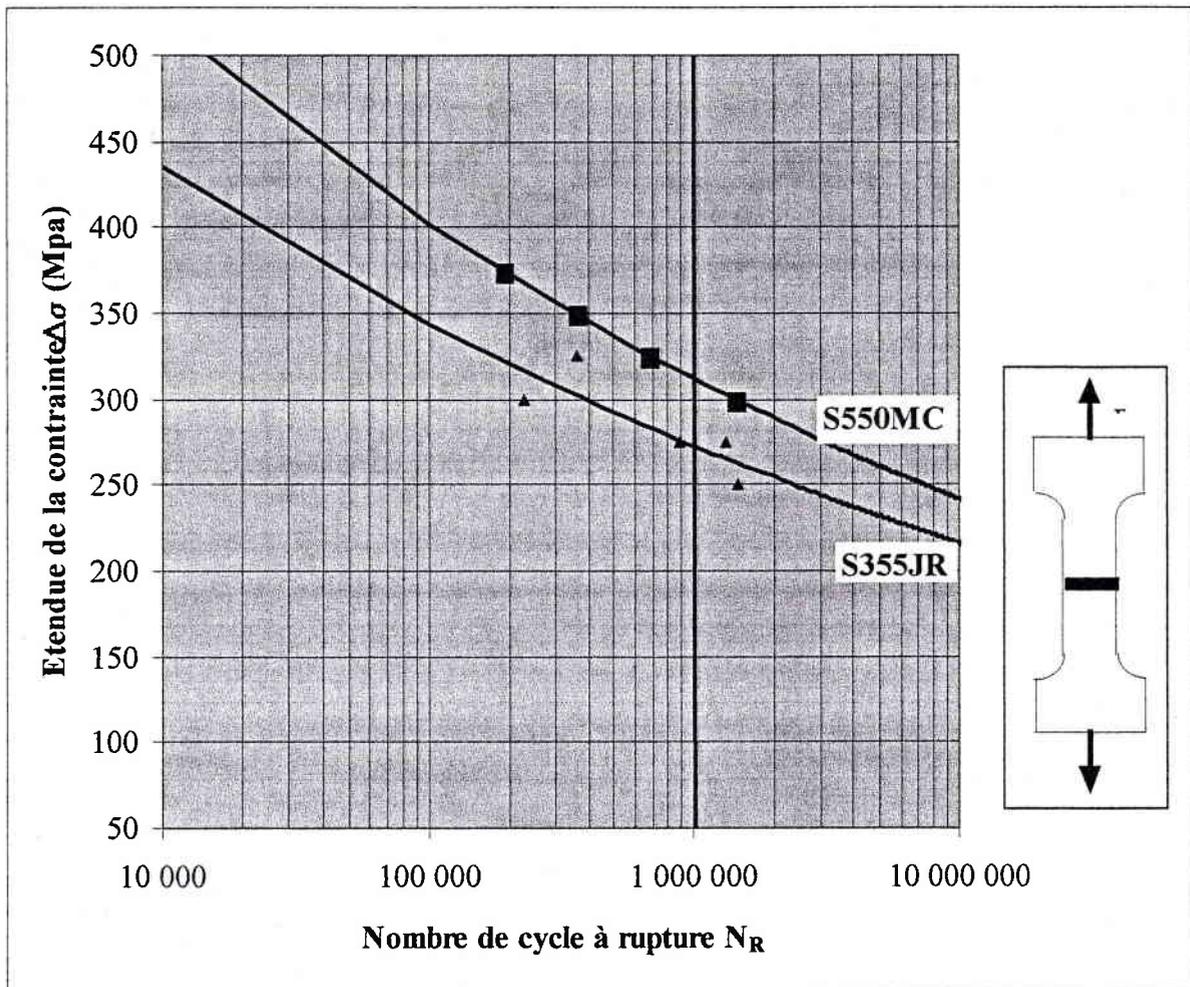


Figure 3.5: courbe de WÖHLER de référence .

Matériau	Type de joint	σ_f' (MPa)	b
S355JR	arasé	1104.7	-0.1013
S550MC	arasé	1448.3	-0.1111

Tableau 3 : Coefficient de la loi de Basquin pour la courbe de Wöhler de référence pour l'acier S355JR et l'acier S550MC.

3.2.2. Analyse de la distribution de contrainte

Si on analyse la distribution de contrainte par un calcul par éléments finis (figure 3.6), on obtiendra une distribution de contrainte différente si on se place dans le cas élastique ou dans le cas élasto-plastique. Cette remarque est illustrée sur la figure 3.7 .

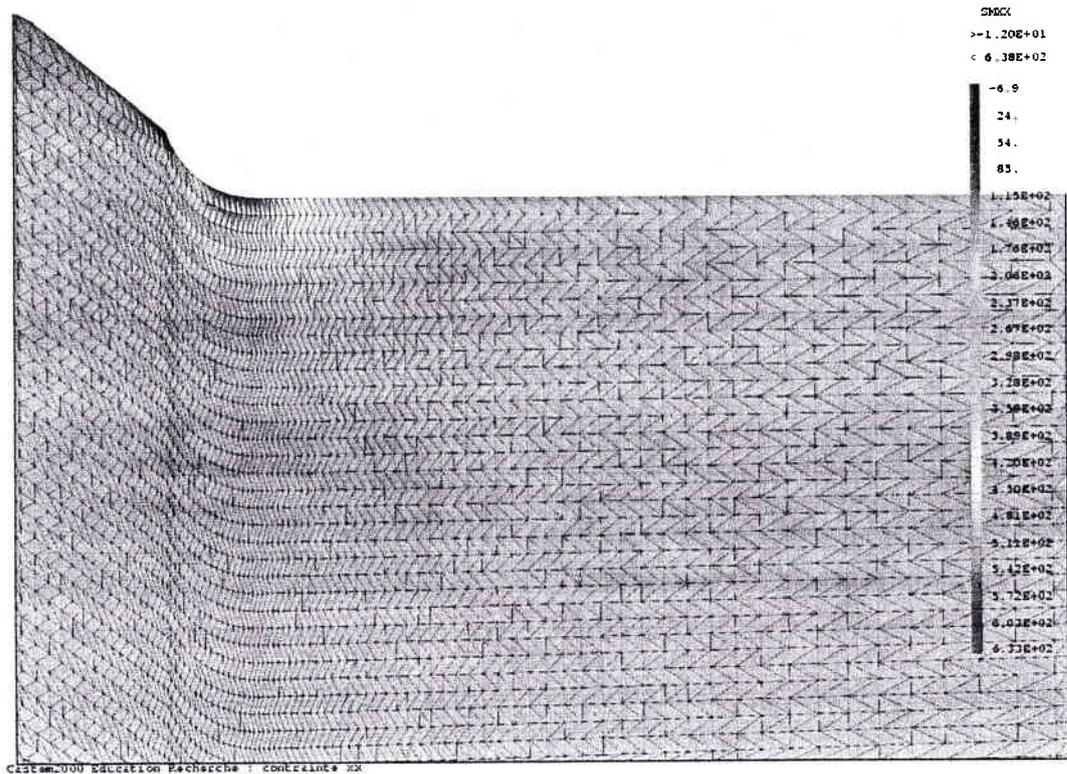


Figure3.6 :Etat de contrainte σ_{yy} dans un joint soudé bout à bout en S355JR obtenu par calcul en élasto-plastique.

La répartition des contraintes est homogène tout autour de la zone du pied de cordon. Le maillage a été affiné dans cette zone afin d'avoir la meilleur distribution de contrainte. La zone (ici en 2D) où est élaboré le processus de fatigue est en rouge. Mais la zone n'est pas contenu dans un plan mais dans un volume, toute cette zone est prise en compte dans la méthode volumétrique.

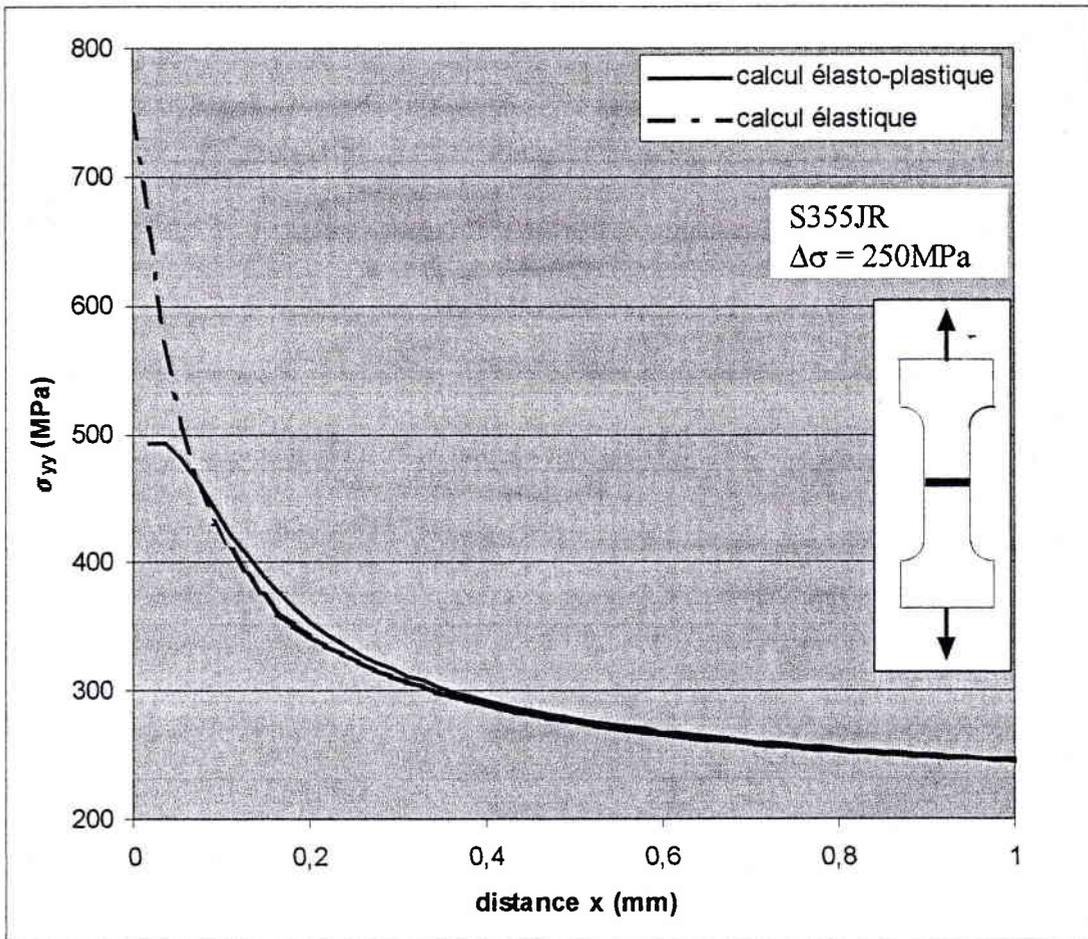


Figure 3.7 Distribution de contrainte élastique et élasto-plastique

Dans le cas d'un calcul purement élastique, la distribution de contrainte est caractérisée par une contrainte maximale en fond d'entaille. Cette distribution correspond aux approches traditionnelles du point chaud et de la contrainte géométrique décrites dans l'état de l'art.

Mais les matériaux ont aussi des caractéristiques non linéaires dont il faut tenir compte dans le comportement à la fatigue. En prenant en compte le domaine plastique dans les calculs numériques, il apparaît que la distribution de contrainte obtenue n'est pas caractérisée par une valeur maximale en pied de cordon mais par une relaxation de contrainte en fond d'entaille due au comportement non linéaire. Ceci explique partiellement que le facteur de concentration de contrainte en fatigue soit généralement inférieur au coefficient élastique de concentration de contrainte, $k_f < k_t$.

Le modèle de prévision de la durée de vie présenté dans cette étude est entièrement basé sur ce type de distribution.

3.2.3. Distribution des contraintes sous chargement uniaxial

Les calculs, par éléments finis, sont effectués en considérant le comportement élasto-plastique cyclique du matériau. Le calcul permet d'obtenir la distribution de contrainte en pied de cordon.

Cette distribution est représentée dans un diagramme bi-logarithmique (figure 3.8) où la contrainte normale au plan d'entaille σ_{yy} , est représentée en fonction de la distance au pied de cordon r .

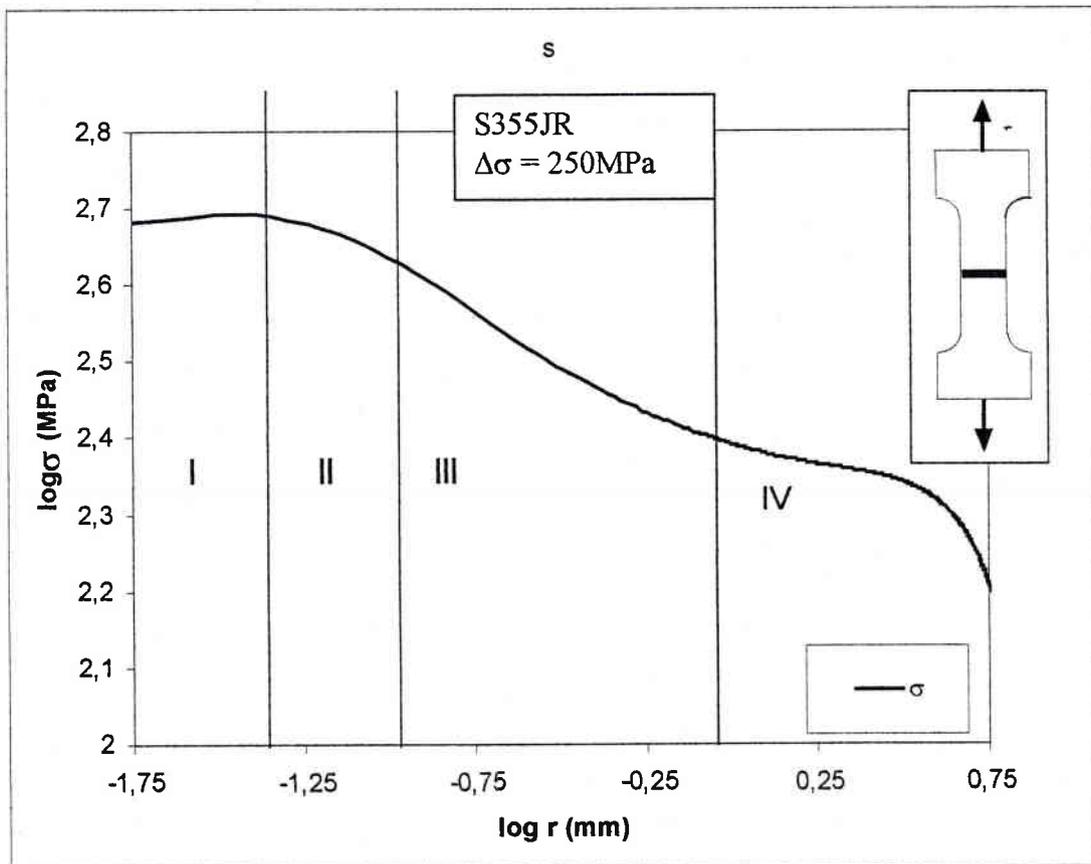


Figure 3.8 : distribution de contrainte (traction) au pied de cordon pour un joint soudé bout à bout.

Cette distribution peut être décomposée en quatre zones:

zone 1: très proche du pied du cordon, où les contraintes sont les plus élevées.

Zone2: où la distribution de contrainte est caractérisée par la relation:

$$\sigma_{yy} = C/r^\alpha \quad [3.1]$$

C est du type $K_p / (2\pi)^\alpha$ avec K_p le facteur d'intensité de contraintes d'entaille.

Le gradient de contrainte est caractérisé par K_p .

Cette région peut être assimilée à une pseudo-singularité.

Zone 3: on y considère la distribution de contrainte comme une fonction puissance de la distance du fond d'entaille.

Zone 4: Loin du pied de cordon, la contrainte dans cette zone ne joue pas de rôle dans le processus de la fatigue.

Remarque:

La limite entre la zone où le niveau de contraintes est "élevé" et la zone de pseudo-singularité est située à la distance X_{ef} du fond d'entaille.

Pour $r < X_{ef}$, très près de X_{ef} , la distribution des contraintes est représentée par une courbe convexe dont la dérivée seconde χ'' est toujours négative. De même pour $r > X_{ef}$, très près de X_{ef} , la distribution des contraintes est représentée par une courbe concave dont la dérivée seconde χ'' est toujours positive.

3.2.4. Gradient de contrainte relatif

X_{ef} a été déterminée par une méthode essai-erreur à partir des résultats antérieurs, elle est définie comme correspondant à l'abscisse où χ est minimum:

$$\chi = \frac{1}{\sigma_{yy}} \frac{d\sigma_{yy}}{dr} \quad [3.2]$$

La fonction a un point d'inflexion à $r = X_{ef}$ appelé distance effective.

En regard de la distance effective X_{ef} , la contrainte effective σ_{ef} est déterminée en fond d'entaille (figure 3.9).

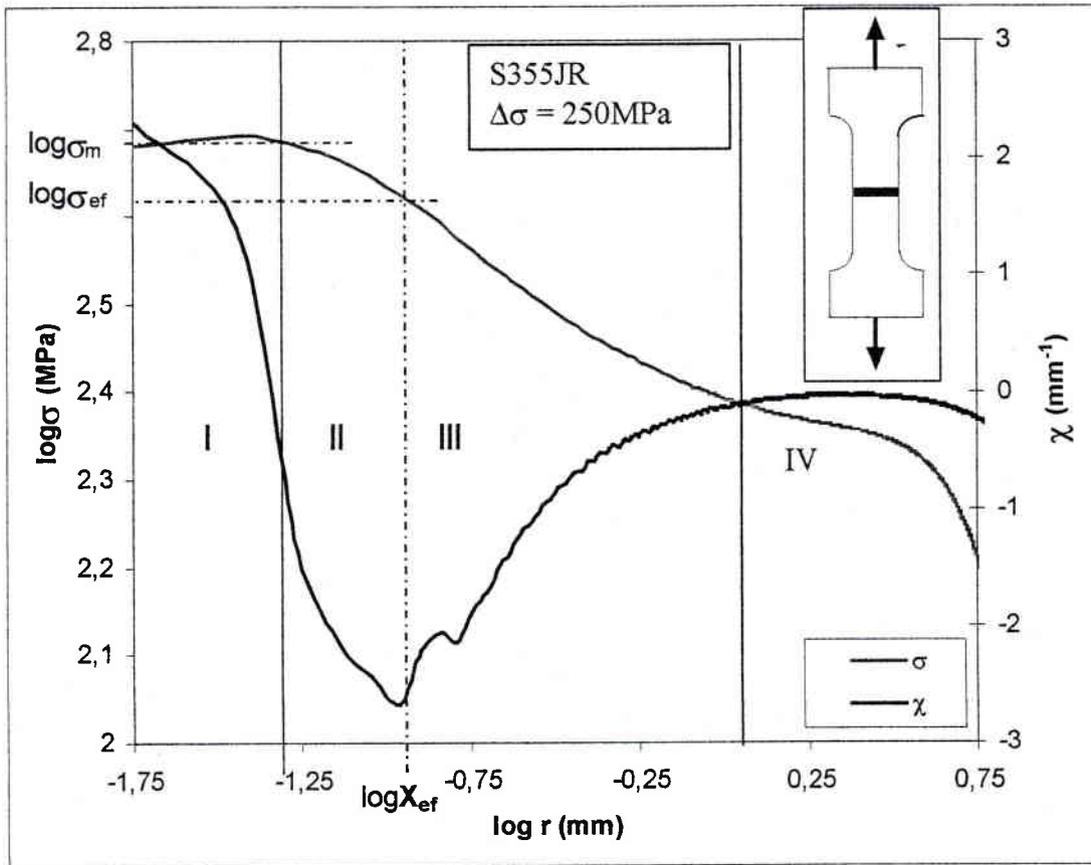


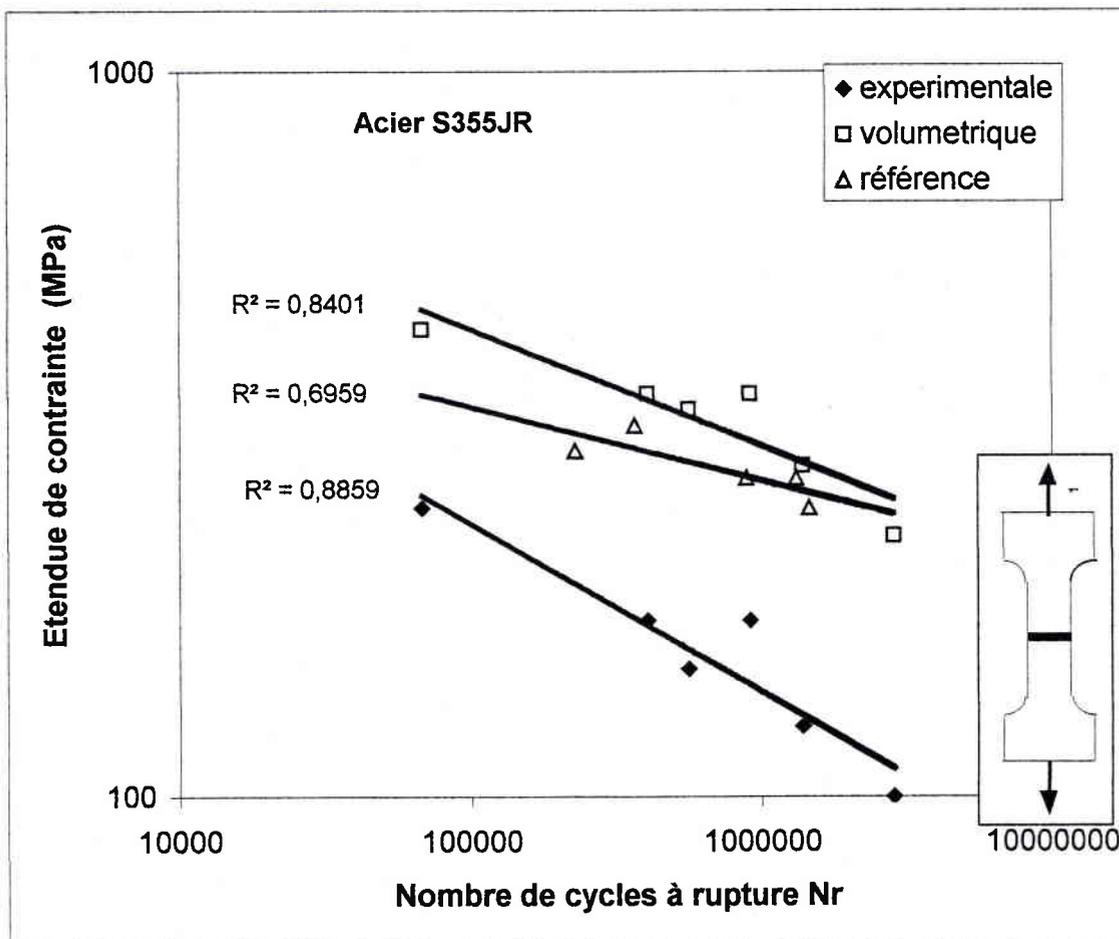
figure 3.9 : distribution de la contrainte et du gradient au pied du cordon.

3.2.6 Résultats

La prise en compte en fatigue de l'effet d'entaille sur les joints soudés bout à bout est simple à appliquer une fois que l'on a déterminé la géométrie de l'éprouvette. Sur les figures suivantes, les courbes expérimentales, volumétrique et de référence sont représentées.

Une des critères de validité de cette nouvelle méthode est de voir comment se situe la courbe représentant la contrainte effective (approche volumétrique) par rapport à la courbe de référence en fatigue obtenue sur le matériau lisse donc sans entaille.

Le deuxième critère retenu est l'adéquation du modèle retenu avec le test de Kolmogoroff-Smirnov. Tous les résultats présentés ici ont été validés par ce test.



3.10 Approche volumétrique sur l'acier S355JR.

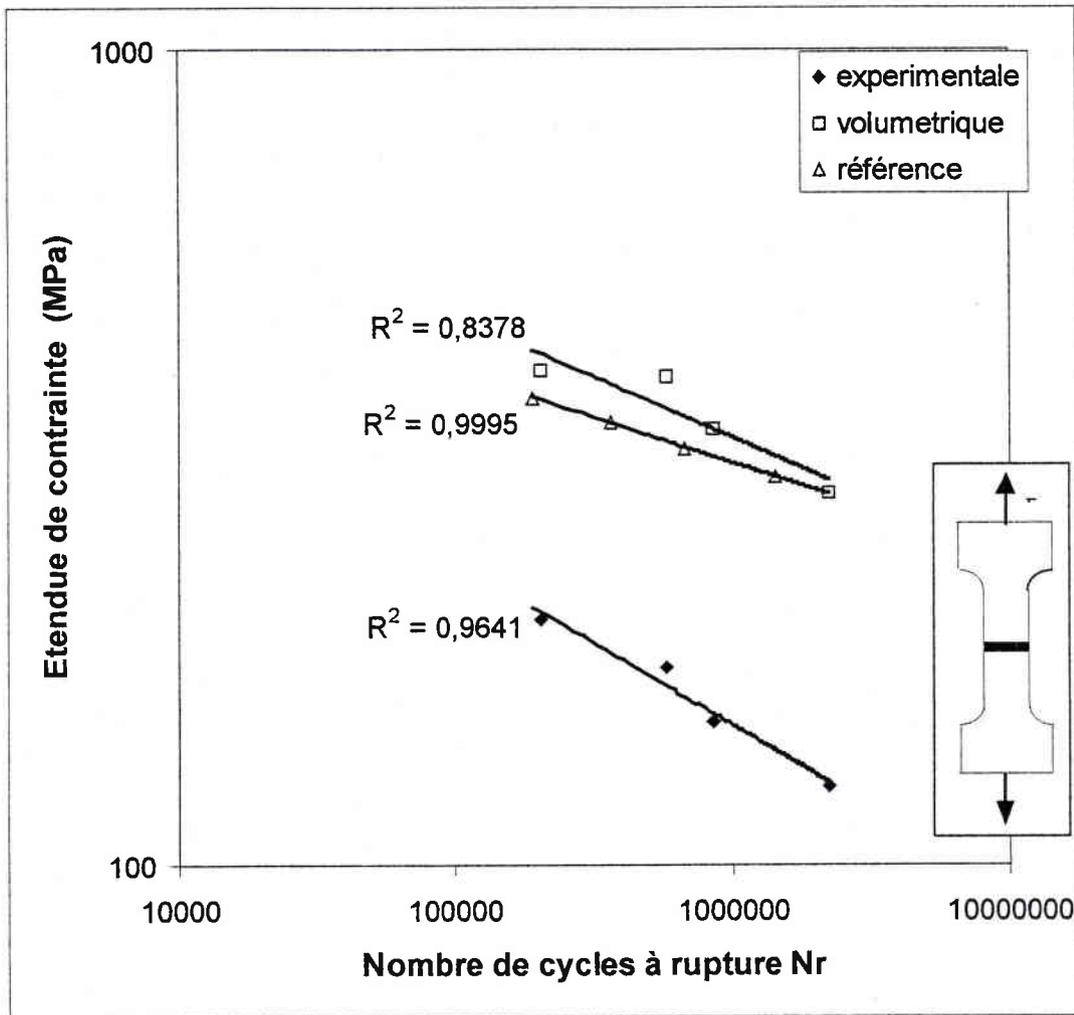


Figure 3.11 : Approche volumétrique sur l'acier S550MC.

Matériau	Courbe	σ_f'	b
S355JR	Volumétrique	2811	-0,1609
S355JR	Référence	1104	-0,1013
S355JR	Expérimentale	3407	-0,2314
S550MC	Volumétrique	2616	-0,1487
S550MC	Référence	1448	-0,1111
S550MC	Expérimentale	2376	-0,2007

Tableau 3.1 : coefficients de la loi de Basquin pour les joints soudés bout à bout bruts.

Pour un nombre de cycles élevés, au delà de 10^6 cycles, la divergence peut être expliquée par la dispersion des résultats élevées en fatigue. Afin d'obtenir des résultats plus précis, il est important de disposer d'un nombre d'éprouvette à tester important. Or dans cette étude, le nombre d'éprouvettes était limitée à 6 par matériau donc il est difficile de porter un

jugement sur cette méthode mais à première vue, on peut remarquer qu'elle a tendance à donner de bons résultats et semble prometteuse.

3.3 Application aux joints soudés en T à pénétration partielle.

La démarche est la même pour calculer les contraintes effectives sur ce type d'éprouvette. Seul la modélisation de l'éprouvette et la distribution des contraintes sont différentes. La figure 3.12 illustre un zoom de la la déformation sur la partie entaillée d'une éprouvette en T asymétrique. Quant à la distribution de contrainte élasto-plastique, on la retrouve sur la figure 3.13.

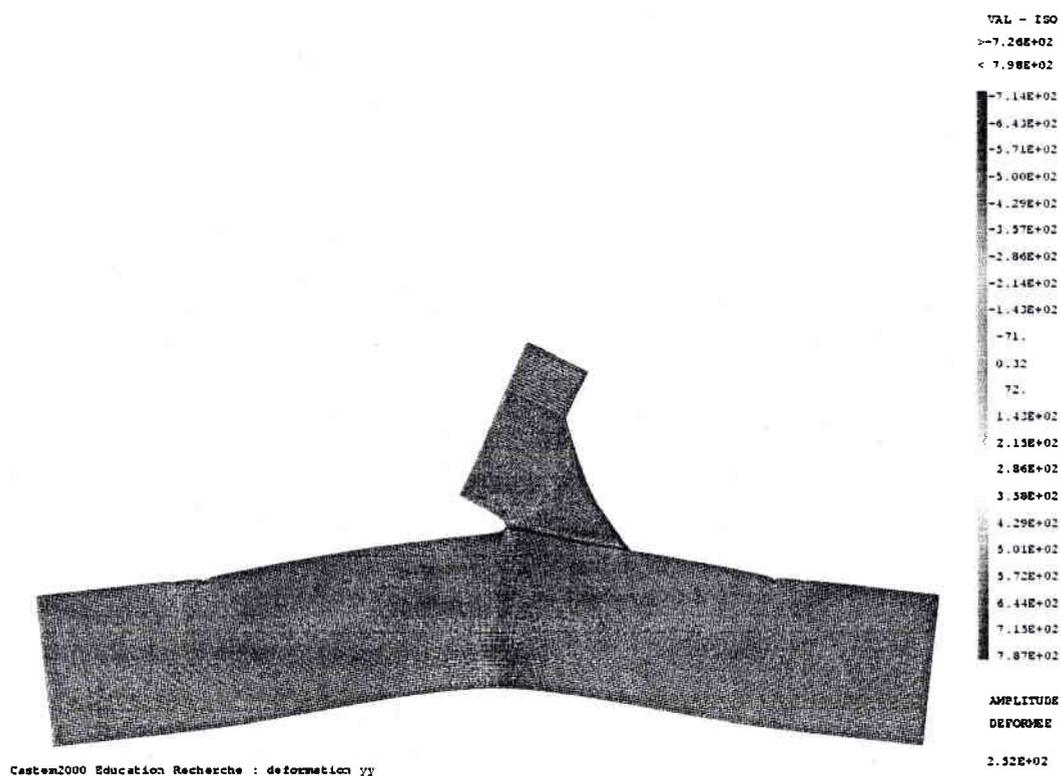


Figure 3.12 : visualisation de la déformée du modèle en S550MC pour une variation de chargement de 60MPa.

Sur le modèle on voit bien la déformée en flexion de l'éprouvette soudée en T asymétrique. C'est en fond de fissure que l'on trouve la plus grande déformation. C'est là que se situe la distribution de contrainte qui gouverne le processus de fatigue.

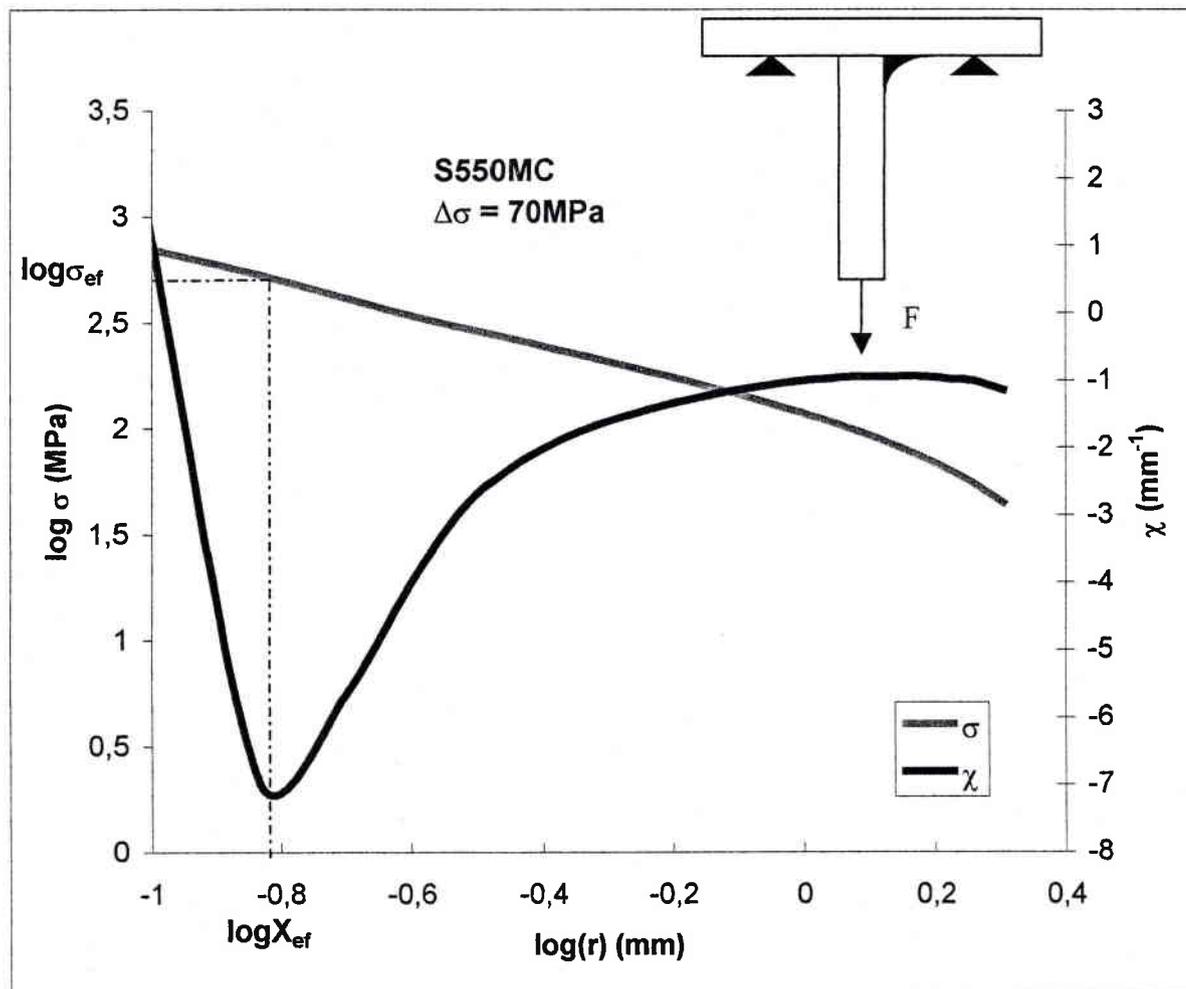


Figure 3.13 : Distribution de contrainte élasto-plastique et du gradient en fond de fissure.

Sur la distribution de contrainte pour les éprouvette en T, les trois zones sont moins perceptibles que dans le cas des éprouvettes soudées bout à bout. Mais en revanche, la détermination du gradient relatif de contrainte ne pose aucun problème et il passe bien par un minimum. Ainsi nous obtenons la contrainte effective et nous pouvons appliquer correctement l'approche volumétrique.

Les résultats pour les deux types de matériaux sont représentés sur les figures 3.14 et 3.15.

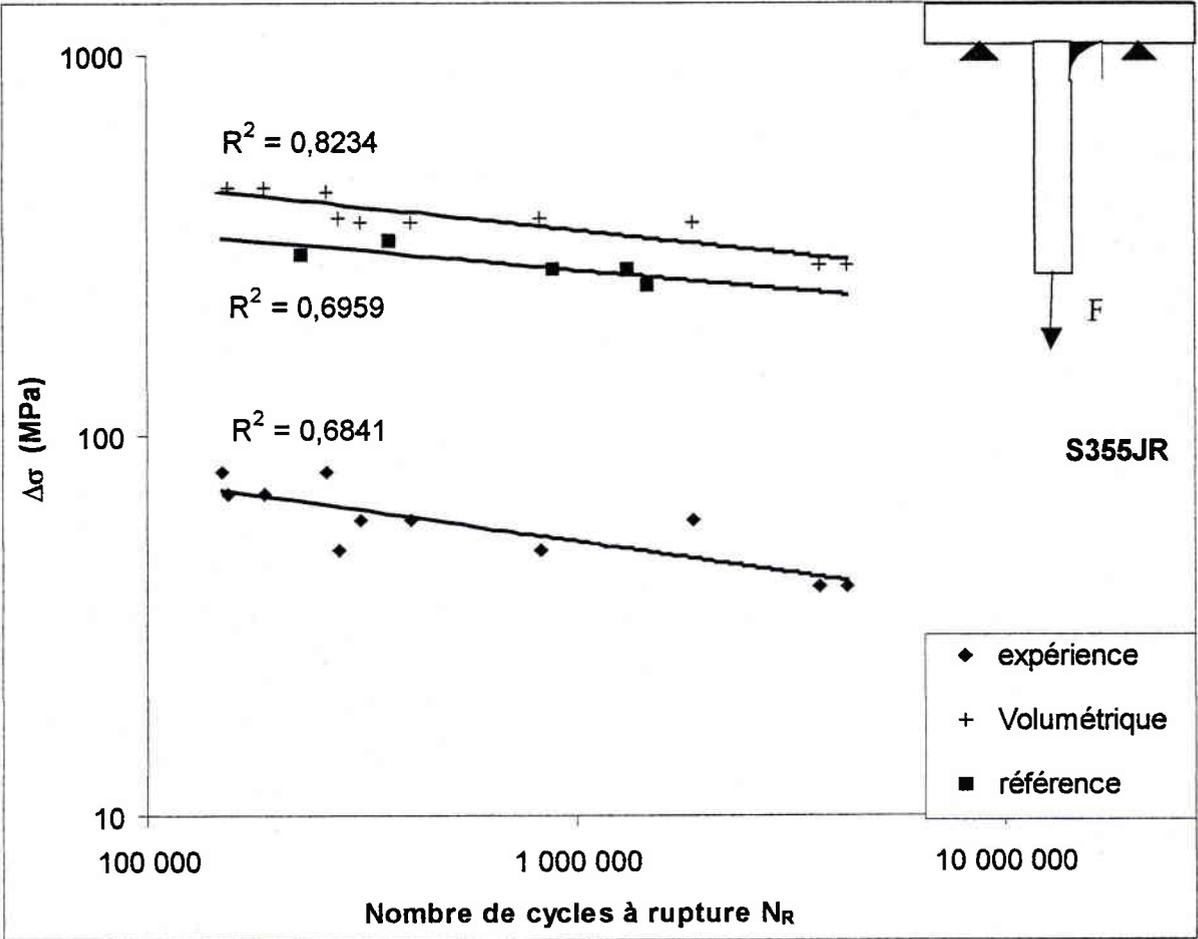


figure 3.14 : Approche volumétrique sur l'acier S355JR (joint en T asymétrique).

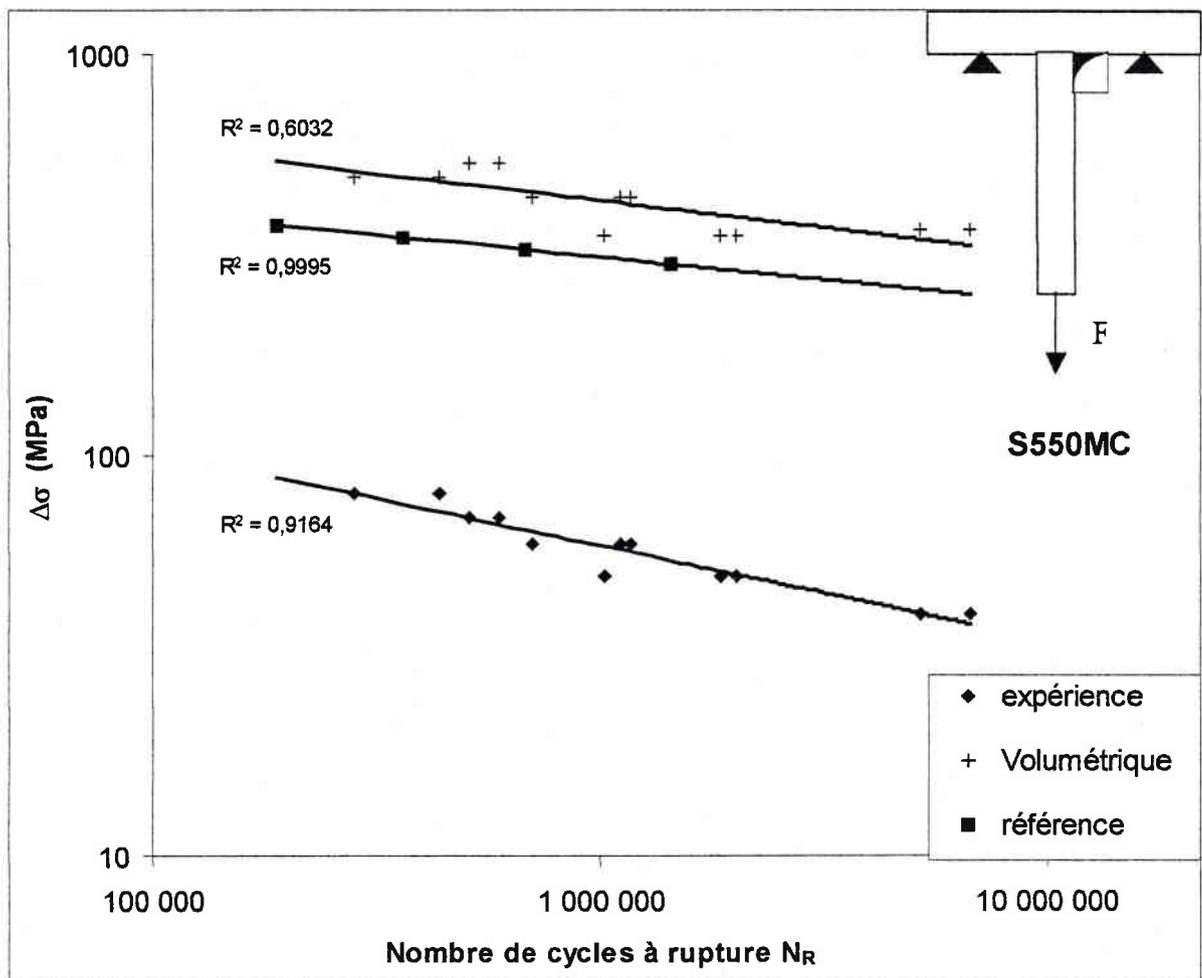


Figure 3.15 : Approche volumétrique sur l'acier S550MC (joint en T asymétrique).

Matériau	Courbe	σ_f' (MPa)	B
S355JR	Volumétrique	1858	-0,1215
S355JR	Référence	1104	-0,1013
S355JR	Expérimentale	505	-0,1636
S550MC	Volumétrique	2777	-0,1347
S550MC	Référence	1448	-0,1111
S550MC	Expérimentale	1556	-0,2363

Tableau 3.2 : coefficients de la loi de Basquin pour les joints soudés en T à pénétration partielle.

Sur ces deux dernières figures on note que les courbes de références et celle de l'approche volumétrique ne se superposent pas exactement mais restent assez proches l'une de l'autre. Ceci est certainement dû à la finesse du maillage mais aussi que la courbe de référence est celle de traction et non celle d'une sollicitation en flexion.

Le tableau 3.3 rassemble les valeurs numériques de X_{ef} et σ_{ef} des résultats présentés dans ce mémoire.

		σ_g (MPa)	σ_{ef} (MPa)	X_{ef} (mm ⁻¹)
Joints soudés bout à bout	S355JR	250	387	1,91E-04
		175	305	8,13E-06
		150	313	1,00E-06
		125	262	1,55E-07
		100	210	1,00E-07
	S550MC	250	414	1,86E-06
		175	365	5,01E-07
		150	315	1,95E-07
		125	267	1,05E-07
	Joints soudés en T asymétrique	S355JR	80	437
70			448	6,92E-07
60			364	1,26E-06
50			371	5,01E-08
40			282	6,31E-08
S550MC		80	493	9,33E-07
		70	535	1,15E-07
		60	439	2,51E-08
		50	351	6,61E-08
		40	366	4,57E-09

Tableau 3.3 : valeurs numériques de σ_g , σ_{ef} et X_{ef} .

4.
DISCUSSION



4.1. Utilisation des aciers à haute limite d'élasticité

Cette étude menée sur le comportement en fatigue de l'acier S550MC soudé a été comparé avec celui de l'acier S355JR soudé. Globalement les essais statiques menés sur ces deux aciers donnent de meilleurs caractéristiques mécaniques à l'acier à haute limite élastique. Par contre, pour les essais cycliques, les résultats sont inversés et nous avons pu constater une dégradation de la tenue en fatigue pour l'acier S550MC soudé plus importante que pour l'acier S355JR lui aussi, soudé. Un traitement de parachèvement apporte toutefois de meilleurs résultats pour les deux aciers soudés (en partie grâce à l'obtention d'une meilleure géométrie du joint et d'une diminution des contraintes résiduelles).

Pour les soudure en T à pénétration partielle on peut être étonné de voir que le soudage avec un couple fil flux spécifique à l'acier S550MC donne une moins bonne tenue à la fatigue qu'une soudure d'un acier S550MC avec un couple fil flux spécifique à l'acier S355JR. L'étude menée sur ce type de joint montre une meilleure tenue à la fatigue pour les aciers S550MC soudés avec un couple fil-flux standard.

Suite à cette dernière remarque, il semble que l'acier S550MC est soudable mais certainement avec de multiples précautions. L'industrialisation d'un châssis de semi-remorque en acier HLE sera possible si nous maîtrisons le processus de soudage de cet acier et si le temps d'industrialisation est raisonnable.

Lors de l'étude en fatigue oligocyclique, un résultat nous a surpris. Les essais statiques en traction montre une différence importante des limites d'élasticité de l'acier S355JR et le S550MC. Par contre la loi de comportement cyclique montre une légère chute de la limite d'élasticité cyclique du S355JR et d'une chute importante de celle de l'acier S550MC. Ce phénomène est certainement dû au fait que l'acier S550MC se trouve dans un état écroui en fin d'élaboration. Après un traitement thermique (le soudage) et des sollicitations cycliques, l'acier S550MC se retrouve avec des caractéristiques mécaniques assez proches de l'acier S355JR.

2. La méthode volumétrique

Pour mettre en pratique cette approche, il nous faut dans un premier temps déterminer la géométrie la plus défavorable. C'est à partir de ce défaut géométrique que va s'amorcer la fissure. Pour étudier l'influence du rayon en pied de cordon, j'ai réalisé une nouvelle série de calculs numériques en ne modifiant que le rayon de raccordement. La figure 4.1 présente les courbes obtenues à partir de la méthode volumétrique.

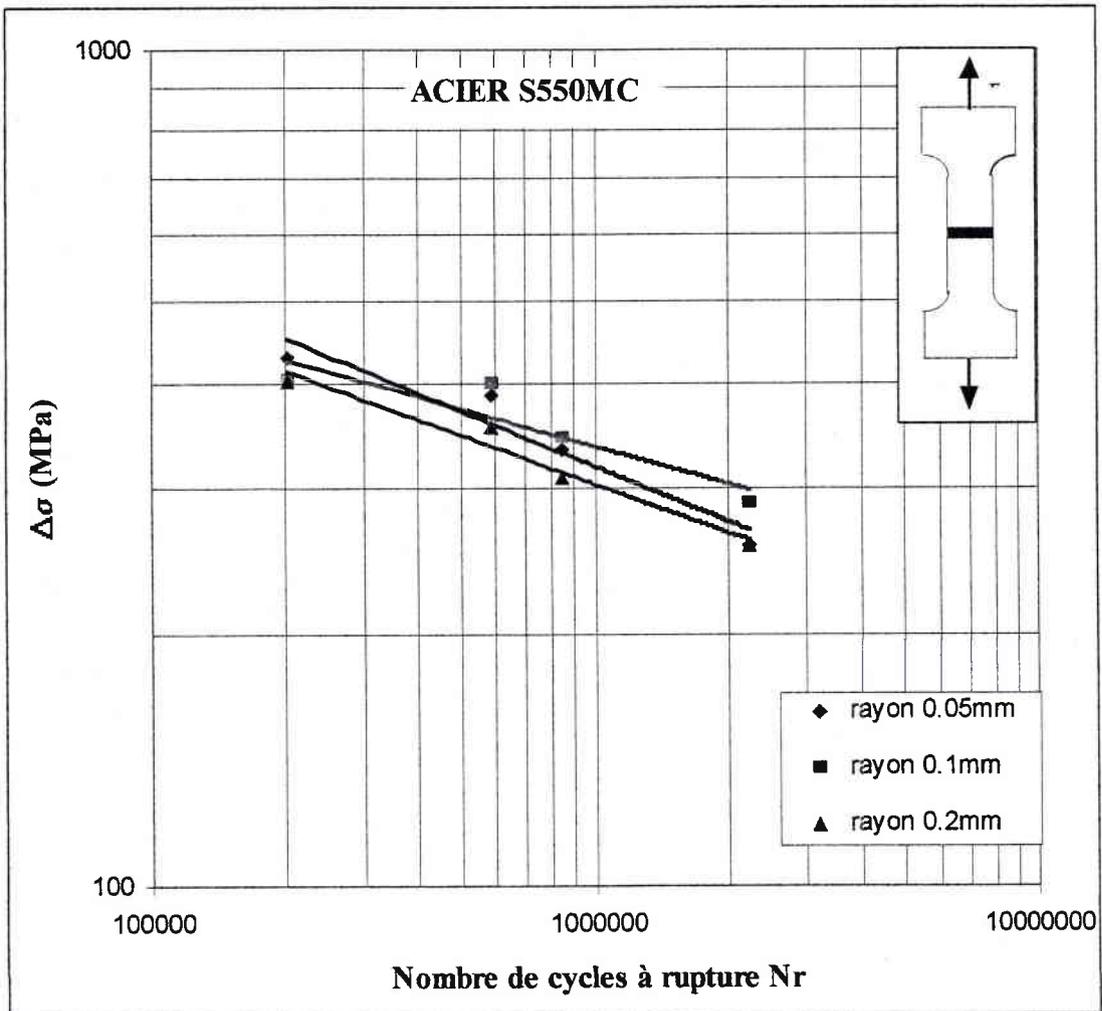


Figure 4.1 : Influence du rayon de raccordement sur la méthode volumétrique.

Matériau	Rayon en pied de cordon (mm)	σ_f' (MPa)	b
S550MC	0.05	6634	-0,2201
S550MC	0.1	2616	-0,1487
S550MC	0.2	4401	-0,1939

Tableau 4.1 : valeurs des coefficients de Basquin en fonction du rayon de raccordement.

Les résultats obtenus montrent que l'on doit affiner le maillage pour avoir un calcul plus précis. La précision sur la position de la distance effective joue un rôle déterminant dans les résultats. Cette position se situe dans une zone à fort gradient de contrainte.

Nous avons émis l'hypothèse que les contraintes résiduelles restent identiques après arasage, ce qui a permis d'établir la courbe de référence. Cette hypothèse n'est pas tout à fait exacte mais elle nous a permis d'appliquer la méthode volumétrique en s'affranchissant de l'introduction, dans les calculs, des contraintes résiduelles.

Les modèles traditionnels ne tiennent pas compte du comportement élasto-plastique du matériau et notamment de la relaxation de contrainte en fond d'entaille. La relaxation de contrainte, à une certaine distance du fond d'entaille, est mise en évidence par les calculs. La loi de comportement, utilisée ici, est la loi de comportement réelle du matériau.

L'approche volumétrique est une méthode simple d'application et prend en compte des facteurs déterminants en fatigue :

- loi de comportement cyclique du matériau,
- distribution de contrainte élasto-plastique au pied de cordon, et plus particulièrement la relaxation et le gradient relatif χ ,
- la zone d'élaboration du processus de la rupture par fatigue, introduite par la distance effective x_{ef} .

3. Transférabilité des résultats

La méthode volumétrique semble être prometteuse, comme le montrent mes travaux portant sur les joints soudés. Nous voulons mettre en place une démarche conceptuelle afin de prendre en compte la nature du matériau et la géométrie du cordon de soudure dans un dimensionnement à la fatigue de joints soudés. Par cette démarche on postule que le Bureau d'Etudes possède la courbe de référence du matériau avec le selon le type de sollicitation (en traction, flexion, torsion, etc.). A partir d'un calcul par éléments finis sur la structure, le

concepteur doit être capable de trouver la tenue en fatigue du joint soudé. La suite de ce paragraphe est la méthodologie à suivre pour arriver à cette courbe « expérimentale » sans faire les essais.

Prenons le cas de l'acier S550MC soudé bout à bout brut avec la courbe de fatigue de référence en traction. Dans les calculs par éléments finis, nous introduisons la loi de comportement cyclique en traction. La géométrie est identique à celle utilisée dans le chapitre 3, le rayon de raccordement ρ vaut 0.1

Nous obtenons une distribution de contrainte élasto-plastique. nous déterminons le gradient relatif χ , la distance effective x_{ef} et la contrainte effective σ_{ef} pour chaque cas de chargement (ici traction à 200, 175, 150 et 125 MPa).

Ensuite il suffit de projeter la contrainte effective sur la courbe de référence et nous obtenons le nombre de cycles à rupture pour une contrainte nominale donnée. Cette démarche est donc inverse de celle qui a été utilisée pour valider la méthode (figure 4.2).

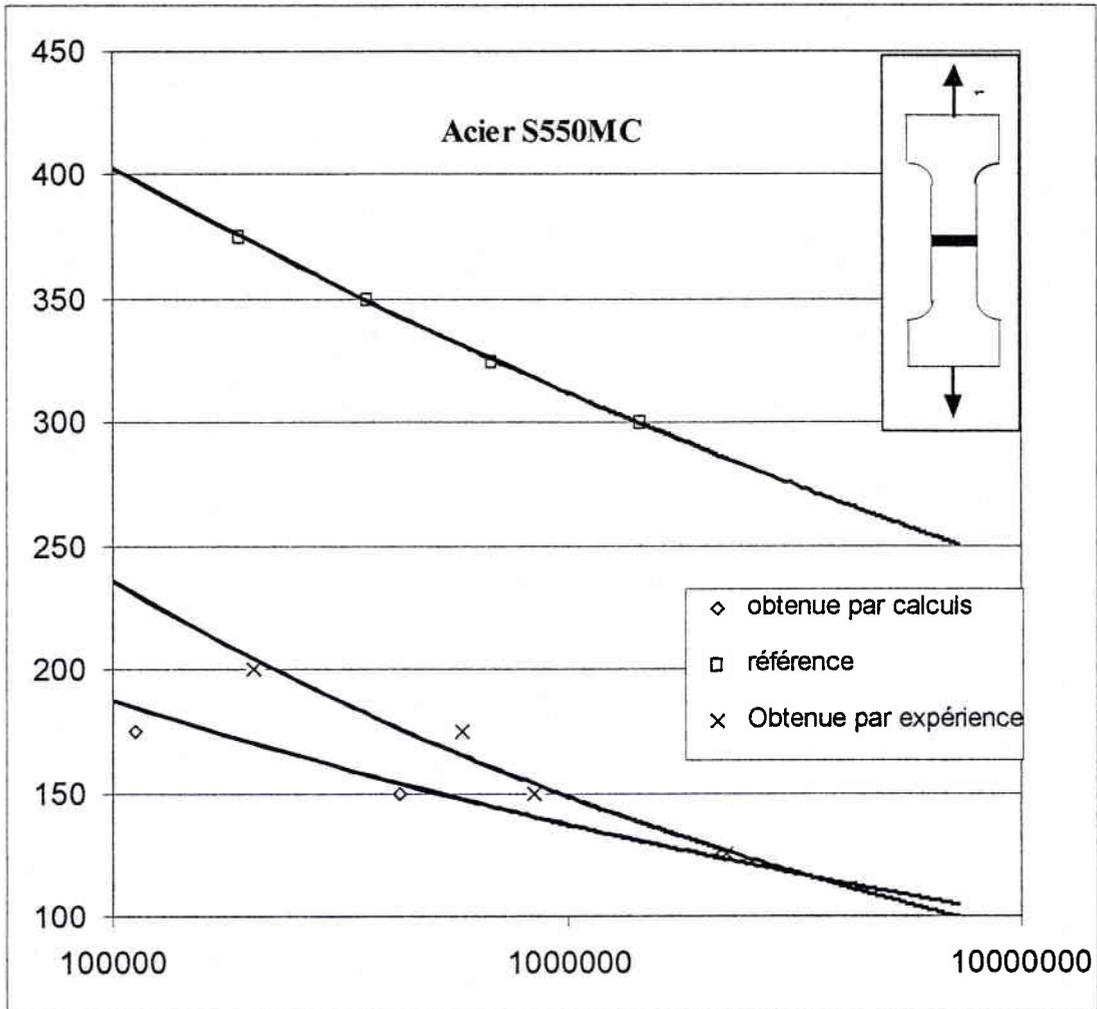


Figure 4.2 : Approche volumétrique pour les concepteurs.

Matériau	Courbe	σ_f' (MPa)	b
S550MC	Obtenue par calcul	890	-0,1354
S550MC	Référence	1448	-0,1111
S550MC	Obtenue par Expérience	1556	-0,2363

Tableau 4.2 : coefficient de Basquin pour l'approche volumétrique.

La relative bonne adéquation entre le modèle et l'expérience est atténuée par le fait :

- de la dispersion,
- de la prise en compte simplifiée des contraintes résiduelles

5.
CONCLUSIONS

Lors de cette étude, nous avons pu mettre en évidence l'importance du soudage sur le comportement à la fatigue de l'acier S550MC. Une fois soudé, cette acier à une résistance élastique cyclique quasi identique à celle de l'acier S355JR. Un plan d'expérience pourrait être établi afin de voir quels sont les meilleurs paramètres de soudage pour l'acier S550MC en tenant compte des impératifs industriels (délais, coûts, ...).

Cette étude montre que l'utilisation des aciers S550MC dans la constructions des châssis de semi-remorque est envisageable.

- L'assemblage par boulonnage a la faveur de la littérature pour l'emploi des aciers à haute limite élastique afin de réduire les sections des constructions en acier. Pour le soudage en une passe,
- Il est primordial de prendre soin des conditions de soudage en vue d'une bonne tenue à la fatigue notamment dans le cas du soudage à une passe optimale.

L'utilisation des aciers H.L.E. nécessite de ne pas dimensionner les structure mécano-soudées selon l'Eurocode3 car il est trop conservateur et ne permet pas aux utilisateurs des aciers à haute limite élastique de tirer profit de leurs caractéristiques mécaniques.

Une alternative consiste à utiliser l'approche volumétrique qui est très simple et ne demande que la connaissance de la courbe de référence en fatigue et la loi de comportement cyclique du matériau en fonction du type de chargement. C'est une méthode non exagérément conservatrice, qui demande encore à être améliorée. Elle permet d'éviter des essais de fatigue fastidieux et coûteux à la conception d'un produit.

Les conclusions de notre étude peuvent être limitées par le fait que nous avons établi les courbes de référence (courbe de Wöhler pour des éprouvettes arasées) avec un nombre très faible d'éprouvettes. Il en est de même pour les essais de fatigue sur les joints soudés bout à bout. Une nouvelle campagne d'essais devrait être effectuée pour valider les résultats mais en prenant au minimum 15 éprouvettes par série de test afin de faire des calculs statistiques.

Au cours de ces travaux seule la loi de comportement cyclique en traction pure a été établie pour chaque matériau. Il nous est apparu nécessaire d'étendre la méthode volumétrique pour l'appliquer à tout mode de chargement notamment en intégrant l'effet du gradient relatif et de la pression hydrostatique.

REFERENCES

[1] Calcul des structures en aciers, chapitre 9, fatigue, Eurocode3, CECM, 1992.

[2] A. Tricoteaux

« Durée de vie en fatigue de joints soudés en acier S690. Influence de traitements de parachèvement. Modélisation de la phase d'amorçage ». Thèse Université de Lille, 1993.

[3] I. Huther/ « Prévission du comportement à la fatigue des assemblages soudés. Prise en compte de l'effet macro, micro-géométrique ». Thèse Université de Clermont-Ferrand, 1996.

[4] Pluvinage G.

Dimensionnement en fatigue des joints soudés.

[5] Rabbe P., Anquez L.

« L'amorçage des fissures en fatigue ». La fatigue des matériaux et des structures, 2^{ème} édition revue et augmentée, chapitre 3, 1997.

[6] Kadi. N

« La fiabilité des arbres entaillés dans les machines agricoles : applications sur les arbres clavetés ». Thèse Université de Metz, 2001.

[7] Peterson R.E.

« Stress concentration factors », John Wiley and Sons, New-York, 1974.

[8] Neuber H.,

« Theory of stress concentration for shear-strained prismatical bodies with arbitrary nonlinear stress-strain law », J.Appl. Mech., Vol.28, pp544-551, (1969).

[9] Heywood R.B.,

« Designing by photo-elasticity », Chapman & Hall, London, 1952.

[10] Heywood R.B.,

« Designing against fatigue », Chapman & Hall, London, 1962.

- [11] Siebel E., Stieler M.,
“Non uniform stress distribution during fatigue loading”, VDI-Z, 97,1955.
- [12] Neuber H.,
“Theory of notch stress”, JW Edwards Co, Ann Arbor, Michigan, 1946.
- [13] Neuber H.,
“Theoretical determination of fatigue strength and stress concentration”, Report AFML-TR-68-20, Air Force Material Laboratory, April 1968.
- [14] Khun P., Hardraht H.F.,
“An engineering method for estimating notch size effect in fatigue test on steel”, Technical note, NACA, No 2805, 1952.
- [15] Atzori B., Blasi G., Pappalettere C.,
« Evaluation of fatigue strength of welded structures by local stress measurements », experimental Mechanics, No 25-2, pp 129-139, 1985.
- [16] Pluinage G.,
“Notch effect in high cycle fatigue”, Advances in fatigue research, ICF9, Fatigue of metallic and non-metallic materials and structures, 3, Pergamon, pp 1239-1250, Sidney, 1997.
- [17] Pluinage G.,
“Application of notch fracture mechanics to fracture emanating from stress concentrations”, Advanced in computational engineering sciences 97, pp 213-218, San José, 1997.
- [18] Kadi N,
“Rupture par fatigue des arbres entaillés et clavetés”, DEA, Laboratoire de Fiabilité de Metz, Université de Metz, 1997.
- [19] Kadi N., Gjonaj M., Pluinage G.,
“Volumic approach of fatigue failure of notched specimen”, Proceeding of Copernicus annual meeting, Miskolc, Hungary, 1997.

[20] Pluinage G.,
“Fatigue and fracture emanating from notch, the use of the notch stress intensity factor”,
Nuclear engineering and design, 185, pp 173-184, 1998.

[21] Pluinage G.,
“Fracture mechanics from notches”, Physicochemical mechanics of materials, Tome 34, No 6,
pp 7-20, 1998.

[22] Kadi N., Azari Z., Pluinage G.,
« La rupture par fatigue des arbres entaillés », Syria : 38th Science Week, 7-12 Novembre
1998.

[23] Pigneaux D., Gilgert J., Pluinage G.,
« Prise en compte en fatigue de l’effet d’entaille dans les joints soudés », journées de la
plasticité 99, Nancy, 1999.

[24] Pluinage G.,
« Hot spot and volumetric approaches to the high cycle fatigue of notched components”,
Technology, Law and insurance, Vol. 4, pp 145-153, 1999.

[25] Sines G.,
“Behaviour of metal under complex static and alternating stresses”, Mc Graw-Hill, pp 145-
169, New York, 1959.

[26] Ellyin F., Kujawski D.,
“Plastic strain energy in fatigue failure”, Journal of engineering materials and technology,
ASME, No. 106, pp 342-347, 1984.

[27] Ellyin F., Golos K.,
“Multiaxial fatigue damage criterion”, Journal of engineering materials and technology,
ASME, No. 110, pp 63-68, 1988.

- [28] Ellyin F.,
“The influence of multiaxial stresses on fatigue failure”, Proceedings of the 4th international conference on fatigue and fatigue thresholds, Honolulu, Hawai, pp 559-565, 15-20 July 1990.
- [29] Findley W. M., Mathur P. N., Szczepanski E., Temel A. O.,
“Energy versus stress theory for combined stress – A fatigue experiment using a rotating disk”, Journal of basic engineering, Trans. ASME 83D, 1961.
- [30] Findley W. M.,
“Theory for the effect of mean stress on fatigue of metals under combined torsion and axial load or bending” Journal of engineering industry, No. 81, pp. 301-306, 1959.
- [31] Kandil F.A., Brown M.W., Miller K.J.,
“Biaxial low cycle fatigue of 316 stainless steel at elevated temperature”, The metals society, No. 280, pp. 203-210, London, 1982.
- [32] Bannantine J.A., Socie D.F.,
« Multiaxial fatigue life estimation technique », ASTM STP 1122, pp 249-275, 1992.
- [33] Findley W.N.,
« Combined stress fatigue strength of 76S-T1 with superimposed mean stresses and correcting for yielding, Technical note 2984, NACA, 1953.
- [34] Socie D.F., Kurath P., Koch J.,
“A multiaxial fatigue damage parameter, » Biaxial and multiaxial Fatigue EGF3, Mechanical Engineering Publications, pp. 535-550, 1989.
- [35] Fatemi A., Kurath P.,
“Multiaxial fatigue life predictions under the influence of mean-stress”, Journal of engineering materials and technology, ASME, No. 110, 380-388, 1988.
- [36] Chu C.C., Conle F., Bonnen J.J.,
“Multiaxial stress modeling and fatigue life prediction of axle shafts”, Symposium of multiaxial fatigue, ASTM STP 1122, pp. 249-275, 1992.

[37] Debiez R., Claeys J.

« Soudabilité des aciers HLE », Tôle en acier HLE choix et mise en œuvre, Recueil de conférences. Publication CETIM, 1994.

[38] Lieurade H.P.

« Méthodologie d'essais de fatigue sur composants soudés », La fatigue des composants et des structures soudés. Recueil de conférences. Publication CETIM, 1992.

[39] Lieurade H.P., Wyseur M., Tourrade J.C.,

« Effet de traitements de parachèvement sur le comportement en traction ondulée ou en flexion ondulée d'assemblage bout à bout en acier E490 – contraintes résiduelles en pied de refusion TIG », Tôle en acier HLE choix et mise en œuvre, Recueil de conférences. Publication CETIM, 1994.

[40] Valaire B.

« Amélioration du comportement en service d'assemblage par meulage », La fatigue des composants et des structures soudés. Recueil de conférences. Publication CETIM, 1992.

[41] Lieurade H.P. ,

« Techniques d'amélioration de la tenue en fatigue des composants soudés », Tôle en acier HLE choix et mise en œuvre, Recueil de conférences. Publication CETIM, 1994.

[42] Pigneaux D., Gilgert J.,

« Notch effect in welded joints submitted to fatigue », NATO sciences series, Kluwer, Vol. 11, pp 347-361, 2001.

[43] Lieurade H.P.,

« La pratique des essais de fatigue », PYC, Paris, 1982.