



HAL
open science

Dimensionnement à la fatigue polycyclique de structures soudées

Jean-Luc Fayard

► **To cite this version:**

Jean-Luc Fayard. Dimensionnement à la fatigue polycyclique de structures soudées. Matériaux et structures en mécanique [physics.class-ph]. Ecole Polytechnique, 1996. Français. NNT: . tel-03449170

HAL Id: tel-03449170

<https://polytechnique.hal.science/tel-03449170v1>

Submitted on 25 Nov 2021

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.

Thèse présentée pour obtenir le titre de

DOCTEUR de l'ÉCOLE POLYTECHNIQUE

Spécialité MECANIQUE

par

Jean-Luc FAYARD

DIMENSIONNEMENT A LA FATIGUE POLYCYCLIQUE DE STRUCTURES SOUDEES

Soutenue le 19 Novembre 1996 devant le jury composé de :

Messieurs	A. ZAOUI	<i>Président</i>
	J. LEMAITRE	<i>Rapporteur</i>
	H.P. LIEURADE	<i>Rapporteur</i>
	K. DANG VAN	<i>Directeur de thèse</i>
	A. BIGNONNET	<i>Examineur</i>
	B. MERCIER	<i>Examineur</i>

À mes parents

À mes frères

« A vaincre sans péril, on triomphe sans gloire. » Corneille, Le Cid, Acte II, Scène 2.

Remerciements

A.Z. « [...] et cubique à faces centrées, ça vous dit quelque chose ? »

J-L.F. « Oui, il s'agit d'une des structures cristallines des éléments métalliques... »

...

A.Z. « Bien, je crois que cela suffira. »

Quand, il y a maintenant plus de quatre ans, je réussissais à convaincre le professeur André Zaoui de ma volonté et de ma motivation à suivre les cours de son DEA, une nouvelle porte venait de s'ouvrir devant moi : je m'engouffrais dans le monde de la recherche. Aujourd'hui, en me faisant l'honneur de s'intéresser à mon travail de thèse et d'en présider le jury, je suis particulièrement touché et flatté que Monsieur André Zaoui participe ainsi à l'aboutissement de cette fabuleuse aventure.

Je remercie très sincèrement Messieurs Jean Lemaître et Henri-Paul Lieurade qui ont bien voulu accepter la lourde tâche d'être rapporteurs de ce travail. Les discussions que nous avons eues ensemble ont été enrichissantes. En outre, leurs critiques et leurs suggestions ont permis d'apporter une clarté supplémentaire au texte pour sa présentation finale.

Monsieur Bertrand Mercier a toujours manifesté un vif intérêt pour mon travail de thèse. Il m'a fait l'honneur d'en rejoindre le jury. Qu'il soit assuré de ma sincère reconnaissance.

Cette année, les conventions CIFRE ont fêté leur quinze ans. Chaque année depuis leur création, elles sont de plus en plus nombreuses. Cet essor montre bien le réel besoin qu'il y a de transférer le savoir-faire du laboratoire vers le milieu industriel. Pour fonctionner, le contrat CIFRE doit connaître une parfaite adéquation entre ses différents partenaires. Pour ma part, ayant eu Ky Dang Van comme directeur de thèse au Laboratoire de Mécanique des Solides de l'École Polytechnique et André Bignonnet comme responsable de thèse à la Direction des Recherches et des Affaires Scientifiques de PSA-Peugeot-Citroën, j'ai eu la chance de travailler dans un climat de confiance totale et d'enthousiasme communicatif exceptionnel. A Ky et à André, je veux exprimer ici mon plus profond respect, toute ma gratitude et mon amitié pour m'avoir constamment soutenu et encouragé. Leur patience et leur générosité m'ont été d'une grande utilité. Je souhaite à tous leurs futurs thésards de profiter, comme j'ai pu le faire, de leurs compétences et de leur culture scientifique qui n'ont d'égales que leur disponibilité et leur bonne humeur. Ils m'ont beaucoup appris. Néanmoins, il me reste encore tellement de choses à apprendre de mes maîtres que j'espère ne pas voir s'arrêter en si bon chemin nos collaborations.

Faire une convention CIFRE PSA au Laboratoire de Mécanique des Solides, c'est travailler dans un environnement scientifique, à la fois universitaire et industriel, exceptionnel. Cependant, même quand on dispose de matériels informatique et technique hautement performants, comme cela a été mon cas, les qualités des hommes qui participent au déroulement d'une étude restent primordiales. Je voudrais donc remercier chaleureusement tous ceux qui ont participé, de près ou de loin, à l'aboutissement de ce travail :

- Tout d'abord, Didier Stettmeier et son groupe de travail PSA « Fatigue des joints soudés », pour la confiance qu'ils m'ont témoignée.
- Puis Patrick Sainon et Jean Brogneux de PSA qui ont été des partenaires de première importance pour la grande campagne d'essais de fatigue qui a été menée. Sans eux, sans leur admirable

conscience professionnelle et leur bonne humeur, ce travail n'aurait certainement pas pu voir le jour.

- *Dans la même rubrique, je serais inexcusable si j'oubliais de remercier la participation de Pascal Merrien et Jean-Jacques Bernard du CETIM qui ont largement contribué au parachèvement de la campagne d'essais.*
- *Je tiens à remercier très sincèrement Monsieur Gilles Leborgne, responsable de l'Unité de Recherche Matériaux et Technologie à la Direction des Recherches et des Affaires Scientifiques de PSA, de m'avoir accueilli dans son service. J'ai pu apprécier sa disponibilité, ses compétences et son dynamisme. Aujourd'hui, je suis heureux d'intégrer le groupe PSA et je lui en suis très reconnaissant pour son soutien.*

Il serait périlleux de tenter de remercier tous ceux que j'ai pu solliciter au cours de ces trois années, qui m'ont aidé ou encouragé, collègues et amis, de peur d'en oublier. Toutefois, je tiens à exprimer ma profonde gratitude à Jean-Paul Puchois dont la générosité permanente et spontanée m'a été d'une grande utilité dans l'adversité, et Hervé Kamdoum pour le temps qu'il a passé à la relecture de ce mémoire, aux suggestions et aux critiques constructives qu'il a pu en faire. Je lui souhaite bonne chance pour la suite de sa thèse en espérant qu'il portera encore un peu plus loin la maîtrise du dimensionnement à la fatigue des structures soudées.

Enfin, je veux exprimer ma vive reconnaissance à Nadège pour son aide et la patience dont elle a fait preuve dans les nombreuses occasions où le travail d'écriture et, bien sûr, l'activité de recherche, sont devenus ma préoccupation principale. Tout bien réfléchi, c'est promis, Nadège, je ne ferai pas de deuxième thèse.

TABLE DES MATIERES

✧	Introduction	3
✧	Notations principales	7
✧	Chapitre 1	
	POSITION DU PROBLEME	
	1.1 Sur la fatigue des structures métalliques	11
	1.2 Le problème des structures soudées soumises à la fatigue.....	13
✧	Chapitre 2	
	ETAT DE L'ART	
	2.1 Généralités	17
	2.2 Les approches par la Mécanique Linéaire de la Rupture	19
	2.2.1 Hypothèses de bases	19
	2.2.2 Types de modèles.....	19
	2.2.3 Discussion.....	21
	2.3 Les approches locales	23
	2.3.1 Hypothèses de bases	23
	2.3.2 Cas du comportement élastique	23
	2.3.3 Cas du comportement élasto-plastique.....	25
	2.3.4 Discussion.....	28
	2.4 Les approches structurales	29
	2.4.1 Hypothèses de bases	29
	2.4.2 Le dimensionnement des grandes structures métalliques.....	29
	2.4.3 L'étude de Sonsino	32
	2.4.4 L'étude de Janosch.....	35
	2.5 Discussion.....	37

✧	Chapitre 3	
	APPROCHE STRUCTURALE POUR LE DIMENSIONNEMENT EN FATIGUE POLYCYCLIQUE DE STRUCTURES SOUDEES	
	3.1 Introduction	41
	3.2 Hypothèses	43
	3.2.1 <i>Adaptation des structures</i>	43
	3.2.2 <i>Contrainte de dimensionnement : contrainte géométrique au point chaud</i> ..	46
	3.2.3 <i>Coques minces</i>	51
	3.3 Détermination de l'état de contrainte au point chaud	55
	3.3.1 <i>Introduction</i>	55
	3.3.2 <i>Le problème de l'intersection des coques</i>	55
	3.3.3 <i>Modélisation de la jonction soudée</i>	56
	3.3.4 <i>Justification d'un choix de liaison représentative des jonctions soudées</i>	57
	3.3.5 <i>Règles de maillage utilisées</i>	66
	3.4 Nécessité d'une approche couplant les essais et les calculs	71
	3.4.1 <i>Principe</i>	71
	3.4.2 <i>Mise en oeuvre</i>	71
	3.4.3 <i>Condition nécessaire pour le couplage</i>	73
	3.4.4 <i>Etats de contraintes aux points chauds des structures élémentaires</i>	75
	3.5 Observations expérimentales et critère de ruine	79
	3.5.1 <i>Observations expérimentales</i>	79
	3.5.2 <i>Objectif du critère de ruine</i>	80
	3.5.3 <i>Résultats expérimentaux et choix du critère</i>	80
	3.5.4 <i>Observation de la fissuration</i>	83
	3.6 Proposition d'un critère de dimensionnement	89
	3.6.1 <i>Introduction</i>	89
	3.6.2 <i>Pratique usuelle : utilisation de la contrainte principale maximale σ_1</i>	89
	3.6.3 <i>Proposition d'un critère de dimensionnement</i>	93
	3.6.4 <i>Effet des contraintes résiduelles</i>	98
✧	Conclusion	101
✧	Bibliographie	103
✧	Annexes	107



Introduction



Le soudage est un procédé d'assemblage très répandu dans l'industrie. Les structures offshore, les véhicules ferroviaires, l'automobile, les navires, les ponts, les réseaux de tuyauterie sont autant d'applications qui font largement appel à cette technique.

Si le soudage offre la possibilité de réaliser des structures de géométries complexes, en revanche, la tenue en service des pièces réalisées est difficile à appréhender. En effet, les zones de soudage sont souvent les « points faibles » de la structure, notamment lorsqu'il s'agit de tenue en fatigue.

Lorsque les concepteurs effectuent un calcul de tenue en fatigue sur une structure, ils cherchent à se prémunir contre l'éventuelle apparition d'une fissure en comparant les contraintes obtenues par un *calcul de structure* à un *critère de fatigue* approprié.

Pour définir un critère de fatigue, une bonne maîtrise des phénomènes d'endommagement et de rupture est nécessaire. Si les techniques d'observations permettent de mieux comprendre les mécanismes de fissuration par fatigue, l'élaboration d'un critère est une entreprise délicate, qui requiert toujours quelques hypothèses et approximations. Pour les structures soudées, cette difficulté est augmentée par l'existence de forts gradients de contrainte et la présence des contraintes résiduelles de fabrication dans les zones de fissuration.

De nombreuses méthodes ont été proposées pour le calcul des assemblages soudés. Certaines apportent une meilleure compréhension du phénomène de fatigue, en se rattachant à la Mécanique Linéaire de la Rupture. D'autres permettent de prévoir la durée de vie de structures de géométries simples, à l'aide d'un calcul de structure. Néanmoins, aucune n'est suffisamment générale pour prédire le comportement d'une *structure* aussi complexe que celle qui est présentée à la Figure 1, notamment sous des chargements de fatigue multi-axiaux.

Dans l'industrie mécanique, et en particulier dans l'industrie automobile, une des contraintes majeures des constructeurs est de réduire les temps et les coûts de développement des nouveaux produits. Le passage obligé pour atteindre cet objectif est incontestablement l'utilisation croissante de la simulation numérique en corrélation étroite avec les essais. Pour les structures soudées, l'ingénieur manque de méthodes de calcul d'aide au dimensionnement. L'utilisation de tels outils permettrait une meilleure optimisation des pièces dès la conception et épargnerait de longs et coûteux essais de mise au point.

C'est dans ce contexte que cette étude a commencé. Le constructeur automobile PSA-Peugeot-Citroën a sollicité le Laboratoire de Mécanique des Solides de l'Ecole Polytechnique pour participer à l'élaboration d'une méthode de calcul prédictive de la durée de vie en fatigue des structures en acier

soudées par « cordons ». Le procédé de soudage par cordons est souvent utilisé pour les éléments de mécanique en liaison au sol (berceau moteur, bras de suspension, traverse, chape de reprise d'efforts...). Les pièces concernées peuvent être des pièces de sécurité. L'ingénieur a donc besoin de bien maîtriser le dimensionnement afin de prévoir le plus tôt possible le comportement de la structure et l'optimiser au niveau du modèle numérique si nécessaire.

L'objectif visé dans ce travail est de proposer un critère de fatigue polycyclique pour les structures soudées par cordons permettant d'élaborer des pièces mécano-soudées qui répondent autant aux critères de fiabilité que de rentabilité ou de performance.

Ce travail se divise en trois parties :

- Au premier chapitre, on présente le problème de l'étude de la fatigue des structures soudées du point de vue des concepteurs des bureaux d'études.
- Le chapitre 2 fait une revue des approches développées ces dernières années pour prévoir le comportement en fatigue des structures soudées par cordons. Leur analyse permet de dégager les grandes lignes de notre travail.
- Au chapitre 3, nous présentons l'approche mise en œuvre pour développer une méthode de calcul de la tenue en fatigue des structures soudées par cordons. C'est une *approche structurale* qui se base sur une démarche couplant des calculs par éléments finis et des essais de fatigue.

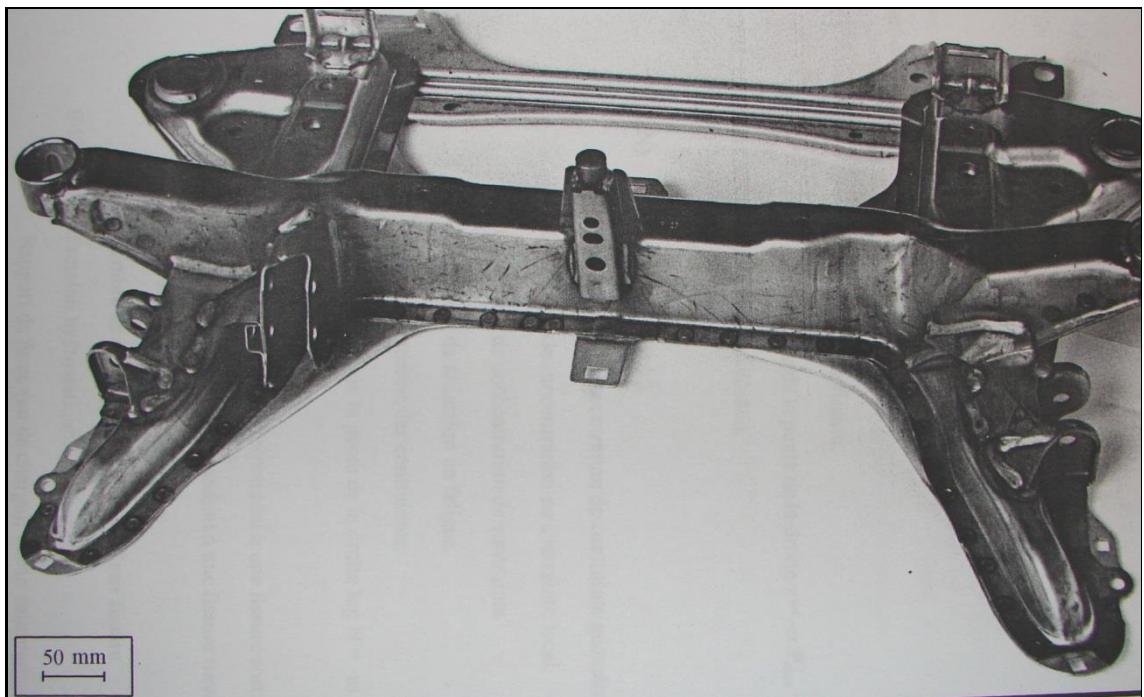


Figure 1 : *Berceau moteur de 406 après les opérations de soudage : assemblage de tôles d'acier soudées par cordons et par points.*



Notations principales



<i>Symbole</i>	<i>(unité)</i>	<i>Grandeur</i>
a	(mm)	Profondeur de la fissure.
α		Valeur absolue de la pente de la droite $\tau = -\alpha \cdot P_{\max} + \text{Constante}$.
e_w	(mm)	Longueur sous cordon.
$\varepsilon, \varepsilon_{\alpha\beta}$		Déformation.
F	(daN)	Force (ou charge).
K_G		Coefficient de concentration de contrainte géométrique.
K_L		Coefficient de concentration de contrainte local.
K_t		Coefficient de concentration de contrainte.
K_f		Coefficient de réduction en fatigue.
K_I		Facteur d'intensité des contraintes.
m		Valeur absolue de la pente de la droite $\log N = -m \cdot \log S + \text{Constante}$.
N		Nombre de cycles.
N_2		Nombre de cycles correspondant à une fissure sortant des effets locaux.
N_4		Nombre de cycles correspondant à une fissure traversante.
N_a		Nombre de cycles à l'amorçage.
N_p		Nombre de cycles de propagation d'une fissure.
P	(MPa)	Pression hydrostatique.
R		Rapport de force (ou de charge), valeur minimale sur valeur maximale.
R_e	(MPa)	Limite d'élasticité en traction monotone à 0,2 % de déformation plastique.
s	(MPa)	Ecart type en contrainte.
S	(MPa)	Contrainte de dimensionnement.
$\sigma, \sigma_{\alpha\beta}$		Contrainte.
σ_G		Contrainte géométrique à la jonction soudée.
σ_G^{HS}		Contrainte géométrique au point chaud.
σ_L		Contrainte locale à la jonction soudée.
σ_L^{HS}		Contrainte locale au point chaud.
σ_N		Contrainte nominale.

σ_0	(MPa)	Limite d'écoulement.
σ_1	(MPa)	Contrainte principale maximale (non nulle) en valeur absolue.
σ_2	(MPa)	Contrainte principale minimale (non nulle) en valeur absolue.
σ_3	(MPa)	Troisième contrainte principale.
τ	(MPa)	Cisaillement.
τ_0	(MPa)	Contrainte de dimensionnement dans le cas général.
V		Volume élémentaire représentatif.
V_c		Volume élémentaire représentatif pour les structures soudées.
$\underline{\underline{X}}$		Tenseur de la grandeur X.
ΔX		Variation de la grandeur X.

Indices inférieurs

a		Amplitude de la grandeur correspondante.
CR		Valeur critique de la grandeur correspondante.
G		Valeur géométrique de la grandeur correspondante.
i		$i^{\text{ème}}$ valeur principale de la grandeur correspondante.
L		Valeur locale de la grandeur correspondante.
max, min		Valeurs maximale et minimale respectivement de la grandeur correspondante.
RES		Valeur résiduelle de la grandeur correspondante.

Indices supérieurs

HS		Valeur au point chaud (Hot Spot) de la grandeur correspondante.
----	--	---

Le système d'unités utilisé est le système international, sauf mention contraire.



Chapitre 1



POSITION DU PROBLEME

1.1 Sur la fatigue des structures métalliques

Parmi les nombreux phénomènes qui peuvent provoquer la ruine d'une structure en service, la fatigue est certainement la plus importante. La ruine par fatigue concerne les pièces qui ont été soumises à des chargements variables au cours du temps. Le phénomène se caractérise par la formation de « micro-fissures » dans les zones de fortes concentrations de contraintes dues aux effets géométriques (entailles) ou métallurgiques (inclusions). Ces micro-fissures donnent naissance progressivement à une fissure macroscopique qui se propage jusqu'à la ruine finale. La fatigue est un phénomène qui se produit, à l'origine, à un niveau local.

La durée de vie d'une structure soumise à un chargement de fatigue dépend de la variation des contraintes locales. Pour un chargement cyclique à contrainte imposée, la structure peut réagir de différentes manières à la sollicitation (Figure 1.1).

Si les déformations plastiques que les contraintes locales génèrent au cours de chaque cycle de chargement sont importantes à l'échelle macroscopique, la rupture survient au bout d'un petit nombre de cycles. On parle alors de fatigue *oligocyclique*. Dans ce cas, si le matériau subit des déformations plastiques irréversibles qui se stabilisent sur une boucle, on parle d'accommodation. Lorsqu'elles ne se stabilisent pas et s'accumulent à chaque cycle, on parle alors d'effet rochet.

Par contre, si les déformations sont négligeables à l'échelle macroscopique, le comportement de la structure à l'échelle macroscopique est élastique. Dans ce cas, la structure peut résister indéfiniment au chargement si le matériau atteint en tout point un état limite élastique adapté et le reste. Néanmoins, il est possible qu'une rupture survienne après un grand nombre de cycles alors que les amplitudes de sollicitations génèrent des contraintes dans la structure au voisinage de la limite d'élasticité du matériau. Cela signifie que des fissures se sont amorcées et propagées sans qu'il y ait de déformation plastique macroscopique apparente. Les grandes durées de vie concernent le domaine de la fatigue *polycyclique*.

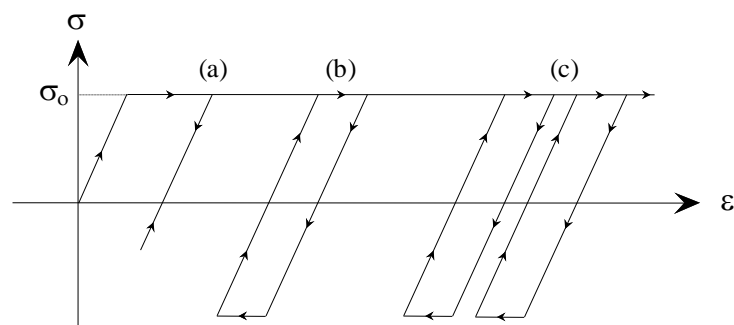


Figure 1.1 : Différents états limites du comportement d'un matériau parfaitement plastique sous chargement uniaxial cyclique : adaptation (a), accommodation (b) et rochet (c).

Parmi les approches existantes permettant de déterminer la tenue des structures métalliques dans le domaine de la fatigue polycyclique à partir du calcul des contraintes locales, on trouve celle de Dang Van. En 1972, Dang Van propose un critère de fatigue multiaxiale portant sur le seuil d'amorçage des fissures de fatigue en se basant sur une approche multi-échelle [9] :

A l'échelle macroscopique, le comportement de la pièce étudiée est supposé élastique¹ et le matériau, homogène et isotrope. Au contraire, à l'échelle mésoscopique qui est l'échelle du grain, le métal est composé de cristaux orientés dans des directions aléatoires et n'est donc ni homogène, ni isotrope. L'interprétation physique du phénomène de fatigue vu par Dang Van est de supposer que, malgré le comportement élastique macroscopique pour une charge extérieure donnée, certains cristaux mal orientés peuvent plastifier et donner naissance à des micro-fissures. L'hypothèse de base de son approche est de considérer qu'il n'y a pas ruine par fatigue si et seulement si le comportement limite des grains les plus défavorablement orientés par rapport à la variation des contraintes mésoscopiques d'un chargement périodique est adapté. Le critère postule que l'amplitude du cisaillement mésoscopique au moment de l'endommagement dépend de la pression hydrostatique et il s'écrit sous la forme :

$$\max_n \left\{ \max_t \left[\|\tau(n, t)\| + a \cdot P(t) \right] \right\} \leq b \quad (a \text{ et } b : \text{constantes du matériau})$$

La normale $n = n^*$, pour laquelle le maximum de l'expression de gauche est atteint, définit le plan dans lequel la fissure se propage si la borne supérieure b est atteinte. L'approche est appelée « macro-micro ». Elle permet de déterminer l'état de contrainte mésoscopique à partir de l'état de contrainte macroscopique calculé par la méthode des éléments finis. Elle a montré son efficacité sur des pièces industrielles ce qui lui vaut d'être utilisée et reconnue par beaucoup d'entreprises (EDF, PSA, Renault, SKF, SNCF, FIAT...). Les critères de fatigue multiaxiale comme le critère de Dang Van [9] passent par la détermination des contraintes macroscopiques dans la structure. Ils nécessitent la connaissance des caractéristiques du matériau qui la constitue. Ils sont donc bien adaptés aux structures dans lesquelles la détermination des contraintes macroscopiques en tout point est possible.

Par contre, ces critères sont mal adaptés aux structures assemblées comme les structures soudées, rivetées ou boulonnées. En effet, dans ces structures, les points critiques de fissuration sont situés dans les zones de raccordement où les « singularités » géométriques sont telles qu'il est difficile d'y calculer les contraintes macroscopiques. Face à cette situation, on est tenté de modéliser la singularité par des maillages d'éléments finis très fins pour essayer d'accéder à la contrainte réelle. Toutefois, dans un contexte industriel où l'on impose des temps et des coûts de développement des produits de plus en plus réduits, cette démarche est peu réaliste. Nous allons voir qu'elle est illusoire dans le cas particulier des structures soudées.

¹ Si des déformations se produisent comme le cas des entailles ou des chargements particuliers induits par les contacts entre solides, celles-ci doivent s'adapter, c'est-à-dire avoir un comportement élastique après un certain nombre de cycles. La plastification microscopique correspond alors à une hétérogénéité du comportement plastique.

1.2 Le problème des structures soudées soumises à la fatigue

Pour comprendre le niveau de complexité du problème de la tenue en fatigue des structures soudées, penchons-nous sur une structure soudée par cordon. Pour ce type d'assemblage, les fissures de fatigue s'amorcent en racine ou en pied de cordon. Ce sont les sites privilégiés d'amorçage car on y trouve de fortes concentrations de contrainte. Cette situation est due à la géométrie de la structure et du cordon (effet d'entaille), et aux facteurs inhérents au procédé de soudage tels que les irrégularités géométriques du cordon. A ces facteurs géométriques qui affectent la tenue à la fatigue viennent s'ajouter des facteurs métallurgiques tels que la nature du métal de base ou du métal d'apport, ou encore le niveau des contraintes résiduelles générées par l'opération et la distorsion des éléments raccordés qui en résulte. Le phénomène de fatigue est donc localisé dans une zone où les propriétés du matériau sont difficiles à évaluer et les géométries sont complexes et accidentées.

L'analyse des contraintes dans les structures soudées doit donner la contrainte de dimensionnement S (c'est-à-dire une contrainte caractérisant la jonction soudée) qui est à rapporter dans un diagramme $S-N$ approprié afin de prédire la durée de vie.

Sachant que les contraintes locales sont à l'origine du phénomène de fissuration, le problème de l'étude de la fatigue des structures soudées vient de la complexité de la distribution des contraintes locales dans les zones de soudage là où les fissures s'amorcent. Pour contourner cette difficulté, il est judicieux de rechercher des grandeurs mécaniques simples, d'un autre niveau que les contraintes locales, qui permettent de caractériser la jonction étudiée et qui gouvernent la fissuration susceptible de s'y produire. C'est la démarche adoptée pour étudier le problème de la fatigue des grandes structures métalliques soudées du génie civil et de l'offshore. Ces constructions sont assimilées à des treillis de poutre dans lesquelles on calcule la contrainte dans chacun des membres. Il s'agit là de la contrainte nominale σ_N issue de l'analyse de la structure par la résistance des matériaux.

- En génie civil, pour la construction des ponts métalliques, l'Eurocode 3 [12] définit la contrainte de dimensionnement S comme la contrainte nominale dans les poutres. Cette contrainte est portée dans un diagramme $S-N$ où figure une courbe propre à la géométrie de la jonction et au type de chargement.
- Pour la construction des grandes structures marines, les approches utilisées constituent un pas en avant par rapport aux méthodes de dimensionnement des ponts. En effet, elles ajoutent à la contrainte nominale une information supplémentaire caractéristique de la géométrie de la jonction étudiée. On peut illustrer ces considérations en empruntant la description faite par Radenkovic [32] pour l'analyse des structures marines dans le cadre de la mécanique théorique. Les constructions marines sont des assemblages tubulaires soudés pour lesquelles on peut, selon Radenkovic, décrire deux niveaux de concentration de contrainte à la jonction soudée :
 - La concentration de contrainte *géométrique* : l'analyse de la jonction soudée prise comme intersection de coques minces, chaque élément raccordé étant défini par sa surface moyenne, conduit aux champs de déplacements et de contraintes dans la structure tel que la compatibilité des déplacements sur la ligne d'intersection de ces surfaces moyennes soit assurée. Les contraintes obtenues sont les contraintes dites géométriques « puisqu'elles correspondent à une géométrie idéale de la jonction soudée ». Ceci conduit à la définition d'un coefficient de concentration de contrainte géométrique K_G dont la contrainte de

référence peut être la contrainte nominale dans la section transverse de l'élément raccordé analysé, ce qui permet d'écrire :

$$\sigma_G = K_G \cdot \sigma_N$$

- La concentration de contrainte *locale* : une analyse tridimensionnelle de la jonction qui reproduirait la géométrie exacte du cordon en prenant en compte ses irrégularités donnerait accès aux contraintes locales. Par rapport à l'analyse précédente, cette configuration conduirait à la définition du coefficient de concentration de contrainte locale K_L et à l'expression :

$$\sigma_L = K_L \cdot \sigma_G$$

Sachant que la détermination de la contrainte locale pose de grandes difficultés, la contrainte utilisée pour dimensionner à la fatigue les grandes structures marines est la contrainte géométrique. Cette contrainte peut être obtenue par un calcul basé sur la théorie des coques. Dans la pratique, on constate que cette grandeur caractérise bien la géométrie de la jonction soudée puisque les codes de calculs qui la préconisent [1,3] proposent l'utilisation d'une courbe S-N unique en fatigue valable quelles que soient les piquages de tubes étudiés.

Cependant, les codes de calcul dont on vient de parler ont été établis pour des structures particulières. Les grandes structures métalliques sont des assemblages de tubes ou de poutres de fortes épaisseurs (20 à 150 mm) soudés par cordons multipasses dont les intersections sont toujours du même type. Les règles de dimensionnement de ces codes ne sont pas adaptées aux structures soudées de l'industrie mécanique, automobile ou ferroviaire où les géométries des pièces peuvent être complexes et les configurations de soudage variées. Néanmoins, la notion de contrainte géométrique pour définir la contrainte de dimensionnement semble être transposable à ces contextes industriels.

A l'heure actuelle, il n'existe pas de méthode de calcul qui soit capable de prédire la tenue en fatigue d'une structure soudée, quelle que soit la complexité de la géométrie et du chargement. Dans l'industrie automobile, par exemple, l'approche habituelle pour dimensionner une structure soudée consiste à effectuer des essais de fatigue sur des prototypes et à optimiser la géométrie des pièces ou des cordons de soudure en fonction des résultats d'essais. C'est une méthode expérimentale itérative, lourde et coûteuse, qui ne trouve plus sa place dans un contexte économique difficile.

Or, l'assemblage de tôles par des procédés tels que le soudage, le boulonnage ou le rivetage est une voie incontournable pour la construction d'un véhicule. Une voiture contient 3000 à 4000 points de soudure électrique et 200 à 500 cordons de soudure. Pour les pièces soudées, l'utilisation d'outils de calculs d'aide au dimensionnement à la fatigue, est un enjeu économique important. En effet, si une optimisation théorique de la position des cordons et/ou des points de soudure avait lieu en avance de phase dans le projet d'une voiture, la quantité de démarches empiriques nécessaires à la validation d'une pièce serait réduite et permettrait un développement plus rapide et moins coûteux du véhicule.

Aussi, l'objectif de ce mémoire est de proposer une méthode de calcul qui permette de prédire la tenue en fatigue de structures soudées par cordons soumises aux chargements cycliques. Un intérêt particulier est porté aux structures soudées automobiles.



Chapitre 2



ETAT DE L'ART

2.1 Généralités

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

L'observation de la fissuration dans les structures soumises à la fatigue montre que le processus qui conduit à la ruine peut être décomposé en plusieurs stades. Tout d'abord, dans les zones où le matériau est le plus sollicité, des micro-fissures apparaissent. Puis, elles se développent et coalescent les unes avec les autres jusqu'à ce qu'elles forment une fissure de taille macroscopique. Enfin, cette fissure se propage jusqu'à la ruine de la structure.

Il est d'usage de diviser la durée de vie d'une structure en deux phases : la période d'amorçage et la période de propagation. Cependant, le problème de base est de définir le stade où l'amorçage se termine, c'est-à-dire celui où la propagation d'une fissure peut être décrite. La période de propagation pourrait être définie, par exemple, par le stade à partir duquel une fissure unique s'amorce. Cependant, pourquoi ne serait-ce pas le stade où les micro-fissures commencent à coalescer ? ou encore celui qui correspond à la création de la « première » micro-fissure ? Aujourd'hui encore, la définition de l'amorçage constitue un thème de discussion.

Pourtant, pour dimensionner les structures soumises à la fatigue, l'ingénieur a besoin de modèles qui permettent d'estimer le nombre de cycles N et donc de calculer le nombre de cycles à l'amorçage N_a et le nombre de cycles à la propagation N_p . La mise en œuvre de tels modèles n'est pas facile puisque les durées respectives des phases d'amorçage et de propagation dépendent fortement de l'amplitude de sollicitation, de la présence éventuelle de défauts initiaux dans le matériau et de la définition que l'on a de l'amorçage.

Pour les structures soudées, l'existence de défauts initiaux dans les zones de plus fortes concentrations de contrainte implique que la période de propagation N_p prend une part importante sur la durée de vie totale de la structure. C'est pourquoi, parmi les méthodes de dimensionnement qui ont été développées depuis une vingtaine d'années, certaines proposent d'estimer la durée de vie des structures par l'analyse de la propagation des fissures en se rattachant à la Mécanique Linéaire de la Rupture. En même temps, d'autres approches ont été envisagées, mais il s'avère que la plupart d'entre elles ne sont pas directement applicables aux structures complexes de l'industrie mécanique, automobile ou ferroviaire. Néanmoins, il convient d'en faire une brève revue pour comprendre ensuite les orientations de notre travail.

Dans ce chapitre, nous présentons et analysons les approches existantes pour dimensionner les structures soudées par cordons soumises aux chargements de fatigue. Pour certaines de ces approches, le lecteur trouvera des analyses plus approfondies dans les références [26,27,29]. Elles sont classées en trois catégories :

- Celles qui étudient le problème à l'aide de la *Mécanique Linéaire de la Rupture*.
- Celles qui utilisent les contraintes et (ou) les déformations locales au point d'amorçage : ce sont les *approches locales*.

- Celles qui supposent que l'amorçage est essentiellement contrôlé par des grandeurs issues d'un état de contrainte « géométrique » engendré par les effets de structure : ce sont les *approches structurales*.

2.2 Les approches par la Mécanique Linéaire de la Rupture

2.2.1 Hypothèses de bases

Dans les différentes approches qui utilisent la Mécanique Linéaire de la Rupture, on considère le matériau comme homogène et isotrope avec un comportement élastique linéaire. On suppose l'existence d'un défaut de type *fissure*. La fissure correspond à une discontinuité de la matière où le vecteur-contrainte sur la surface libre est nul et où le déplacement subit une discontinuité, de part et d'autre des lèvres de la fissure. On associe à cette fissure un facteur d'intensité des contraintes K dépendant des dimensions de la fissure, du chargement appliqué et de la géométrie du solide étudié. L'idée de base des travaux dans ce domaine est de supposer que la variation ΔK du facteur d'intensité des contraintes peut être corrélée avec le nombre de cycles à la ruine N en proposant une valeur seuil d'amorçage ou en décrivant la propagation.

2.2.2 Types de modèles

Les études peuvent être répertoriées en deux groupes.

Premier groupe

Celles qui s'inscrivent dans le premier groupe proposent de calculer un facteur d'intensité des contraintes K au point critique de la structure et d'utiliser cette quantité à l'aide d'un critère pour déterminer le nombre de cycles à l'amorçage.

A titre d'exemple, nous pouvons citer les travaux de Y. d'Escatha et al. [11]. Ces auteurs ont développé un modèle de calcul du nombre de cycles à l'amorçage convenant aux cas d'entailles aiguës assimilables à des fissures *émoussées*. Selon eux, comme il est difficile d'apprécier la géométrie des défauts à l'origine de l'amorçage dans les structures soudées, on peut considérer que chacun de ces défauts est comparable à une fissure émoussée. Ils se servent donc de ce modèle pour dimensionner les structures soudées soumises à la fatigue.

Les auteurs proposent d'utiliser la variation de la contrainte normale maximale $\Delta\sigma_{\theta\theta}$ à une certaine distance d du fond d'entaille de la fissure émoussée comme critère d'amorçage en fatigue. La contrainte $\sigma_{\theta\theta}$ peut être calculée en fonction de la distance d à partir des solutions de Creager en contraintes planes [7] qui donnent les contraintes élastiques au voisinage d'une fissure émoussée (Figure 2.1). La détermination de $\sigma_{\theta\theta}$ passe par le calcul d'un facteur d'intensité des contraintes K_I .

A la suite de nombreux essais sur éprouvettes CT en aciers inoxydables, Y. d'Escatha et al. [11] proposent, comme grandeur qui gouverne l'amorçage, *la composante principale maximale du tenseur variation des contraintes au voisinage de la tête de la fissure émoussée*, telle que

$$\max \Delta \sigma_{\theta\theta} = 0,77 \frac{\Delta K}{\sqrt{\pi \cdot d}}$$

où $d = 0,053$ est obtenue après une interprétation statistique minimisant la dispersion des résultats expérimentaux représentés par une courbe d'équation :

$$\Delta \sigma_{\theta\theta}(d) = \sigma_0(d) \cdot N_a^{n(d)}$$

dans un diagramme $[\log \Delta \sigma_{\theta\theta}(d) ; \log N_a]$ (où $\sigma_0(d)$ et $n(d)$ sont des constantes). En enregistrant la variation $\Delta\delta$ de la distance des lèvres de l'éprouvette, les auteurs définissent le nombre de cycles à l'amorçage N_a comme le nombre de cycles à partir duquel $\Delta\delta$ commence à augmenter.

L'avantage de la grandeur ($\max \Delta\sigma_{\theta\theta}$) est d'être indépendante du rayon à fond d'entaille ρ .

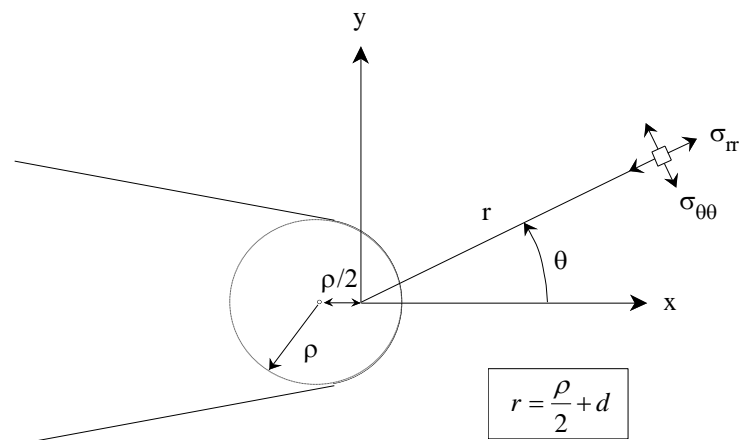


Figure 2.1 : Repère local (r, θ) pour la solution de Creager au voisinage d'une fissure émoussée.

A partir des résultats d'essais sur éprouvettes, Y. d'Escatha et al. [11] proposent une « courbe de conception » ($\max \Delta\sigma_{\theta\theta} ; N_a$) pour le type d'acier étudié. Sur la Figure 2.2, on a représenté la courbe de conception moyenne des aciers inoxydables austénitiques avec la bande de dispersion allant de -3 à $+3$ écart type s .

Pour la mise en application de la méthode, on doit distinguer deux cas :

- On sait calculer la formule analytique du facteur d'intensité des contraintes K_I car la géométrie de la pièce est suffisamment simple.
- On ne sait pas calculer la formule analytique de K_I . Dans ce cas, on doit recourir à la méthode des éléments finis.

Connaissant la courbe de conception et la distance caractéristique d associée au matériau utilisé, le calcul de $\Delta\sigma_{\theta\theta}$ permet de déduire le nombre de cycles à l'amorçage N_a .

Le critère a été validé par des essais et des calculs éléments finis effectués sur des maquettes simulant deux conditions géométriques réelles et deux types de chargement possibles. Les résultats des essais sur ces maquettes sont en bon accord avec la prévision obtenue par le calcul en utilisant la courbe de conception (Figure 2.2).

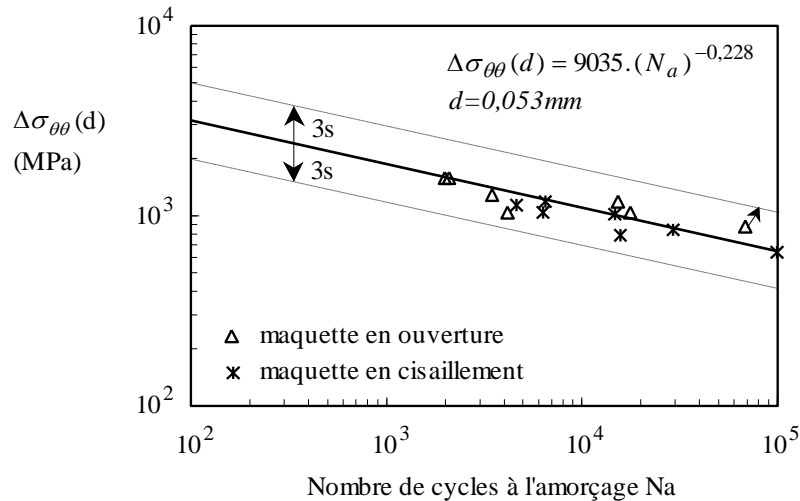


Figure 2.2 : Courbe de conception obtenue avec le critère $\Delta\sigma_{\theta\theta}(d)$ pour les constructions en aciers inoxydables austénitiques.

Deuxième groupe

Le deuxième groupe rassemble les modèles qui se basent sur l'existence d'un défaut initial, assimilable à une petite fissure de longueur a_0 , à laquelle on associe un facteur d'intensité des contraintes $K(a_0)$. L'amorçage est défini par la propagation du défaut initial a_0 jusqu'à une longueur a_1 . Dans tous les cas, on calcule le nombre de cycles à l'amorçage par l'intégration d'une loi de propagation du type :

$$\frac{da}{dN} = f(\Delta K) \quad \text{entre } a_0 \text{ et } a_1.$$

Dans ce groupe, on trouve par exemple les travaux d'Amiot et al. [2] qui ont mis au point un modèle de propagation de fissure de fatigue dans les nœuds tubulaires utilisant la simulation numérique. La période d'amorçage est modélisée par la croissance d'une fissure de longueur initiale a_0 jusqu'à une valeur déclarée « observable », a_1 . Cette période est fortement influencée par l'effet d'entaille dû au cordon de soudure. La propagation de cette fissure de taille a_1 se fait ensuite en profondeur sous l'effet de contraintes décroissantes, conformément aux observations expérimentales. Les prédictions de ce modèle sont en bon accord avec les résultats expérimentaux concernant l'amorçage et la propagation ultérieure de la fissure dans les nœuds tubulaires [21].

2.2.3 Discussion

Le critère $\Delta\sigma_{\theta\theta}$ de d'Escatha et al. [11] a été présenté parmi les approches basées sur la Mécanique Linéaire de la Rupture car son concept s'en rapproche. En Mécanique Linéaire de la Rupture, la rupture est gouvernée par le facteur d'intensité des contraintes qui représente l'état des contraintes élastiques au voisinage de la pointe de la fissure. De manière analogue, les auteurs supposent que l'amorçage d'une fissure de fatigue au fond d'une entaille aiguë est gouverné par l'état de contrainte élastique pris au voisinage du fond d'entaille.

La mise en application de cette méthode pour le calcul à l'amorçage des *structures* soudées présente les difficultés suivantes :

- Le calcul de K_I nécessite le recours à la méthode des éléments finis. Bien que le critère soit élastique, ce qui limite le temps et le coût des calculs, le maillage d'une structure entière avec une représentation aussi fine du rayon au fond d'entaille que l'on a évoqué au paragraphe précédent est peu réaliste.
- La courbe de conception change avec le matériau.

Depuis plusieurs années, on essaie d'estimer la durée de vie de *structures* soudées par l'analyse de la propagation des fissures. L'observation expérimentale montre que les fissures se propagent rapidement à partir du pied de cordon et que leur pénétration en profondeur est ralentie à cause du problème tridimensionnel réel que constitue la jonction soudée. Pour intégrer fidèlement les mécanismes de fissuration des structures soudées, les modèles, à l'image de celui d'Amiot et al. [2], doivent donc prendre en compte :

- La redistribution des contraintes dans la zone de fissuration.
- L'estimation du facteur d'intensité des contraintes K au long du front de la fissure dans ces conditions. K dépend fortement des conditions aux limites assez loin du front de fissure de sorte que, pour une géométrie complexe, il faut tenir compte de l'ensemble de la structure. De plus, la fissure n'est jamais strictement rectiligne et la distribution de K n'est pas uniforme, ne serait-ce qu'à cause de l'effet du bord libre.
- Le choix d'une loi de croissance de fissure. Dans ce cas, se pose le problème de la distinction de la période d'amorçage et de propagation. Le choix d'une taille de fissure initiale a_0 influe sur la durée de l'amorçage et le choix d'une taille de fissure initiale a_1 (au début de la propagation) conditionne le temps de propagation.

L'analyse de la fissuration dans les structures soudées à l'aide de la Mécanique Linéaire de la Rupture représente donc une tâche extrêmement lourde car de nombreux paramètres doivent être pris en compte simultanément dans la modélisation. Même avec des algorithmes raffinés et la puissance des ordinateurs disponibles, les méthodes les plus employées ne sont pas adaptées aux situations mettant en jeu des structures soudées et des chargements de fatigue complexes. Si certaines de ces méthodes sont utilisées dans des domaines de pointe comme le nucléaire où elles semblent nécessaires parce que les risques de rupture sont à exclure, la perspective de les utiliser dans un contexte industriel comme l'industrie automobile paraît peu réaliste.

2.3 Les approches locales

2.3.1 Hypothèses de bases

Les approches locales reposent sur l'hypothèse selon laquelle les valeurs des contraintes et des déformations locales dans la zone de fissuration contrôlent à elles seules le temps à l'amorçage. Par conséquent, deux structures soudées différentes qui ont les mêmes contraintes locales au point critique ont la même résistance à la fatigue.

Pour estimer le temps à l'amorçage dans les structures soudées, les approches locales proposent de déterminer les contraintes au point d'amorçage et de les comparer aux données obtenues à partir d'expériences faites sur éprouvettes lisses.

2.3.2 Cas du comportement élastique

Dans chacune des approches locales, la méthode consiste à utiliser la variation principale maximale du tenseur des contraintes locales au point critique $\max \Delta \sigma_{L,i}$ pour estimer le nombre de cycles à l'amorçage.

Dans le cas de géométries simples, $\max \Delta \sigma_{L,i}$ peut être calculé par la formule suivante :

$$\max \Delta \sigma_{L,i} = K_t \cdot \max \Delta \sigma_{N,i} \quad i=1,2,3$$

où :

- $\Delta \sigma_{N,i}$ est la variation du tenseur des contraintes nominales obtenue par un calcul de type Résistance des Matériaux.
- K_t est le coefficient de concentration de contrainte élastique (Figure 2.3). Pour des géométries précises, différents auteurs [28] ont proposé des formules paramétriques pour K_t .

Cependant, des essais effectués sur éprouvettes entaillées conduisent à une limite d'endurance (calculée à partir de K_t) plus faible que celle qui est obtenue sur éprouvettes lisses. Ce phénomène se traduit par un coefficient de réduction en fatigue K_f . K_f est défini par le rapport des limites d'endurance obtenues sur éprouvettes lisses et éprouvettes entaillées, soit :

$$K_f = \frac{\sigma_D(\text{lisse})}{\sigma_D(\text{entaillée})}$$

C'est pourquoi, K_f est souvent substitué à K_t pour calculer la contrainte locale :

$$\max \Delta \sigma_{L,i} = K_f \cdot \max \Delta \sigma_{N,i} \quad i=1,2,3$$

Néanmoins, l'utilisation de K_f présente plusieurs inconvénients car K_f varie avec :

- le nombre de cycles à la ruine,
- la contrainte moyenne appliquée,
- la géométrie de l'éprouvette et de l'entaille,
- le matériau utilisé.

Dans un contexte de dimensionnement de structure, le coefficient K_f est donc inutilisable car il est imprévisible. En 1957 [17], Frost et Dugdale mettaient déjà en évidence les limites d'un tel paramètre : « Many of the relations between K_f and K_t found in the literature cannot be expected to have a very wide range of validity ».

Cependant, pour les géométries complexes, on a recourt à la méthode des éléments finis pour calculer $\max \Delta\sigma_{L,i}$. Dans ce cas, on doit faire une hypothèse sur la géométrie du cordon.

Pour les pièces soumises à des chargements cycliques à amplitude constante, la contrainte de dimensionnement S est donnée par l'expression suivante :

$$S = \frac{\Delta\sigma}{2} = \frac{\max \Delta\sigma_{L,i}}{2}$$

Pour les approches locales qui considèrent que le matériau dans la zone d'amorçage a un comportement élastique, on introduit cette quantité dans la courbe S-N du matériau étudié obtenue par des essais sur éprouvettes lisses dans le domaine de la fatigue *polycyclique*. On obtient ainsi le nombre de cycles à la ruine N.

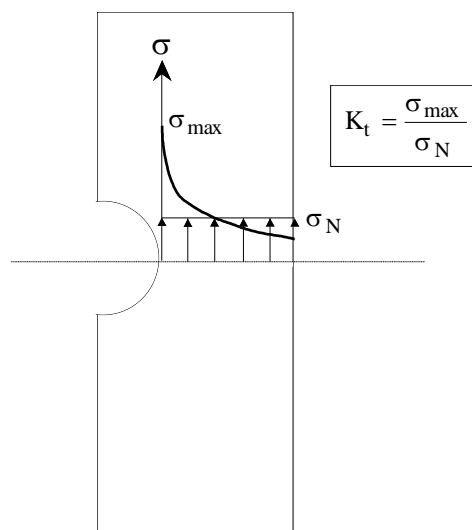


Figure 2.3 : Définition du coefficient de concentration de contrainte K_t sur une éprouvette entaillée.

Parmi les formules proposées pour l'expression analytique de courbes S-N, il y a celle de Basquin (1910) qui s'exprime par :

$$\frac{\Delta\sigma}{2} = \sigma_f' (2N)^b$$

où σ_f' et b sont des constantes empiriques,

ou encore celle de Bastenaire (1971), qui prend en compte la notion de limite d'endurance σ_D du matériau en dessous de laquelle certains matériaux résistent indéfiniment :

où A, B et C sont des constantes empiriques.

2.3.3 Cas du comportement élasto-plastique

Si les contraintes locales amènent la région où a lieu l'amorçage en plasticité, le phénomène de l'amorçage est simulé par le comportement d'une éprouvette lisse dans le domaine de la fatigue *oligocyclique*, c'est-à-dire dans le domaine des courtes durées de vie.

On a alors deux façons de connaître l'amplitude des contraintes locales dans la zone d'amorçage :

- Soit par un calcul éléments finis élasto-plastique (calcul long, coûteux et surtout qui nécessite la connaissance de la loi de comportement local).
- Soit par des méthodes de calcul élasto-plastique simplifié, telles que celles qui utilisent la règle de Neuber et l'équation d'écrouissage cyclique du matériau étudié obtenue à partir d'essais uniaxiaux sur éprouvettes lisses, dont nous présentons ici la méthodologie.

Méthodologie de l'approche simplifiée

D'une part, l'application de la *règle de Neuber* se fait à l'aide de l'équation suivante :

$$(2.1) \quad \Delta\sigma \cdot \Delta\varepsilon = K_t^2 \cdot \Delta\sigma_N \cdot \Delta\varepsilon_N$$

Si le chargement nominal est élastique, on a :

$$\Delta\varepsilon_N = \frac{\Delta\sigma_N}{E}$$

où

$$\left\{ \begin{array}{l} E \text{ est le module d'élasticité du matériau.} \\ \Delta\sigma_N \text{ et } \Delta\varepsilon_N \text{ sont respectivement les variations des contraintes et des déformations nominales.} \end{array} \right.$$

Donc, on peut écrire que :

$$(2.2) \quad \Delta\sigma \cdot \Delta\varepsilon = \frac{K_t^2 \cdot \Delta\sigma_N^2}{E}$$

D'autre part, la *courbe d'érouissage cyclique*, qui est issue d'essais sur éprouvettes comme le décrit la Figure 2.4, s'écrit sous la forme :

$$(2.3) \quad \frac{\Delta\varepsilon}{2} = \frac{\Delta\varepsilon^e}{2} + \frac{\Delta\varepsilon^p}{2} \Leftrightarrow \frac{\Delta\varepsilon}{2} = \frac{\Delta\sigma}{2E} + \left(\frac{1}{K'} \frac{\Delta\sigma}{2}\right)^{\frac{1}{n'}}$$

où

- | | | |
|---|--|--|
| { | $\frac{\Delta\sigma}{2} = \frac{\max \Delta\sigma_{L,i}}{2}$ | : amplitude de la contrainte |
| | $\frac{\Delta\varepsilon}{2} = \frac{\max \Delta\varepsilon_{L,i}}{2}$ | : amplitude de la déformation totale |
| | $\frac{\Delta\varepsilon^e}{2}, \frac{\Delta\varepsilon^p}{2}$ | : respectivement parties élastique et plastique de l'amplitude de déformation totale |
| | E | : module d'Young |
| | n' | : le coefficient d'érouissage cyclique |
| | K' | : le coefficient de résistance à la déformation cyclique |

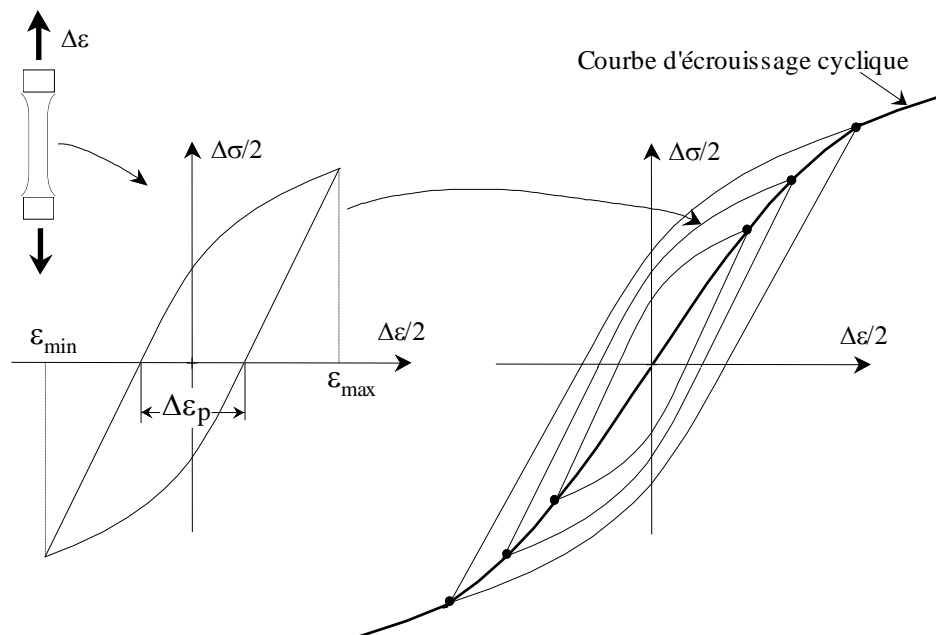


Figure 2.4 : Construction de la courbe d'érouissage cyclique.

La résolution du système d'équation (2.2) et (2.3), qui correspond à l'intersection de l'hyperbole définie par (2.2) et la courbe d'écroissage cyclique définie par (2.3), donne l'état de contrainte local ($\Delta\sigma$; $\Delta\varepsilon$). Enfin, la connaissance de l'équation de Manson-Coffin (2.4) et de $\Delta\varepsilon$ permet de trouver le nombre de cycles à l'amorçage N_a (voir Figure 2.5) :

$$(2.4) \quad \frac{\Delta\varepsilon}{2} = \frac{\Delta\varepsilon^e}{2} + \frac{\Delta\varepsilon^p}{2} = \frac{\sigma_f'}{E} (2N_a)^b + \varepsilon_f' (2N_a)^c$$

où :

$$\left\{ \begin{array}{l} \sigma_f' : \text{coefficient de résistance à la fatigue} \\ \varepsilon_f' : \text{coefficient de ductilité en fatigue} \\ N_a : \text{nombre de cycles à l'amorçage} \\ E, b, c : \text{respectivement module d'Young, exposant de Basquin et exposant de ductilité en fatigue} \end{array} \right.$$

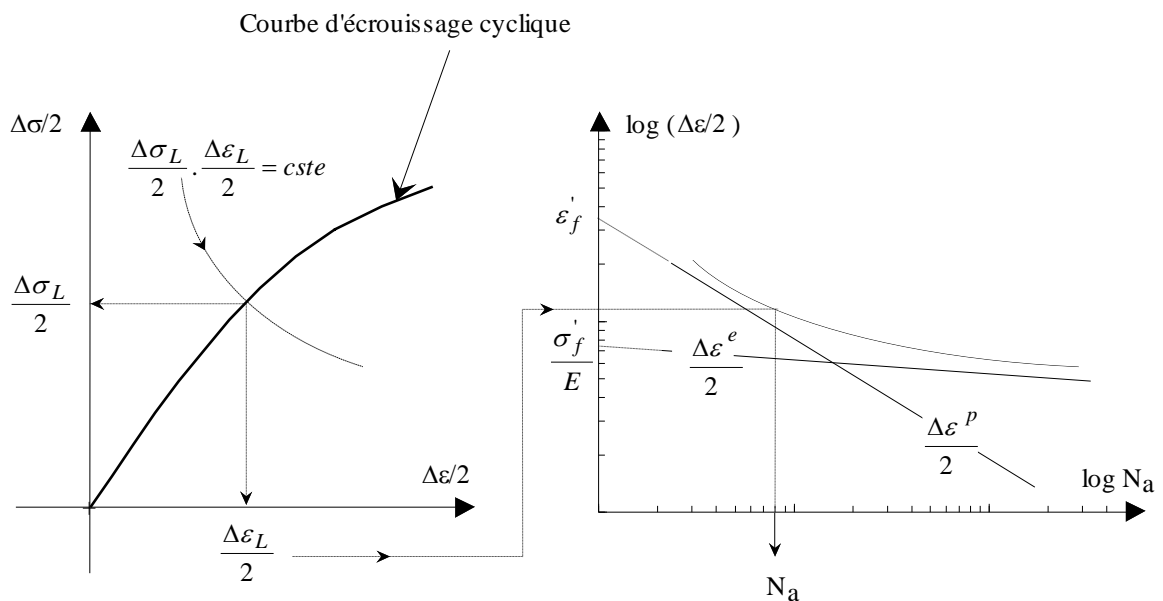


Figure 2.5 : Procédure pour calculer N_a dans le cadre de l'approche locale en élasto-plasticité simplifiée.

Ainsi, connaissant **les caractéristiques du matériau** (courbes d'écroissage cyclique et courbe de Manson-Coffin), K_t et le **chargement nominal**, on peut prévoir le nombre de cycles à l'amorçage. Dans le cas des géométries complexes, c'est-à-dire quand l'utilisation de K_t et d'un chargement nominal n'a aucun sens, on a recours à la méthode des éléments finis comme au §2.3.3. Dans ce cas, la difficulté se trouve dans la façon de modéliser le cordon de soudure en éléments finis.

Les travaux de Baus, Lieurade et al. [5] et ceux de Iida [19] pour les noeuds tubulaires adoptent la méthodologie de l'approche locale en élasto-plasticité simplifiée.

2.3.4 Discussion

A travers la description qui a été faite des approches locales, on constate que leur démarche présente des inconvénients à plusieurs niveaux. En effet, le calcul du nombre de cycles à l'amorçage nécessite la connaissance :

- d'un coefficient de concentration de contrainte élastique K_t (en élasticité ou en élasto-plasticité simplifiée) qui peut s'obtenir à partir de formules paramétriques si la géométrie de la pièce étudiée est simple. Pour les situations géométriques complexes, même si on a recourt à la méthode des éléments finis et le calcul de K_t est évité, on doit faire une hypothèse sur la géométrie du cordon pour modéliser la pièce en éléments finis.
- d'une courbe S-N de référence obtenue sur des éprouvettes lisses pour les modèles s'intéressant au comportement élastique du matériau.
- de la réponse du matériau sous un chargement cyclique uniaxial donnant les courbes d'écroutissage cyclique et de Manson-Coffin pour les modèles s'intéressant au comportement élasto-plastique du matériau.

Les critères d'amorçage des approches locales se basent donc sur les données obtenues à partir d'essais **uniaxiaux** sur éprouvettes lisses correspondant à un **matériau donné**. Or, la zone critique où se produit l'amorçage des fissures dans les structures soudées est située dans la zone affectée thermiquement par le soudage **où les caractéristiques du matériau sont difficiles d'accès** et où, de plus, l'état de contrainte réel est **multiaxial**. Nous n'adopterons pas ce type d'approches dans la suite de notre travail.

2.4 Les approches structurales

2.4.1 Hypothèses de bases

Les approches structurales supposent que l'amorçage d'une fissure dans une structure soudée est essentiellement contrôlé par un état de contrainte engendré par les effets de structure. Nous distinguerons deux types d'études :

- Celles qui calculent les contraintes et/ou les déformations à partir d'un calcul de structure où la géométrie du cordon de soudure n'est pas prise en compte (calcul de type Résistance des Matériaux ou par éléments finis). Ce type d'approche est utilisé pour le dimensionnement des grandes structures métalliques.
- Celles qui déterminent les contraintes et/ou les déformations au point d'amorçage de fissure à l'aide d'un calcul numérique dans lequel on modélise le cordon de soudure ; les travaux de Janosch et de Sonsino en font partie.

2.4.2 Le dimensionnement des grandes structures métalliques

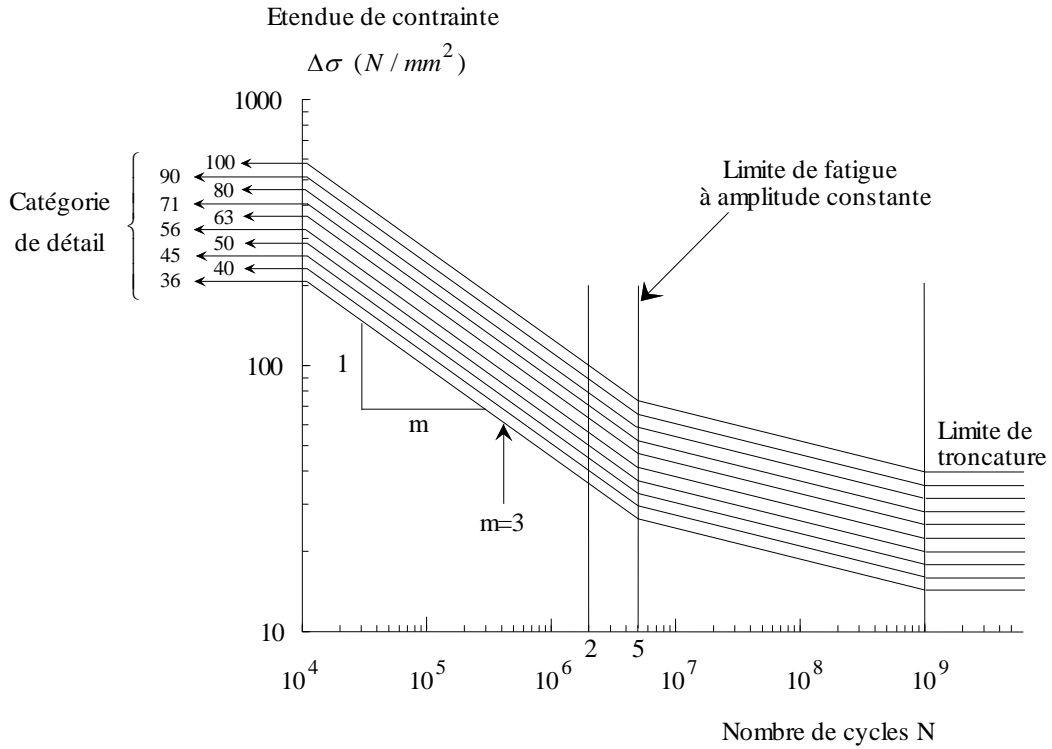
L'approche menée pour le dimensionnement des grandes structures métalliques soudées en acier se base sur l'utilisation de courbes S-N où S est la contrainte de dimensionnement et N le nombre de cycles caractérisant la ruine de la structure. La méthode consiste à évaluer la résistance à la fatigue N d'une jonction soudée soumise à un chargement donné en déterminant la contrainte S par un calcul de structure et en se référant à la courbe S-N correspondante obtenue par des tests de fatigue à amplitude constante.

Deux méthodes de dimensionnement doivent être distinguées :

- Celle qui est utilisée pour le dimensionnement des ponts en génie civil. L'ensemble de la structure est assimilée à un treillis de poutres et la contrainte de dimensionnement S est calculée à partir de la contrainte nominale σ_N issue du calcul de résistance des matériaux. Les codes de dimensionnement comme l'Eurocode 3 [12] contiennent de nombreuses courbes S-N, comme le montre la Figure 2.6, où :

$$S = \sigma_N$$

Chaque courbe est associée à un type de jonction soudée, appelé « détail constructif ou détail structural », soumise à un chargement pour lequel on peut définir une contrainte nominale. Le problème de cette méthode est qu'elle n'est pas adaptée aux structures de géométrie complexe puisque, dans ces cas-là, la contrainte nominale est indéfinissable. De plus, il faut une courbe de Wöhler par type de jonction soudée.



CATEGORIE DE DETAIL	DETAILS CONSTRUCTIFS	DESCRIPTION	CONDITIONS REQUISES
100		Réparation des soudures d'angle ou en bout, réalisées manuellement ou automatiquement	Des méthodes d'amélioration suffisamment maîtrisées peuvent restaurer la catégorie d'origine
80		<u>Soudures longitudinales intermittentes</u> Soudure de pointage non recouvertes ultérieurement par une soudure continue	Soudure d'angle intermittente avec un taux d'espacement $g/h < 2,5$
90		Raccords soudés transversalement de plats ou larges plats	La hauteur du cordon de soudure ne doit pas être plus grande que 10% de sa largeur, le bombé doit présenter une transition douce vers la surface du plat. Les cordons doivent être exécutés en position horizontale

Figure 2.6 : Courbes S-N de dimensionnement à la fatigue pour quelques unes des jonctions soudées servant à la construction des ponts : chaque détail constructif est associé à une courbe S-N donnée.

- Celle qui est utilisée pour le dimensionnement des structures marines en acier (structures offshore) et qui constitue un pas en avant par rapport à la précédente *en caractérisant la jonction soudée*, appelée nœud tubulaire, par une contrainte de dimensionnement plus ou moins bien définie. Elle est à l'origine du concept de contrainte au « point chaud » qui permet de définir une courbe S-N *unique* pour tous les types de nœuds tubulaires soumis aux différents chargements de service. Le calcul de la contrainte S s'effectue :
 - soit par une extrapolation des valeurs de déformation relevées par des jauges placées à proximité du point chaud de la structure, comme le montre la Figure 2.7 empruntée à Radenkovic [32].

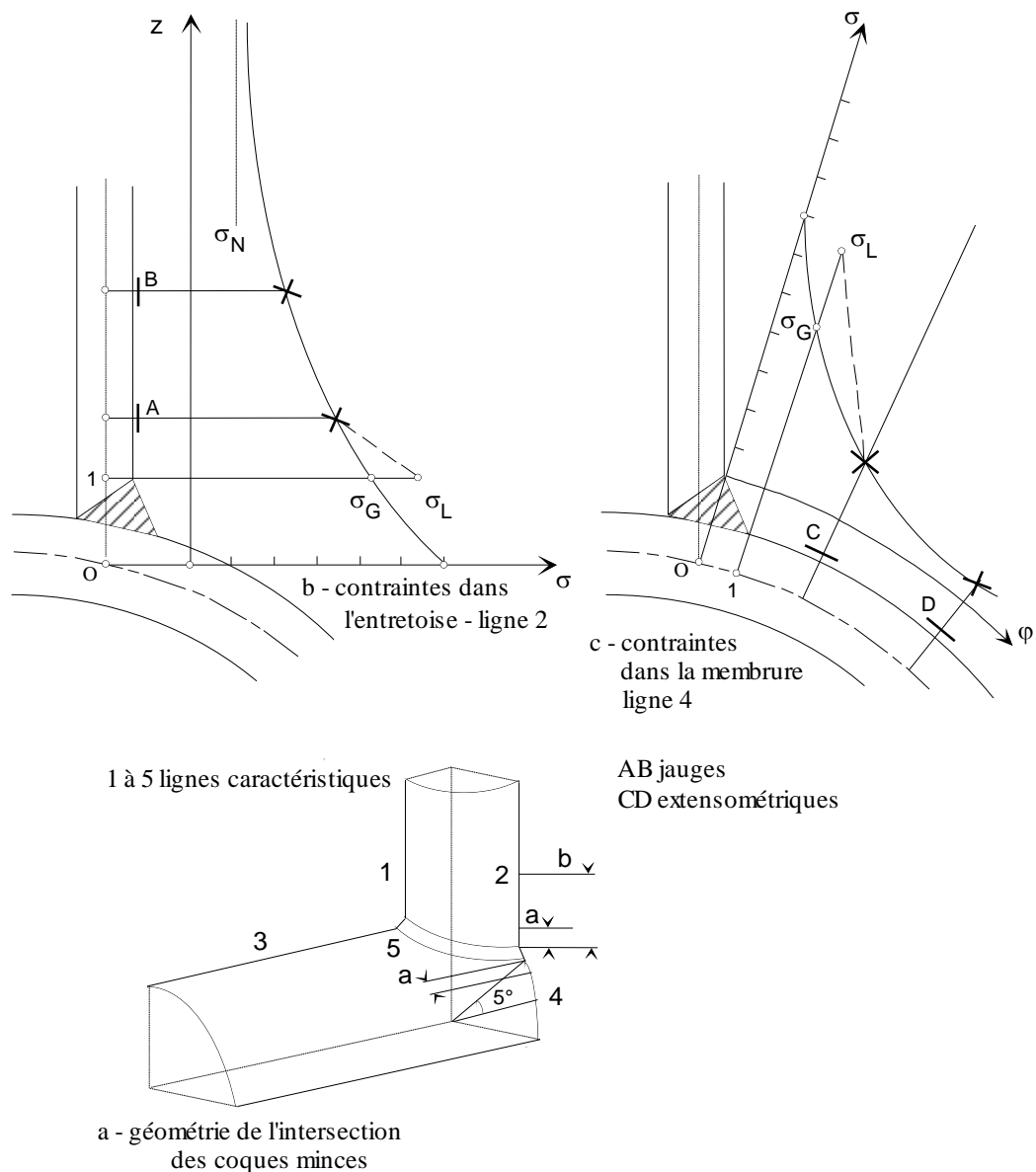


Figure 2.7 : Définition des contraintes géométriques σ_G et locales σ_L selon Radenkovic [32] dans le cas de l'intersection de coques minces (a) : dans l'entretoise (b) et dans la membrure (c).

- soit par un calcul éléments finis en coques minces.

La contrainte S est une contrainte « géométrique » qui peut être déduite de la contrainte nominale σ_N , si celle-ci est définie, à l'aide d'un coefficient de concentration de contrainte K_G tel que :

$$S = \sigma_G = K_G \cdot \sigma_N$$

Les codes [1,3] ont été écrits sur la base de cette méthode de dimensionnement. A titre d'exemple, la Figure 2.8 donne la courbe de dimensionnement S-N à 97,5 % de probabilité de survie proposée par l'ARSEM [3] pour une membrure brut de soudage, d'épaisseur $T = 18$ mm, soumise à un chargement de fatigue à amplitude constante à l'air libre.

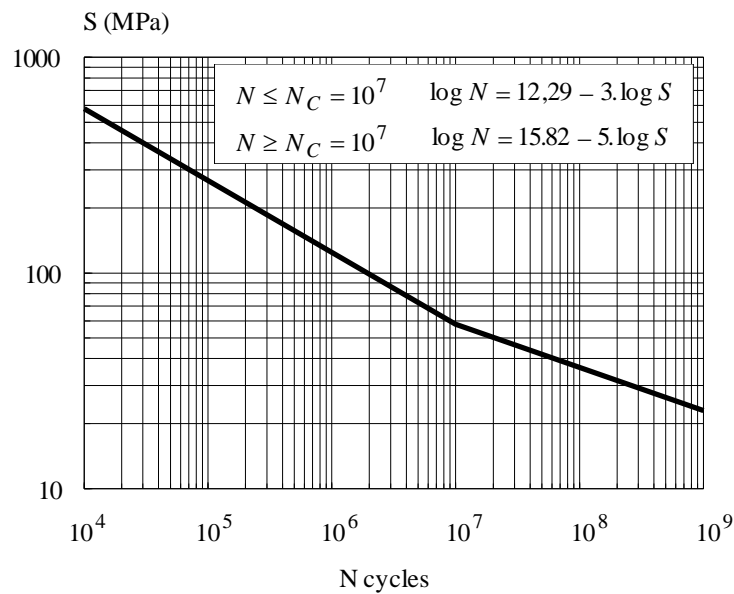


Figure 2.8 : Courbe S-N de référence pour une membrure d'épaisseur $T = 18$ mm [3].

2.4.3 L'étude de Sonsino

Dans les travaux présentés dans [37], Sonsino propose une courbe S-N de dimensionnement pour les structures soudées soumises aux chargements de fatigue à amplitude constante. La définition de la contrainte S prend en compte la multi-axialité du chargement et la variation de la direction des contraintes principales au cours du chargement.

L'auteur a effectué des essais de fatigue sur des assemblages soudés dont les formes permettent de générer des états de contraintes multiaxiales au point d'amorçage des fissures. Plusieurs géométries ont été étudiées (Figure 2.9) : des éprouvettes en croix avec des cordons non meulés, des liaisons bride-tube ou tube-tube avec l'entaille de pied de cordon meulée ou non meulée. Les éprouvettes en croix ont été sollicitées par des chargements bi-axiaux. Les éprouvettes bride-tube et tube-tube ont été soumises à de la flexion pure, de la torsion pure et à de la flexion combinée à de la torsion en phase ou hors phase. Les éprouvettes en croix sont en acier de limite d'élasticité $R_e = 280$ MPa. Les éprouvettes bride-tube et tube-tube sont en acier de limite d'élasticité $R_e = 520$ MPa.

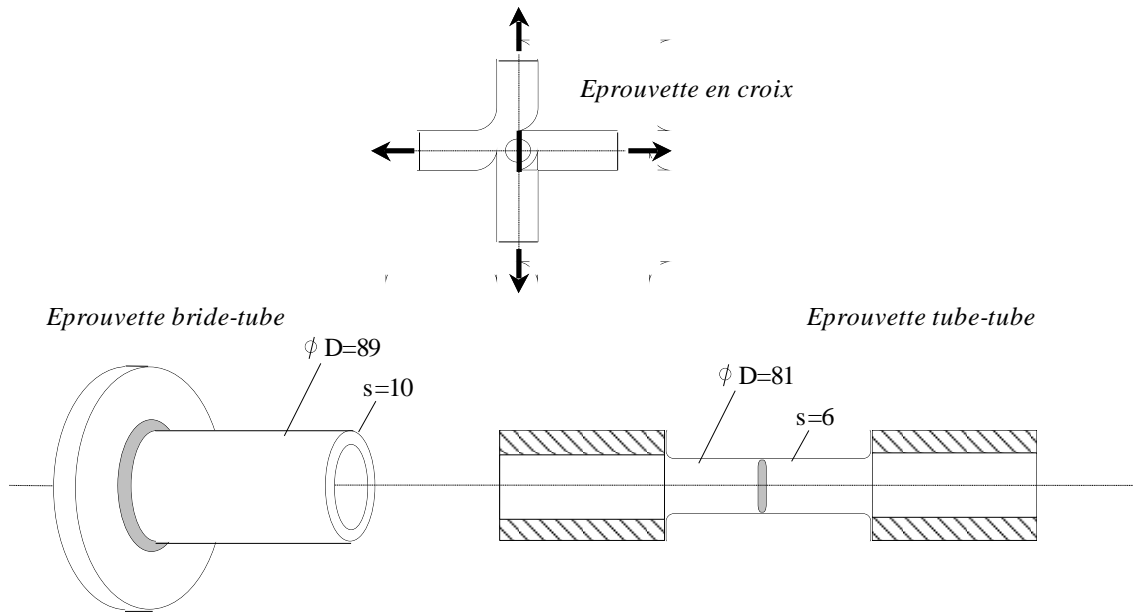


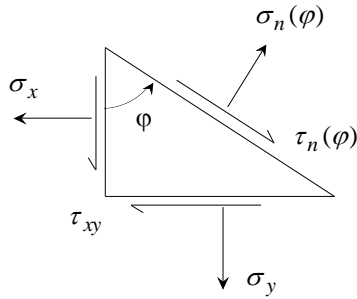
Figure 2.9 : Types d'éprouvettes étudiées par Sonsino.

D'après Sonsino, dans les cas complexes où les directions principales des contraintes sont variables (cas qui ont été simulés par un déphasage entre les sollicitations de flexion et de torsion), aucune hypothèse « conventionnelle » de type contrainte de Von Mises ou de Tresca n'est en mesure de modéliser la diminution de la durée de vie résultant d'un déphasage, typique pour les matériaux ductiles. Aussi, l'auteur propose l'hypothèse suivante pour les assemblages soudés en matériaux ductiles :

L'amorçage d'une fissure de fatigue est provoqué par les cisaillements locaux et résulte de leur interaction dans différentes directions d'un élément de volume.

Le cisaillement local sur une facette d'orientation φ en surface étant donné par l'expression de $\tau_n(\varphi)$ présentée dans la Figure 2.10, Sonsino propose que l'interaction des contraintes de cisaillement dans les différents plans d'orientation φ soit représentée par une contrainte de cisaillement effective τ_{arith} donnée par l'expression :

$$\tau_{arith} = \frac{1}{\pi} \int_0^{\pi} \tau_n(\varphi) d\varphi$$



Contrainte Normale

$$\sigma_n(\varphi) = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} + \frac{\sigma_x - \sigma_y}{2} \cdot \cos 2\varphi + \tau_{xy} \cdot \sin 2\varphi$$

Contrainte tangentielle

$$\tau_n(\varphi) = \frac{\sigma_x - \sigma_y}{2} \cdot \sin 2\varphi - \tau_{xy} \cdot \cos 2\varphi$$

Figure 2.10 : Plan d'interférence φ , contrainte normale et contrainte de cisaillement associées.

La contrainte τ_{arith} est ensuite utilisée pour calculer une contrainte équivalente effective $\sigma_{eq}(\delta)$ donnée par la formule :

$$\sigma_{eq}(\delta) = \sigma_{eq}(\delta = 0^0) \frac{\tau_{arith}(\delta)}{\tau_{arith}(\delta = 0)} \sqrt{G \cdot e^{\left[\left(\frac{\delta - 90^0}{90^0} \right)^2 \right]}}$$

où

$$\left\{ \begin{array}{l} \sigma_{eq}(\delta = 0^0) = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 + \sigma_x \sigma_y + f_G^2 3\tau_{xy}^2} \\ f_G = \frac{\sigma_{eq, Von Mises}(Flexion Pure)}{\sigma_{eq, Von Mises}(Torsion Pure)} = \frac{\sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 - \sigma_x \sigma_y}}{\sqrt{3} \cdot \tau_{xy}} \\ G = \frac{1 + K_{tb}}{1 + K_{tt}} \text{ ou } \frac{1 + \kappa_b^*}{1 + \kappa_t^*} \\ \delta \quad \quad \quad : \text{ déphasage entre la contrainte normale et de cisaillement.} \\ K_{tb} \text{ et } K_{tt} \quad : \text{ coefficients de concentration de contrainte en flexion et en torsion respectivement} \\ \kappa_b^* \text{ et } \kappa_t^* \quad : \text{ coefficients déterminés dans le cas de géométries complexes.} \end{array} \right.$$

L'hypothèse de la contrainte équivalente effective utilise les composantes de contraintes locales à l'entaille du pied de cordon. Elle prend en compte le gradient des contraintes au point le plus sollicité et le déphasage δ entre la contrainte normale et tangentielle. Les contraintes locales sont calculées par la méthode des éléments finis ou des éléments de frontière en considérant une géométrie de cordon donnée (angle et rayon de raccordement en pied de cordon, taille de l'épaisseur de liaison - voir Annexe 1).

Cette approche permet à Sonsino de tracer une courbe S-N de référence par type de pièce étudiée, quel que soit le chargement appliqué, en portant l'amplitude de la contrainte équivalente locale $\sigma_{eq,a}$ en fonction du nombre de cycles N correspondant à une fissure traversante. Il obtient « évidemment » une courbe unique pour tous les types de pièces en reportant l'ensemble des résultats dans un diagramme où la contrainte de dimensionnement est l'amplitude de la contrainte équivalente locale normalisée à l'amplitude de la contrainte équivalente locale à 2.10^6 cycles du type d'essai correspondant. Cependant, l'auteur ne donne pas de détails sur la façon de calculer les coefficients κ^* dans le cas des géométries complexes.

2.4.4 L'étude de Janosch

Les travaux de Janosch [20] portent sur l'optimisation de la géométrie des soudures d'angles à partir de l'analyse des contraintes locales calculées dans les zones d'amorçage des fissures de fatigue. Les assemblages utilisés pour les essais de fatigue (Figure 2.11) sont sollicités par des chargements combinant de la traction à de la flexion.

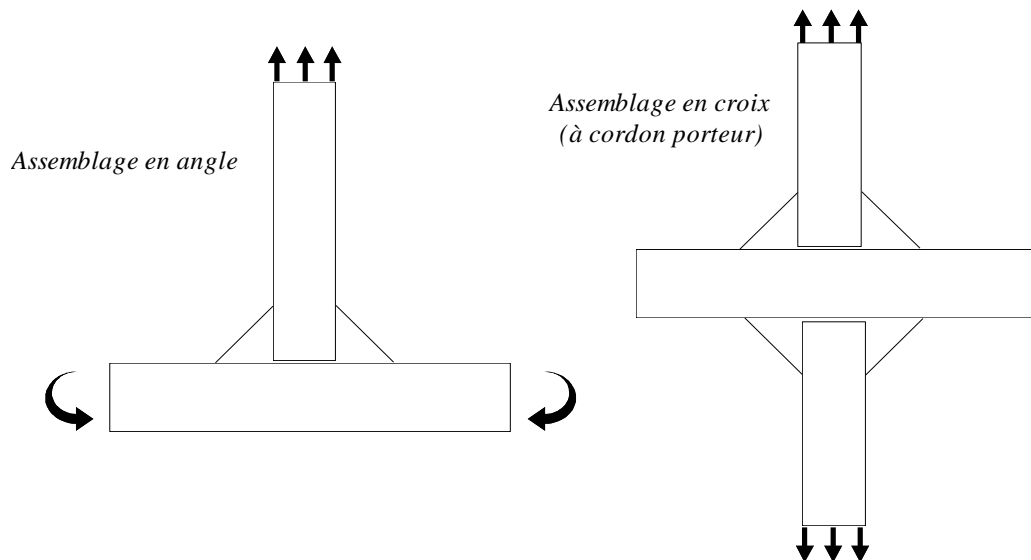


Figure 2.11 : Types de géométries étudiées par Janosch.

L'étude consiste à déterminer par la méthode des éléments finis un critère d'amorçage de fissure de fatigue. Chaque pièce est modélisée par un maillage volumique et les calculs sont effectués en élasticité linéaire.

Afin de diminuer le temps et les coûts de calculs, Janosch remplace un premier maillage qui tient compte de la géométrie réelle du cordon de soudure (avec un rayon de raccordement réel moyen) par un maillage qui modélise le cordon avec un rayon de raccordement fictif, c'est-à-dire ayant un angle de raccordement vif, ce qui lui permet de diminuer considérablement le nombre d'éléments. Cependant, les deux maillages doivent présenter un état de contrainte identique. Dans le nouveau maillage, le niveau des contraintes calculées à la singularité géométrique en pied de cordon, dépend de la taille des éléments dans cette zone. En effet, le calcul étant fait dans le domaine de l'élasticité, les contraintes peuvent augmenter de façon significative si les points où elles sont calculées (point de Gauss) se rapprochent très près de l'angle vif. En calibrant la dimension des éléments situés à proximité du pied et de la racine du cordon dans le nouveau maillage, Janosch parvient à obtenir le même état de contrainte locale que dans le précédent maillage. Le nouveau maillage, qui n'a aucune signification physique, est cependant identique au premier du point de vue « concentration de contrainte ».

A partir des résultats des essais de fatigue et des calculs, effectués en appliquant les règles de maillage aux cordons de soudure, Janosch préconise une limite d'endurance locale définie à $2 \cdot 10^6$ cycles de $\Delta\sigma_1 = 260$ MPa où $\Delta\sigma_1$ est la variation de la contrainte principale maximale au point d'amorçage.

D'après Janosch, l'expérience montre que l'on peut prévoir les sites d'amorçage de fissures à partir de l'analyse de cette contrainte dans les zones de soudure.

2.5 Discussion

Trois grandes catégories d'approches pour le dimensionnement à la fatigue des structures soudées ont été présentées dans ce chapitre.

Les modèles basés sur la Mécanique Linéaire de la Rupture présentent d'emblée de grandes difficultés telles que la prise en compte des redistributions de contraintes, l'estimation du facteur d'intensité des contraintes au long du front de fissure dépendant de la redistribution de contraintes, le choix d'une loi de croissance de fissure et le choix de la profondeur initiale et finale de la fissure.

Les approches locales présentent aussi un certain nombre de difficultés dans l'optique du dimensionnement des structures. Elles nécessitent la connaissance des courbes d'érouissage cyclique et de Manson-Coffin du matériau à l'endroit où se produit la fissuration. En outre, certaines méthodes utilisent un coefficient de concentration de contrainte K_t qui dépend de la géométrie de la structure et du chargement appliqué et qui doit donc être réévalué dès que la situation change.

Les méthodes basées sur une approche structurale utilisent des grandeurs mécaniques facilement accessibles par l'ingénieur, c'est-à-dire les contraintes et les déformations dans la structure. Ces approches ne cherchent pas à analyser la propagation des fissures de fatigue. Elles supposent qu'elles peuvent décrire le phénomène de fissuration dans les structures soudées à l'aide des contraintes et / ou des déformations macroscopiques obtenues par un calcul de structure au point d'amorçage. Parmi celles que nous avons relevées dans la littérature, l'approche basée sur le concept de contrainte au « point chaud » et développée dans le cadre du dimensionnement des structures offshore, est celle qui semble la plus prometteuse. Elle a montré son efficacité uniquement sur des structures soudées de géométrie typique faites de tôle épaisse mais l'idée de base semble transposable à des géométries différentes et plus complexes.

Sachant que la fatigue est un phénomène qui se produit à un niveau local, on peut se demander si la contrainte géométrique apporte, en soi, une information suffisante pour décrire le phénomène de fissuration. Nous répondrons à cette question au Chapitre 3. Des études comme celles de Janosch ou de Sonsino semblent apporter des éléments de réponse favorables car elles proposent une méthode de prédiction de la résistance à la fatigue à partir du calcul de l'état de contrainte géométrique au point critique. Cependant, ces auteurs font une hypothèse sur la géométrie du cordon de soudure. Ils calculent l'état de contrainte au point d'amorçage en modélisant la structure en éléments volumiques. C'est pourquoi, même si Janosch trouve une astuce pour diminuer le nombre des éléments du modèle numérique, les temps de maillage et de calcul peuvent devenir rapidement prohibitifs. Leurs propositions ne sont donc pas acceptables dans un contexte industriel comme celui de l'automobile. Pour des raisons évidentes d'applicabilité dans les bureaux d'études, la méthode que nous allons proposer repose sur l'utilisation d'une contrainte de dimensionnement obtenue par un calcul de structure basé sur la théorie des coques minces. Le maillage coque est très utilisé pour modéliser les structures en tôles minces car il offre une grande facilité de maillage.



Chapitre 3



APPROCHE STRUCTURALE POUR LE DIMENSIONNEMENT EN FATIGUE POLYCYCLIQUE DE STRUCTURES SOUDEES

3.1 Introduction

Lorsqu'on dimensionne une structure en fatigue, on cherche à se prémunir contre l'éventuelle apparition d'une fissure en analysant les contraintes dans les zones supposées critiques et en les comparant à un critère de ruine approprié.

Dans le cas des structures soudées dont la réalisation est industriellement maîtrisée, les fissures de fatigue s'amorcent dans les zones de soudage, en racine ou en pied de cordon. En pratique, l'expérience montre qu'il est préférable d'éviter les configurations de soudage où les fissures s'amorcent en racine car ce sont des situations très pénalisantes pour la tenue en fatigue. Le choix pertinent des géométries des pièces d'assemblage et des paramètres de soudage permettent de contourner ce problème et de conduire à des fissurations en pied de cordon. Ayant le souci de résoudre les problèmes de fatigue auxquels sont confrontés couramment les concepteurs, on traitera donc la fatigue des structures soudées comme un problème de fissuration en pied de cordon. Dans ces zones critiques, l'analyse des contraintes est difficile car les géométries sont complexes et accidentées, le gradient de contrainte abrupt et la concentration de contrainte élevée. Pour ces raisons, les différentes méthodes proposées jusqu'à aujourd'hui se limitent à l'étude de géométrie de structure et de chargement simples. La revue bibliographique présentée au chapitre précédent montre que seules les approches structurales peuvent conduire à des applications prometteuses pour le dimensionnement des structures complexes et des chargements multi-axiaux.

Ces approches s'appuient sur l'analyse des contraintes obtenues à partir d'un calcul de structure. Cependant, dans le cas des structures soudées, le calcul de structure se heurte à la difficulté principale suivante : la jonction soudée constitue une « singularité » géométrique car elle donne naissance, pour une charge extérieure donnée, à une zone où le gradient et la concentration des contraintes peuvent être importants. Cette singularité implique que le résultat du calcul à la jonction dépend fortement de la façon dont on a modélisé le soudage.

Cette constatation conduit certains ingénieurs à utiliser pour le dimensionnement les grandeurs mécaniques issues du calcul de structure sans rentrer dans l'analyse fine des contraintes dans la zone soudage. Par exemple, les concepteurs des ponts utilisent une contrainte suffisamment loin de l'effet de concentration de contrainte à la jonction soudée : la contrainte nominale σ_N . Pour chaque type de jonction soudée étudiée, appelée « détail structural », il existe une courbe de Wöhler associée $N = f(\sigma_N)$, de sorte qu'il y a autant de courbes de Wöhler que de détails constructifs et de chargements associés. Dans le domaine de l'offshore, les ingénieurs utilisent une contrainte d'un autre niveau que la contrainte nominale : la contrainte géométrique σ_G . Cette contrainte peut être comparée à σ_N par la relation $\sigma_G = K_G \cdot \sigma_N$ où K_G représente le coefficient de concentration de contrainte dû à la géométrie de la jonction. L'avantage considérable de cette contrainte par rapport à la contrainte nominale est qu'elle contient l'information qui permet de caractériser le type de jonction étudiée. Les travaux menés dans le domaine ont permis de montrer, à partir de l'analyse d'un certain nombre de piquages de tubes typiques soumis à des chargements de fatigue simples, que l'on peut obtenir une courbe de Wöhler unique $N = f(\sigma_G)$ quel que soit le type de jonction et de chargement appliqué. Cette méthode a montré son efficacité sur des géométries simples faites de tôles épaisses. Néanmoins, la contrainte géométrique apporte-t-elle une information suffisante sur le phénomène de fissuration pour prévoir la ruine par fatigue de géométries et de chargements plus complexes ? N'est-il pas nécessaire d'introduire le niveau de concentration de contrainte supplémentaire K_L dû à la géométrie du cordon de soudure ? En effet, K_L

a une influence sur la durée de vie de la structure puisqu'il conditionne, en partie, la durée à l'amorçage des fissures de fatigue. Nous allons répondre à ces interrogations dans ce chapitre.

La méthode que nous proposons repose sur l'utilisation d'une *contrainte de dimensionnement géométrique* définie à partir de l'état de contrainte issu d'un calcul de structure : *c'est une approche structurale*. Nous allons montrer que le choix de la contrainte géométrique ne constitue pas une approximation grossière de la description du phénomène de fatigue dans les structures soudées. Au contraire, si ce choix est étayé par un certain nombre d'hypothèses supplémentaires, la méthode conduit à une prédiction précise du comportement en fatigue.

Dans un premier temps (§3.2), on expose les hypothèses de bases de l'approche structurale. La contrainte de dimensionnement S est déterminée par un calcul utilisant la méthode des éléments finis. La procédure pour l'analyse numérique est décrite au paragraphe 3.3. Ensuite, nous exposons la démarche qu'il est nécessaire d'adopter pour obtenir, par le biais de l'approche structurale, une courbe S-N unique pour toutes les structures soudées soumises à la fatigue (§3.4). Au paragraphe 3.5, nous donnons la définition du critère de ruine qui a été adopté pour les essais de fatigue. Enfin, au paragraphe 3.6, nous proposons un critère de dimensionnement à la fatigue polycyclique pour les structures soudées par cordons.

3.2 Hypothèses

3.2.1 Adaptation des structures

Echelle mésoscopique et échelle macroscopique

Le problème de base pour l'analyse de la fatigue des structures dans le domaine du grand nombre de cycles est que des fissures peuvent s'amorcer et se propager de façon catastrophique bien que les contraintes macroscopiques restent élastiques au cours de l'histoire de chargement. Pour comprendre ce phénomène, il faut analyser la structure à deux échelles différentes : l'échelle macroscopique et l'échelle mésoscopique.

L'échelle macroscopique est celle qui est utilisée par l'ingénieur. Pour décrire l'état mécanique d'un corps solide considéré comme un milieu continu à l'échelle macroscopique, il utilise des grandeurs telles que les contraintes et les déformations. Ces grandeurs, $\underline{\underline{\Sigma}}$ et $\underline{\underline{E}}$, peuvent être définies en chaque point \underline{x} de la structure. Cette description implique que l'on définit en chaque point du matériau un volume élémentaire représentatif $V(\underline{x})$. La taille de ce volume doit être choisie de telle manière que tous ses constituants (grains) y soient représentés équitablement (Figure 3.1). En d'autres termes, le volume $V(\underline{x})$ est défini comme étant le plus petit échantillon du matériau qui peut être considéré comme homogène. $V(\underline{x})$ définit ce qu'on appelle l'échelle macroscopique du matériau.

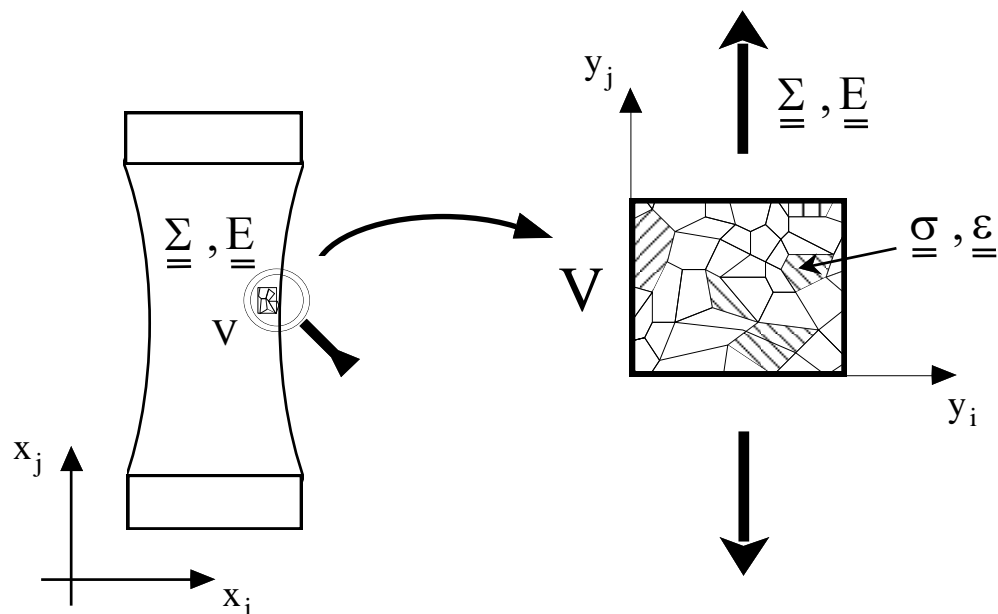


Figure 3.1 : Description de l'échelle macroscopique et mésoscopique du matériau.

La notion de l'échelle mésoscopique, en liaison avec l'échelle macroscopique, émerge pour la première fois à travers les idées introduites par Orowan [25] sur l'étude de la fatigue des métaux. Il faut

attendre 1972 pour que Dang Van s'inspire de cette idée pour formuler un critère de fatigue [9]. L'amorçage des fissures de fatigue se fait à l'échelle du grain : l'échelle mésoscopique. A cette échelle, le matériau n'est ni homogène, ni isotrope. Il est constitué de grains d'orientations différentes. Admettons que le matériau est constitué de grains dont le comportement se traduit par un écrouissage cinématique et isotrope. Pour un essai de fatigue conduisant à de grandes durées de vie, les contraintes à l'échelle macroscopique restent élastiques alors que, à l'échelle mésoscopique, certains grains peuvent s'écrouir. Le phénomène de fatigue vu par Dang Van est de considérer que, si le grain n'atteint pas un état élastique adapté, il y aura formation de micro-fissures qui coalesceront pour former une fissure macroscopique à l'origine de la ruine de la structure. Dang Van exprime son critère de non-amorçage de fissure de fatigue par une combinaison linéaire de quantités issues du tenseur de contrainte mésoscopique, $\underline{\sigma}$, auquel on a accès grâce aux hypothèses de Lin-Taylor à partir des contraintes macroscopiques $\underline{\Sigma}$. En revanche, si chaque grain atteint l'état limite de l'adaptation (Figure 3.2), la structure résiste indéfiniment au chargement.

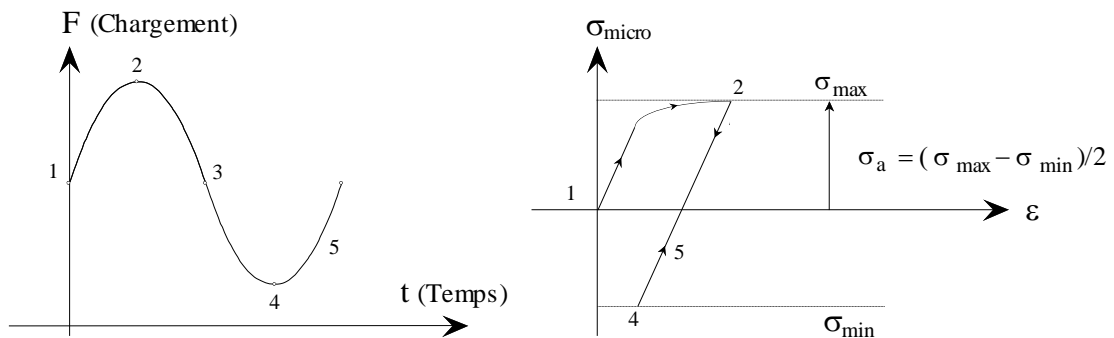


Figure 3.2 : Comportement du cristal pour des chargements conduisant à des durées de vie infinies : l'adaptation.

Cependant, l'expérience montre que l'on est parfois confronté au paradoxe suivant : la rupture intervient au bout d'un certain nombre de cycles alors que le critère prévoyait l'adaptation parfaite. En fait, la réalité outrepassa souvent le schéma de comportement simplifié des modèles. Dans le matériau, il existe des défauts inhérents au procédé de fabrication des structures tels que les cavités, les inclusions ou les défauts de surface. Ces défauts constituent des zones de forte concentration de contraintes au niveau mésoscopique, à l'endroit desquelles les déformations plastiques vont s'accumuler au cours du chargement. Au voisinage de ces défauts, certains cristaux peuvent donner naissance à une « micro-fissure » (dans un grain ou entre les grains), bien que tous les autres grains aient atteint l'état d'adaptation.

Il est nécessaire de savoir si la naissance de ces micro-fissures constitue un risque sur la tenue en fatigue de la structure. Dans l'industrie, la préoccupation de l'ingénieur n'est pas de savoir si au moins un cristal a rompu ou s'il existe *une* micro-fissure dans la structure initiale. Le souci de l'ingénieur est avant tout de savoir si une fissure a réussi à s'amorcer et à se développer dans des proportions équivalentes au volume élémentaire représentatif. Dans ce cas, la fissure est de taille macroscopique et elle conduit souvent à la ruine de la structure.

Adaptation des structures soudées

Dans les structures soudées, il existe souvent des défauts aigus à l'échelle mésoscopique qui ont été créés par l'opération de soudage. Ce sont des sites privilégiés pour l'amorçage des fissures lorsqu'ils se trouvent dans les zones où la concentration des contraintes macroscopiques est élevée. Pourtant, malgré la présence de ces défauts, une structure peut résister indéfiniment au chargement.

Certains travaux effectués sur l'étude de l'amorçage des fissures de fatigue dans des éprouvettes permettent d'éclairer l'interprétation de ce phénomène. Des études menées sur des éprouvettes entaillées ont montré la présence de fissures « très courtes » à fond d'entaille dont la progression s'est arrêtée. Suivant les auteurs, le phénomène a été expliqué de différentes manières :

- La première repose sur *la mise en évidence expérimentale* de fissures non-propageantes. En 1957, Frost et Dugdale [17] observaient, en réalisant des expériences sur des éprouvettes fortement entaillées en alliage d'aluminium sollicitées au-dessous de la limite d'endurance, que les éprouvettes pouvaient contenir des micro-fissures qui ne se sont pas propagées.

Leurs résultats conduisaient aux deux conclusions suivantes :

- La définition de la ruine d'une éprouvette ou d'une structure est importante. En effet, la ruine ne sera pas la même suivant qu'on s'intéresse à la présence d'une micro-fissure ou à celle d'une fissure unique macroscopique qui se propage de façon catastrophique.
 - On peut définir un domaine dans lequel une micro-fissure, une fois amorcée, est susceptible de ne pas se propager. Ce phénomène de fissure « bloquée » apparaît d'autant plus facilement que la concentration de contrainte à l'entaille est élevée, c'est-à-dire lorsqu'on se trouve dans une zone à fort gradient de contrainte.
- La deuxième se base sur *l'interprétation du phénomène à partir de la mécanique de la rupture* que l'on a emprunté à Truchon [39]. Si on travaille sur une éprouvette entaillée ayant une fissure de longueur « a » à partir de l'entaille, le facteur d'intensité des contraintes, K, a une expression de la forme :

$$K = \alpha \cdot \sigma \cdot \sqrt{\pi \cdot a}$$

où

$$\left\{ \begin{array}{l} \sigma : \text{contrainte nominale appliquée,} \\ \alpha : \text{facteur dépendant de la géométrie de l'éprouvette et variant avec le rapport } a/D \text{ où} \\ \quad D \text{ est une dimension caractéristique de l'éprouvette.} \end{array} \right.$$

A cause du gradient de contrainte, la fonction α décroît lorsque a/D augmente. Si le gradient est très fort, ce qui est le cas d'une entaille aiguë, l'effet de décroissance de α peut l'emporter sur la croissance du terme $\sqrt{\pi \cdot a}$ si bien que le ΔK en fatigue devient inférieur à la valeur seuil de croissance de fissure, ΔK_s . La fissure est donc bloquée.

Pour les structures soudées, on peut supposer que le pied de cordon de soudure est équivalent à une entaille du point de vue « concentration de contrainte » comme le fait Papadopoulos dans [24]. L'auteur présente diverses méthodes pour le calcul du nombre de cycles à l'amorçage applicables aux joints

soudés moyennant cette hypothèse. L'existence de fissures bloquées ou non-propageantes dans les structures soudées s'explique alors de la même manière que pour les éprouvettes entaillées.

Dans les structures soudées, les micro-fissures existent ou se créent au niveau mésoscopique dès les premiers instants. Cependant, il se peut qu'elles cessent de progresser à cause du *gradient* de contrainte. Si toutes les micro-fissures s'arrêtent, la ruine ne sera jamais atteinte. Malgré la présence de ces fissures, les déformations plastiques ne s'accumulent plus au niveau des grains et tous les grains atteignent un état limite élastique : la structure s'est adaptée au chargement.

L'existence de micro-fissures dont la progression s'est arrêtée montre que, comme pour les éprouvettes entaillées, le problème de la résistance à la fatigue dans les structures soudées est lié à la taille de ces fissures par rapport à un volume de matière élémentaire représentatif V_c (Figure 3.3). Dans le domaine des grandes durées de vie, on considérera que **la structure soudée s'adapte si la taille des micro-fissures n'excède pas celle du volume élémentaire représentatif V_c** .

De l'analyse que nous venons de faire, nous pouvons tirer un certain nombre d'enseignements pour la suite de ce travail :

- La taille du volume élémentaire représentatif V_c correspond au domaine de matière à partir duquel les fissures sortent de l'influence des effets locaux. Si les fissures restent à l'intérieur de ce domaine, la ruine ne sera jamais atteinte.
- Naturellement, si les micro-fissures progressent et se rejoignent pour atteindre des tailles dont les proportions sont équivalentes à V_c , la structure ne s'adapte pas et la ruine survient après un nombre de cycles fini. Cette durée va dépendre essentiellement du temps que les micro-fissures vont mettre à sortir de l'influence des effets locaux mésoscopiques, donc à sortir de V_c .

3.2.2 *Contrainte de dimensionnement : contrainte géométrique au point chaud*

Le dimensionnement des structures à la fatigue passe par l'utilisation de courbes de Wöhler, appelées aussi courbes S-N, où la contrainte de dimensionnement S et le nombre de cycles à la ruine N peuvent être définis de différentes façons. Pour les structures soudées, le problème de base est de préciser le choix de la contrainte S qui doit caractériser le phénomène de fatigue. La première idée serait de définir S à partir de l'état de contrainte local qui génère les fissures de fatigue. Cependant, on sait que des facteurs inhérents au procédé de soudage, tels que les irrégularités géométriques du cordon ou la présence des contraintes résiduelles, rendent cette tâche difficile, voire même illusoire. Pour contourner cette difficulté, nous allons nous inspirer des notions introduites par les ingénieurs qui ont travaillé sur la construction des grands assemblages soudés. On reprend en particulier le concept de contrainte au « point chaud », ou plus simplement « contrainte maximale », et la notion de coefficient de concentration de contrainte qui lui est associé.

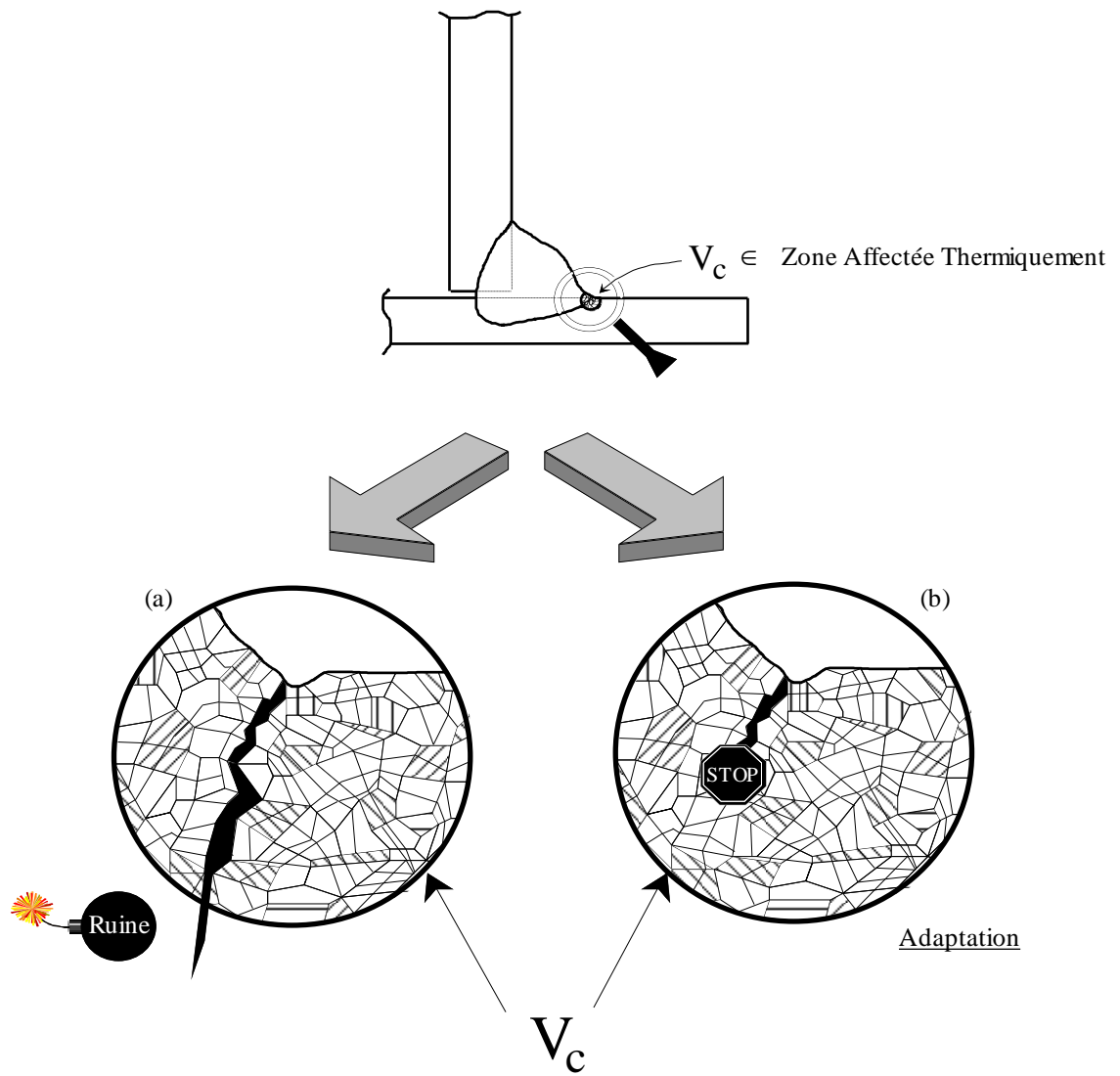


Figure 3.3 : Description de la résistance à la fatigue des structures soudées à l'aide du concept du volume élémentaire représentatif V_c : si les fissures sortent de V_c , la ruine de la structure sera atteinte (a) ; sinon, la structure s'adapte (b).

Origine et définition du concept de contrainte au point chaud

Le concept de « contrainte au point chaud » fût introduit dans le cadre du dimensionnement des structures marines en acier. Plusieurs définitions ont été données. Parmi les plus pertinentes, on trouve celles de Radenkovic [32] et de Marshall [24]. Même si elles diffèrent sur certains points, nous allons en présenter les idées principales et préciser celle qui a notre préférence.

Lors d'un chargement cyclique avec des charges élevées appliquées à une jonction tubulaire, le phénomène de plastification périodique dans des zones soumises à des pics de contrainte produit une élévation de température. C'est pourquoi, ces lieux privilégiés d'amorçage des fissures de fatigue, souvent situés en pied de cordon ou en racine, furent baptisés « points chauds » [24]. Le terme usuel « contrainte au point chaud », ou plus simplement « contrainte maximale », découle de cette notion. Ce sont les contraintes à l'endroit où vont s'amorcer les premières fissures.

Le problème de base est de préciser le choix de la contrainte au point chaud car, selon la méthode de calcul utilisée pour l'analyse, plusieurs niveaux de contraintes peuvent être distingués dans la structure et en particulier à la jonction soudée :

- L'analyse de la structure, assimilée à un treillis de poutres, donne les *contraintes nominales* σ_N dans les sections des éléments raccordés par un calcul de résistance des matériaux.
- L'analyse d'une connexion soudée, prise comme une intersection de coques minces dans laquelle chaque élément raccordé est rapporté à sa surface moyenne, donne les champs de déplacements et de contraintes dans la structure tels que la compatibilité des déplacements sur la ligne d'intersection soit assurée. Les contraintes obtenues sont les contraintes dites géométriques « puisqu'elles correspondent à une géométrie idéale de la jonction soudée », la géométrie du cordon de soudure n'étant pas représentée. La *contrainte géométrique* à la jonction soudée, σ_G , prise à une certaine distance près de la ligne d'intersection, peut s'exprimer par

$$\sigma_G = K_G \cdot \sigma_N$$

dans le cas où σ_N peut être calculée. K_G est le coefficient de concentration de contrainte géométrique due à la géométrie de la jonction. Un calcul basé sur la théorie des coques conduit à la distribution des contraintes géométriques dans la structure et en particulier à la jonction où il donne accès directement à σ_G .

- L'analyse tridimensionnelle dont la finesse prend en compte la géométrie du cordon, la plus proche possible de la réalité pour reproduire l'effet d'entaille, permet d'accéder aux contraintes locales. La *contrainte locale* à la jonction peut s'exprimer par

$$\sigma_L = K_L \cdot \sigma_G$$

où K_L est le facteur de concentration de contrainte dû aux effets locaux induits par la géométrie du cordon et la forme du pied de cordon.

- Dans la réalité, la forme du cordon est irrégulière, ce qui est inhérent au procédé de soudage, si bien que l'on pourrait encore définir une *contrainte « réelle »* σ_W telle que

$$\sigma_W = K_W \cdot \sigma_L = K_W \cdot K_L \cdot \sigma_G$$

où K_W serait le coefficient de concentration de contrainte contenant l'effet des irrégularités géométriques de soudage réparties aléatoirement au long du pied de cordon.

Pour illustrer simplement ces considérations, prenons un tube raccordé à une plaque par un cordon continu et soumis à un chargement cyclique quelconque (Figure 3.4 (a)). La Figure 3.4 (b) décrit schématiquement l'état de contrainte au voisinage de la jonction soudée, à un instant supposé critique du

chargement, dans une fibre matérielle de surface, δ , passant par le point chaud. Sur cette vue en coupe, on a représenté la distribution des contraintes géométriques et des contraintes réelles. Dans ce cas, la notion de contrainte nominale n'a plus aucun sens.

La contrainte réelle augmente fortement à proximité du pied de cordon, à cause des effets locaux. Au point chaud, la contrainte réelle, σ_w^{HS} , peut être assimilée à la contrainte locale, σ_L^{HS} . En effet, la distinction entre σ_L et σ_w perd son intérêt si l'on accepte σ_G comme contrainte de dimensionnement. C'est pourquoi, anticipant quelque peu sur le paragraphe suivant, nous comparons ici σ_G à σ_L .

Au point chaud, la contrainte géométrique, qui représente les effets de structure et ne contient pas les effets locaux, atteint la valeur $\sigma_G = \sigma_G^{HS}$.

Hypothèse de base et choix du type de contrainte de dimensionnement S

Avant d'aborder les méthodes de calcul, on doit choisir le type de contrainte de dimensionnement S parmi les niveaux décrits ci-dessus. S doit être le vecteur des mécanismes de fissuration par fatigue dans les assemblages soudés. Sachant que l'amorçage des fissures est conditionné en partie par les effets locaux dus à la géométrie du cordon et aux irrégularités géométriques de soudage, le choix de σ_L paraît naturel. Néanmoins, dans [33], Radenkovic et al. soulignent la difficulté de préciser les coefficients de concentrations de contraintes K_L en liaison avec l'amorçage quand on veut prendre en compte « les effets locaux dus à la présence de défauts ou d'imperfections géométriques ».

Le calcul de σ_L au point chaud d'une structure soudée est donc illusoire pour deux raisons :

- Pour accéder à σ_L , par la méthode des éléments finis par exemple, on est obligé de modéliser la soudure et donc de faire des hypothèses sur la forme du profil, du pied et de la racine du cordon. Sachant que la géométrie réelle de la soudure varie aléatoirement au long du cordon, le choix d'une géométrie particulière est arbitraire et ne peut conduire qu'à une valeur approximative de l'effet local réel. D'autre part, il faut aussi signaler que la modélisation volumique des extrémités de cordon est complexe et qu'elle conduit nécessairement à des choix de maillage peu réalistes.
- Le temps et le coût de calcul d'une modélisation en éléments finis volumiques sont importants pour des géométries simples de type « éprouvettes ». C'est pourquoi, même si une modélisation des cordons de soudure était possible pour toutes les situations de soudage, les temps et les coûts de calcul pour une structure soudée entière seraient prohibitifs.

Nous proposons donc d'admettre que *les effets locaux tels que l'effet d'entaille due à la géométrie du cordon ou à la forme du pied de cordon sont toujours les mêmes*. Cela revient à admettre que le coefficient de concentration de contrainte K_L est constant. Cette hypothèse est raisonnable car, dans un contexte industriel, le soudage à l'arc est souvent robotisé. Il suit des procédures strictes qui ont été établies avec l'expérience et le savoir-faire, ce qui permet d'obtenir des soudures toujours du même type. On peut donc supposer qu'elles induisent des effets locaux comparables. D'autre part, des études menées par Radenkovic et al. [30,31] pour étudier l'effet local au point chaud permettent d'appuyer la validité d'une telle hypothèse. Les auteurs ont fait des calculs en élasticité linéaire en déformation plane et en symétrie axiale sur des géométries de joints soudés différentes. Quand on ne tient pas compte des imperfections de soudage, ils montrent que le facteur de concentration de contrainte K_L dépend très peu du chargement appliqué ainsi que de la géométrie globale de la jonction.

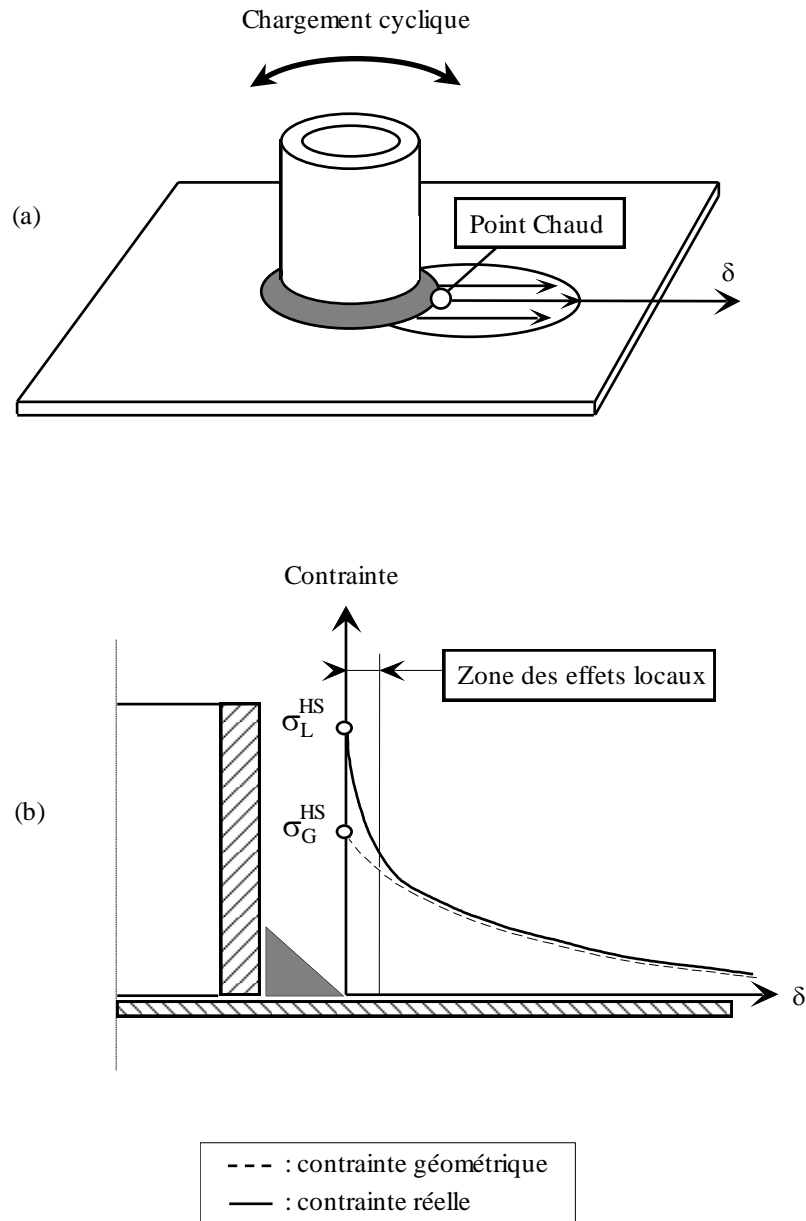


Figure 3.4 : Concept de contrainte au point chaud illustré par un tube soudé sur une plaque soumis à un chargement cyclique (a). Contraintes réelle et géométrique au point chaud (b).

Dans ce cas, le calcul de la contrainte locale σ_L est ramené à celui de la contrainte géométrique σ_G à la jonction soudée puisque

$$\sigma_L = K_L \cdot \sigma_G$$

Le choix de σ_G comme contrainte de dimensionnement offre la possibilité d'utiliser le calcul coque au lieu du calcul volumique car il n'est pas nécessaire de représenter les effets locaux à la jonction soudée. Par conséquent, le calcul coque s'impose car il est le plus rapide et le moins coûteux. ***S sera définie à partir de l'état de contrainte géométrique calculé au point chaud par un calcul coque, $\underline{\underline{\sigma_G^{HS}}}$.***

On adopte donc la méthode d'analyse des structures qui consiste à utiliser comme base du calcul en fatigue le tenseur des contraintes géométriques au point chaud. A travers cette démarche, nous rejoignons précisément les idées de Radenkovic [32]. Par la suite, le choix judicieux d'un ou de plusieurs éléments de ce tenseur devrait permettre d'accéder à une courbe de dimensionnement S-N unique mettant sur le même plan toutes les structures soudées, y compris les géométries complexes, quel que soit le chargement de fatigue appliqué. La dispersion de fabrication des pièces sera contenue dans la dispersion des résultats d'essais de la courbe S-N.

Cependant, la difficulté principale est d'accéder à l'état de contrainte géométrique au point chaud à partir d'un calcul coque en élasticité linéaire. En effet, à cause du gradient de contrainte qui existe à la jonction soudée lorsque celle-ci est soumise à une charge extérieure donnée, le niveau de la contrainte géométrique dépend de la façon dont on a modélisé la jonction (§3.3.2). C'est pourquoi, il est nécessaire de mener une approche couplant à la fois des calculs par éléments finis en coques minces et des essais de fatigue dans les mêmes conditions de chargement. Nous verrons au §3.4 que cette méthode est le seul moyen de *séparer les effets locaux et les effets de structure*, et donc d'accéder à la contrainte géométrique.

3.2.3 Coques minces

Géométrie des coques

Considérons une surface S_0 , de point générique P_0 , limitée par une courbe fermée et rapportée au repère orthonormé $\{O, x, y, z\}$ (Figure 3.5). Sur la normale à la surface S_0 en P_0 , les points P^- et P^+ , de cotes respectives $-h/2$ et $+h/2$, engendrent les surfaces S^- et S^+ lorsque P_0 décrit S_0 . La distance h de P^- à P^+ est supposée uniforme ou ne variant que de façon continue ou progressive entre deux valeurs voisines ; on suppose que h est très petit devant les rayons de courbure principaux de S_0 en P_0 et devant les dimensions de S_0 .

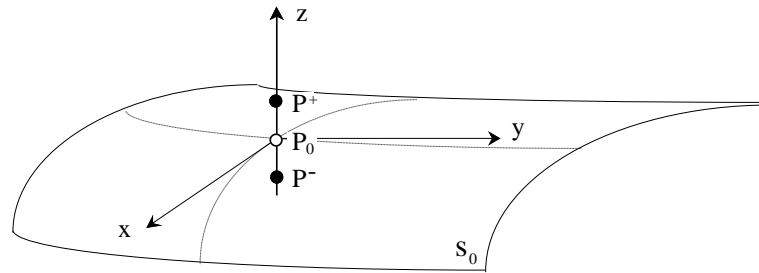


Figure 3.5 : Courbures principales (en pointillés) au point P_0 de la surface moyenne S_0 d'une coque mince.

Le domaine matériel \mathcal{D} entre S^- et S^+ , supposé homogène et isotrope avec un comportement élastique linéaire, constitue une coque mince ; h est l'épaisseur locale en P_0 de la coque ; S_0 est la surface moyenne. Le bord de la coque est engendré par le segment P^-P^+ lorsque P_0 décrit la courbe frontière de S_0 . Les surfaces S^- et S^+ définissent respectivement les « peaux » inférieure et supérieure de la coque. On appelle feuillet le domaine engendré par un segment de longueur infiniment petite dz , porté par P^-P^+ , lorsque P_0 décrit S_0 .

Une coque est donc un solide tridimensionnel occupant un domaine \mathcal{D} de l'espace \mathbb{R}^3 obtenu en « épaississant » une surface S_0 , appelée surface moyenne, de part et d'autre de S_0 de façon symétrique. Une coque sera classée parmi les coques minces si l'épaisseur h en tout point est faible devant le minimum du rayon de courbure R_{\min} au point P_0 , soit en pratique,

$$\frac{h}{R_{\min}} < \frac{1}{20}$$

Idées directrices et hypothèses

Etant donné la géométrie des solides étudiés, l'idée de base de la théorie des coques est de ramener l'étude du solide tridimensionnel à celle de la surface moyenne S_0 . Plus précisément, on définit les grandeurs se rapportant au solide tridimensionnel à partir de certaines grandeurs décrivant la surface moyenne S_0 , moyennant certaines hypothèses. Par exemple, on suppose que la surface moyenne de la coque déformée est la transformée de la surface moyenne initiale.

Dans la théorie classique des coques minces [4,38], on fait les hypothèses suivantes :

- Hypothèses de Love-Kirchhoff : une normale matérielle à la surface moyenne initiale reste normale après déformation à la surface moyenne transformée.
- L'état de contrainte est un état de contraintes planes (CP).

Moyennant ces hypothèses, le tenseur plan de déformation peut être calculé en un point P quelconque de la coque, de cote z par rapport à P₀, en considérant que les champs de déplacement rigidifient la normale. La partie plane du tenseur de déformation au point P(z), $\varepsilon_{\alpha\beta}(z)$, comprend deux termes :

$$\varepsilon_{\alpha\beta}(z) = \varepsilon_{\alpha\beta}(0) - z\rho_{\alpha\beta}(0)$$

où $\varepsilon_{\alpha\beta}(0)$ est le tenseur de déformation de la surface moyenne et $\rho_{\alpha\beta}(0)$ la variation de courbure de la surface moyenne.

Le tenseur de déformation en un point P(z) quelconque de la coque en élasticité linéaire isotrope est donc :

$$\underline{\underline{\varepsilon(P)}} = \begin{bmatrix} \left[\varepsilon_{\alpha\beta}(z) \right] & 0 \\ 0 & 0 & -\underbrace{\frac{\nu}{1-\nu} \varepsilon_{\alpha}^{\alpha}}_{CP} \end{bmatrix} \quad (\text{où } \nu \text{ est le coefficient de Poisson}).$$

Avantage du calcul coque

Le calcul coque présente plusieurs avantages :

- La facilité de maillage.
- La rapidité du calcul par rapport au calcul volumique.

3.3 Détermination de l'état de contrainte au point chaud

Pour calculer l'état de contrainte au point chaud, on utilise le calcul numérique. Une analyse par *éléments finis* basée sur la théorie des *coques minces* donne l'état de contrainte géométrique dans la structure et donc au point chaud.

Comme nous l'avons vu au paragraphe 3.2.1, nous étudions le comportement des structures soudées dans le domaine de la fatigue polycyclique, ce qui implique que les contraintes macroscopiques dans la structure restent *élastiques*.

Par conséquent, pour calculer l'état de contrainte géométrique, *un calcul par la méthode des éléments finis en élasticité linéaire dans l'hypothèse de la théorie des coques minces convient*.

3.3.1 Introduction

Pour le calcul de l'état de contrainte au point chaud, et de la contrainte de dimensionnement qui en découle, nous nous appuyerons :

- d'une part sur une analyse théorique permettant de préciser les conditions nécessaires pour atteindre une description asymptotique du champ de contrainte (§3.3.4),
- d'autre part sur une approche « couplée » calculs-essais permettant de prendre en compte les phénomènes physiques (§3.4).

Avec cette démarche, il s'agit de mettre en place une stratégie de modélisation, applicable quels que soient la structure et son chargement, qui donne accès simplement à la contrainte de dimensionnement dans un calcul de tenue à la fatigue.

3.3.2 Le problème de l'intersection des coques

L'idée de base de la théorie des coques minces consiste à ramener l'étude du solide tridimensionnel à celle de la surface moyenne. Le modèle éléments finis d'une coque mince est donc constitué d'éléments surfaciques positionnés sur la surface moyenne de la coque.

Par conséquent, la modélisation en éléments finis d'une connexion soudée, prise comme une intersection de coques, est basée sur la compatibilité des déplacements des nœuds du maillage positionnés au voisinage de la ligne d'intersection des surfaces moyennes. La géométrie du cordon de soudure n'étant pas représentée, la difficulté principale est de trouver la meilleure façon de mailler cette zone pour y calculer l'état de contrainte géométrique.

Dans le cadre de l'approche structurale, on cherche à calculer l'état de contrainte géométrique au point chaud de n'importe quelle structure soudée soumise à la fatigue. La contrainte géométrique doit être représentative des effets de structure. Elle ne doit pas contenir les informations liées aux effets locaux. C'est pourquoi, des règles de maillage doivent être définies à la jonction soudée de telle sorte qu'elles soient valables pour tout type de jonction et qu'elles donnent l'information attendue, à savoir l'effet géométrique. Si ces règles conduisent à une courbe S-N unique, c'est qu'elles ont réussi à séparer les effets locaux et les effets de structure, en ne retenant que ces derniers.

L'objectif est de trouver les règles de maillage adéquates en examinant le rôle du cordon dans la liaison des tôles, tout en prenant en compte les indications suivantes :

- Le type de maillage ne doit pas être trop fin, pour limiter le coût et le temps de calcul, mais ne doit pas non plus être trop grossier, pour assurer une précision suffisante des calculs et pour garantir une bonne continuité des déplacements sur la ligne d'intersection.
- Dans les zones singulières où les points chauds apparaissent, le gradient de contrainte peut être élevé si bien que le résultat d'un calcul en élasticité linéaire est très sensible à la taille et à la qualité des éléments du maillage.
- En réalité, l'épaisseur des tôles et la présence de la soudure créent une zone dont l'état de contrainte est tridimensionnel, alors qu'un calcul coque donne un état de contrainte plane. Il faut donc trouver une façon, dans la modélisation coque, de calculer les contraintes au point chaud en dehors de la ligne d'intersection.

3.3.3 Modélisation de la jonction soudée

La modélisation de l'intersection des coques doit permettre de séparer les effets locaux et les effets de structure, et donc d'accéder à l'état de contrainte géométrique à la jonction soudée. Pour atteindre cet objectif, il est nécessaire de suivre les règles de maillage suivantes :

- Le maillage coque à la jonction soudée ne permet pas de représenter la géométrie réelle du cordon mais il doit simuler au mieux ses fonctions. C'est pourquoi, deux éléments essentiels doivent être pris en compte dans la modélisation :
 - Le cordon peut avoir une taille non négligeable par rapport aux épaisseurs des tôles qu'il raccorde. Il apporte donc une rigidité locale qu'il est important de simuler.
 - Le flux des efforts passe d'une tôle à l'autre à travers le cordon.

La Figure 3.6 illustre ces idées dans le cas d'une soudure d'angle.

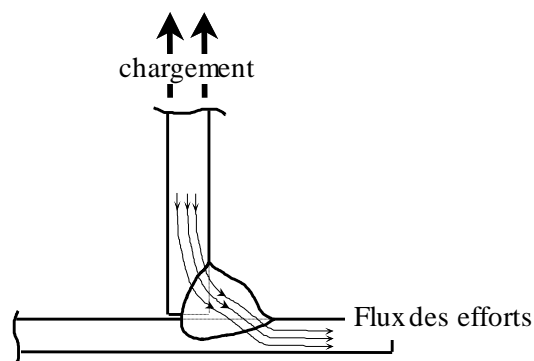


Figure 3.6 : Transfert des efforts d'une tôle à l'autre à travers le cordon pour une soudure d'angle soumise à une charge extérieure.

- Conformément aux idées de Radenkovic [32], la contrainte de dimensionnement doit être calculée au droit du pied de cordon où les fissures s'amorcent, ce qui est « raisonnable au sens physique » selon l'auteur. C'est pourquoi, la taille et la position des éléments dans la zone d'intersection doivent être définies de telle manière à ce que les contraintes soient calculées au droit du pied de cordon.

Pour éviter les interpolations ou les extrapolations hasardeuses des contraintes aux nœuds des éléments dans cette zone à fort gradient de contrainte, le post-traitement des résultats du calcul doit se faire directement au(x) point(s) de Gauss de l'élément. Il faut donc positionner l'élément où l'on va calculer la contrainte de dimensionnement de façon à ce qu'un de ses points de Gauss soit au droit du pied de cordon.

- La taille des éléments dans la zone d'intersection doit être une fonction des paramètres géométriques de la jonction soudée dont disposent les bureaux d'études (dimension caractéristique du cordon, épaisseurs des tôles). Cette fonction doit être définie pour que les règles de maillage soient valables quel que soit le type de jonction.

3.3.4 Justification d'un choix de liaison représentative des jonctions soudées

Position du problème

Un des points importants de l'étude est de pouvoir simuler au mieux le surcroît de rigidité locale apporté par le cordon de soudure à la structure au voisinage des points de fissuration. En même temps, la modélisation doit décrire le transfert des efforts d'une coque à l'autre.

Illustrons notre propos en considérant le cas d'une soudure d'angle constituée des deux pièces I et I' reliées par le cordon C (voir Figure 3.7). Si on choisit de calculer numériquement cette structure à l'aide de la théorie des plaques et coques, le maillage est fait en discrétisant les surfaces moyennes (représentées par les lignes en pointillés). Les points noirs correspondent aux nœuds du maillage.

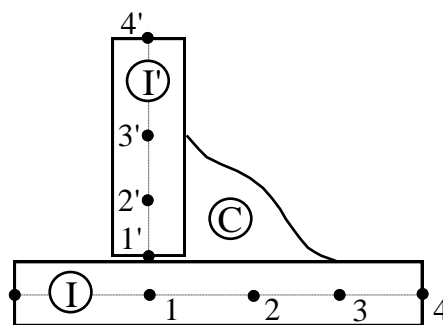


Figure 3.7 : Utilisation du maillage coque pour la modélisation d'une jonction soudée : discrétisation des surfaces moyennes (lignes pointillées).

Plusieurs façons peuvent être utilisées pour assurer la compatibilité des déplacements modélisant la jonction soudée au voisinage de l'intersection des coques. Une façon de faire, par exemple, est de relier les nœuds 1 et 1' par un dernier élément assurant la liaison angulaire entre les deux surfaces. Des liaisons cinématiques peuvent aussi être imposées entre des nœuds appartenant à I et I', par exemple entre les nœuds 3 et 3'. Ce faisant, on conserve toujours la liaison angulaire tout en reportant un peu plus loin le transfert des efforts. Il est fort probable que la façon dont on va relier les deux coques va avoir une incidence sur la rigidité locale de la structure à la jonction. Pour effectuer un bon choix, il est important de regarder l'influence de la schématisation de la liaison cinématique sur cette rigidité qui conditionne la distribution des contraintes au voisinage des zones critiques.

La comparaison de ces résultats à ceux obtenus à partir d'un calcul volumique avec une géométrie de cordon de soudure « simplifiée », pourra nous guider pour choisir une bonne modélisation de la jonction des coques.

Pour cela, nous allons effectuer les calculs dans une situation particulière, qui est cependant assez représentative des situations que l'on rencontre dans les structures soudées en tôles minces. Dans de telles structures, les efforts de flexion sont prépondérants par rapport aux efforts de membrane.

L'exemple choisi est celui d'un tube soudé sur une plaque en forme de couronne, représentée sur la Figure 3.8 (a) (l'axe du tube est confondu avec l'axe de révolution de la couronne). Cette dernière est simplement appuyée sur le bord extérieur en $r = r_e$ et est soumise, par l'intermédiaire du tube, à un effort vertical F_z .

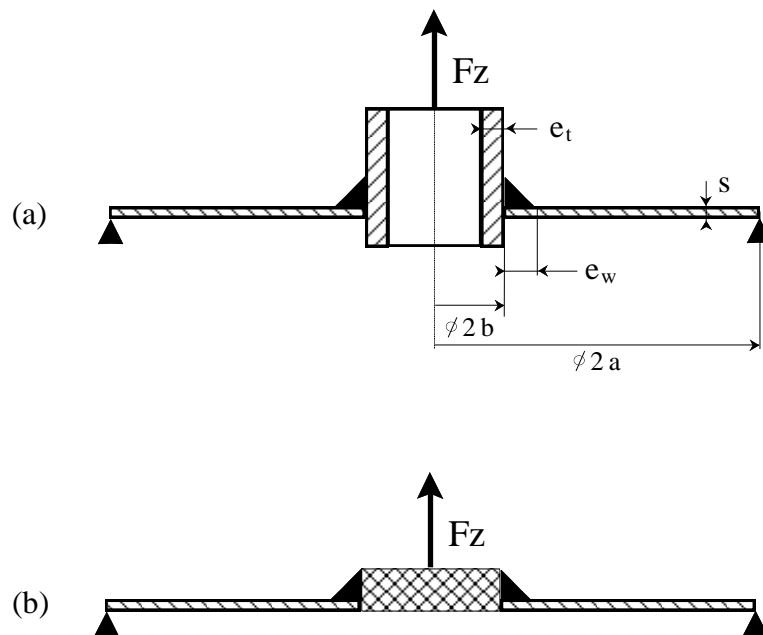


Figure 3.8 : *Le tube soudé par cordon sur une couronne simplement appuyée (a) peut être remplacé par des liaisons assurant une rigidité parfaite en $r = b$ (b).*

La rigidité du tube étant grande suivant son axe, le problème revient à étudier la structure représentée sur la Figure 3.8 (b), le tube étant remplacé par des liaisons assurant une parfaite rigidité.

On va étudier l'influence du positionnement de la liaison cinématique dans la modélisation coque, et en comparant les résultats obtenus avec un calcul volumique, nous pourrions ainsi justifier le choix d'une liaison cinématique « optimale ».

Nous étudierons la réponse d'une plaque circulaire simplement appuyée sur son rayon extérieur $r_e = a$, ayant une partie infiniment rigide au centre. Cette partie centrale a un rayon r_i que nous prendrons successivement égal à $r_1 = (b - \frac{e_t}{2})$, $r_2 = b$, $r_3 = (b + \frac{e_w}{2})$ et $r_4 = (b + e_w)$.

Recherche de la solution analytique en théorie flexionnelle des plaques élastiques

L'équation d'équilibre s'écrit :

$$(3.1) \quad \Delta \Delta w = \frac{Q}{D}$$

où

$$\left\{ \begin{array}{l} w \text{ est la composante du déplacement hors plan (ou encore « fleche »)} \\ D \text{ est la rigidité à la flexion de la plaque,} \\ D = \frac{Es^3}{12(1-\nu^2)} \\ s \text{ est l'épaisseur de la plaque} \\ \nu \text{ est le coefficient de Poisson} \\ Q \text{ est la force de cisaillement par unité de longueur} \end{array} \right.$$

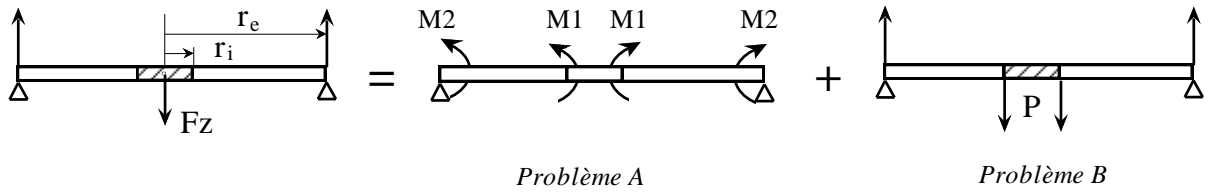
Lorsqu'on a un disque chargé de façon axisymétrique, w ne dépend que de r et l'équation (3.1) se réduit à l'équation de Sophie Germain

$$(3.2) \quad \frac{d}{dr} \left[\frac{1}{r} \frac{d}{dr} \left(r \frac{dw}{dr} \right) \right] = \frac{Q}{D}$$

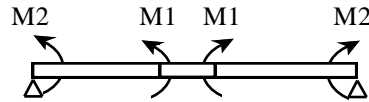
De la connaissance de $w(r)$, on peut déduire les moments de flexion radiale, M_r , et tangentielle, M_t , données par :

$$(3.3) \quad \left\{ \begin{array}{l} M_r = -D \left(\frac{d^2 w}{dr^2} + \nu \frac{dw}{dr} \right) \\ M_t = -D \left(\frac{1}{r} \frac{dw}{dr} + \nu \frac{d^2 w}{dr^2} \right) \end{array} \right.$$

Le problème à résoudre est la superposition des deux problèmes auxiliaires A et B suivants :



Problème A



Soit w_1 la flèche.

Dans ce cas, $Q = 0$. La solution générale s'écrit :

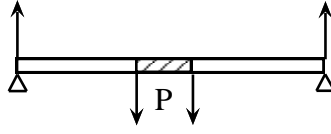
$$(3.4) \quad w_1 = -\frac{C_1}{4} \cdot r^2 - C_2 \cdot \ln \frac{r}{r_e} + C_3$$

Les conditions aux limites sur les moments et sur la flèche conduisent au système d'équations

$$\begin{cases} M_r(r = r_e) = M_1 \\ M_r(r = r_i) = M_2 = 0 \\ w_1(r = r_e) = 0 \end{cases}$$

dont la résolution nous permet de déterminer les constantes C_1 , C_2 et C_3 :

$$\begin{cases} C_1 = \frac{-2r_i^2 M_1}{D(1+\nu)(r_e^2 - r_i^2)} \\ C_2 = \frac{-r_e^2 r_i^2 M_1}{D(1-\nu)(r_e^2 - r_i^2)} \\ C_3 = \frac{-r_e^2 r_i^2 M_1}{2 \cdot D(1+\nu)(r_e^2 - r_i^2)} \end{cases}$$

Problème B


Soit w_2 la flèche.

Les efforts tranchants uniformément répartis le long de $r = r_i$ sont notés Q_0 .

L'effort tranchant par unité de longueur d'une circonférence de rayon r est $Q = \frac{Q_0 \cdot r_i}{r} = \frac{P}{2\pi r}$

où P est la charge totale appliquée au contour intérieur de la plaque.

Dans ce cas, l'équation (3.2) conduit à l'expression de la flèche suivante :

$$(3.5) \quad w_2 = \frac{P \cdot r^2}{8 \cdot \pi \cdot D} \cdot \left(\ln \frac{r}{r_e} - 1 \right) - \frac{C'_1}{4} \cdot r^2 - C'_2 \cdot \ln \frac{r}{r_e} + C'_3$$

où C'_1, C'_2, C'_3 sont des constantes scalaires.

Les conditions aux limites conduisent au système d'équations

$$\begin{cases} M_r(r = r_i) = M_r(r = r_e) = 0 \\ w_2(r = r_e) = 0 \end{cases}$$

La résolution de ce système donne les constantes C'_1, C'_2, C'_3

$$\begin{cases} C'_1 = \frac{P}{4\pi D} \left[\frac{(1-\nu)}{(1+\nu)} - \frac{2r_i^2}{r_e^2 - r_i^2} \ln \frac{r_i}{r_e} \right] \\ C'_2 = -\frac{P}{4\pi D} \frac{(1+\nu)}{(1-\nu)} \ln \frac{r_i}{r_e} \frac{r_e^2 r_i^2}{r_e^2 - r_i^2} \\ C'_3 = \frac{P \cdot r_e^2}{8\pi D} \left[1 + \frac{1}{2} \cdot \frac{1-\nu}{1+\nu} - \frac{r_i^2}{r_e^2 - r_i^2} \ln \frac{r_i}{r_e} \right] \end{cases}$$

Problème A + Problème B

Superposons les problèmes A et B. L'expression de la flèche w , en additionnant (3.4) et (3.5), est donnée par :

$$w = w_1 + w_2$$

de la connaissance de w , on en déduit les moments M_r et M_t :

$$(3.6) \quad M_r = -D \left[-\frac{1}{2}(1+\nu)(C_1 + C'_1) + \frac{1}{r^2}(1-\nu)(C_2 + C'_2) + \frac{(1+\nu)P}{4\pi D} \ln \frac{r}{r_e} + \frac{(1-\nu)P}{8\pi D} \right]$$

$$(3.7) \quad M_t = -D \left[-\frac{1}{2}(1+\nu)(C_1 + C'_1) - \frac{1}{r^2}(1-\nu)(C_2 + C'_2) + \frac{(1+\nu)P}{4\pi D} \ln \frac{r}{r_e} - \frac{(1-\nu)P}{8\pi D} \right]$$

La condition de tangente horizontale en $r = r_i$, à savoir

$$\left(\frac{dw}{dr}\right)_{r=r_i} = 0$$

conduit à l'expression de M_1 :

$$(3.8) \quad M_1 = \frac{P}{4\pi \left[1 - \nu + \frac{r_e^2}{r_i^2}(1 + \nu)\right]} \left[(1 - \nu) \left(\frac{r_e^2}{r_i^2} - 1\right) + 2 \frac{r_e^2}{r_i^2} (1 + \nu) \ln \frac{r_e}{r_i} \right]$$

Connaissant les moments M_r et M_t par (3.6) et (3.7), on en déduit la contrainte radiale, σ_r , et tangentielle, σ_t , sur la peau extérieure de la plaque :

$$(3.9) \quad \begin{cases} \sigma_r = -\frac{6.M_r}{s^2} \\ \sigma_t = -\frac{6.M_t}{s^2} \end{cases}$$

Résultats et conclusions

Les résultats montrés sur les Figures 3.10 et 3.11 présentent respectivement les distributions de contrainte radiale et tangentielle obtenues par un calcul volumique et par les 4 cas étudiés analytiquement avec différents rayons r_i .

On constate tout d'abord que la position du point $r = r_i$ où est appliquée la condition de liaison cinématique, a une certaine influence sur la distribution des contraintes dans la plaque.

Le résultat du calcul volumique au pied du cordon dépend de la taille des éléments au voisinage de la zone singulière (théoriquement, l'ordre de la singularité en contrainte ou en déformation est $\left(\frac{\alpha}{2\pi} - 1\right)$, où α est l'angle défini sur la Figure 3.9 qui montre le maillage volumique [16]).

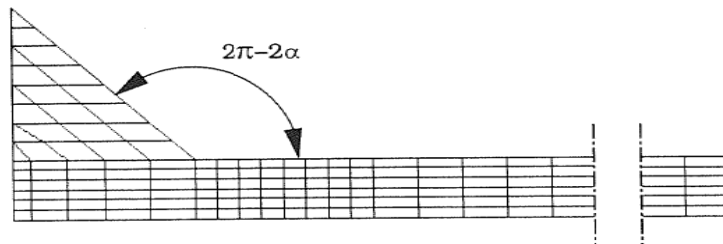


Figure 3.9 : Maillage volumique et définition de l'angle α à la singularité.

Nous nous proposons de comparer la solution obtenue par ce calcul 3D, aux solutions analytiques en dehors de la zone singulière, zone qui correspond, grosso modo, à une zone d'une dimension de 2 à 3 mm.

En effet, nous recherchons la modélisation plaque et coque qui permet d'avoir la meilleure description du champ de contrainte asymptotique en dehors de la zone affectée par la singularité.

De la comparaison montrée sur les Figures 3.10 et 3.11, il ressort que la modélisation qui réalise un bon compromis pour simuler la rigidité apportée par le cordon de soudure, est celle où le point d'application de la condition cinématique est situé au milieu de la longueur sous cordon en $r_3 = (b + \frac{e_w}{2})$.

Il reste à déterminer la taille des éléments du maillage coque à utiliser dans la zone de la jonction. Suivant à nouveau les idées de Radenkovic présentées au §3.3.3, nous utilisons des éléments coque dont les résultats sont donnés au centre de gravité sans interpolation au nœud et nous plaçons la première rangée d'éléments à côté des conditions cinématiques de façon à calculer le tenseur des contraintes au droit du pied de cordon, là où les fissures s'amorcent.

Les conclusions peuvent être faites à partir de cette étude sont les suivantes:

- La modélisation de la jonction soudée à l'aide de liaison cinématique concernant des nœuds positionnés au milieu de la soudure sous cordon semble être une bonne façon de simuler la rigidité du cordon.
- La solution éléments finis coque utilisée donne une bonne estimation de la solution asymptotique réelle, à proximité du pied de cordon.
- Pour assurer le transfert des efforts d'une coque à l'autre, nous créerons une liaison cinématique entre deux nœuds positionnés de part et d'autre de la jonction au milieu de la longueur sous cordon (les conditions cinématiques porteront sur les 5 degrés de liberté des nœuds).

Les Figures 3.12 et 3.13 donnent le résultat du calcul coque par éléments finis dont le maillage tient compte des conclusions avancées ci-dessus avec les 2 résultats présentés précédemment concernant le calcul volumique et le calcul analytique pour $r_i = r_3 = (b + \frac{e_w}{2})$. L'état de contrainte géométrique au point chaud est le résultat du calcul éléments finis coque obtenu au droit du pied de cordon (point A sur les Figures 3.12 et 3.13).

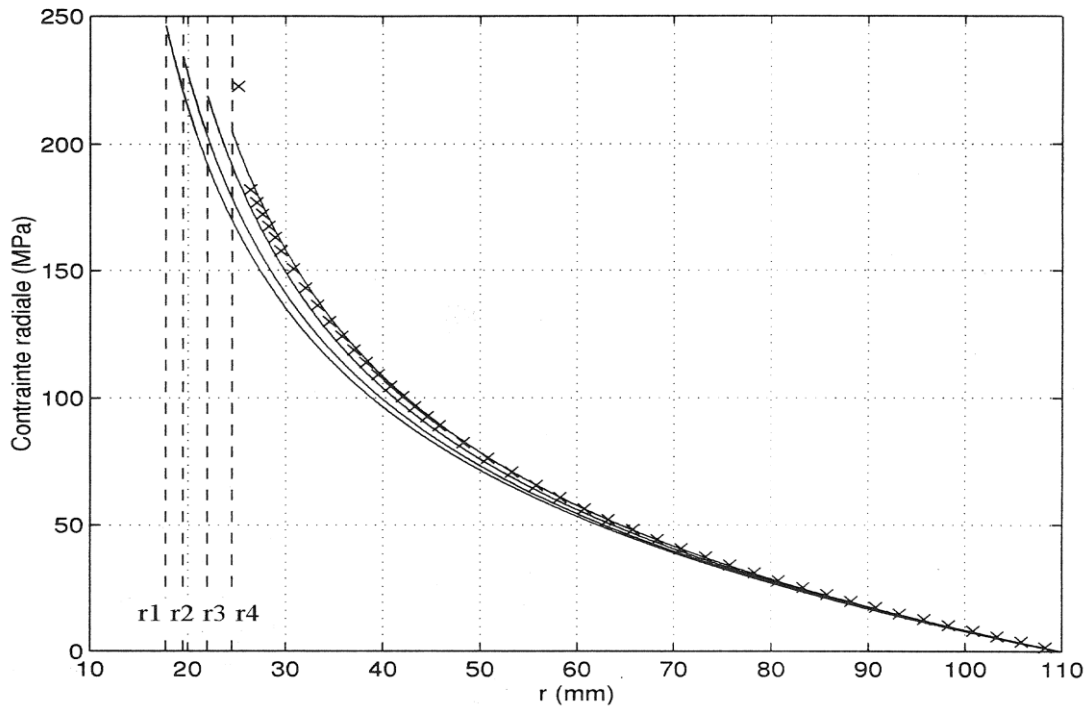


Figure 3.10 : Distributions de contraintes radiales obtenues par un calcul volumique et par les 4 cas étudiés analytiquement avec différents rayons r_i en fonction du rayon r de la couronne.

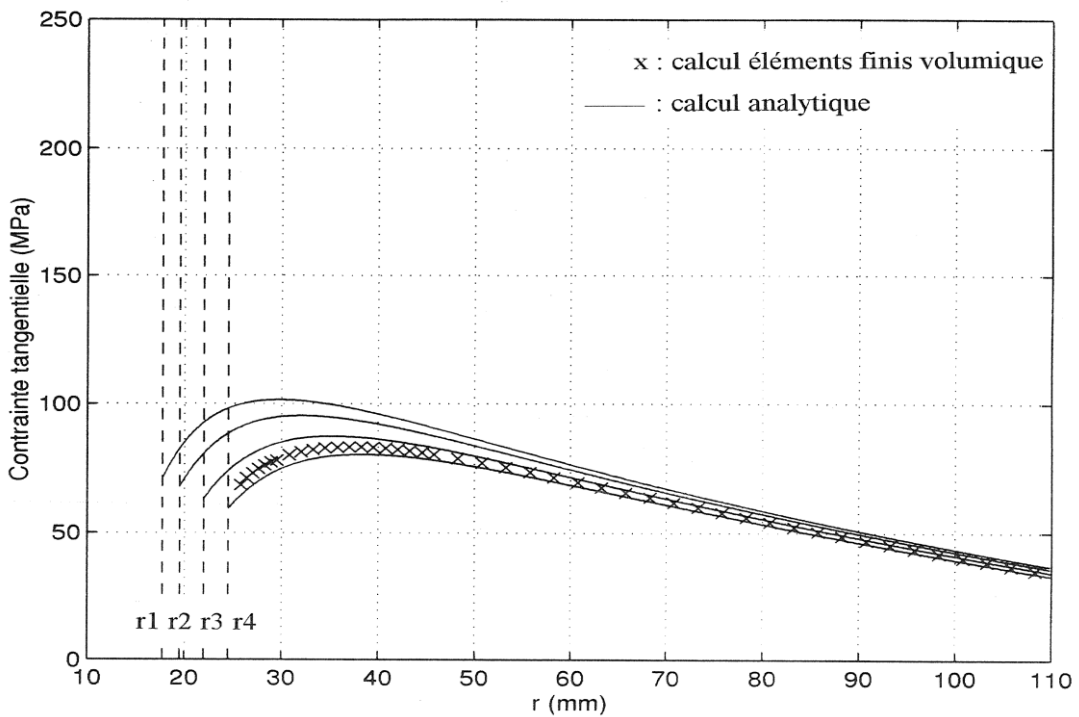


Figure 3.11 : Distributions de contraintes tangentielles obtenues par un calcul volumique et par les 4 cas étudiés analytiquement avec différents rayons r_i en fonction du rayon r de la couronne.

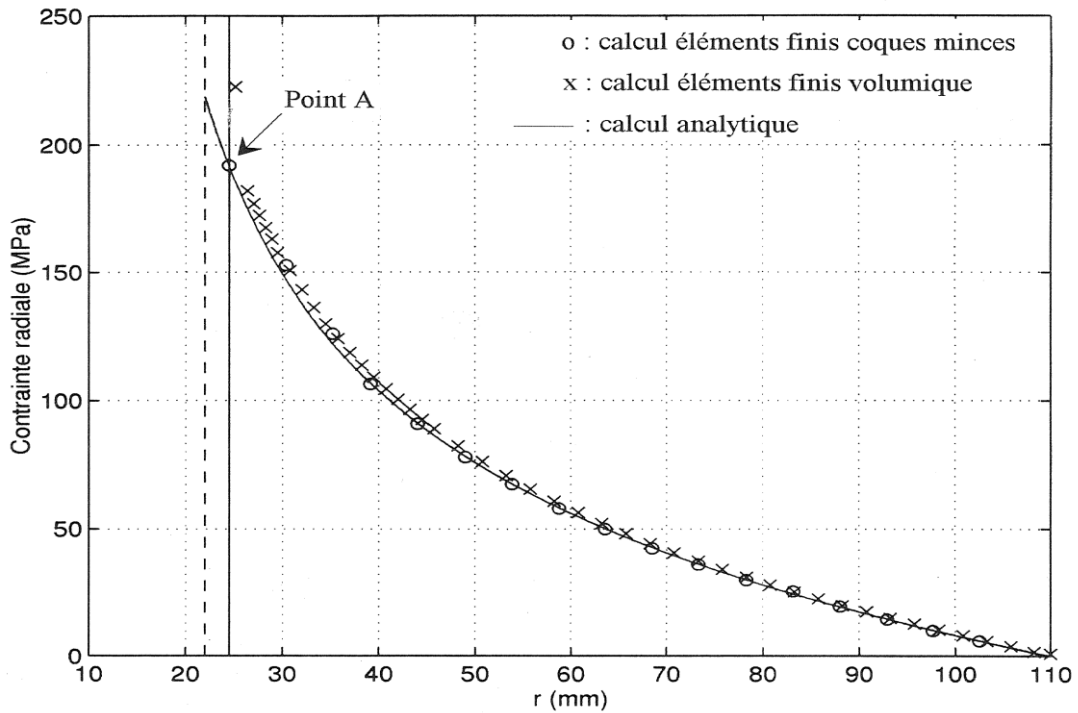


Figure 3.12 : Distributions de contraintes radiales obtenues par le calcul volumique, le calcul analytique correspondant à $r_i = r_3$, et le calcul éléments finis coques minces en fonction du rayon r de la couronne.

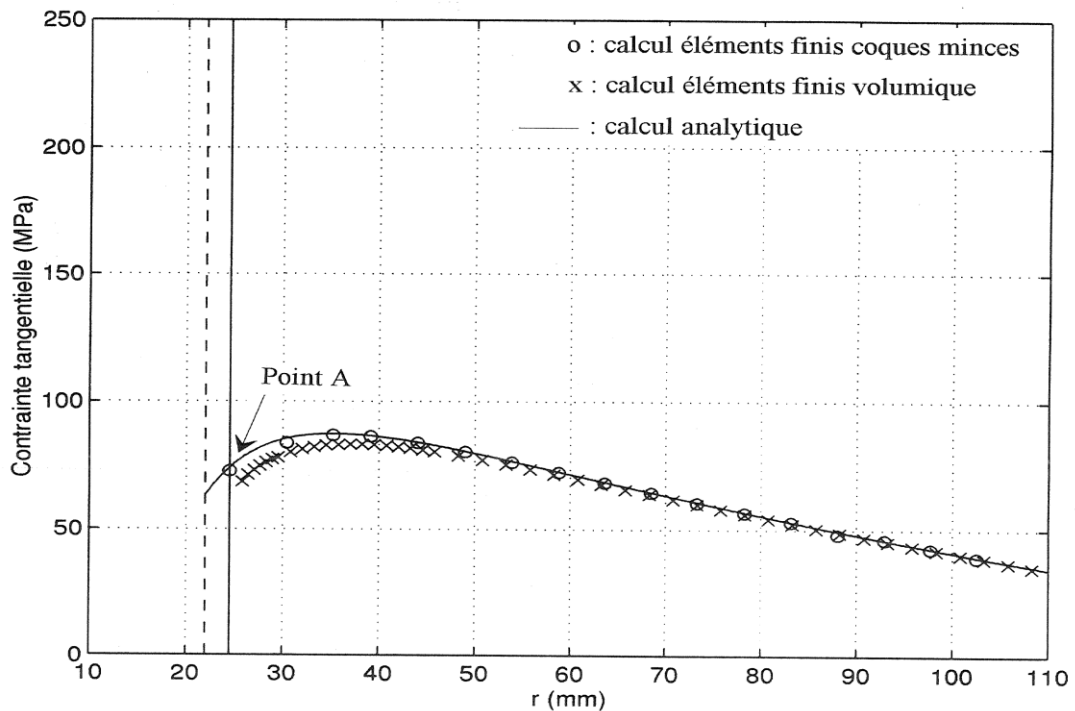


Figure 3.13 : Distributions de contraintes tangentielles obtenues par le calcul volumique, le calcul analytique correspondant à $r_i = r_3$, et le calcul éléments finis coques minces en fonction du rayon r de la couronne.

3.3.5 Règles de maillage utilisées

Les règles de maillage doivent donner accès à l'état de contrainte géométrique. Nous présentons maintenant celles qui ont permis de définir une courbe S-N unique pour toutes les structures soudées étudiées, quel que soit le chargement de fatigue appliqué (voir §3.6).

Règles de maillages

La détermination de l'état de contrainte géométrique au point chaud se fait par un calcul éléments finis en élasticité linéaire dans la théorie des coques minces. Conformément aux idées présentées au §3.3.3 et à l'analyse théorique du §3.3.4, nous préconisons des règles précises pour les zones de soudage raccordant les tôles minces, applicables quel que soit le type de jonction étudiée.

Pour simuler les fonctions remplies par le cordon de soudure, c'est-à-dire la rigidité locale du cordon et le transfert des efforts d'une tôle à l'autre, une liaison cinématique est créée entre des nœuds positionnés au milieu de la longueur sous cordon, conformément aux résultats obtenus au paragraphe précédent. Cette liaison est simulée par des barres infiniment rigides (éléments RBE2 pour le code de calcul NASTRAN) positionnées suivant la direction du flux moyen des contraintes qui passent à travers le cordon dans la réalité. Chaque extrémité de barre se trouve au milieu de la longueur sous cordon de la tôle à laquelle elle appartient. Pour un soudage d'angle, il suffit d'utiliser une barre rigide définissant une diagonale (Figure 3.14 (a)) ; pour un soudage « à clin », il est préférable d'utiliser une modélisation de deux barres rigides en forme de « L » (Figure 3.14 (b)) pour être plus fidèle à la réalité du flux des contraintes.

Dans la zone des règles de maillage, on utilise des éléments coques minces quadrilatères à quatre nœuds. Ces éléments sont très utilisés dans les bureaux d'études car ils permettent de faire des calculs rapides et peu coûteux. Dans le code de calcul NASTRAN, il s'agit de l'élément CQUAD4. Le point où est calculé l'état de contrainte est situé au centre de gravité de l'élément, si l'épaisseur de celui-ci est constante.

Chaque élément CQUAD4 auquel s'appliquent les règles de maillage a l'épaisseur de la tôle qu'il modélise. Pour ces quadrilatères, on choisit d'utiliser des formes carrées ou rectangulaires. Les côtés des éléments doivent prendre en compte les dimensions caractéristiques de la géométrie des tôles raccordées et de celle du cordon. Typiquement, on choisit des éléments dont le côté perpendiculaire au sens de soudage est égal à la longueur sous cordon pour modéliser la rangée d'éléments située à cheval sur le pied de cordon. On positionne le centre de gravité de chacun de ces éléments au droit du pied de cordon comme on l'a illustré dans la Figure 3.14 (a) pour l'élément noté \mathcal{E} . De cette façon, deux de leurs nœuds servent à définir les extrémités des barres rigides.

Par conséquent, les dimensions des éléments sont indexées sur des paramètres auxquels le concepteur du bureau d'étude a accès facilement : l'épaisseur des tôles et une des dimensions caractéristiques du cordon.

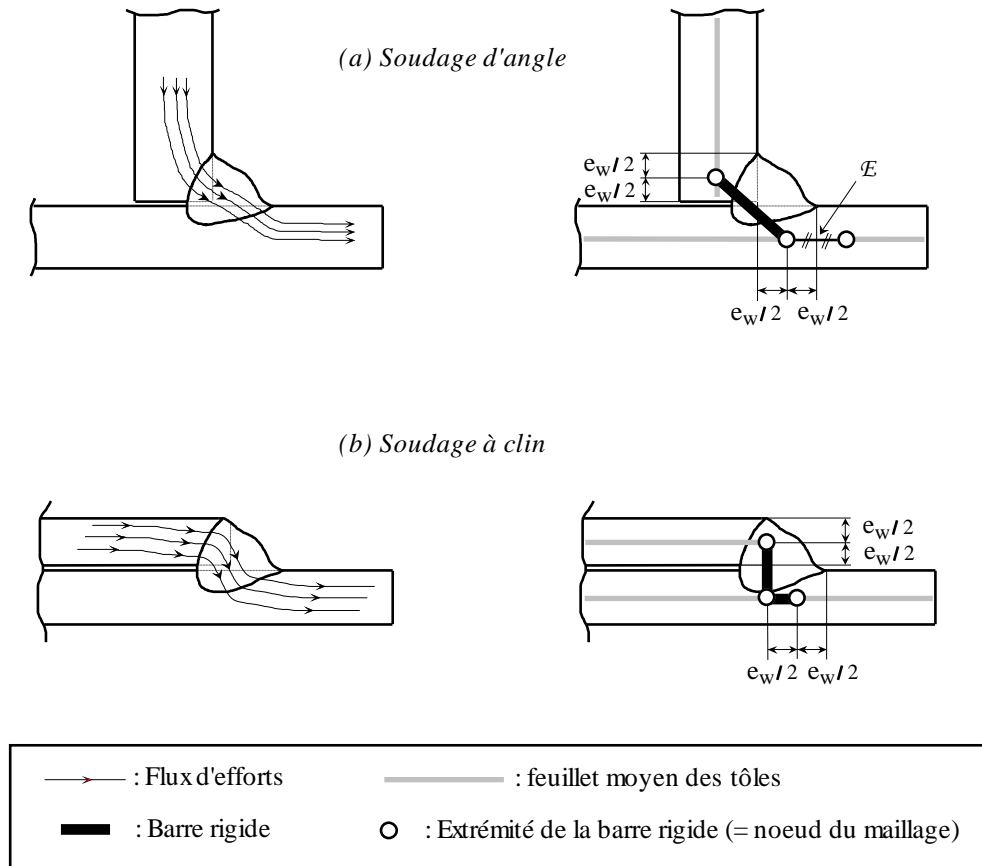


Figure 3.14 : Modélisation (à droite) simulant le transfert des efforts d'une tôle à l'autre (à gauche) grâce à des éléments « barre rigide » (exemples du soudage d'angle et du soudage à clin).

Le problème du maillage des extrémités de cordon

Dans les structures soudées, les extrémités de cordon sont souvent les lieux privilégiés d'amorçage de fissure de fatigue, donc les points chauds de la structure. Pour des raisons inhérentes à la réalisation du soudage, l'extrémité d'un cordon de soudure présente quelquefois des irrégularités de forme plus importantes que dans sa partie continue. On pourrait penser que ces irrégularités induisent des effets locaux favorables à l'amorçage et plus sévères que dans la partie courante du cordon. Au contraire, si les extrémités de cordon sont les lieux privilégiés d'amorçage de fissure de fatigue, c'est avant tout pour des raisons liées à la géométrie de la structure. Les contraintes géométriques sont très souvent les plus importantes en extrémité de cordon.

Les extrémités de cordon sont des zones où les gradients de contrainte sont particulièrement élevés. Le résultat du calcul par éléments finis en élasticité linéaire est donc très sensible à la taille des éléments qui s'y trouvent. Plus les points de Gauss où sont calculées les contraintes se rapprochent de la zone singulière, plus les contraintes augmentent.

Pour les structures élémentaires soumises à une charge extérieure conduisant à des points chauds en extrémité de cordon, on a examiné l'effet de la taille des mailles en extrémité de cordon sur le niveau des contraintes au point chaud. Pour cela, on a utilisé deux types de maillage (Figure 3.15). Le « type 1 » est tel que l'élément de l'extrémité faisant l'angle du cordon est carré. Le « type 2 » correspond à un raffinement du maillage type 1 obtenu en utilisant des éléments quadrilatères. Plusieurs configurations ont été étudiées avec le maillage type 2. Elles diffèrent en fonction de la taille des éléments au centre du raffinement, c'est-à-dire en fonction d'un paramètre λ .

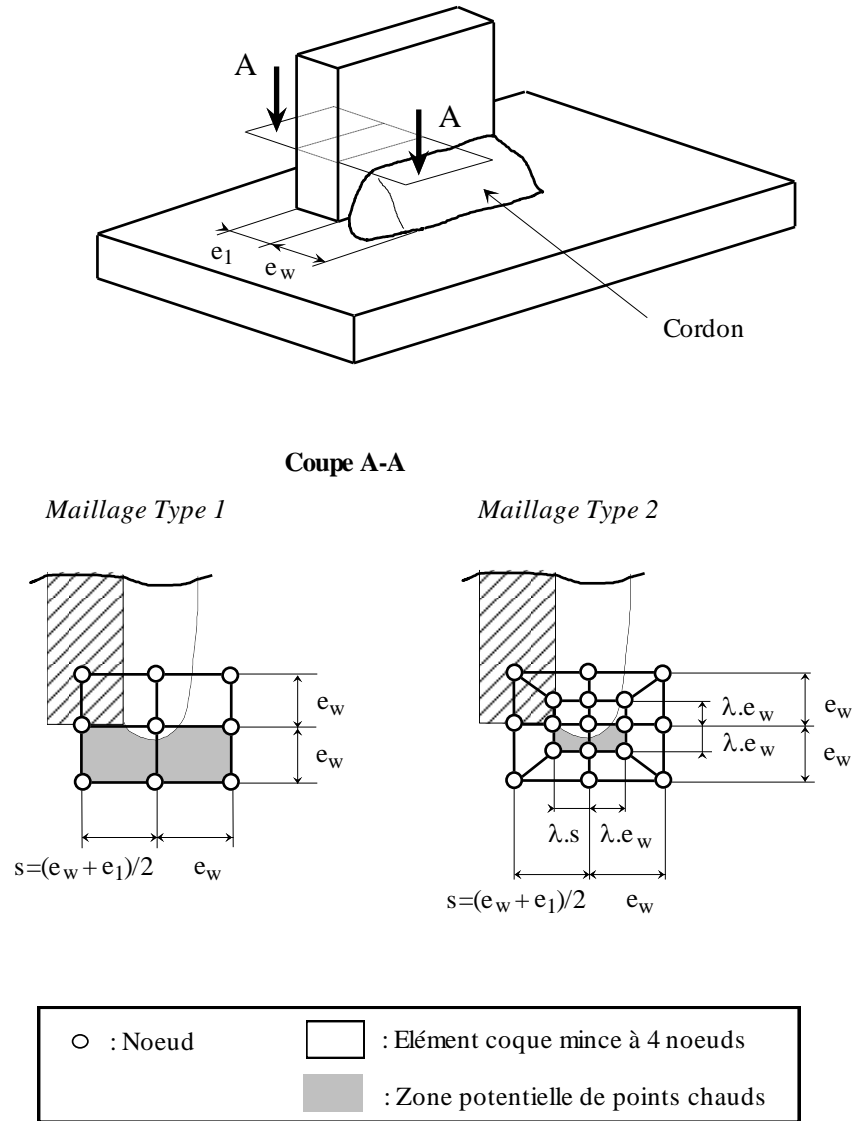


Figure 3.15 : Types de maillage utilisé en extrémité de cordon de la plaque horizontale pour étudier l'influence du raffinement du maillage sur le niveau des contraintes au point chaud.

Les résultats sont présentés sur la Figure 3.16 dans le cas de la structure élémentaire B soumise à un chargement F_x . Ils sont du même type pour les autres structures qui présentent des extrémités, c'est-à-dire les structures élémentaires A et D, quel que soit le chargement appliqué. On constate évidemment que la contrainte principale maximale au point chaud augmente si le point où elle est calculée se rapproche de l'extrémité du cordon, c'est-à-dire de la singularité.

Cette étude montre que la meilleure modélisation d'extrémité de cordon qui minimise la dispersion des résultats de tous les essais dans le diagramme S-N (voir Figure 3.16) est celle qui utilise le *type 1*. Il ne faut donc pas de raffinement de maillage à l'extrémité du cordon par rapport au maillage préconisé dans la continuité du cordon. Ceci est en très bon accord avec notre hypothèse de base qui considère que les effets locaux sont toujours les mêmes (extrémités ou partie continue de cordon).

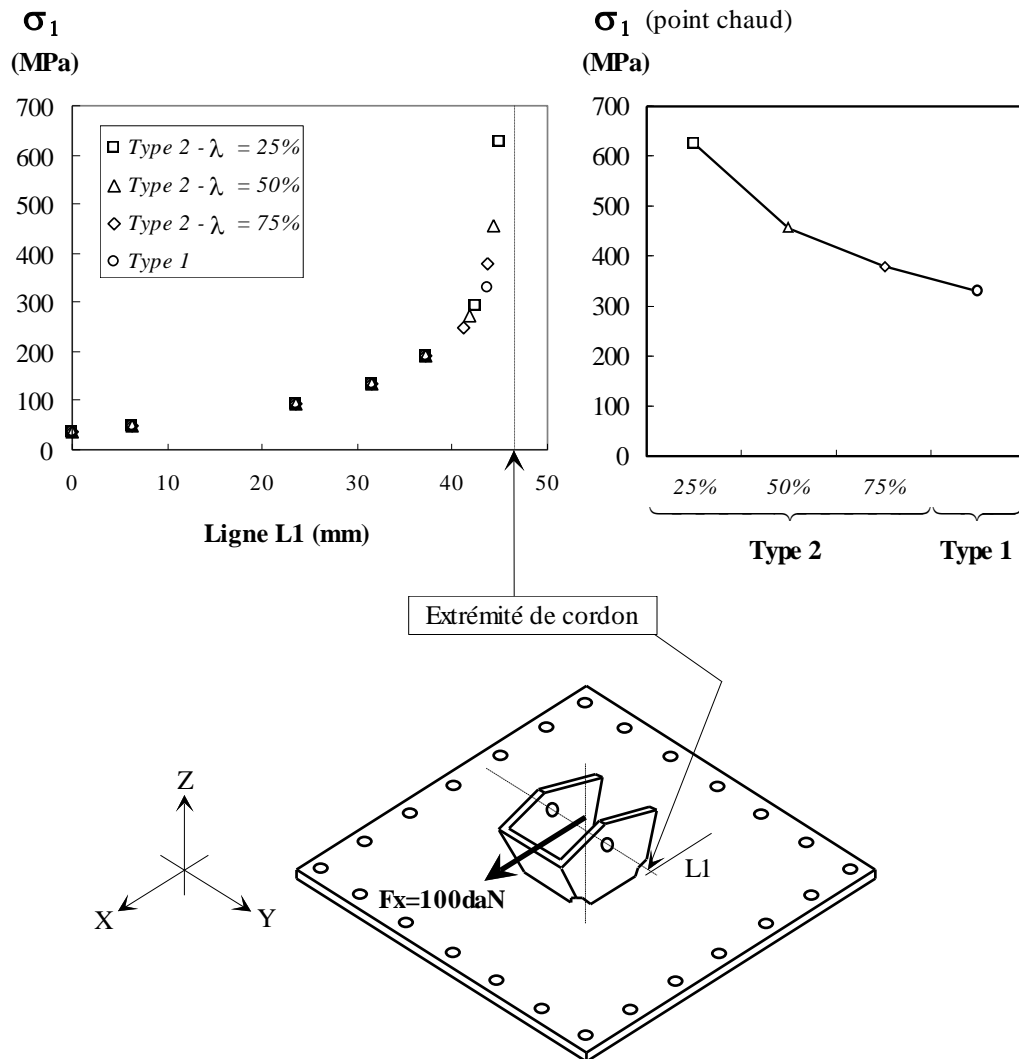


Figure 3.16 : Influence du raffinement du maillage sur le niveau de la contrainte principale maximale au voisinage du point chaud (à gauche) ou simplement au point chaud (à droite) dans le cas de la structure élémentaire B soumise au chargement F_x .

Sur la base de ces remarques, nous préconisons des règles de maillage précises pour les zones de soudage raccordant les tôles minces. Ces règles sont décrites sur les Figure 3.17 (a) et Figure 3.17 (b) qui illustrent respectivement une soudure d'angle et une soudure dite « à clin » entre deux tôles d'épaisseurs différentes.

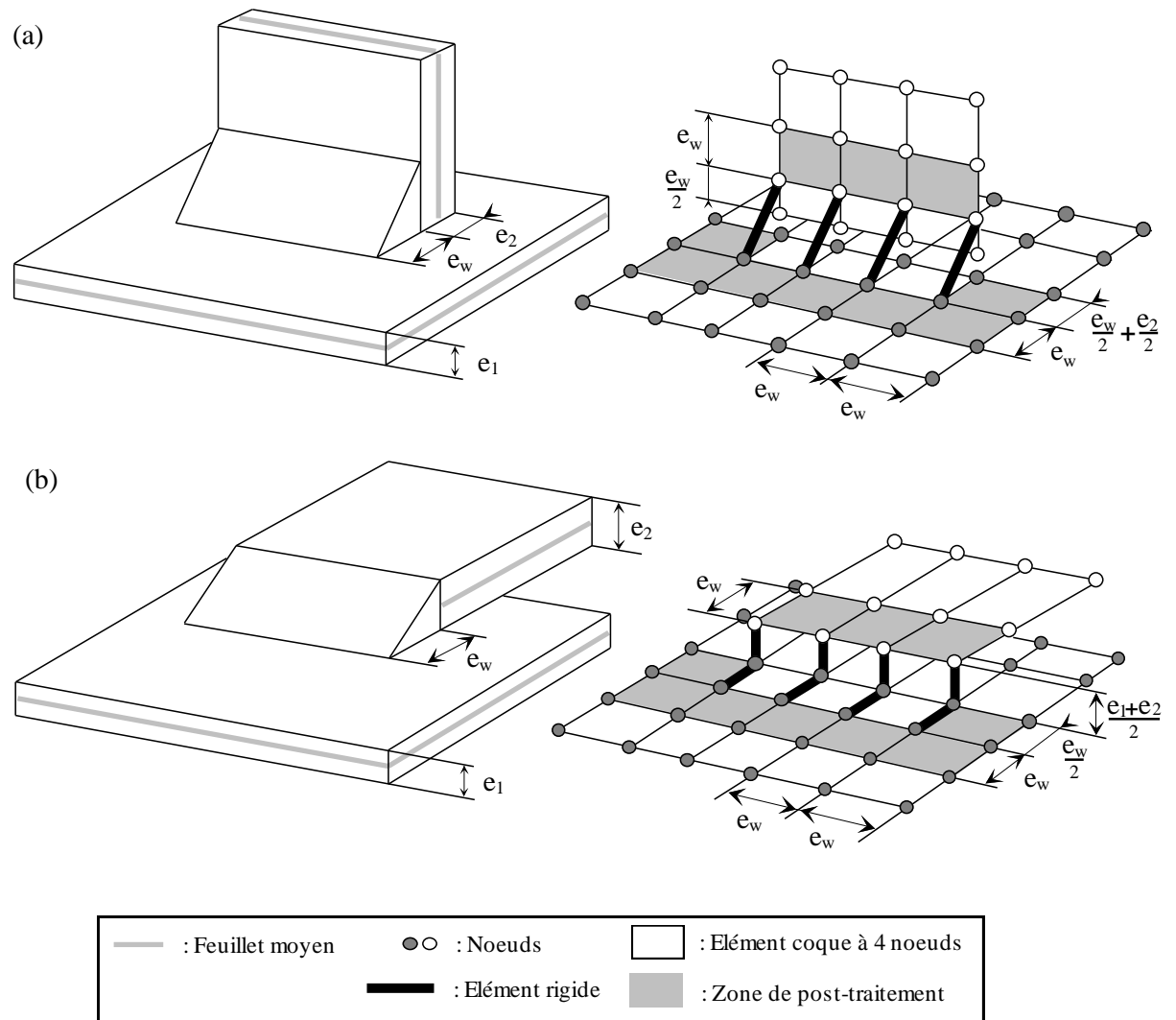


Figure 3.17 : Règles de maillage pour le soudage d'angle (a), sensiblement différente pour le soudage à clin (b) : dans chaque cas, la géométrie de la pièce (à gauche) est associée à sa modélisation coque (à droite).

3.4 Nécessité d'une approche couplant les essais et les calculs

3.4.1 Principe

Lorsqu'on dimensionne une structure en fatigue, il s'agit d'éviter l'éventuelle apparition d'une fissure. La vérification par le calcul consiste à comparer la contrainte de dimensionnement S , obtenue au point supposé le plus critique, au critère de ruine.

L'objectif de notre approche est de déterminer un critère de ruine par fatigue pour les structures soudées en utilisant le calcul de structure basé sur la théorie des coques. L'hypothèse - *les effets locaux sont toujours les mêmes* - permet de considérer que la contrainte géométrique σ_G , issue du calcul coque et obtenue au point chaud, est représentative de l'état de contrainte qui pilote l'endommagement par fatigue. Par conséquent, la contrainte géométrique σ_G peut être utilisée comme grandeur d'entrée dans un critère de fatigue valable quels que soient la structure et le chargement.

Cependant, la modélisation par éléments finis ne permet pas, à elle seule, de révéler le « caractère » géométrique recherché pour la contrainte au point chaud. La seule façon d'accéder à la contrainte géométrique est de compléter le calcul par des essais de fatigue bien choisis. Le modèle de calcul adéquat est celui qui rassemblera tous les résultats d'essais autour d'une seule courbe S-N.

La démarche à adopter consiste donc à effectuer des essais de fatigue et des calculs par éléments finis avec les mêmes conditions aux limites sur un ensemble de structures soudées. Pour une structure soumise à un chargement de fatigue, d'un côté, l'essai conduit à une durée de vie correspondant à un nombre de cycles N ; de l'autre, le calcul donne la contrainte S appropriée à cette condition d'essai. L'ensemble des résultats peuvent être inscrits dans un diagramme S-N. On peut obtenir une courbe S-N unique à condition que N soit lié à un critère de ruine indépendant de la géométrie de la structure, que S soit une grandeur mécanique qui caractérise de façon satisfaisante l'endommagement par fatigue, et que la procédure numérique pour calculer la contrainte géométrique soit adaptée pour apporter l'information attendue, à savoir l'effet géométrique.

Pour mettre en application ces considérations, une étude a été menée sur un ensemble de structures soudées par cordons. Elles sont présentées au paragraphe suivant.

3.4.2 Mise en oeuvre

L'approche mise en oeuvre consiste à effectuer des essais et des calculs sur un ensemble de structures qui doivent être soudées dans les conditions industrielles pour refléter la variabilité de fabrication acceptée en usine.

L'objectif étant de définir une courbe S-N valable quels que soient la structure et le chargement appliqué, il est nécessaire de prendre en compte et de faire varier, d'une structure à l'autre, les paramètres suivants :

- La géométrie de l'intersection (points chauds en partie courante ou en extrémité de cordon).
- L'état de contrainte au point chaud (différents taux de bi-axialité entre les contraintes principales).
- Le matériau (aciers de limite d'élasticités différentes).
- Les contraintes résiduelles de fabrication.

Quatre structures ont été définies pour convenir à ces exigences (pour plus de détails sur ces structures, on se reportera à l'Annexe 1). Elles ont été fabriquées à partir d'éléments utilisés sur des pièces mécano-soudées automobiles existantes. Bien qu'elles soient constituées seulement de deux éléments raccordés, on les baptise « structures élémentaires » car elles présentent la variabilité des situations que l'on rencontre en construction automobile :

- Elles sont de géométries différentes (Figure 3.18).

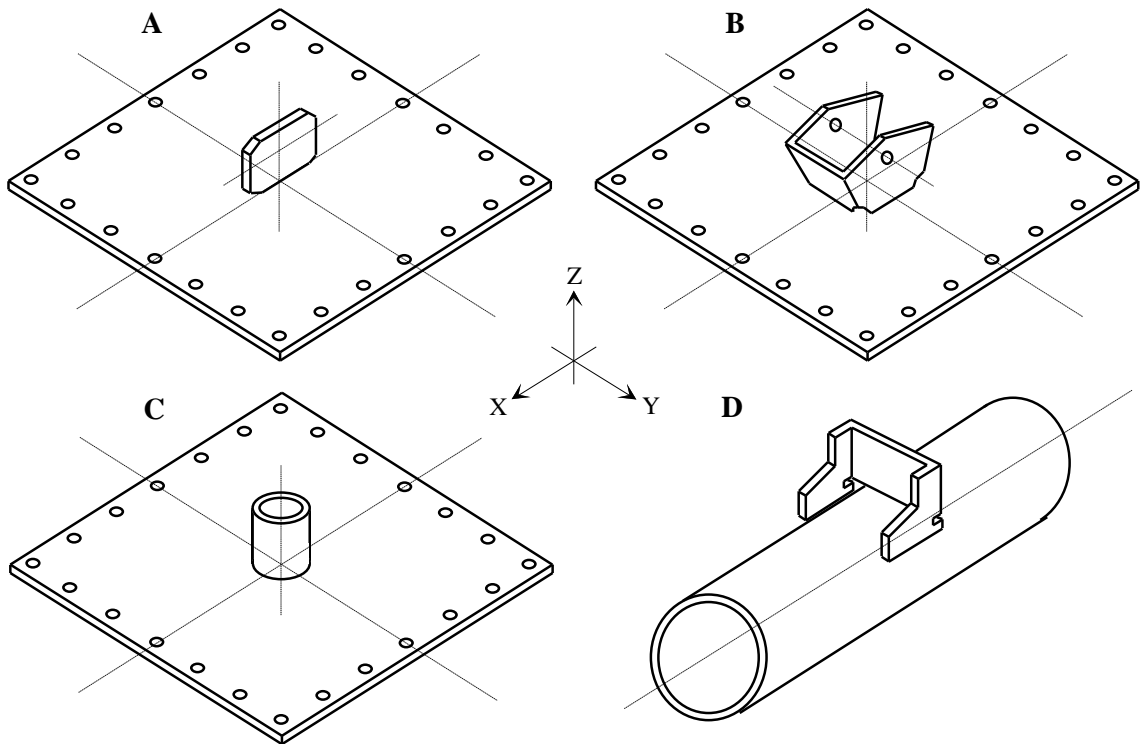


Figure 3.18 : Structures élémentaires soudées à l'arc : une « patte » (A), une « chape » (B), ou un tube (C) soudés sur une plaque et une « chape » soudée sur un tube (D).

- Elles présentent des situations de soudage variées : présence de plusieurs extrémités de cordons, soudage d'angle et soudage à clin.
- Le soudage à l'arc est réalisé selon le procédé MAG (Metal Active Gas). Il est exécuté au robot avec les paramètres de soudage utilisés pour les pièces de série (voir Annexe 1).
- Les tôles sont en acier doux ($R_e = 170$ MPa) ou en acier à haute limite d'élasticité ($R_e = 450$ MPa).
- Certaines structures élémentaires (A, B et C), pour éviter les problèmes de distorsion et/ou la présence de contraintes résiduelles dues au soudage, ont subi un traitement de détente à 550°C pendant une heure sous gaz inerte ; celles qui n'ont pas subi de distorsion (D) ont été testées avec et sans contraintes résiduelles.

- Les états de contraintes aux points chauds sont des états de contraintes planes qui présentent des taux de bi-axialité différents suivant les structures étudiées et les efforts appliqués (plusieurs types de chargement peuvent être appliqués à une même pièce, Figure 3.19).

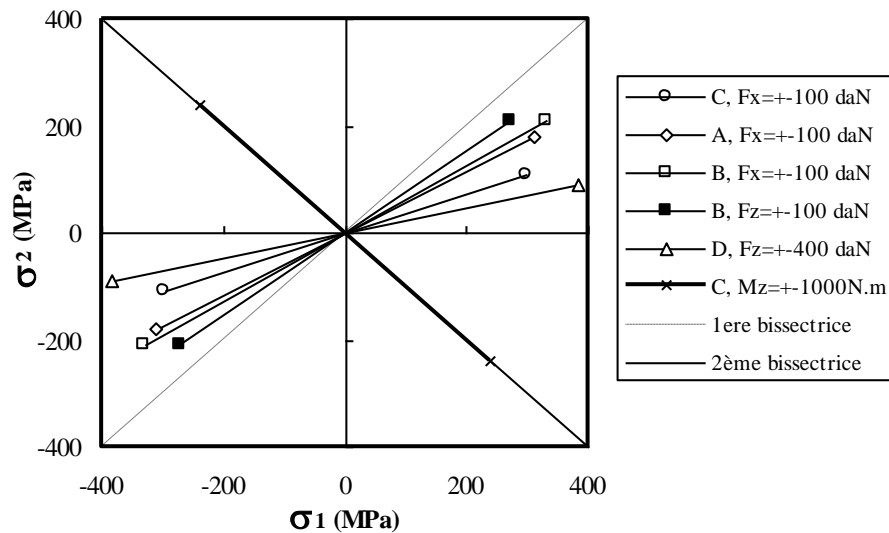


Figure 3.19 : Trajets de chargement au point chaud de chaque structure élémentaire soumise à un chargement radial alterné, dans le plan des contraintes principales.

3.4.3 Condition nécessaire pour le couplage

Le couplage des résultats des calculs par éléments finis et des essais de fatigue n'a de sens que si les conditions aux limites avec lesquelles on travaille de part et d'autre sont identiques. Dans la pratique, on mesure les contraintes dans la pièce sous une charge donnée et on les compare aux résultats obtenus par éléments finis dans les mêmes conditions.

Sachant qu'il est quasiment impossible de reproduire parfaitement par un calcul fondé sur la théorie de l'élasticité les conditions aux limites réelles, on admet, par le principe de De Saint Venant, qu'à une certaine distance des zones d'application des efforts, les champs de contrainte et de déplacement ne dépendent qu'assez peu des conditions d'application et qu'on peut remplacer les efforts appliqués par d'autres qui leur sont statiquement équivalents [23]. On choisit donc, pour le modèle numérique, un système simple d'efforts appliqués, statiquement équivalent au système réel, et on ignore les singularités et les fortes concentrations qui pourraient se produire dans les régions d'application des efforts réels. On vérifie pour chaque structure élémentaire soumise à un chargement particulier que la distribution des contraintes dans le modèle numérique et dans la pièce d'essai est la même suffisamment loin des conditions aux limites.

Pour étudier la distribution des contraintes dans une pièce d'essais soumise à la fatigue, nous disposons d'une méthode d'analyse des contraintes convenant aux matériaux métalliques : la thermo-élasticimétrie. Cette technique expérimentale permet de mesurer les contraintes dans une structure soumise à un chargement de fatigue cyclique. Elle donne la distribution de la somme des contraintes principales en surface de la pièce examinée. La solution est comparée à celle du calcul par éléments finis en élasticité linéaire. L'objectif est de vérifier que les conditions aux limites du modèle numérique

donnent la même distribution des contraintes que celle qui est mesurée par la thermo-élasticimétrie dans la partie de la pièce où les conditions de De Saint Venant sont respectées. De même, on ne cherche pas retrouver par le calcul le niveau de contrainte mesuré au voisinage du cordon de soudure. Toute tentative serait vaine puisque le calcul donne l'état de contrainte géométrique et la thermo-élasticimétrie mesure l'état de contrainte local qui dépend des irrégularités du soudage et de la qualité de la mesure.

Dans l'Annexe 2, on trouve plus de renseignements sur la technique de la thermo-élasticimétrie. Pour chaque structure élémentaire soumise à un chargement donné, les résultats de l'analyse par éléments finis sont comparés à ceux de la mesure. On vérifie que la distribution de la somme des contraintes principales mesurée dans la structure pendant l'essai de fatigue, suffisamment loin des conditions aux limites et de la zone de soudage, est la même que celle qui est obtenue par le calcul. On donne, à titre d'exemple, les résultats obtenus sur la structure élémentaire A soumise à un effort $F_x = 100$ daN (Figure 3.20).

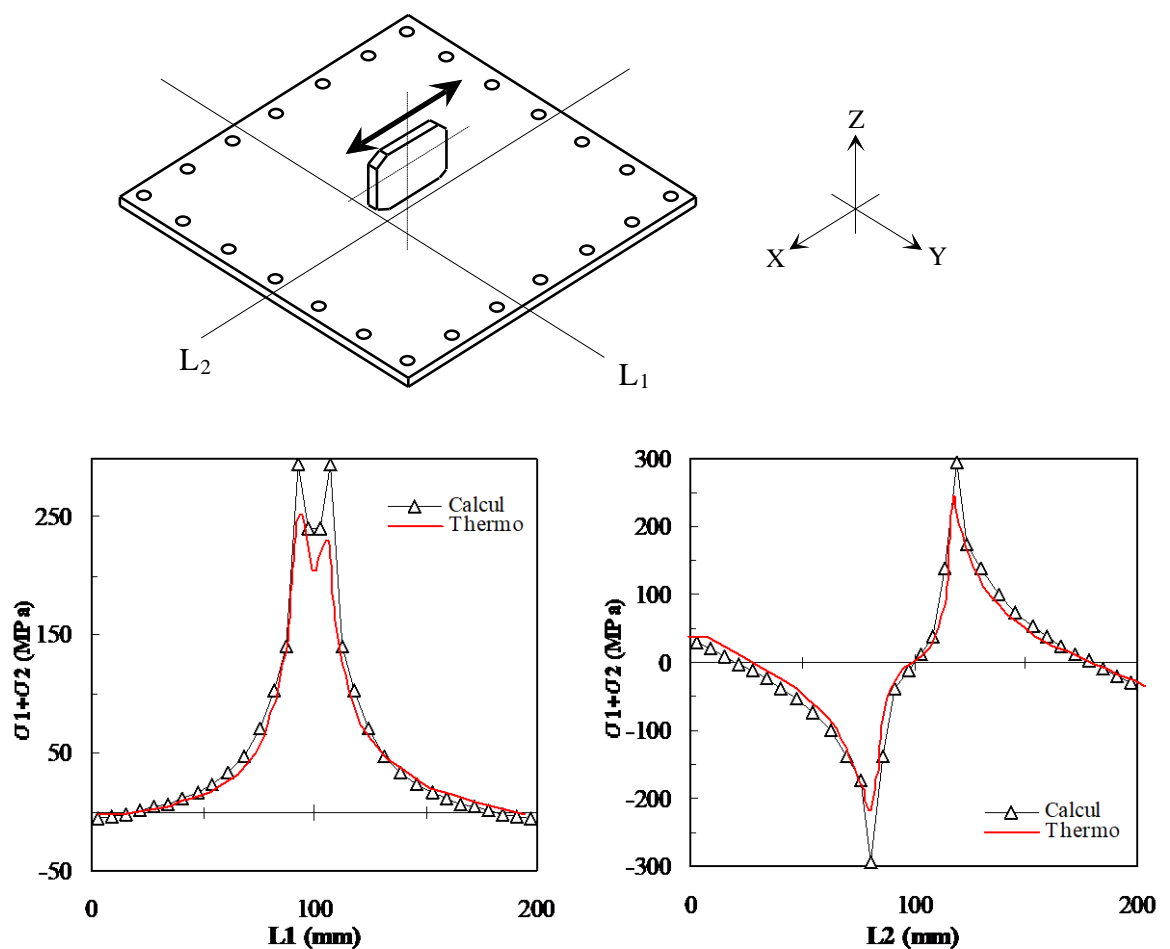
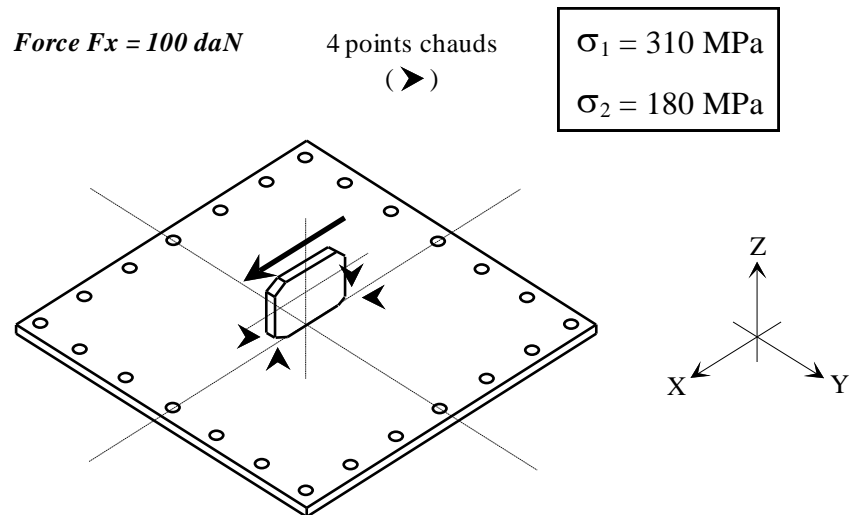


Figure 3.20 : Comparaison de la distribution de la somme des contraintes principales dans la structure élémentaire A soumise à un chargement F_x au long des lignes L1 et L2 entre la mesure par thermoélasticimétrie et le calcul éléments finis en élasticité linéaire.

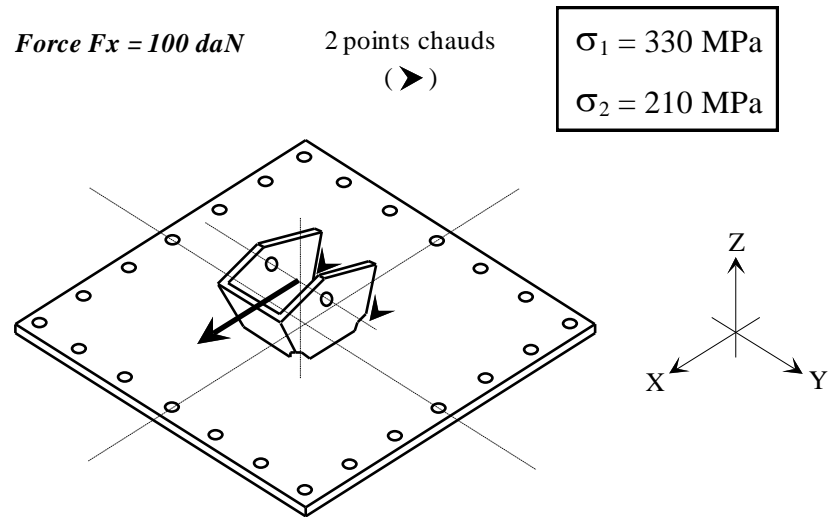
3.4.4 Etats de contraintes aux points chauds des structures élémentaires

Les structures élémentaires A, B, C et D sont modélisées en coques minces avec les règles de maillage à l'intersection des coques présentées à la Figure 3.17. Les résultats des calculs sont présentés dans ce paragraphe pour tous les cas traités. Dans chaque cas, plusieurs points chauds apparaissent. Certains sont de valeur critique équivalente lorsque la structure présente une symétrie par rapport à l'effort appliqué. Dans ce qui suit, on indique la valeur des contraintes principales obtenues par le calcul aux points chauds (pointés par une flèche) pour un effort correspondant à l'amplitude de l'effort appliqué aux essais de fatigue. Ces valeurs serviront à calculer la contrainte S appropriée à chaque essai de fatigue pour la définition de la courbe S-N au §3.6. Pour les structures qui présentent des points chauds de valeur critique équivalente, on note seulement les contraintes principales de l'un d'entre eux.

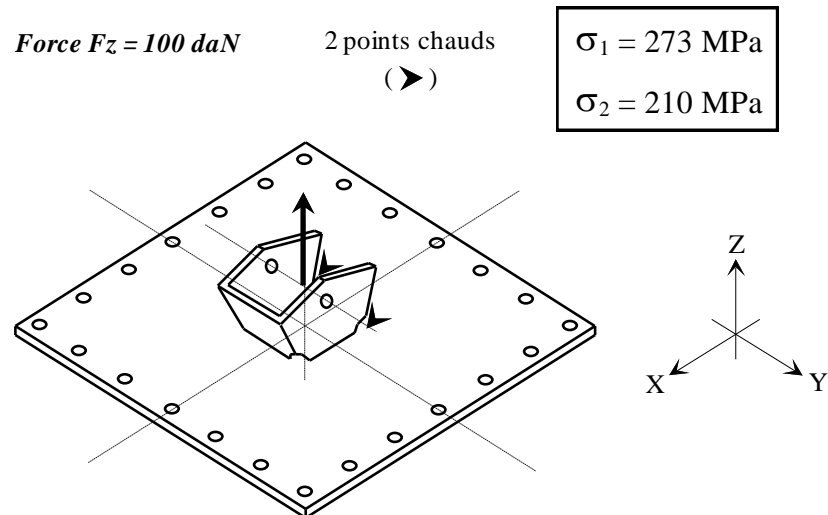
- Structure élémentaire A :



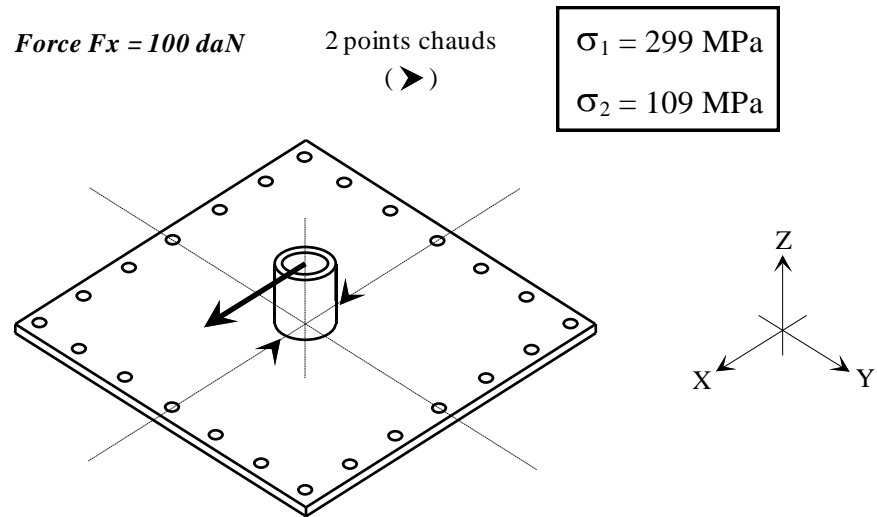
- Structure élémentaire B :



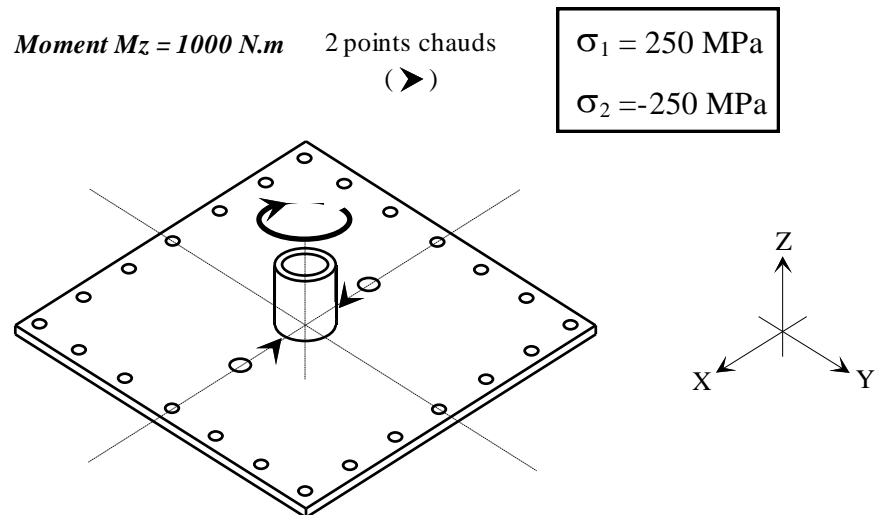
- Structure élémentaire B :



- Structure élémentaire C :



- Structure élémentaire C :

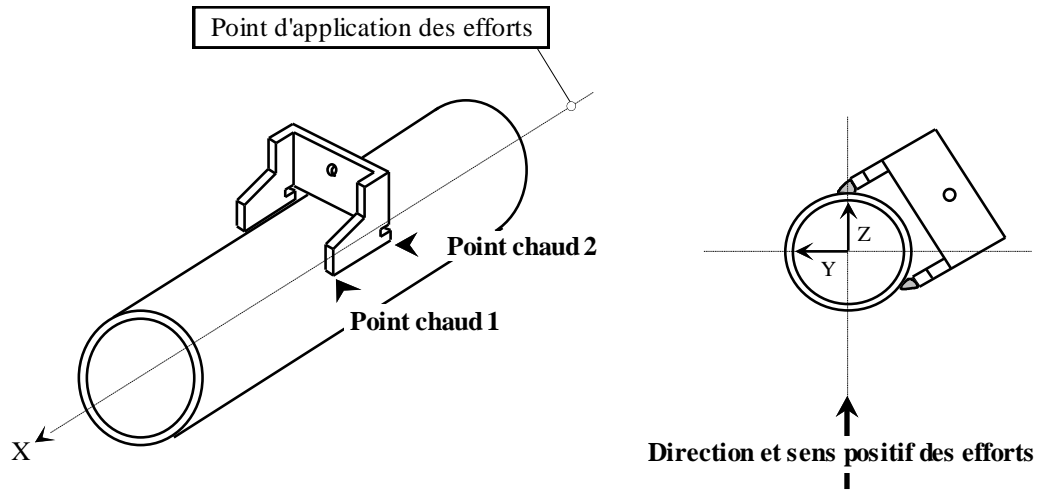


- Structure élémentaire D :

Force $F_z = -100 \text{ daN}$ 2 points chauds
(➤)

Point chaud 1
$\sigma_1 = 98 \text{ MPa}$
$\sigma_2 = 23 \text{ MPa}$

Point chaud 2
$\sigma_1 = 88 \text{ MPa}$
$\sigma_2 = 22 \text{ MPa}$



3.5 Observations expérimentales et critère de ruine

3.5.1 Observations expérimentales

Dans les structures soudées soumises à des chargements de fatigue, les fissures s'amorcent en pied de cordon. Ces fissures se propagent à travers l'épaisseur de la tôle jusqu'à ce qu'elles débouchent de l'autre côté de celle-ci ; dans ce cas, la fissure est dite « traversante ». Pendant cette période, les fissures observées peuvent être assimilées à des fissures à front curviligne qui se propagent perpendiculairement à la direction de la contrainte principale maximale (Figure 3.21). Dans tous les cas, la direction de la contrainte principale maximale est dans le plan de la tôle. Dans la plupart des cas, elle est presque perpendiculaire au sens de soudage du cordon de soudure. Une fois le stade de la fissure traversante atteint, on constate systématiquement une modification de la rigidité de la structure et une redistribution significative des contraintes dans l'ensemble de la pièce. A ce stade, la ruine de la structure est généralement atteinte.

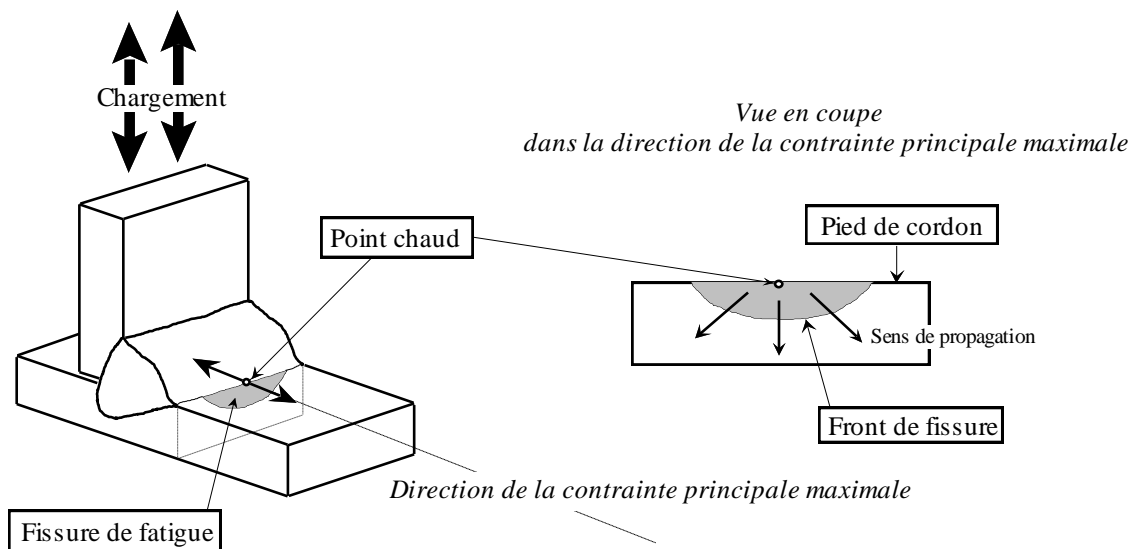


Figure 3.21 : Fissure de fatigue en pied de cordon se propageant perpendiculairement à la direction de la contrainte principale maximale.

L'observation expérimentale met en évidence que les fissures de fatigue apparaissent très tôt dans la vie d'une structure soudeée. La Figure 3.22 illustre cette idée en montrant ce que constate l'expérimentateur en portant la profondeur de la fissure en fonction de la durée de vie de la structure. Il y a une longue période « d'incubation », puis la croissance de la fissure s'accélère jusqu'à la ruine de la structure.

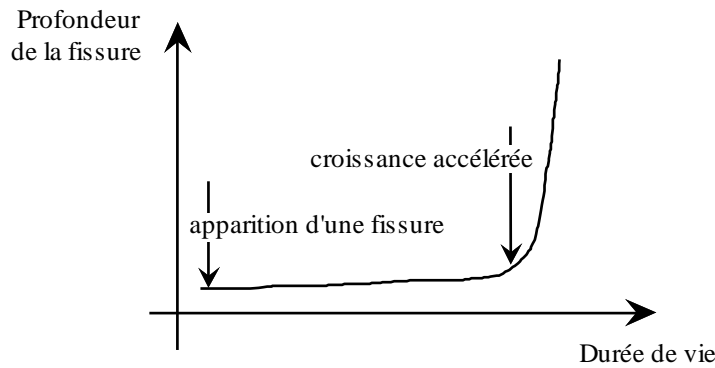


Figure 3.22 : Evolution des fissures de fatigue dans les structures soudées : croissance accélérée de la fissure très tard après son apparition.

Pour un essai de fatigue, le problème de base est de définir le critère qui va servir à caractériser la ruine de la pièce testée. On définit souvent comme critère de ruine l'apparition d'une fissure d'une profondeur critique. Cependant, plusieurs niveaux peuvent être distingués : la première petite fissure détectable à l'aide d'un dispositif expérimental (de l'ordre du 10^{ème} ou du 100^{ème} de millimètre selon les techniques), la première fissure visible à l'œil par l'expérimentateur (de l'ordre du millimètre), la fissure traversante ou enfin la « rupture » de la structure ou de l'éprouvette.

Dans le cadre de notre étude, nous allons montrer que le critère de ruine doit être particulièrement bien choisi car il doit être commun à toutes les structures étudiées.

3.5.2 Objectif du critère de ruine

Seul le couplage entre les résultats des calculs et des essais peut conduire à une seule courbe de dimensionnement, quels que soient la structure et le chargement appliqué. Sachant que l'on va mettre dans le même diagramme de Wöhler des résultats d'essais effectués sur des structures différentes soumises à des chargements de fatigue variés, le critère de ruine doit être identique d'une situation à l'autre. C'est une condition nécessaire si on veut comparer les différents niveaux de contrainte responsables de la fissuration, indépendamment de la géométrie de la structure.

Le critère de ruine doit donc être indépendant de la géométrie de la structure. Une taille critique de fissure, a_{CR} , doit être définie telle qu'à ce stade de la fissuration, elle sorte à peine de l'influence des effets locaux.

3.5.3 Résultats expérimentaux et choix du critère

L'objectif est de définir une taille de fissure critique a_{CR} à partir de laquelle la fissure sort des effets locaux et croît sous l'influence du type d'effort appliqué et de la géométrie de la structure. On cherche donc à suivre l'évolution de la fissure au point chaud de la structure.

Un système de suivi de fissure au cours de l'essai de fatigue a été mis au point. Le dispositif expérimental utilisé est décrit en détail dans l'Annexe 3. Les structures élémentaires sont instrumentées de jauges de déformation aux points chauds (chacune d'entre elles présente au moins deux points chauds). Un système d'acquisition piloté par ordinateur relève la variation du signal des jauges.

Au cours de l'essai, l'amplitude du signal de la jauge diminue au fur et à mesure que la fissure au point chaud progresse à travers l'épaisseur de la tôle. Plusieurs essais de fatigue ont été interrompus

volontairement à des niveaux différents de décroissance de l'amplitude du signal relevé par les jauges. Chaque point chaud a été examiné. La partie de la pièce où se situe le point chaud a été mise dans l'azote liquide. Elle a ensuite été rompue brutalement. Les détails sur les faciès de rupture tirés de ces essais interrompus sont présentés en Annexe 3. Dans tous les cas, on distingue une fissure de fatigue à front curviligne (la partie lisse et mate). La partie brillante correspond à la rupture fragile de la pièce après refroidissement dans l'azote liquide.

L'ensemble des résultats sont présentés sur la Figure 3.23. La profondeur relative de la fissure a/t (a : profondeur de la fissure ; t : épaisseur de la tôle) a été portée en fonction du pourcentage de décroissance de la variation du signal de la jauge, δ , au moment de la rupture fragile. Ils montrent que l'évolution de δ , en fonction de la profondeur de la fissure, a , est indépendante de la géométrie de la structure pour des valeurs de cette variation comprises entre 20% et 40%.

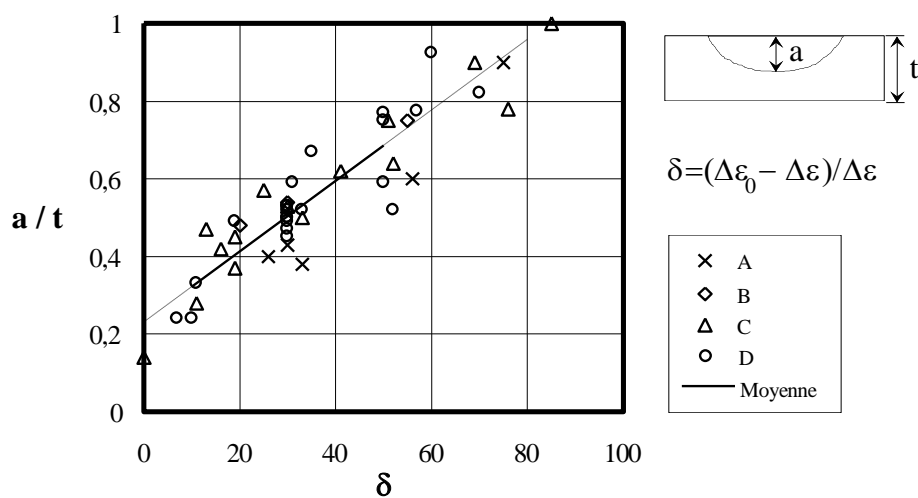


Figure 3.23 : Taux de décroissance de la variation du signal de la jauge, δ , en fonction de la profondeur relative de la fissure plane a/t .

On a une relation linéaire entre δ et a . On peut donc tracer, pour chaque essai, la courbe reliant la profondeur de la fissure, a , au nombre de cycles N (Figure 3.24). Le paramètre « a » caractérise la taille de la fissure.

Si on examine les courbes de la Figure 3.24, on distingue, pour chaque courbe, deux phases dans le comportement de la fissure de fatigue (voir Figure 3.25) : la phase 1 correspond à une faible évolution de la profondeur de la fissure ; c'est la phase pendant laquelle les « micro-fissures » progressent et se rejoignent sous l'influence des effets locaux pour former une fissure unique qui se propage ; la phase 2 correspond à la phase de propagation accélérée de cette fissure (changement de pente significatif). A ce stade, la taille de la fissure devient critique. Elle sort des effets locaux et se propage sous l'influence des grandeurs qui n'ont plus rien à voir avec l'état de contrainte initial à l'origine de la fissuration, puisqu'il y a eu une redistribution significative des contraintes.

Figure 3.24 : Evolution de la profondeur de la fissure en fonction du nombre de cycles appliqués pour différentes structures élémentaires.

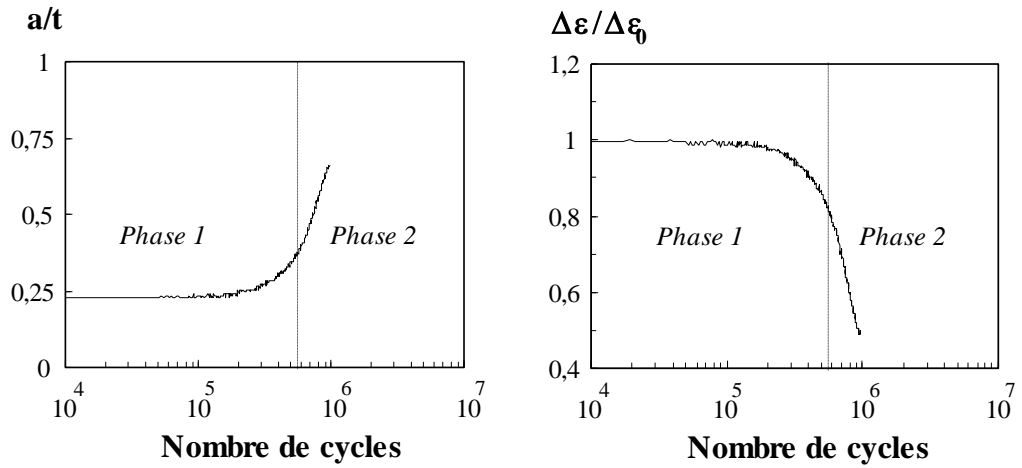


Figure 3.25 : Les deux grandes phases de propagation de la fissure détectées par le dispositif expérimental. Phase 1 : propagation des fissures sous l'influence des effets locaux. Phase 2 : les fissures sortent des effets locaux, propagation accélérée et irréversible.

Le critère de ruine choisi doit se situer à la limite de ces deux phases. L'analyse de toutes les courbes, du même type que celles de la Figure 3.24, montre que la taille critique de la fissure qui constituerait une borne supérieure à cette limite est une fissure dont la profondeur fait la moitié de l'épaisseur de la tôle à travers laquelle elle se propage. Dans notre étude, le critère de ruine se résume à une fissure dont le rapport $a/t = 0,5$ (t étant l'épaisseur de la tôle traversée par la fissure). Il correspond à une diminution de 30% de la variation du signal de la jauge au point chaud.

Remarque :

Le critère de ruine choisi est indépendant de la pièce étudiée. Certaines structures élémentaires possèdent deux points chauds équivalents. Pour certains essais, il est possible d'exploiter le relevé du signal de chacune des jauges indépendamment l'une de l'autre. Un essai peut donc donner deux nombres de cycles à la ruine.

3.5.4 Observation de la fissuration

Pour comprendre le phénomène de fissuration par fatigue dans les structures soudées, il est intéressant de commencer par analyser les sites d'amorçage des fissures, c'est-à-dire les points chauds de la structure.

Prenons l'exemple de la structure élémentaire D. Des essais de fatigue ont été interrompus volontairement à un niveau de décroissance significatif du signal de la jauge placée au point chaud (20 à 30%) et les pièces ont été découpées autour de la zone d'amorçage. Une rupture fragile après un bain de quelques minutes dans de l'azote liquide met en évidence la fissure de fatigue par rapport au faciès de rupture fragile (Figure 3.27 (a)). L'analyse de la « fractographie » permet d'identifier les sites d'amorçage de fissures, situés au milieu des plans de coalescence (Figure 3.27 (b)). On choisit un site d'amorçage et l'on effectue une coupe à l'endroit de ce site suivant un plan perpendiculaire à celui de la fissure (voir coupe A-A sur la Figure 3.27 (c)). Plusieurs échantillons provenant de pièces différentes ont été examinés. Dans chaque cas, l'analyse des échantillons suivant une coupe A-A conduit aux observations suivantes :

- Les toutes premières fissures de fatigue se propagent dans des directions voisines de 45° par rapport au plan de la tôle (Figure 3.28) ; ensuite, le plan de la fissure s'oriente perpendiculairement à la direction de la contrainte principale maximale. Par conséquent, les fissures ont commencé à se propager dans un plan très proche de celui où le cisaillement est maximum (c'est-à-dire à 45° entre la contrainte principale maximale et la direction perpendiculaire à la tôle dans le cas des essais de la structure élémentaire D pour lesquels σ_1 et σ_2 ont même signe en même temps - voir Figure 3.19).
- Les fissures s'amorcent au pied du cordon, quelles que soient les caractéristiques géométriques « macroscopiques » ρ et θ du pied de cordon (Figure 3.26), à partir de petites entailles ou morsures dont la présence est inhérente au procédé de soudage (Figure 3.28).

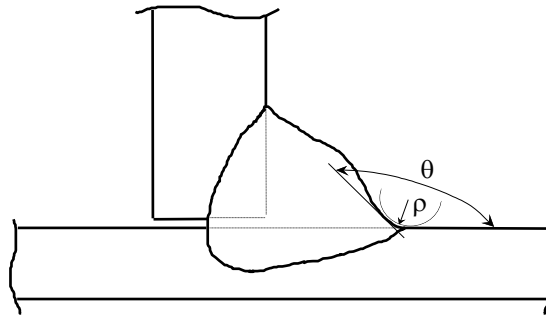


Figure 3.26 : Définition du rayon ρ et θ au pied du cordon.

- Une révélation de la structure cristalline à proximité du point chaud montre que les fissures s'amorcent en pied de cordon dans la zone affectée par la chaleur (Figure 3.29 (a)). La zone affectée par la chaleur présente une structure cristalline plus fine (grains de taille inférieure à $5\ \mu\text{m}$ - Figure 3.29 (b)) que le métal de base (grains de 20 à $30\ \mu\text{m}$ - Figure 3.29 (c)).

Plusieurs conclusions peuvent être tirées de ces observations :

- La force motrice des fissures de fatigue pendant la phase d'amorçage semble être le cisaillement maximum.
- Le domaine dans lequel les premières fissures de fatigue se propagent sous l'influence du cisaillement maximum a des dimensions voisines de $100\ \mu\text{m}$ (en profondeur à partir du pied de cordon). Ce domaine est inclus dans le volume élémentaire représentatif V_c qui caractérise la résistance à la fatigue des structures soudées (voir §3.2.1). La durée de vie de la structure dépendant du temps que les micro-fissures mettent à sortir de V_c , elle dépend donc également du niveau du cisaillement maximum au point chaud.
- La présence de défauts générés par l'opération de soudage (à une échelle plus petite que les caractéristiques géométriques macroscopiques ρ et θ du pied de cordon) à partir desquels s'amorcent les fissures de fatigue ne peut être évitée. Ces défauts peuvent être variés. Il faut donc admettre que l'idée d'une modélisation en éléments finis pour calculer les contraintes réelles est une illusion puisque la géométrie et la distribution de ces défauts sont aléatoires.
- L'état métallurgique de la zone de fissuration qui est située dans la zone affectée par la chaleur n'intervient certainement pas sur la résistance à la fatigue de la structure. Les grains y sont de petite taille. On peut donc penser qu'ils sont orientés de façon aléatoire et donc qu'ils n'induisent pas de direction privilégiée de fissuration. La fissuration semble dépendre surtout des grandeurs mécaniques.

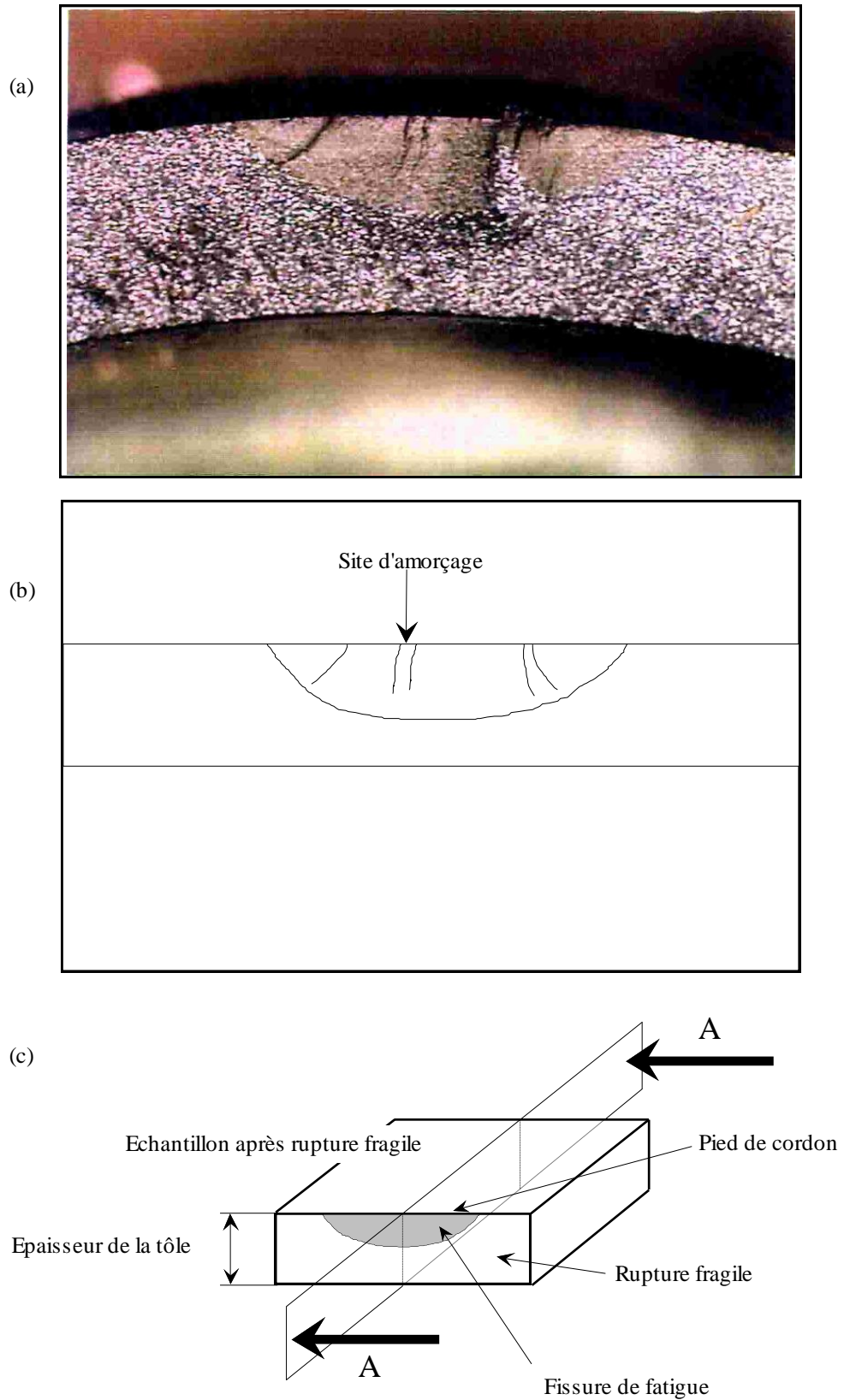


Figure 3.27 : *Fractographie (a) de la fissure de fatigue (partie mate) et du faciès de rupture fragile (partie brillante).*

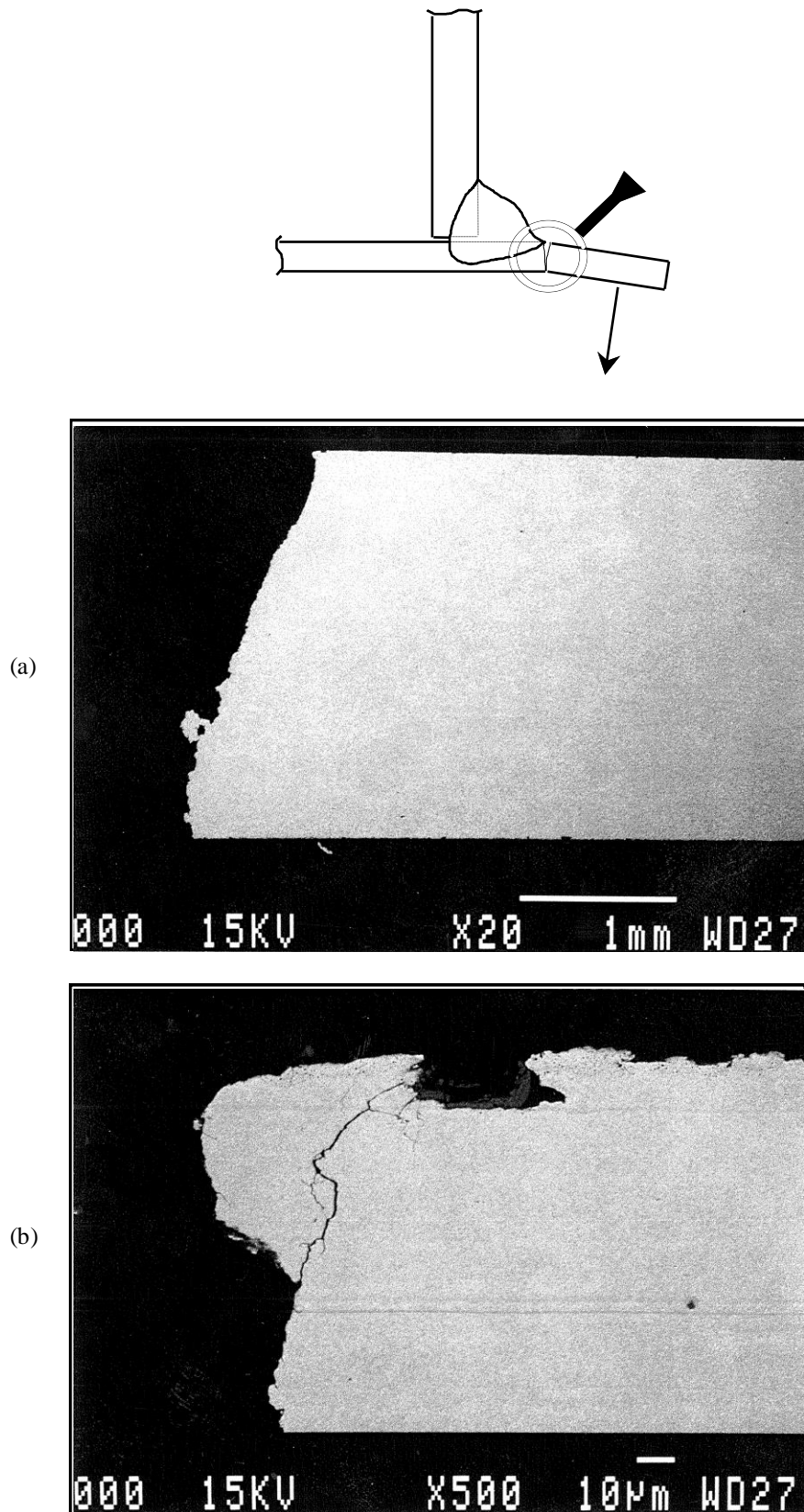
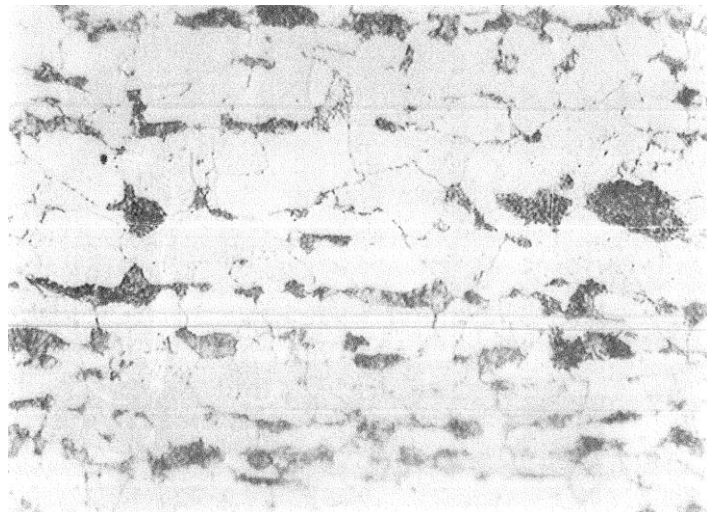
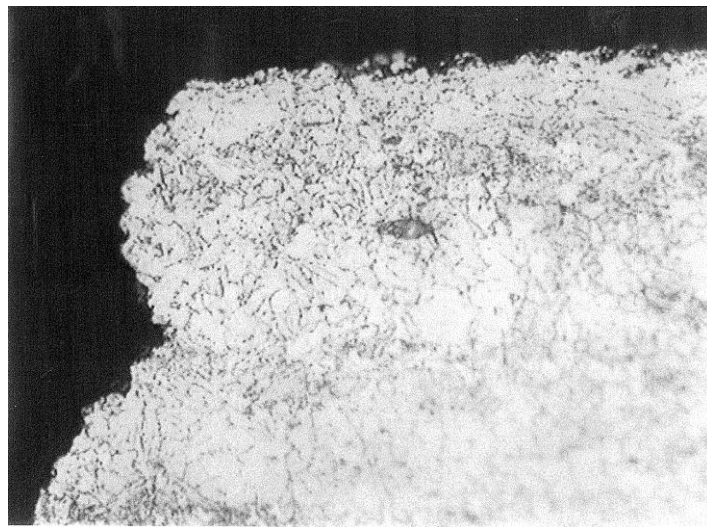
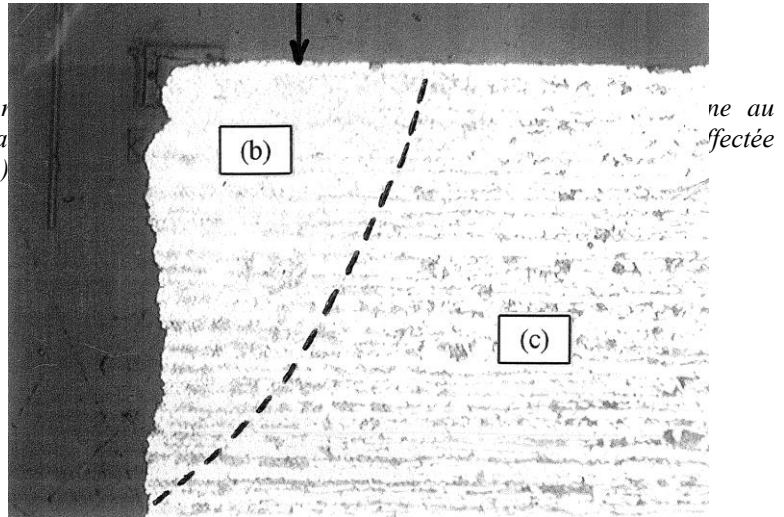


Figure 3.28 : Observation au microscope électronique à balayage de l'amorçage d'une fissure de fatigue à partir d'un défaut de soudage (b).

Figure 3.29 : Observation au microscope électronique à transmission (MET) du voisinage de l'interface thermiquement affectée



3.6 Proposition d'un critère de dimensionnement

3.6.1 Introduction

Les résultats obtenus sur l'ensemble des structures élémentaires sont présentés dans ce paragraphe. Le §3.6.2 définit une courbe de dimensionnement S-N unique quels que soient la structure élémentaire et le type de chargement générant essentiellement de la flexion de coques au point chaud de la structure, avec $S = \sigma_{1a}$. Le §3.6.3 complète le précédent en traitant le cas général : on y propose un critère de dimensionnement à la fatigue polycyclique pour les structures soudées par cordons. Enfin, au §3.6.4, on aborde le problème de l'influence des contraintes résiduelles de fabrication sur le comportement en fatigue des structures soudées.

3.6.2 Pratique usuelle : utilisation de la contrainte principale maximale σ_1

Dans un premier temps, par continuité avec les approches structurales existantes : recommandation de l'Institut International de la Soudure [18], nous avons choisi de représenter nos résultats d'essais dans un diagramme $\sigma_{1a} - N$ (Figure 3.31).

L'utilisation de σ_1 dans la plupart des règles de dimensionnement des grandes structures soudées est souvent justifiée car dans la majorité des cas les fissures s'amorcent dans des zones où les effets de flexion de coques sont prépondérants. Nous avons constaté sur de nombreux cas (nœuds offshore [21], éléments de pont [6], pièces automobiles [13,14,15]) que l'état des contraintes géométriques au point chaud était tel que $0,2 \leq \frac{\sigma_2}{\sigma_1} \leq 0,8$

$$\text{alors : } \tau_{\max} = \frac{\sigma_1}{2},$$

$$\text{et la pression hydrostatique varie peu : } 0,4\sigma_1 \leq P \leq 0,6\sigma_1.$$

Dans ce cas, σ_1 est en effet la grandeur dominante représentative du tenseur des contraintes.

Pour ce type de structure, les états de contrainte identifiés aux points chauds sont la plupart du temps liés à de la flexion de coques. Dans ce cas, les contraintes principales σ_1 et σ_2 aux points chauds ont même signe en même temps au cours du chargement. Parmi les structures élémentaires étudiées, on choisit celles qui présentent cette caractéristique. La Figure 3.19 montre que toutes les situations envisagées s'y prêtent sauf celle de la torsion du tube soudé sur la plaque pour laquelle $\sigma_1(t) = -\sigma_2(t)$, $\forall t$.

Afin de simplifier l'interprétation des résultats, on s'intéresse aux structures sans contraintes résiduelles de soudage (on s'intéressera à l'influence des contraintes résiduelles de fabrication au paragraphe 3.6.4).

On se limite aux essais alternés et les chargements sont uniaxiaux. La Figure 3.30 illustre la variation des deux contraintes principales géométriques aux points chauds pour un essai dont le chargement est uniaxial et alterné ($R = -1$). La pression hydrostatique moyenne est nulle et les directions des contraintes principales sont fixes au cours d'un cycle de chargement. L'effet de la pression hydrostatique moyenne au cours d'un cycle pouvant affecter la tenue à la fatigue de la structure, on réserve l'étude de cette situation pour le cas général (§3.6.3).

Les résultats des essais de fatigue et des calculs par éléments finis sont présentés dans un diagramme S-N (Figure 3.31). S est l'amplitude de la contrainte principale maximale calculée au point chaud de la structure par la procédure décrite au §3.3. N est le nombre de cycles correspondant au critère de ruine défini au §3.5.3, c'est-à-dire à une fissure d'environ 1 mm de profondeur.

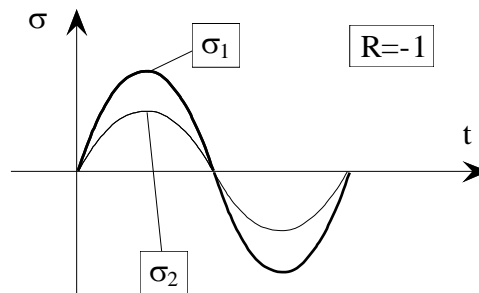


Figure 3.30 : Variation des contraintes principales géométriques au point chaud en fonction du temps pour un chargement uniaxial alterné à amplitude constante.

Les essais de fatigue ont été effectués avec des niveaux de chargement de façon à conduire à des durées de vie allant de 10^4 cycles à 10^7 cycles. Plusieurs observations peuvent être tirées des résultats qui sont présentés :

- L'ensemble des points est regroupé autour d'une courbe σ_{1a} -N avec une bande de dispersion raisonnable (l'écart type en contrainte $s = 12$ MPa). Les points sont très regroupés au-delà de $5 \cdot 10^5$ cycles, c'est-à-dire dans la zone des très grandes durées de vie.

En revanche, pour les durées de vie inférieures à $5 \cdot 10^5$ cycles les points correspondant aux structures élémentaires faites en aciers doux (XES, $\sigma_e = 170$ MPa) et ceux correspondant aux structures en acier à haute limite d'élasticité (HLE 20M5, $\sigma_e = 450$ MPa) se séparent en deux familles. A un niveau de contrainte de dimensionnement égale, les structures en aciers HLE résistent mieux à la fatigue que les structures en acier XES.

La partie haute de la courbe de Wöhler est limitée par la plasticité de la structure liée à la nature des tôles mises en œuvre. Ce résultat est en bon accord avec les études qui ont été menées depuis plusieurs années sur les structures soudées. En effet, les travaux de Lieurade et al. [22] en 1987 montraient que l'utilisation des aciers HLE dans les structures soudées offshore conduit à une meilleure résistance à la fatigue pour des durées de vie inférieures à $5 \cdot 10^5$ cycles.

- Différentes structures élémentaires et différents modes de chargement ont été étudiés. Les états de contrainte aux points chauds présentent des taux de bi-axialité différents et sont tels que σ_1 et σ_2 ont même signe en même temps. Ils représentent une gamme assez large des états de contrainte qui peuvent exister au point chaud d'une structure.
- La pente m de la droite moyenne que décriraient les résultats obtenus sur les aciers HLE entre 10^5 et 10^6 cycles dans un diagramme bi-logarithmique est la même que celle qui est proposée par l'ARSEM [3] pour le dimensionnement de structures offshore : $m = 3$.

De cette analyse, on peut tirer la conclusion suivante :

L'application de l'approche structurale permet de définir une courbe S-N de dimensionnement valable quelle que soit la structure soudée et convenant aux chargements cycliques alternés à amplitude

constante générant des états de contrainte aux points chauds tels que σ_1 et σ_2 ont même signe en même temps. Ceci confirme que le choix de la contrainte géométrique comme contrainte de dimensionnement est judicieux et que l'hypothèse de base de l'approche structurale - *les effets locaux sont toujours les mêmes* - est bien fondée. Les règles de maillage qui ont été définies au §3.3.5 apportent l'information attendue, à savoir l'effet géométrique.

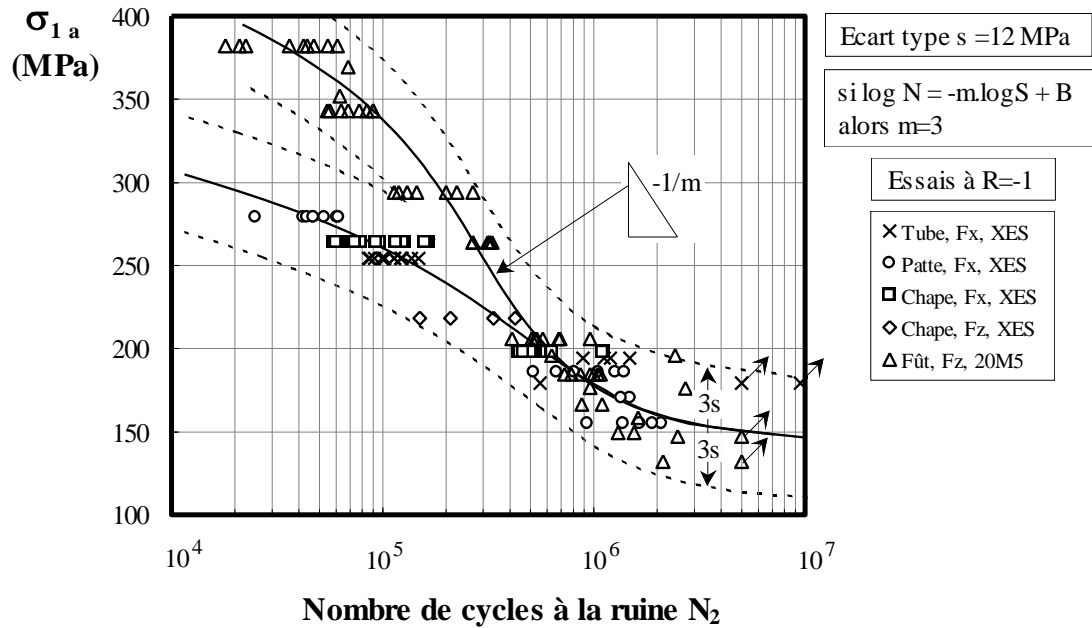


Figure 3.31 : Courbe de dimensionnement donnant l'amplitude de la contrainte principale maximale au point chaud σ_{1a} en fonction du nombre de cycles N_2 pour les états de contraintes les plus couramment rencontrés aux points chauds d'une structure et pour un rapport de charge $R = -1$.

La courbe proposée à la Figure 3.31 convient aux essais alternés ($R = -1$) pour lesquels l'état de contrainte au point chaud est tel que $\forall t, \sigma_1(t) \cdot \sigma_2(t) > 0$. Sachant que l'objectif est de définir une courbe S-N de dimensionnement pour les structures soudées valable quelle que soit la situation de chargement ($\forall R$ et $\forall(\sigma_1 ; \sigma_2)$), il est nécessaire de considérer les cas suivants :

- La première situation qui peut être envisagée est celle où $\forall t, \sigma_1(t) \cdot \sigma_2(t) < 0$ au point chaud, même si c'est rarement le cas pour les structures faites de tôles minces. On peut obtenir ce scénario en introduisant un couple de torsion au tube de la structure élémentaire D, suivant l'axe du tube. Dans ce cas, l'état de contrainte au point chaud est un état de contrainte de torsion pure puisque, $\forall t, \sigma_1(t) = -\sigma_2(t)$.

- La deuxième situation est celle où le chargement moyen au cours d'un cycle est non nul ($R \neq -1$), donc la pression hydrostatique moyenne géométrique au point chaud est non nulle sur un cycle.

Des essais ont été réalisés dans ces deux situations. Les résultats sont présentés sur la Figure 3.33 dans le diagramme σ_{1a} -N où l'on a reporté la courbe de la Figure 3.31. De toute évidence, l'amplitude de la contrainte principale maximale σ_{1a} , seule, décrit passablement le phénomène de fatigue pour des rapports de charge $R \neq -1$. Elle ne convient plus lorsque le cas de chargement conduit à un état de contrainte proche de la torsion.

Certaines observations peuvent être tirées de l'emplacement de ces nouveaux points dans le diagramme σ_{1a} -N : l'introduction d'un chargement moyen générant un état de contrainte géométrique au point chaud fluctuant autour d'une valeur positive ($R = -0,5$; Figure 3.32 (a)) conduit à des durées de vie plus faibles qu'à moyenne nulle ($R = -1$). En revanche, l'introduction d'un chargement moyen générant un état de contrainte géométrique au point chaud fluctuant autour d'une valeur négative ($R = -2$; voir Figure 3.32 (b)) conduit à des durées de vie plus grandes que lorsque cet état de contrainte moyen est nul. Ces constatations montrent que la pression hydrostatique moyenne a un effet non négligeable sur la tenue en fatigue qu'il faut prendre en compte dans la définition de la contrainte S.

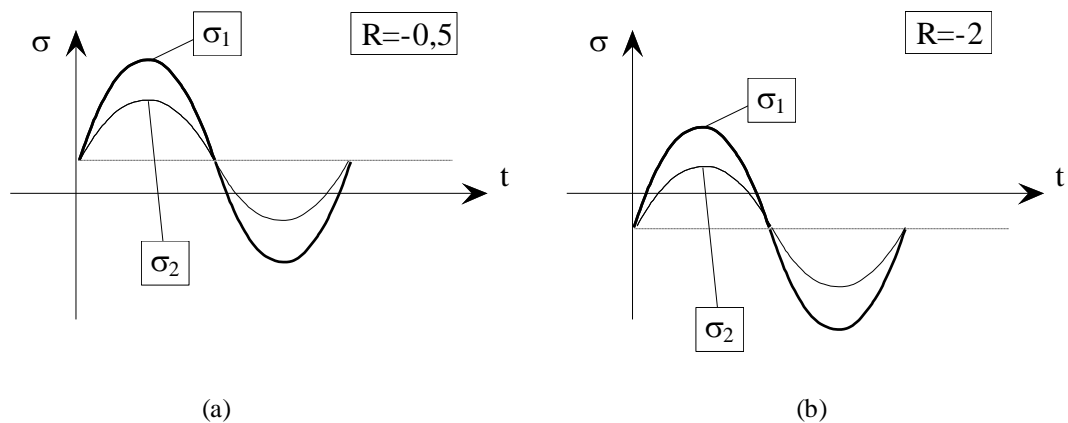


Figure 3.32 : Variation des contraintes principales géométriques au point chaud en fonction du temps pour un chargement uniaxial alterné dissymétrique en traction majoritaire (a) et en compression majoritaire (b) à amplitude constante.

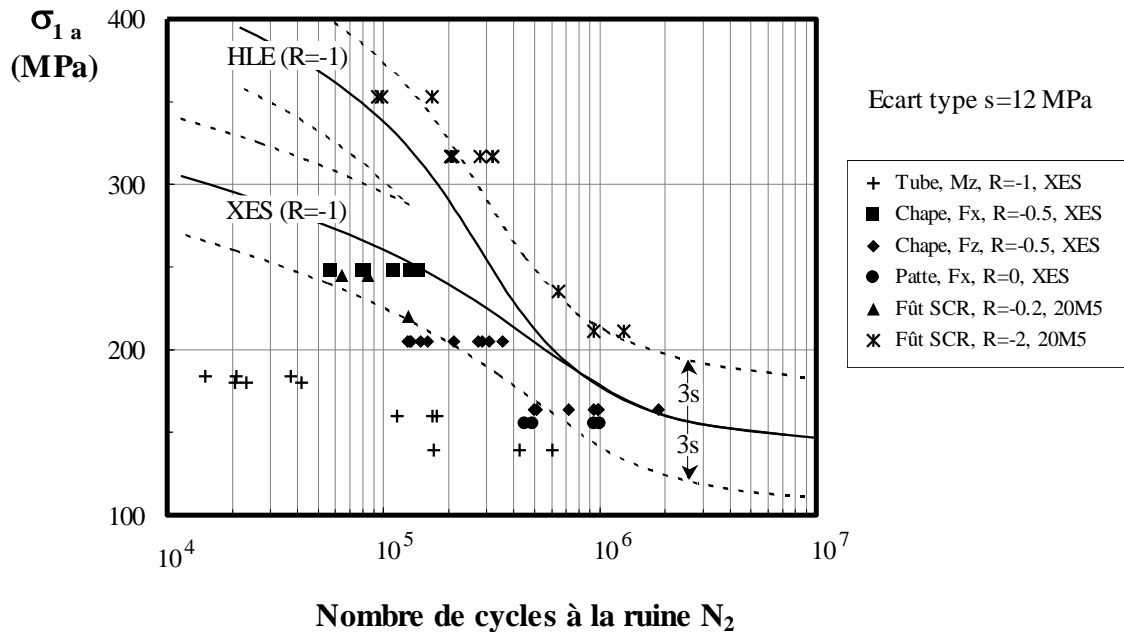


Figure 3.33 : Courbe S-N donnant l'amplitude de la contrainte principale maximale σ_{1a} en fonction du nombre de cycles à la ruine N_2 pour tous les cas de chargement étudiés.

3.6.3 Proposition d'un critère de dimensionnement

L'amplitude de la contrainte principale maximale ne suffit pas pour décrire, à elle seule, la fissuration dans les cas particuliers comme la torsion ou bien lorsque la pression hydrostatique moyenne au cours d'un cycle de chargement est non nulle. Pour caractériser le phénomène de fatigue des structures soudées dans le cas général, il faut utiliser d'autres grandeurs issues du tenseur calculé au point chaud. Elles doivent décrire la force motrice de la fissuration dans ses premiers stades, c'est-à-dire lorsque les fissures se développent dans des proportions inférieures au volume élémentaire représentatif V_c .

D'après les observations expérimentales faites au §3.5, on considère donc que le cisaillement τ est la grandeur qui est à l'origine du phénomène de fatigue dans les structures soudées étudiées. Elle est la force motrice de l'endommagement par fatigue dans la première phase de la durée de vie. Pour les charges extérieures conduisant à des grandes durées de vie, le comportement au point chaud de la structure est élastique car le matériau tend vers un état limite adapté. Pour les chargements que nous avons étudiés, la grandeur qui caractérise le phénomène de fatigue est donc *l'amplitude du cisaillement* τ_a sur un plan critique au cours d'un cycle.

Au paragraphe précédent, on a vu, conformément à ce que l'expérience révèle pour les métaux, l'effet non négligeable d'une pression hydrostatique moyenne non nulle au cours d'un cycle de chargement, sur la tenue en fatigue des structures élémentaires. Il est donc nécessaire d'associer à la contrainte τ_a une grandeur contenant l'effet de ce dernier paramètre. L'introduction de la *pression hydrostatique* peut traduire cet effet.

Pour formuler un critère de fatigue sur les structures soudées, nous proposons donc d'utiliser, à l'échelle macroscopique, les mêmes grandeurs mécaniques qui sont considérées par les critères de fatigue multiaxiale usuels comme le critère de Dang Van [9]. Ceci sous-tend implicitement la notion d'adaptation à toutes les échelles. L'adaptation à l'échelle microscopique au sens de Dang Van ne pourra s'établir que s'il y a adaptation à l'échelle de la structure.

Prenons les résultats des essais de fatigue par type d'essai (un type d'essai = une structure élémentaire soumise à une force ou à un moment - voir Annexe 4). Pour chaque type d'essai, plaçons dans le diagramme τ_a - P_{max} le point correspondant à l'état de contrainte au point chaud conduisant à 10^6 cycles en moyenne, c'est-à-dire à 50% de probabilité de survie. Cela conduit à la Figure 3.34. Les points des différents types d'essais décrivent une limite qui correspond à une droite d'équation :

$$(3.10) \quad \tau_a = a.P_{max} + b$$

avec $a = -0,33$ (ce qui correspond à la valeur usuelle pour les aciers) et $b = 120$ MPa.

Cette limite sépare deux domaines : les états de contrainte aux points chauds situés au-dessous de la droite d'équation (3.10) conduisent, en moyenne, à une durée de vie supérieure à 10^6 cycles ; ceux qui sont situés au-dessus de la droite donnent, en moyenne, un nombre de cycles à la ruine inférieur à 10^6 cycles.

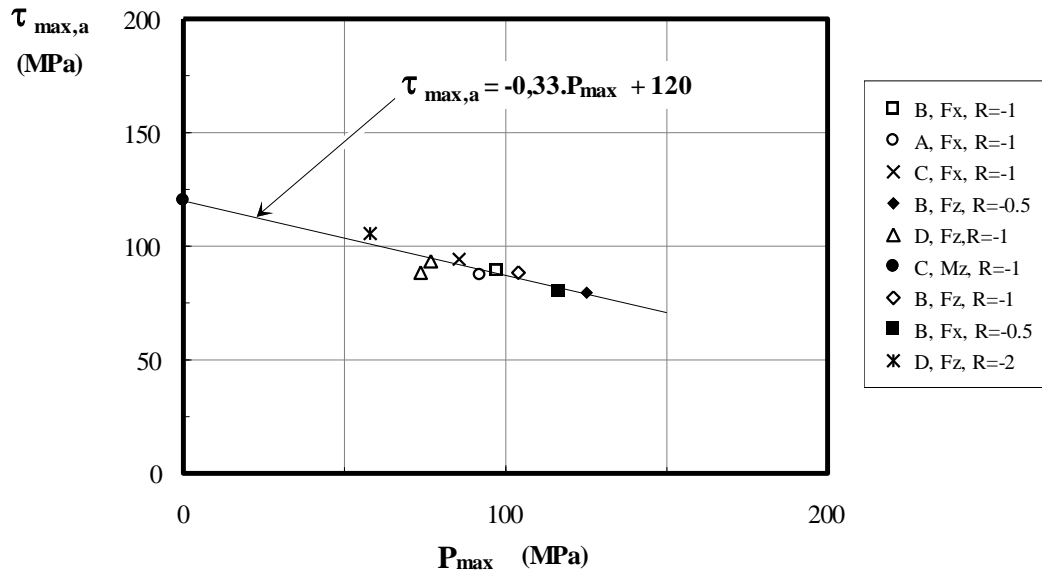


Figure 3.34 : Limite de résistance moyenne à 10^6 cycles décrite par les résultats obtenus sur les structures élémentaires.

Il est possible de tracer l'ensemble des limites de résistance moyenne à N_i cycles, $\forall N_i \in [10^3; 10^7]$. Pour chaque type d'essai, il suffit de placer dans le diagramme $\tau_{max,a}$ - P_{max} le point correspondant à l'état de contrainte au point chaud conduisant à N_i cycles en moyenne et d'en déduire la droite associée \mathcal{D}_i . Chaque droite \mathcal{D}_i a une équation du type

$$\tau_{max,a} = -\alpha_i.P_{max} + \tau_{0,i}$$

où α_i et $\tau_{0,i}$ sont des fonctions qui dépendent de N_i .

Ayant constaté que les variations de α_i sont faibles avec N_i , on suppose que α_i est une constante. On postule ainsi que les droites isodurées de vie ont la même pente. On choisit alors α_i en vue de minimiser la dispersion dans le domaine des nombres de cycles qui intéressent le plus le concepteur des bureaux d'études. Les durées de vie supérieures à 10^6 cycles présentent le plus d'intérêt dans le cadre du

dimensionnement des structures. On va donc travailler sur la base de l'équation (3.10) obtenue pour une résistance de 10^6 cycles et choisir

$$\forall i, \alpha_i \approx \alpha(10^6 \text{ cycles}) = \alpha = 0,33$$

Pour chaque résultat d'essais obtenu et présenté à la Figure 3.31 et à la Figure 3.33, on calcule le couple $(\tau_{\max,a} ; P_{\max})$. Chaque couple est associé à un cisaillement

$$(3.11) \quad \tau_0 = \tau_{\max,a} + \alpha.P_{\max}$$

Les résultats sont inscrits dans un diagramme τ_0 - N_2 (Figure 3.35).

La nouvelle courbe de dimensionnement τ_0 - N_2 prend effectivement en compte la bi-axialité du chargement et l'effet d'une pression hydrostatique moyenne au cours d'un cycle de chargement. Les points sont très bien regroupés à 10^6 cycles. La partie haute de la courbe de dimensionnement est limitée par la plasticité de la structure, liée à la nature des tôles mises en œuvre.

La méthode proposée a été appliquée avec succès à de nombreuses pièces mécaniques automobiles existantes [13,14,15] et elle est utilisée par les bureaux d'études pour calculer les éléments mécano-soudés comme les bras de suspension ou les berceaux moteur.

Nous l'avons aussi validée sur des essais de fatigue multiaxiale tirés de la littérature [35,36,37] que l'on décrit en détail dans l'Annexe 5 et dont nous présentons les résultats dans ce qui suit. Les essais que nous avons exploités sont ceux d'une éprouvette en acier ($R_e = 520$ MPa) constituée d'un tube (épaisseur 10 mm) soudé pleine pénétration sur une plaque (épaisseur 25 mm). L'éprouvette a été testée sans contraintes résiduelles. Des essais de flexion simple, de torsion simple et de flexion combinée à de la torsion en phase et hors phase ont été réalisés. Les résultats ont été inscrits dans le diagramme τ_0 - N (Figure 3.36) avec la courbe de dimensionnement moyenne définie à la Figure 3.35 pour les aciers à haute limite d'élasticité.

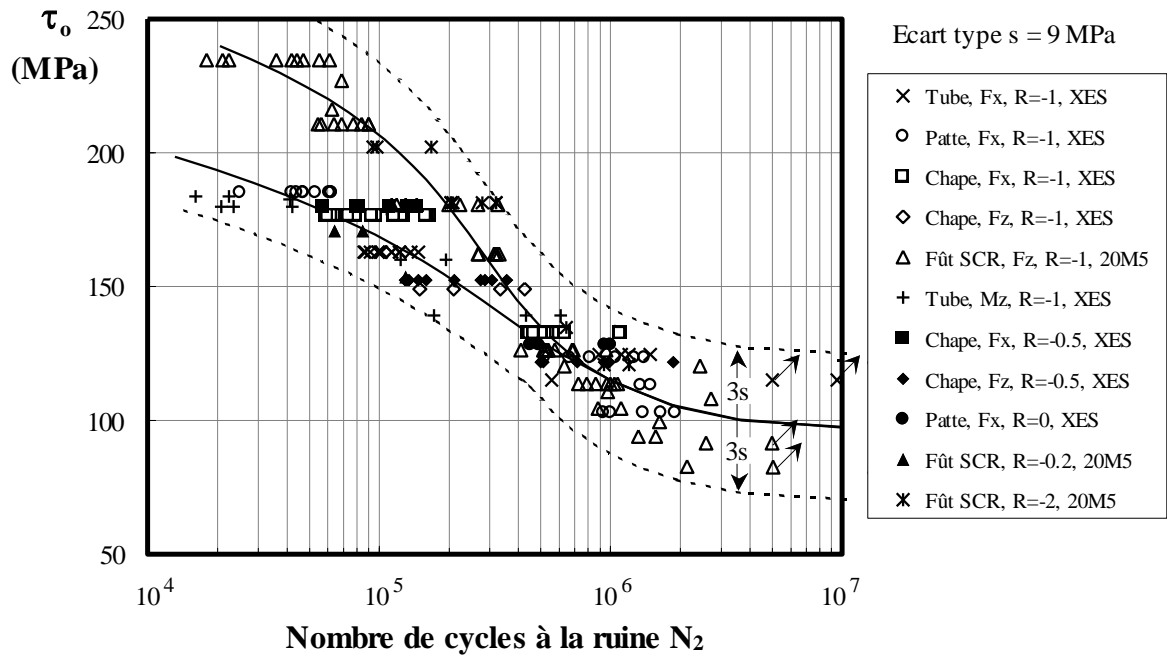


Figure 3.35 : Courbe de dimensionnement dans le cas général donnant le cisaillement τ_0 en fonction du nombre de cycles à la ruine N_2 .

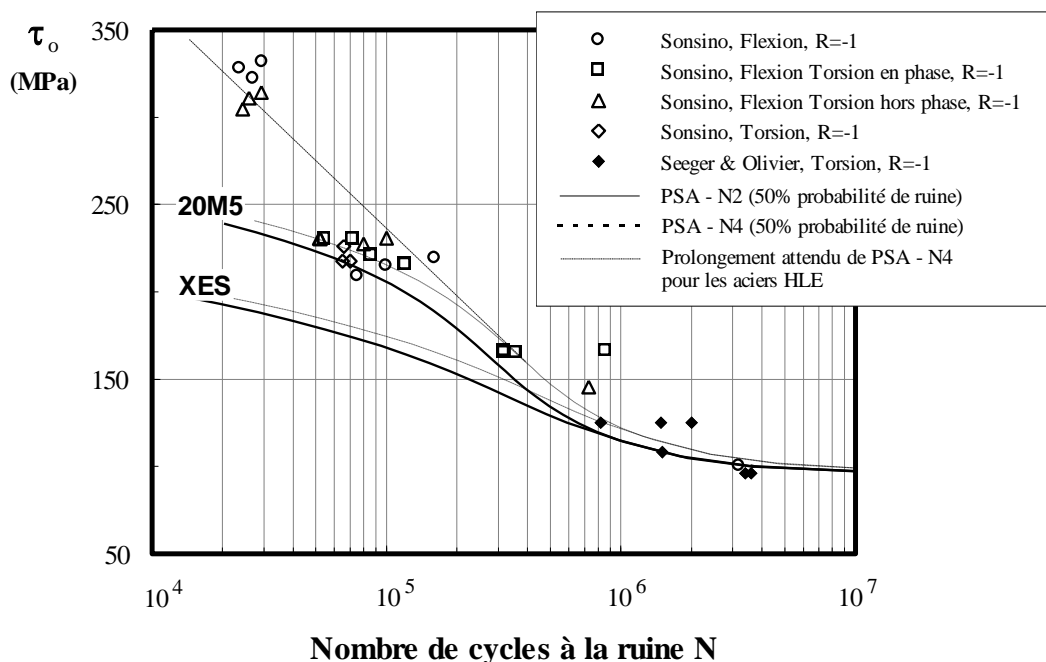


Figure 3.36 : Résultats des essais de Sonsino dans la courbe de dimensionnement τ_0-N_2 et τ_0-N_4 .

Plusieurs conclusions peuvent être tirées des résultats qui viennent d'être présentés :

- *L'amplitude du cisaillement τ_a sur un plan matériel critique et la pression hydrostatique P_{max} sont les grandeurs géométriques à utiliser pour caractériser l'endommagement par fatigue dans les structures soudées dans les cas de chargement que nous avons envisagés.*
- L'approche structurale, par le biais de la courbe τ_0-N_2 , permet de prédire de façon satisfaisante la durée de vie des structures soumises à des conditions de chargement générant des états de contrainte *multi-axiaux* aux points chauds.

Les résultats des essais de la littérature sont situés légèrement à droite de la moyenne τ_0-N_2 . Ce décalage s'explique par le fait que le critère de ruine de ces essais correspond à une fissure traversante alors que celui de la courbe τ_0-N_2 correspond à une fissure sortant des effets locaux (≈ 1 mm).

Pour comparer les résultats d'essais de la littérature aux résultats obtenus dans notre étude, il faut tracer la courbe τ_0-N correspondant à une fissure traversante. Dans la présentation des résultats d'essais effectués par PSA en Annexe 4, la fissure traversante est définie à $N = N_4$. Ayant constaté qu'en moyenne $N_4 = 1,25N_2$, la courbe τ_0-N_4 se déduit de la courbe τ_0-N_2 en première approximation par une transformation affine. En inscrivant la courbe moyenne τ_0-N_4 dans le diagramme de la Figure 3.36, on constate un très bon accord entre notre courbe de référence et les résultats expérimentaux tirés de la littérature.

- Si les recommandations de règles de maillage faites au §3.3.3 sont respectées à l'intersection des pièces soudées, le calcul donne l'effet géométrique au point chaud, quels que soient le type de soudage (soudage à clin, soudage d'angle) et le type de cordon (cordon sans pénétration et pleine pénétration).

- La nuance de l'acier utilisé n'a aucune influence dans le domaine des durées de vie au-delà de $5 \cdot 10^5$ cycles ce qui est en accord avec les travaux de Lieurade et al. [22].

3.6.4 Effet des contraintes résiduelles

L'histoire thermique de l'opération de soudage donne lieu à la présence de contraintes résiduelles dans la zone de soudage. Le niveau de ces contraintes est difficile à évaluer car il dépend de plusieurs paramètres (voir Annexe 1) tels que la géométrie de la structure ou du système utilisé pour tenir les pièces pendant l'opération de soudage.

Sous l'influence des sollicitations de service, les contraintes résiduelles peuvent évoluer. Notamment, il se peut que, après un certain nombre de cycles, elles se relaxent. L'étude de la relaxation des contraintes résiduelles est aussi une tâche compliquée. Elle dépend de l'interaction entre plusieurs facteurs tels que la nature du matériau, l'amplitude des contraintes dues au chargement, le nombre de cycles appliqués ou encore l'état initial de contraintes résiduelles.

Nous proposons d'essayer de quantifier globalement l'effet de la présence de contraintes résiduelles sur la tenue en fatigue d'une structure soudée. On s'est intéressé à une des structures élémentaires, brut de soudage, que l'on a choisie de telle façon à ce qu'elle représente une situation assez défavorable pour la résistance à la fatigue. La structure élémentaire D possède cette caractéristique. Après l'opération de soudage, elle ne présente aucun signe de distorsion, c'est-à-dire aucune déformation permanente par rapport à la géométrie initiale. La structure étant rigide et l'acier ayant une limite d'élasticité élevée, les contraintes résiduelles de soudage peuvent être importantes (Annexe 1) ce que confirme la mesure faite par diffraction X (voir Figure 3.37). La contrainte résiduelle principale longitudinale de surface, σ_x , est de traction : 250 MPa. La contrainte résiduelle principale transversale de surface, σ_t , est de compression : -50 MPa. Elles ne se relaxent pas au cours du chargement de fatigue appliqué ($R = -1$).

En général, pour les assemblages de tôles minces, les contraintes résiduelles sont faibles et se relaxent au bout d'un certain nombre de cycles, si bien qu'elles ont peu d'effet sur la résistance à la fatigue. Néanmoins, dans le cas de structures très rigides comme la structure élémentaire D, les contraintes résiduelles de fabrication ont une influence non négligeable sur la tenue en fatigue. Les résultats obtenus sur cette structure, avec contraintes résiduelles et sans contraintes résiduelles, ont été rapporté dans un diagramme τ_0 - N_2 à la Figure 3.38, avec les courbes respectives à 50% de probabilité de survie. Le cisaillement τ_0 est calculé au point chaud par la méthode proposée au §3.6.3. Le calcul ne prend donc pas en compte la présence des contraintes résiduelles. A un niveau de contrainte de dimensionnement τ_0 identique, les structures avec contraintes résiduelles résistent moins bien que les structures sans contraintes résiduelles.

En première approche, on aurait pu appréhender cet effet dans le diagramme τ_0 - N_2 à partir de la connaissance de la courbe obtenue avec la structure sans contraintes résiduelles, et du niveau des contraintes résiduelles mesurées en surface aux points chauds. En effet, après quelques milliers de cycles (voir Figure 3.37), on a les contraintes résiduelles principales suivantes aux points chauds :

$$\sigma_{1,RES}^{HS} \approx 250 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{2,RES}^{HS} \approx -50 \text{ MPa}$$

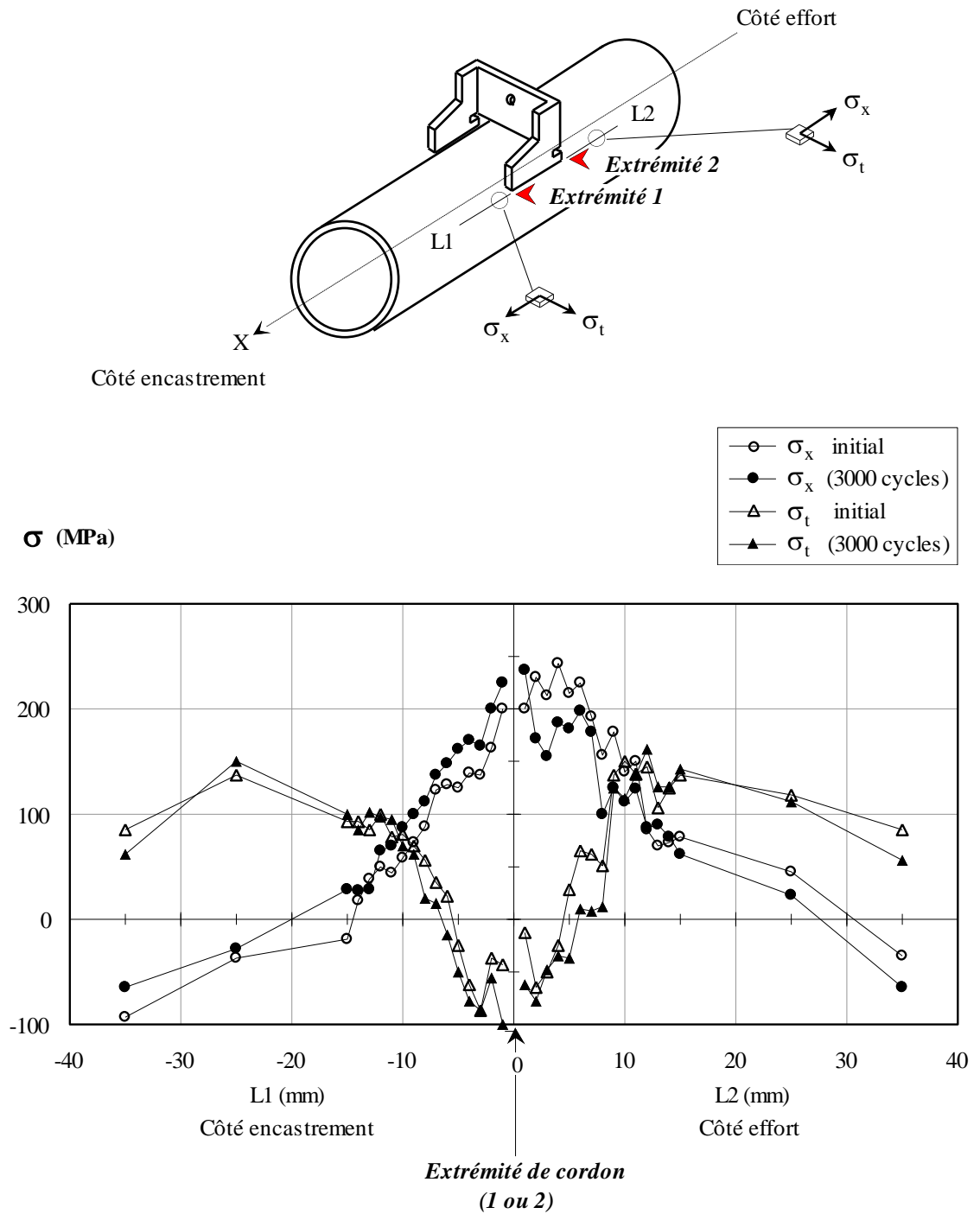


Figure 3.37 : Evolution des contraintes résiduelles de surface à proximité des points chauds de la structure élémentaire D selon les lignes L1 et L2 (mesure par diffraction X).

Soit une pression hydrostatique résiduelle aux points chauds :

$$P_{RES}^{HS} \approx 66 \text{ MPa}$$

Sachant, d'après (3.11), que :

$$\tau_0 = \tau_{max,a} + 0,33.P_{max} \text{ où } P_{max} = P_G^{HS} + P_{RES}^{HS}$$

On a donc

$$\tau_0 = \underbrace{\tau_{max,a} + \alpha.P_G^{HS}}_{\text{Contribution géométrique}} + \underbrace{\alpha.P_{RES}^{HS}}_{\text{Contribution des contraintes résiduelles } \approx 22 \text{ MPa}}$$

Pour des durées de vie supérieures à 10^6 cycles, on constate effectivement à la Figure 3.38 que la résistance des structures soudées brut de soudage est diminuée d'environ 30 MPa.

Par conséquent, dans des cas particuliers comme celui de la structure élémentaire D, les contraintes résiduelles de fabrication ont une influence non négligeable sur la tenue en fatigue de la structure. Il serait intéressant d'aborder ce problème dans les études futures qui pourraient donner suite à ce travail, notamment pour les structures faites de tôles épaisses où les contraintes résiduelles peuvent être d'un niveau élevé.

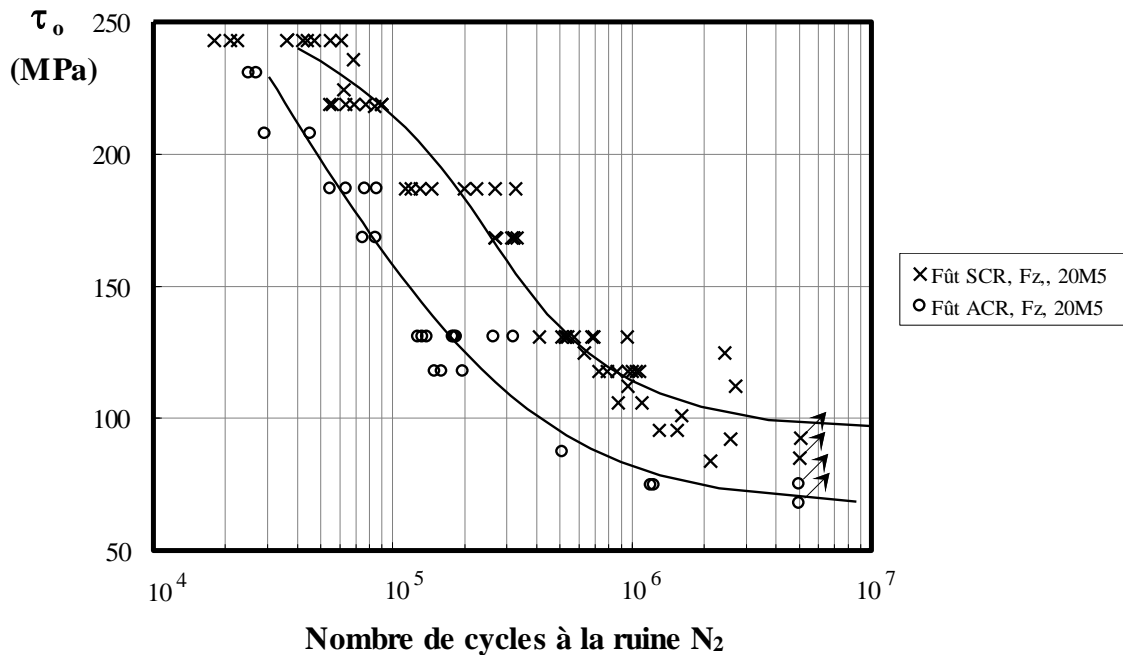


Figure 3.38 : Résultats des essais de fatigue alternés sur la structure élémentaire D brut de soudage (ACR = Avec Contraintes Résiduelles) et après traitement de détente (SCR = Sans Contraintes Résiduelles) dans le diagramme τ_0-N_2 .



Conclusion



L'objectif visé dans ce travail était de développer une méthode de calcul pour prévoir le comportement en fatigue *polycyclique* des structures soudées par cordons.

Dans les zones soudées, les irrégularités géométriques du cordon de soudure et les défauts aigus provoquent des gradients de contrainte sévères qui peuvent conduire à un dépassement local de la limite d'élasticité. Dans le domaine de la fatigue polycyclique, la difficulté est la prise en compte, par le calcul, des effets locaux à l'origine du phénomène de fissuration dans les zones de soudage. Notre approche suppose que, après un nombre suffisant de cycles, l'adaptation élastique de la structure conduira à un état résiduel local, qui pourrait être représentatif d'une qualité de soudure, mais qui finalement restera relativement indépendant de la géométrie de la jonction ou du détail structural.

Ces hypothèses ont permis de proposer que les contraintes *géométriques* issues du calcul de structure sont représentatives, à un facteur près, des contraintes *locales* à l'origine du phénomène de fatigue. La contrainte géométrique, accessible par un calcul par éléments finis en élasticité linéaire basé sur la théorie des coques minces, peut donc servir de grandeur d'entrée dans un critère de fatigue. La contrainte de dimensionnement se définit alors à partir de l'état de contrainte géométrique obtenu dans la zone d'amorçage de la fissure, à partir du champ de contrainte asymptotique raccordé, juste en dehors de la singularité.

Néanmoins, l'utilisation du maillage coque pour modéliser les assemblages de tôles a posé le problème épineux du calcul en élasticité linéaire des contraintes à la jonction soudée. Une analyse théorique de la distribution asymptotique des contraintes dans un cas simple a permis de dégager les grandes lignes d'une modélisation possible des jonctions soudées en utilisant un modèle coque. Sur cette base, une approche couplant des essais et des calculs a permis de prendre en compte les phénomènes physiques et nous a permis d'accéder à l'état de contrainte géométrique. La méthode de dimensionnement s'appuie sur une approche de type DANG VAN en utilisant les grandeurs issues du tenseur des contraintes géométriques au point chaud obtenu par le calcul éléments finis en coques minces. Ceci nous a conduits à la définition d'une ***courbe S-N unique valable quels que soient la structure étudiée et le chargement de fatigue appliqué.***

La contrainte de dimensionnement S et le nombre de cycles à la ruine N ont été définis de manière précise :

- La contrainte de dimensionnement S se définit à partir du tenseur des contraintes géométriques au point chaud de la structure. Dans le domaine des grands nombre de cycles, nous considérons qu'il y a adaptation de la structure à toutes les échelles ce qui nous permet de définir la contrainte de dimensionnement τ_0 en fonction de l'amplitude de cisaillement τ_a sur un plan matériel critique et de la pression hydrostatique. On a pu vérifier, à partir des résultats d'essais et des observations faites dans les zones d'amorçage de fissure, que ces deux grandeurs donnent une bonne description du phénomène de fatigue dans les structures soudées par cordons. Nous avons constaté par ailleurs que l'utilisation de la contrainte t_0 au point chaud est souvent équivalente à celle de la contrainte principale maximale en ce même point. Ceci a été vérifié en effet pour la plupart des cas étudiés où l'état de contrainte au point chaud est essentiellement dû à la flexion de coques. Notre proposition s'inscrit donc dans la logique des codes de dimensionnement actuels pour les assemblages soudés qui utilisent la contrainte principale maximale comme contrainte de dimensionnement. Néanmoins, notre démarche nous a amené à présenter quelques idées et résultats nouveaux permettant de formuler un critère de fatigue multiaxial mieux adapté aux calculs de structures soumises à des sollicitations complexes.
- Le nombre de cycles N correspond à un critère de ruine indépendant de la géométrie de la structure. Une taille de fissure critique a été définie pour répondre à un tel critère. Elle correspond à une fissure qui sort juste de l'influence des effets locaux. Au-delà, la propagation de cette fissure dépend des effets de structure. Dans le cadre de notre étude (tôles d'épaisseur 1,5 à 4 mm), ce critère de ruine correspond à une fissure de 1 mm de profondeur.

Cette méthode nous a permis de conduire des calculs prédictifs de la tenue en service de plusieurs pièces automobiles en tôles d'acier mécano-soudées (berceaux moteur, bras de suspension...). De plus, la bonne confrontation de nos prévisions de résistance à la fatigue à des résultats expérimentaux d'essais tirés de la littérature a confirmé la validité du critère proposé pour les structures en tôles d'acier soudées par cordons. La relative simplicité de mise en œuvre de la méthode permet son utilisation en bureaux d'études. En outre, la description faite ici permet d'aborder d'autres secteurs industriels (mécanique, ferroviaire...).

La prédiction de la tenue en service des structures soudées n'en reste pas moins un problème délicat et de nombreuses améliorations peuvent encore y être apportées. Parmi celles-ci, on relèvera la prise en compte des contraintes résiduelles de fabrication, ébauchée dans notre approche ; ce sujet nécessitera une modélisation raisonnable des contraintes résiduelles de fabrication et de leur évolution sous les sollicitations de service.



Bibliographie



- [1] American Welding Society, Structural welding code - Steel, 1986, ANSI/AWS D1.1-86.
- [2] Amiot P., Putot C., Radenkovic D., Prévision de durée de vie des nœuds tubulaires sous chargement d'amplitude constante, Conf. Int. *L'acier dans les Structures Marines*, 1981, sessions techniques 6-10, ST 10-4.
- [3] ARSEM, Design guides for offshore structures : welded tubular joints, Editions Technip, Paris, 1987.
- [4] Batoz J.L., Dhatt G., Modélisation des structures par éléments finis - Coques, Vol. 3, Ed. Hermès, Paris, 1992.
- [5] Baus A., Lieurade H.P., Sanz G., Truchon M., Etude de l'amorçage des fissures de fatigue sur des éprouvettes en acier à très haute résistance, Revue de Métallurgie, Octobre 1977, pp. 566-584.
- [6] Bignonnet A., Jacob B., Carracilli J., Lafrance A., Fatigue Resistance of Orthotropic Steel Decks, dans les compte-rendus de IABSE workshop, Remaining Fatigue Life of Steel Structures, Lausanne, 1990, pp227-236.
- [7] Creager M., Paris P.C., Elastic field equations for blunt cracks with reference to stress corrosion cracking, Int. J. Fracture Mech., vol. 2, 1967, pp. 247-252.
- [8] Dang Van K., Radenkovic D., Effet de la pression sur la nucléation et la propagation des fissures, Revue de l'industrie minérale, N o spécial, 15 Juin 1972.
- [9] Dang Van K., Sur la résistance à la fatigue des métaux, Thèse de doctorat  s sciences, Science et techniques de l'armement 47, 3 eme fascicule, 1973, pp. 647-722.
- [10] Department of Energy, Offshore installations : guidance on design and construction, HMSO, London, 1984.
- [11] D'escatha Y. et al., Critère pour analyser l'amorçage de la propagation d'une fissure en fatigue oligocyclique dans les zones singulières, Conf. *Matériaux et Structures sous Chargement Cyclique*, Ecole Polytechnique, Palaiseau, 28-29 septembre 1978, pp. 295-304.
- [12] Eurocode 3 « Calcul des structures en acier » et Document d'Application Nationale - Partie 1-1 : Règles générales et règles pour les bâtiments, Chapitre 9 : Fatigue, P22-311-9, Décembre 1992.
- [13] J.L. Fayard, A. Bignonnet, K. Dang Van, Fatigue design of welded thin sheet structures, Proc. of - *Fatigue Design' 95* - VTT Symposium, Helsinki, Finlande, 5-8 Septembre 1995, pp. 239-252.

- [14] JL. Fayard, A. Bignonnet, K. Dang Van, Fatigue design criterion for welded structures, *Fatigue and Fracture of Engineering Materials and Structures*, Vol.19, n°6, 1996, pp. 723-729.
- [15] JL. Fayard, A. Bignonnet, K. Dang Van, Fatigue assessment of automobile welded structures, Proc. of the *Int. Conf. on fatigue of welded components and structures - Seventh International Spring Meeting*, Senlis, France, 12-14 Juin 1996, pp. 65-72.
- [16] François D., Pineau A., Zaoui A., Comportement mécanique des matériaux, Volume 1, *Traité des Nouvelles Technologies, série Mécanique*, Hermès, Paris, 1991, pp. 475-482.
- [17] Frost N.E. et Dugdale D.S., Fatigue tests on notch mild steel plates with measurements of fatigue cracks, *J. Mech. Phys. Solids*, vol. 5, 1957, pp. 182-192.
- [18] Hobbacher A., Recommendations on fatigue welded components, IIW document XIII-1539-95 / XV-845-95, March 1995.
- [19] Iida K., Asano K., Toyo Fuki M., Ashikava I., A proposal for fatigue design procedure for offshore tubular connections, Report n° 9031, Dpt. of Naval Architecture, University of Tokyo, Japan, 1970.
- [20] Janosch J.J., Aide à la définition des soudures d'un assemblage d'angle - Etude de l'influence de la géométrie des assemblages en angles symétriques sur l'état de contrainte local dans chaque zone potentielle d'amorçage en fatigue, Rapport IS N°28660, Avril 1993.
- [21] Lieurade H.P., Gérald J., Putot C., Fatigue life prediction of tubular nodes, OTC, paper 3699, Houston 1980.
- [22] Lieurade H.P., Lecoq H., Potential use of high strength structural steel in offshore construction, Proc. of the *3rd Int. ECSC Offshore Conf. on Steel in Marine Structures*, Delft, The Netherlands, June 15-18, 1987, pp. 605-615.
- [23] Mandel J., Cours de Mécanique des Milieux Continus, Ed. Gauthier - Villars, Paris, 1966.
- [24] Marshall P., Connections for welded tubular structures, Proc. of the *Second Int. Conf.*, Boston, Massachusetts, USA, July 16-17, 1984, pp. 1-53.
- [25] Orowan E., Theory of fatigue of metals, Proc. of the *Royal. Society. of London*, Series A - Vol. 171, 1939, pp. 79-106.
- [26] Papadopoulos Y.V., Méthodes d'analyse de l'amorçage des fissures en fatigue, ARSEM, rapport technique n°24, L.M.S., Février 1985.
- [27] Papadopoulos Y.V., Truchon M., Analyse de l'amorçage des fissures de fatigue - Application aux noeuds tubulaires soudés, *Fatigue des assemblages soudés - Journées de printemps*, Paris, 4-5 Juin 1985, pp. 247-266.
- [28] Peterson R.E., Stress Concentration Factors, J. Wiley & Sons, 1974.
- [29] Radaj D., Review of fatigue strength assessment of nonwelded and welded structures based on local parameters, *Int. J. Fatigue*, Vol. 18, n° 3, 1996, pp. 153-170.
- [30] Radenkovic D., Gérald J., Mézière Y., NGuyen Q. S., L'influence de la géométrie du cordon de soudure sur la distribution locale des contraintes dans les joints tubulaires, ANMT, rapport technique n°7, L.M.S., Juillet 1978.
- [31] Radenkovic D., Gérald J., Mézière Y., Effet local dans les joints tubulaires soudés, Communication au *Colloque Euromech* n° 136, Jablonna, Pologne, Septembre 1980.
- [32] Radenkovic D., Stress analysis in tubular joints, Proc. of the *Int. Conf. Steel in marine structures*, Doc. EUR 7347. Pub. IRSID, St Germain en Laye, France, October 5-8, 1981, pp.71-118.

- [33] Radenkovic D., Proix J. M., Etude des contraintes et déformations locales au pied du cordon de soudure, A.R.S.E.M., rapport technique n° 23, L.M.S., Septembre 1984.
- [34] Sanz G., Lieurade H.P., Gérald J., Essais sur dix gros noeuds tubulaires, Conf. Int. *L'acier dans les Structures Marines*, sessions techniques ST 8.1, IRSID, St Germain en Laye, France, 5-8 Octobre 1981.
- [35] Seeger T., Olivier R., Ertragbare und zulässige Schubspannungen schwingbeanspruchter Schweißverbindungen, *Stahlbau* 8, Nr. 8, pp. 231-238.
- [36] Sonsino C.M., Fatigue Behavior of Welded Components Under Complex Elasto-Plastic Multiaxial Deformations, LBF-Nr 6078, January 1994.
- [37] Sonsino C.M., Multiaxial fatigue of welded joints under in-phase and out-of-phase local strains and stresses, *Int. J. Fatigue*, Vol. 17, n°1, 1995, pp. 55-70.
- [38] Timoshenko S., Woinowsky-Krieger S., Theory of plates and shells, International Student Edition, Second Edition, 1959.
- [39] Truchon M., L'amorçage des fissures de fatigue à partir d'entailles - Application aux joints soudés, Bulletin technique du Bureau VERITAS, Mai 1985, pp. 283-318.

Annexes

TABLE DES MATIERES

❧	Annexe 1	
	LES STRUCTURES ELEMENTAIRES	
	1.1 Description du processus de soudage	111
	1.2 Conséquences du soudage	112
	1.3 Critères de qualité du soudage	113
	1.4 Fabrication des structures élémentaires	114
❧	Annexe 2	
	CONDITIONS AUX LIMITES ET MESURES DES CONTRAINTES	
	2.1 Conditions aux limites	121
	2.2 Mesure des contraintes par thermo-élasticimétrie	124
	2.2.1 Principe de la technique	124
	2.2.2 Description du système	124
	2.3 Comparaison des résultats de mesures et de calculs	126
❧	Annexe 3	
	ANALYSE DE LA FISSURATION	
	3.1 Dispositif expérimental de suivi de fissure	131
	3.2 Observation des fissures de fatigue	132
	3.2.1 Fractographie	133
	3.2.2 Microscope électronique à balayage	134
❧	Annexe 4	
	ESSAIS DE FATIGUE	
	4.1 La machine d'essais	139
	4.2 Les résultats d'essais	140

Annexe 5

LES TRAVAUX DE SONSINO

5.1 Introduction	153
5.2 Géométrie de l'éprouvette	153
5.3 Calcul de l'état de contrainte au point chaud	154
5.3.1 <i>Choix du maillage pour la structure</i>	154
5.3.2 <i>Modélisation de la jonction soudée</i>	154
5.3.3 <i>Calcul de l'état de contrainte géométrique et de la contrainte de dimensionnement τ_0</i>	157
5.4 Conditions aux limites	162
5.4.1 <i>Introduction</i>	162
5.4.2 <i>La flexion simple</i>	163
5.4.3 <i>La torsion simple</i>	166
5.5 Résultats des essais de fatigue	169
5.5.1 <i>Flexion simple</i>	169
5.5.2 <i>Torsion simple</i>	169
5.5.3 <i>Flexion et torsion en phase</i>	170
5.5.4 <i>Flexion et torsion hors phase</i>	170



Annexe 1



LES STRUCTURES ELEMENTAIRES

1.1 Description du processus de soudage

L'opération de soudage consiste à réaliser l'assemblage de pièces métalliques en faisant fondre localement des parties à raccorder, avec ou sans métal d'apport. Dans le cas du soudage à l'arc (Figure A.1.1), la fusion du métal est obtenue par la formation d'un arc entre une électrode et la pièce à souder grâce à une différence de potentiel électrique. Il existe deux types de soudage à l'arc :

- Le soudage à l'arc avec électrode réfractaire sous atmosphère inerte : le procédé **TIG** (Tungsten Inert Gas). Il s'effectue sous argon ou sous un mélange argon/hélium. Le gaz a pour but de protéger le bain de fusion contre l'oxydation.
- Le soudage à l'arc avec électrode consommable sous atmosphère inerte, le procédé **MIG** (Metal Inert Gas), ou sous atmosphère active, le procédé **MAG** (Metal Active Gas).

Les soudages MIG et MAG sont des procédés alimentés en courant continu. La continuité électrique est assurée par l'intermédiaire d'un tube en contact avec l'électrode fusible qui est entraînée à vitesse réglable constante. L'arc électrique est entretenu au sein d'une atmosphère gazeuse.

Dans le cas du soudage MIG, le rôle du gaz consiste à protéger le bain de fusion des agents atmosphériques pouvant provoquer une oxydation. Le gaz est un mélange argon/hélium.

Dans le cas du soudage MAG, le rôle du gaz est non seulement de protéger le bain de fusion des agents atmosphériques mais aussi de provoquer, au contact de l'arc électrique, une série de réactions chimiques qui génèrent un apport calorifique à la chaleur de l'arc.

Généralement, la technique MIG s'applique au soudage des alliages légers, des fontes ou de certains aciers ; le procédé MAG est plutôt réservé aux aciers.

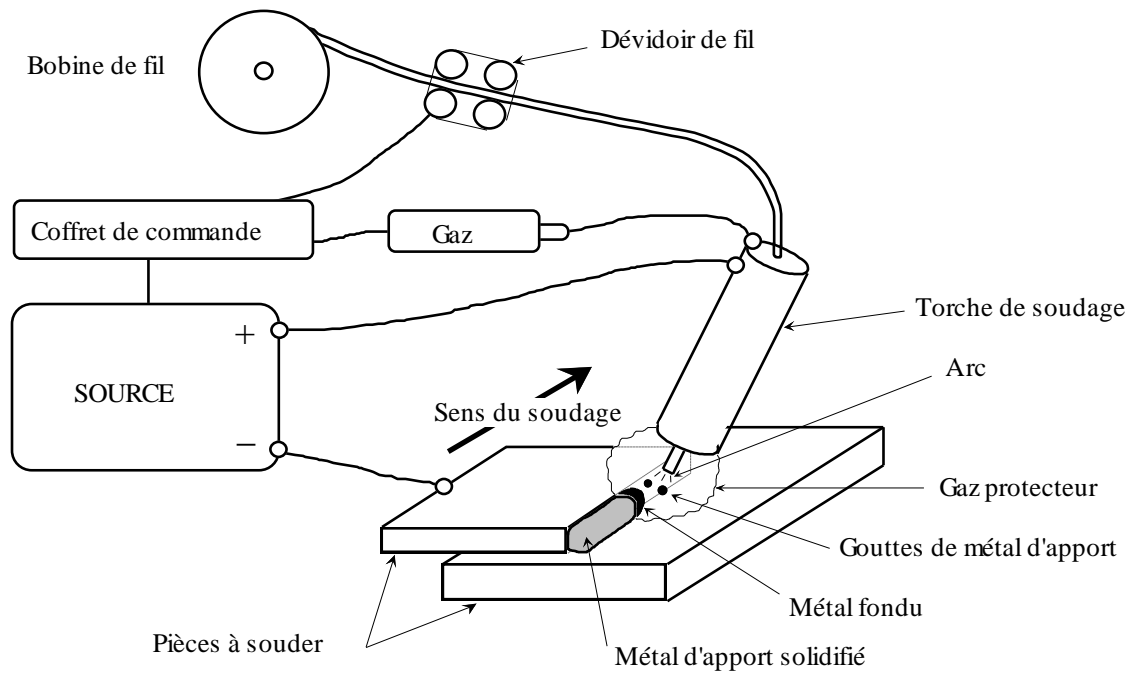


Figure A.1.1 : Description du procédé de soudage MIG ou MAG

1.2 Conséquences du soudage

L'opération de soudage à l'arc consiste à fondre les parties métalliques à l'endroit où on veut les assembler, et déposer un métal d'apport qui constituera la jonction. L'assemblage subit donc des cycles thermiques importants caractérisés par un chauffage rapide et un refroidissement plus modéré. Les cycles de température que subit le matériau au cours de l'opération a des conséquences d'ordre métallurgiques et mécaniques sur la zone de soudage.

- D'un point de vue *métallurgique*, les modifications induites par l'histoire thermique amènent à distinguer trois zones dans la zone de soudage (Figure A.1.2) :
 - La zone fondue, constituée essentiellement du métal d'apport et pour laquelle la température au cours du soudage est supérieure ou égale à la température de fusion du métal.
 - La zone affectée thermiquement (ZAT), appelée aussi zone affectée par la chaleur (ZAC), est le volume de matière pour lequel la température maximale atteinte lors du soudage est inférieure à la température de fusion, mais est suffisamment importante pour entraîner des modifications métallurgiques à l'état solide.
 - Le métal de base, partie de la pièce soudée pour laquelle l'opération de soudage n'a pas affecté la microstructure.

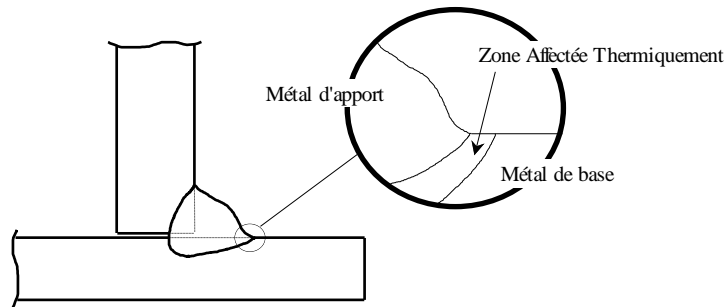


Figure A.1.2 : Les trois zones métallurgiques distinctes au voisinage d'une soudure.

- D'un point de vue *mécanique*, l'histoire thermique de la zone de soudage donne lieu à la présence de contraintes résiduelles.

La dilatation et la contraction du métal dans la zone de soudage due à l'échauffement et au refroidissement engendrent des déformations irréversibles du métal. Les contraintes résiduelles dans les structures soudées proviennent du rétrécissement localisé du métal d'apport qui « entraîne » avec lui les éléments froids qui l'entourent.

Le niveau et la distribution des contraintes résiduelles sont difficiles à évaluer car ils dépendent de la géométrie des pièces assemblées, du nombre de passes effectuées, des paramètres de soudage et surtout du système de serrage utilisé pour tenir les pièces pendant l'opération de soudage.

La manifestation la plus évidente des mécanismes qui génèrent les contraintes résiduelles est la distorsion. Des conditions de blocage sévères limitent la distorsion, mais elles imposent des déformations locales élevées à la jonction soudée. Inversement, de faibles conditions de serrage des pièces à souder n'empêchent pas les contractions locales, ce qui entraîne de plus grands déplacements ou une plus grande distorsion, et des contraintes résiduelles moins élevées.

1.3 Critères de qualité du soudage

La réalisation d'une bonne soudure passe par l'ajustement précis des paramètres de soudage. Ces paramètres sont nombreux : le transfert d'arc, la tension de soudage, l'intensité de soudage, la nature du fil d'apport, son diamètre et sa vitesse de défilement, la nature du gaz et son débit, la distance du tube contact à la pièce, l'angle de torche ou encore la position du joint. Le soudage est donc une tâche qui nécessite une préparation rigoureuse. Les paramètres choisis vont dépendre de la nature des pièces à souder et de leur géométrie.

On peut définir des critères de qualité d'une bonne soudure en fonction de sa forme, de la pénétration du cordon, de l'aspect de celui-ci (irrégularités) et des défauts générés en pied de cordon tels que les caniveaux. La Figure A.1.3 illustre deux situations de soudure : la soudure d'angle et la soudure "à clin". Une bonne soudure doit respecter certains paramètres géométriques tels que les profondeurs de pénétration P_1 et P_2 , l'épaisseur de liaison (EDL), et les angles de liaison entre le cordon et les pièces définissant la forme du pied de cordon.

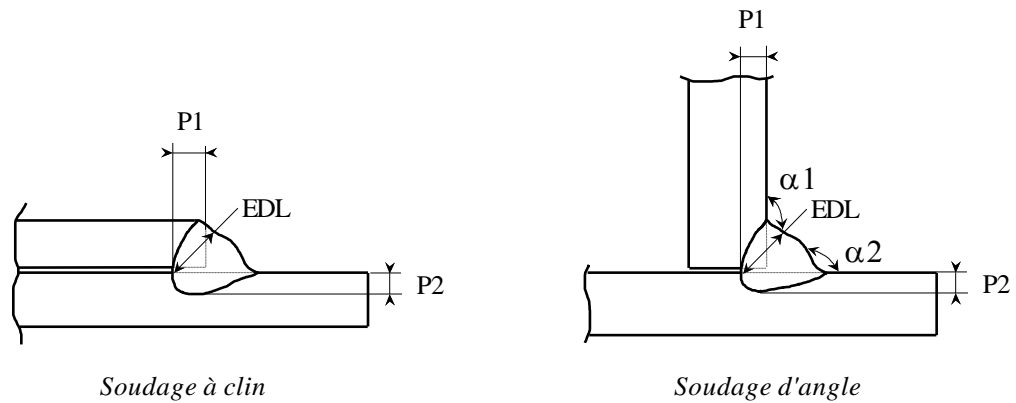


Figure A.1.3 : Les paramètres rendant compte de la qualité de soudage dans le cas du soudage à clin et du soudage d'angle.

1.4 Fabrication des structures élémentaires

Chaque structure élémentaire est fabriquée à partir du raccordement par soudage MAG de deux pièces en acier. Les structures élémentaires A, B et C sont constituées d'une plaque d'épaisseur 2 mm sur laquelle on vient souder, au centre, une pièce que l'on utilise dans la conception des pièces mécaniques automobiles. La structure élémentaire D est un corps d'amortisseur de suspension avant. C'est une pièce qui est fabriquée en série. Elle est faite d'une chape soudée sur un tube.

Le matériel utilisé pour le soudage est constitué de :

- un ensemble de soudage de marque SCS type CY 385 MPC,
- un robot de soudage de marque ABB type IRB 2000,
- une torche de soudage de marque SCHRUB.

Les paramètres de soudage de base utilisés pour l'ensemble des structures sont les suivants :

- un transfert d'arc conventionnel,
- un fil d'apport de classe GS2 (acier doux) et de \varnothing 12/10,
- un gaz protecteur : ATAL 5 (82% Argon + 18% de dioxyde de carbone),
- une distance du tube contact à la pièce de 14 mm,
- une position de soudage horizontale.

Structure élémentaire A

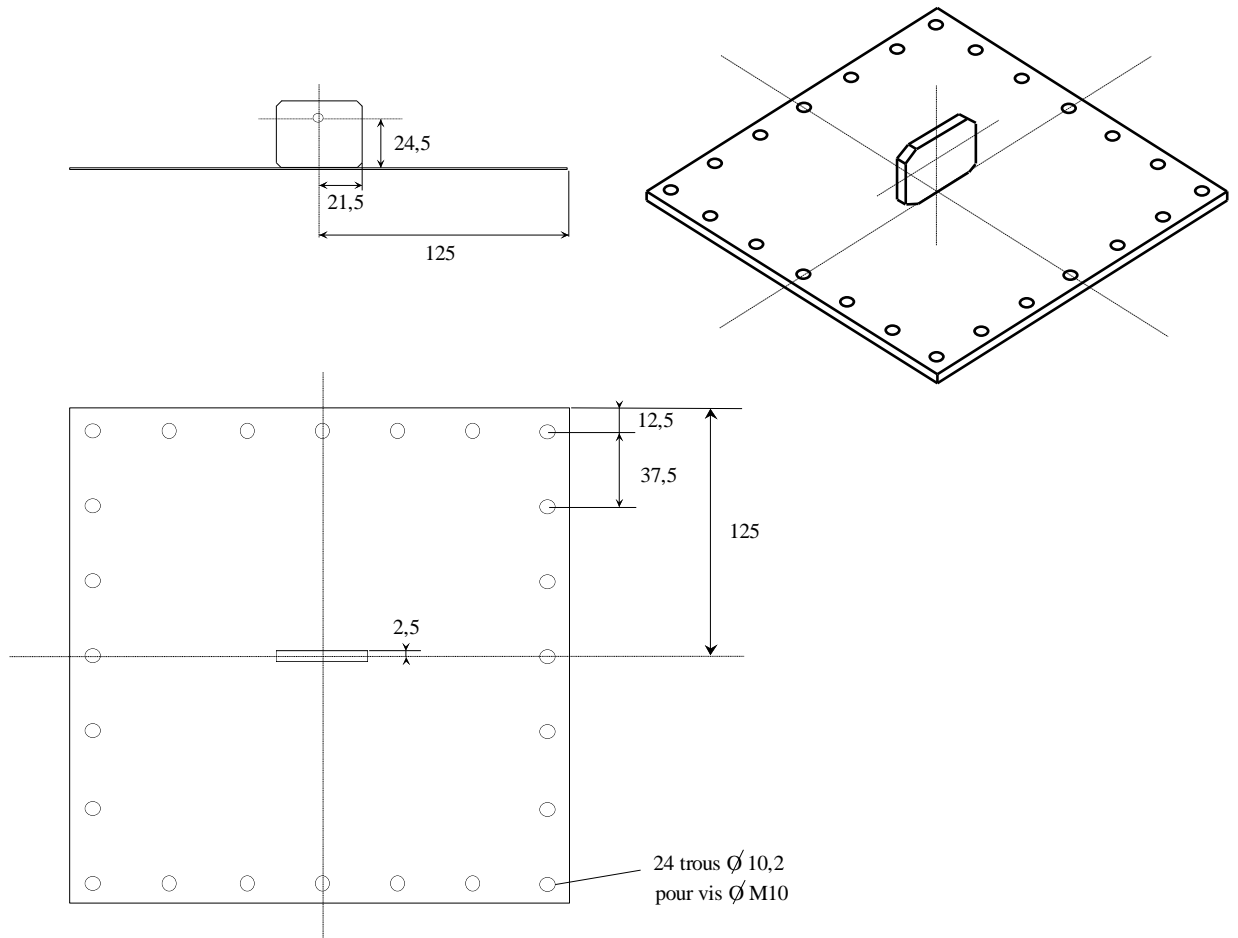


Figure A.1.4 : Géométrie de la structure élémentaire A.

Les paramètres de soudage utilisés pour la structure élémentaire A sont :

- Tension = 26 V
- Courant = 230 A
- Vitesse fil = 6 m/mn
- Vitesse de soudage : $V_s = 500$ mm/mn
- Angle de torche α et β (voir Figure A.1.5)

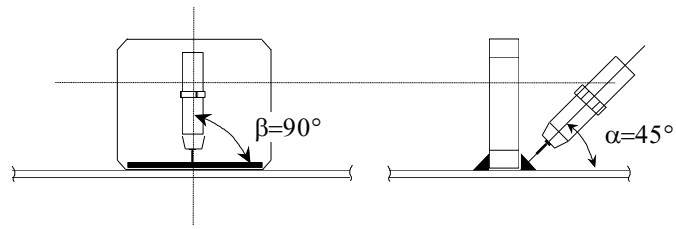


Figure A.1.5 : *Angles de torche pour le soudage de la structure élémentaire A.*

Structure élémentaire B

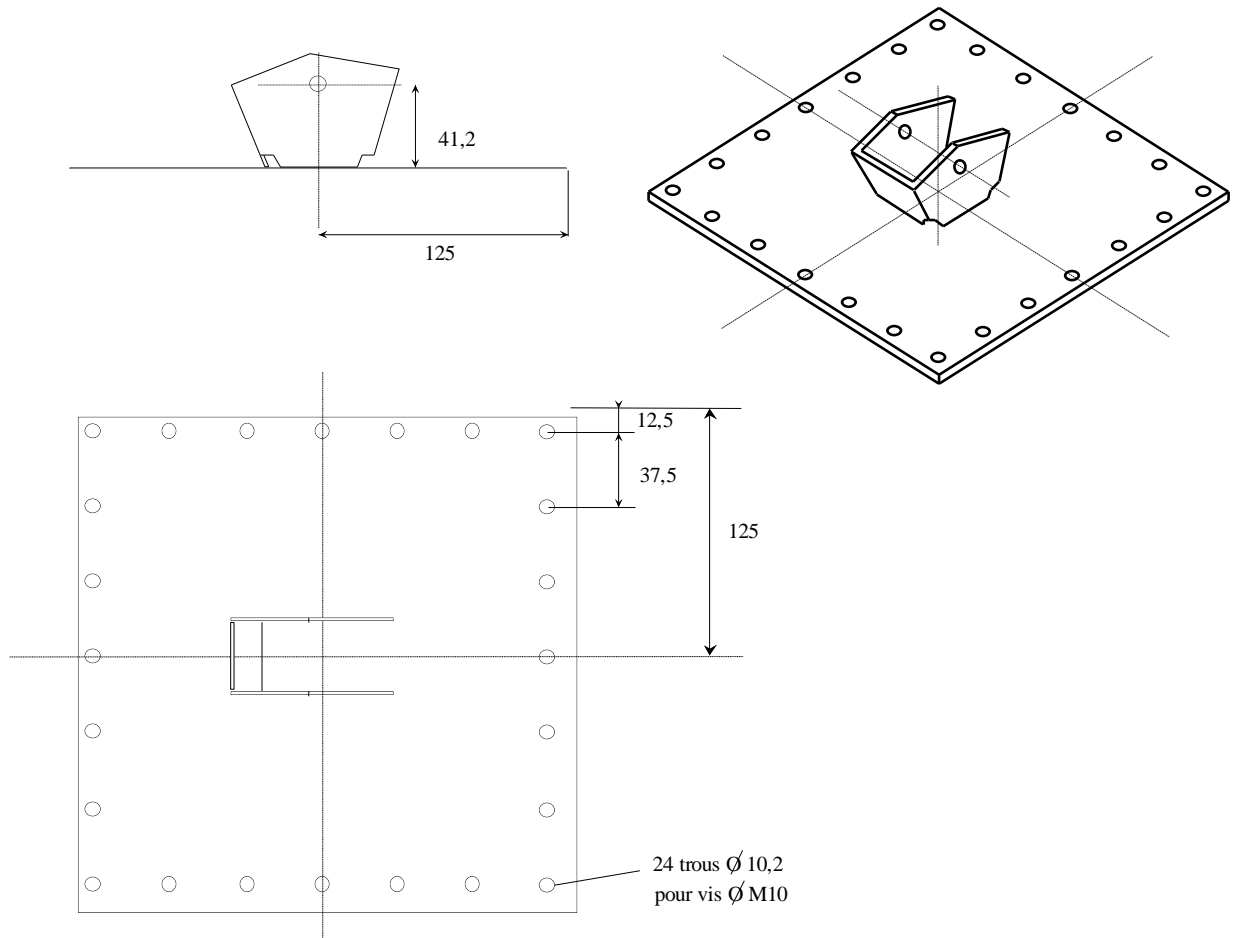


Figure A.1.6 : Géométrie de la structure élémentaire B.

Les paramètres de soudage utilisés pour la structure élémentaire B sont :

- Tension = 20 V
- Courant = 230 A
- Vitesse fil = 5,9 m/mn
- Vitesse de soudage :
 - pour cordon C1 et C2, $V_s = 740$ mm/mn
 - pour cordon C3, $V_s = 680$ mm/mn
- Angle de torche α et β (voir Figure A.1.7)

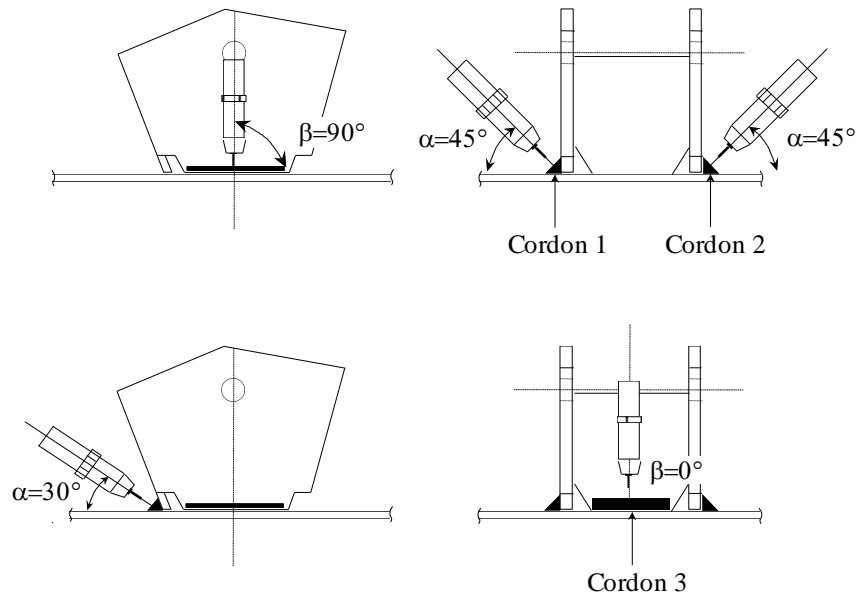


Figure A.1.7 : Angles de torche pour le soudage de la structure élémentaire B.

Structure élémentaire C

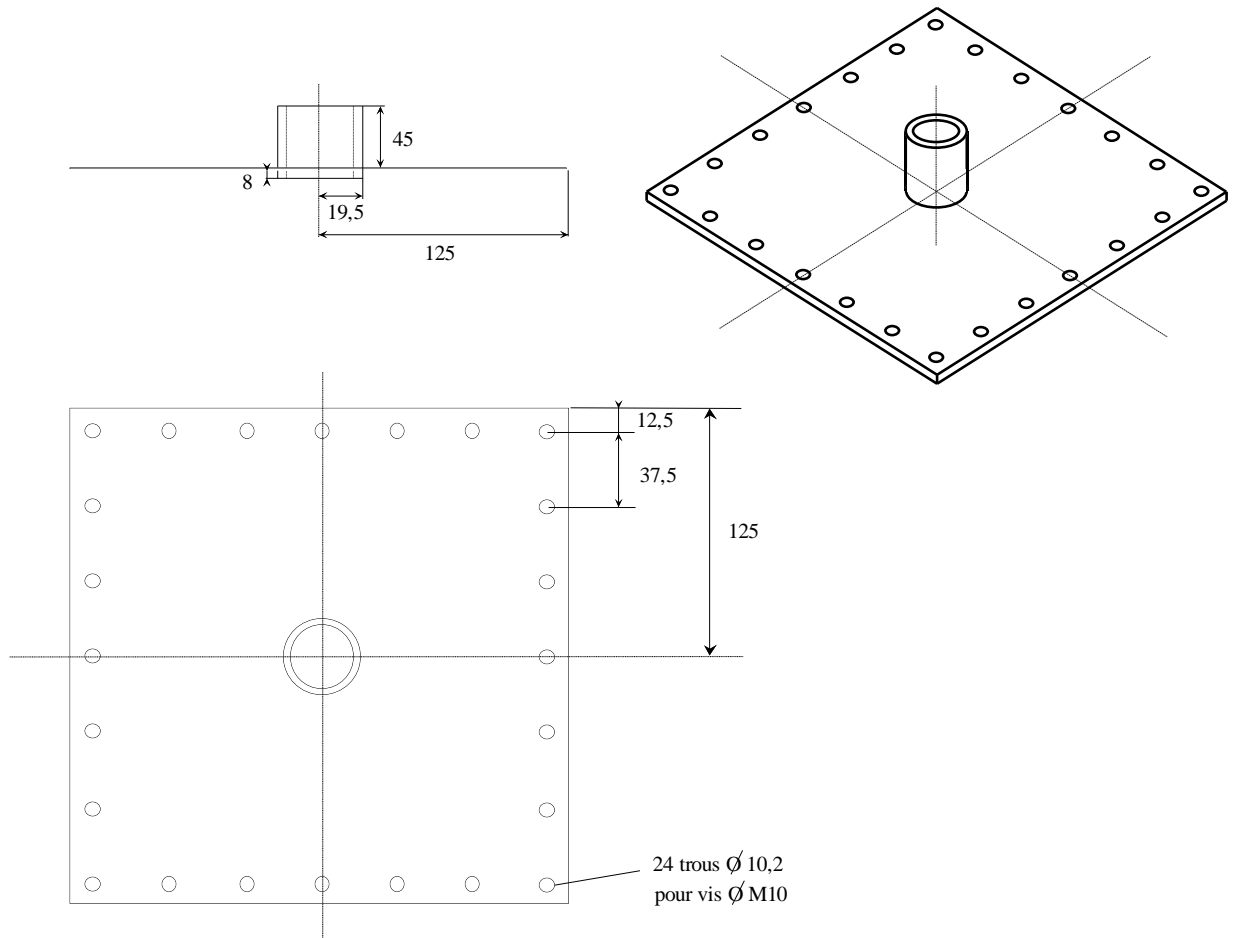


Figure A.1.8 : Géométrie de la structure élémentaire C.

Les paramètres de soudage utilisés pour la structure élémentaire C sont :

- Tension = 20,2 V
- Courant = 210 A
- Vitesse fil = 5,2 m/mn
- Vitesse de soudage : $V_s = 500$ mm/mn
- Angle de torche α et β (voir Figure A.1.9)

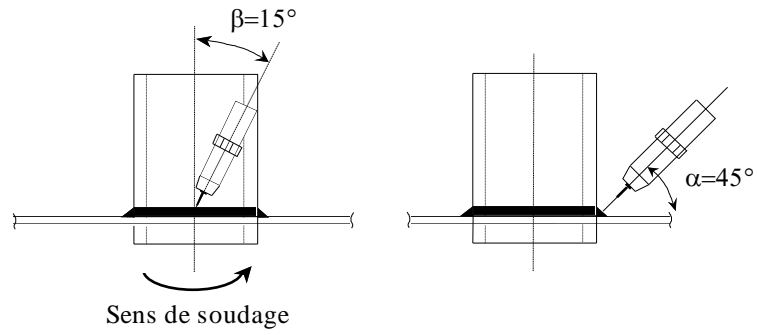


Figure A.1.9 : Angles de torche pour le soudage de la structure élémentaire C.



Annexe 2



CONDITIONS AUX LIMITES ET MESURES DES CONTRAINTES

2.1 Conditions aux limites

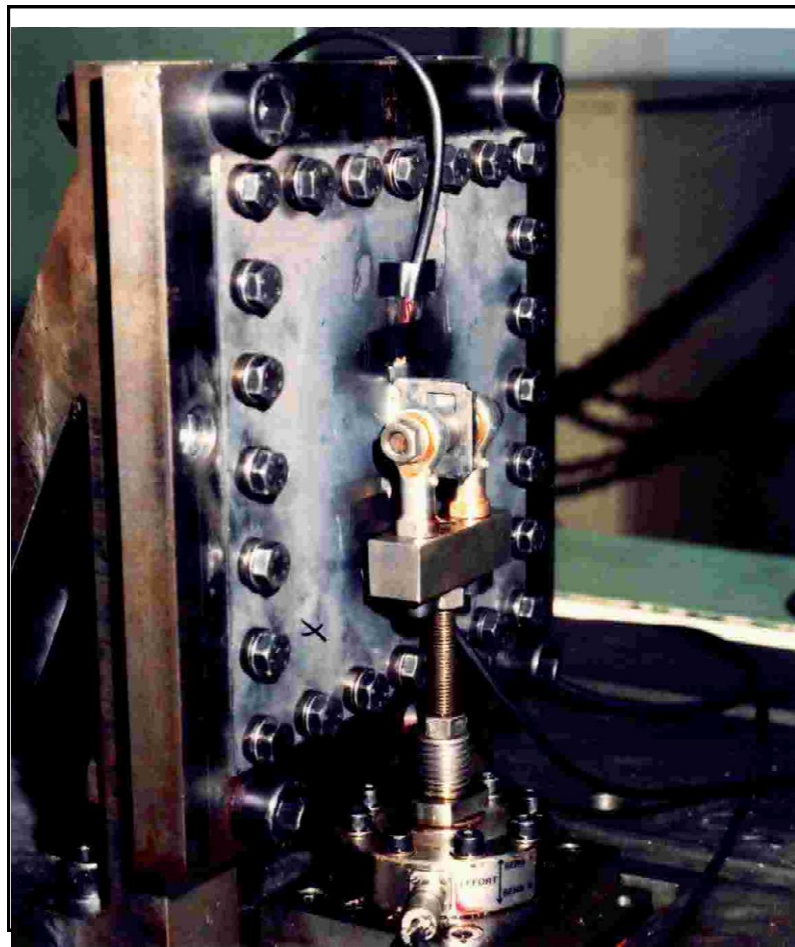
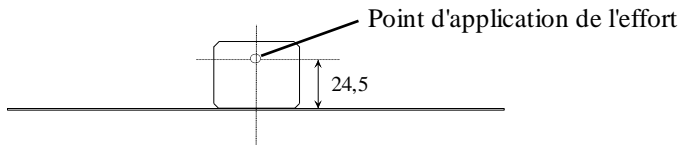


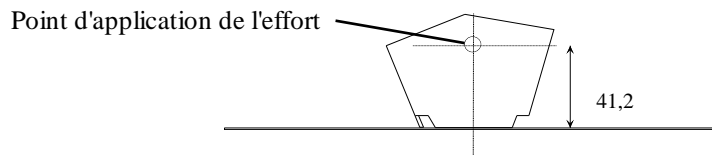
Figure A.2.1 : *Structure élémentaire A pour un essai de fatigue avec un effort de direction F_x .*

Les structures élémentaires A, B et C sont fixées sur un montage à l'aide de 24 vis (Figure A.2.1). A la Figure A.2.2, on donne la position du point d'application des efforts pour chaque structure et le schéma du montage de fixation de la structure élémentaire D.

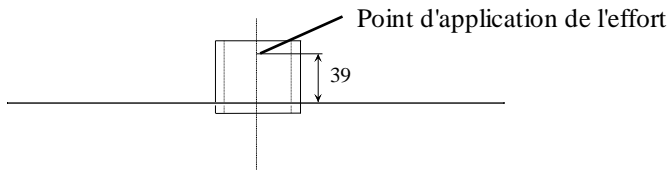
Structure élémentaire A



Structure élémentaire B



Structure élémentaire C



Structure élémentaire D

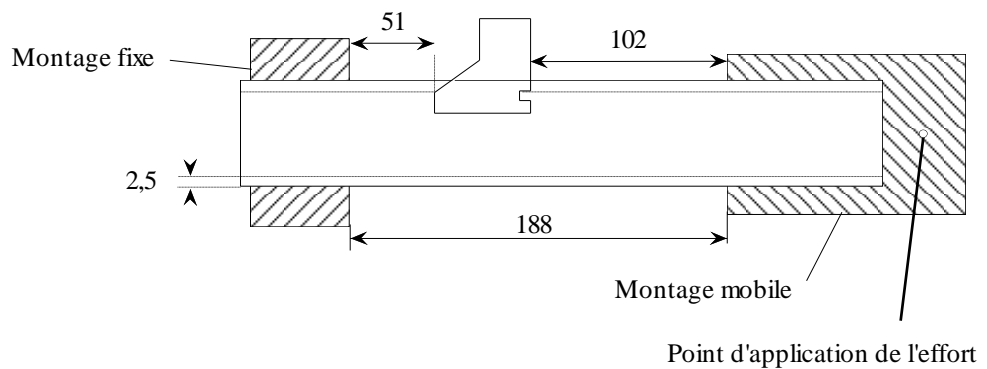


Figure A.2.2 : Point d'application des efforts pour chaque structure élémentaire.

2.2 Mesure des contraintes par thermo-élasticimétrie

2.2.1 Principe de la technique

La technique se base sur la mesure de l'effet thermo-élastique mis en évidence par Lord Kelvin en 1853. L'origine de l'effet thermo-élastique est la suivante : un matériau sollicité dans le domaine élastique en compression ou en traction subit une transformation réversible entre l'énergie d'origine mécanique et l'énergie d'origine thermique. Dans l'hypothèse où les conditions adiabatiques sont respectées au cours de l'expérience, il existe une relation linéaire entre la variation de température réversible ΔT en un point M et la variation correspondante de la somme des contraintes principales $\Delta\sigma$ en ce même point M. Pour les matériaux homogènes et isotropes, la relation qui lie $\Delta\sigma$ à ΔT peut être la suivante :

$$\Delta T(M) = \frac{-\alpha \cdot T \cdot \Delta\sigma(M)}{\rho \cdot C_\sigma} = -K_m \cdot T \cdot \Delta\sigma(M)$$

où :

- $\Delta\sigma$ (Pa) : variation périodique de la somme des contraintes principales maximales au point de mesure (positif lorsque le matériau est en traction, négatif lorsqu'il est en compression).
- ΔT (K) : variation périodique de température au point de mesure.
- T (K) : température moyenne au point de mesure.
- α (K^{-1}) : coefficient de dilatation thermique linéaire du matériau.
- ρ ($kg \cdot m^{-3}$) : densité du matériau.
- C_σ ($J \cdot Kg^{-1} \cdot K^{-1}$) : chaleur spécifique du matériau à contrainte constante.
- K_m (Pa^{-1}) : constante thermo-élastique du matériau.

La thermo-élasticimétrie est une méthode non destructive d'analyse des contraintes de surface. L'analyse s'effectue sur une pièce soumise à un chargement cyclique à amplitude constante et consiste à mesurer la variation périodique de température en chaque point de la surface observée.

Sachant que l'état de contrainte sur une surface libre est un état de contraintes planes, on a la relation suivante :

$$\Delta\sigma = \Delta\sigma_1 + \Delta\sigma_2 \quad \text{où } \sigma_1 \text{ et } \sigma_2 \text{ sont les deux contraintes principales non nulles.}$$

2.2.2 Description du système

Le système utilisé pour la thermo-élasticimétrie est le SPATE 8000. Il détecte les radiations infrarouges qui sont émises par les points de la surface observée. Ces radiations résultent de la variation de température du matériau soumis au chargement cyclique. Le SPATE permet de détecter une variation de température ΔT minimum égale à 10^{-3} K, ce qui correspond à une variation de $\Delta\sigma = 1$ MPa pour les aciers et de $\Delta\sigma = 0,4$ MPa pour les alliages d'aluminium. Dans la pratique, la fréquence de sollicitation doit être comprise entre 0,5 Hz et 20 kHz.

Le point de mesure peut être identifié à l'aide d'un objectif sur le SPATE ou bien grâce à un rayon lumineux projeté par le SPATE sur la structure. L'analyse de l'ensemble des points est programmée et assistée par ordinateur. La Figure A.2.3 illustre le mode opératoire. Le diamètre du point de mesure

dépend de la distance de l'appareil à la pièce. Dans le paragraphe §2.3, où l'on présente les résultats de thermo-élasticimétrie de notre étude, la distance du SPATE à la structure est d'environ 750 mm, ce qui correspond à un diamètre de point d'analyse de 1 mm.

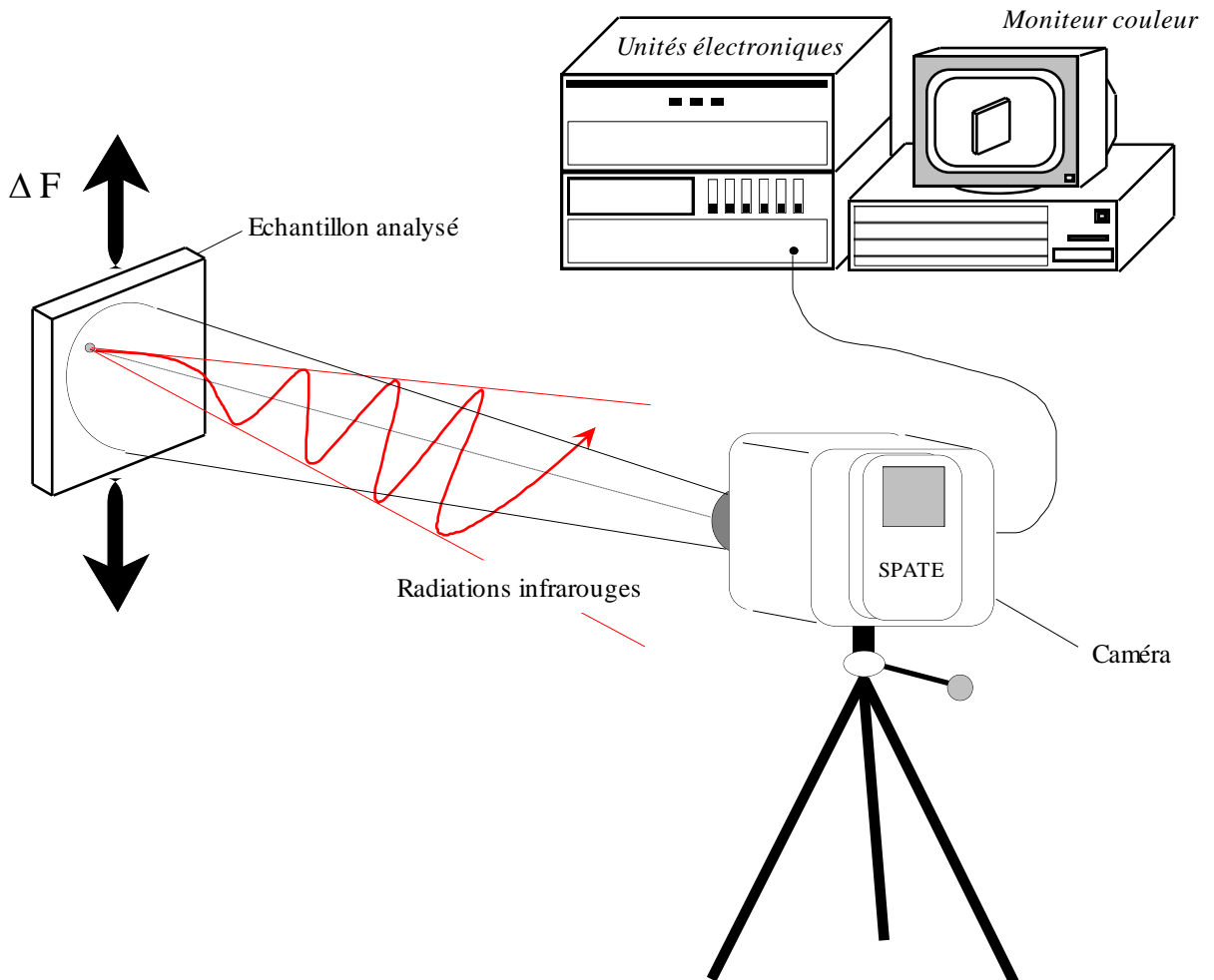


Figure A.2.3 : *Mesure des contraintes de surface par thermo-élasticimétrie sur un échantillon métallique.*

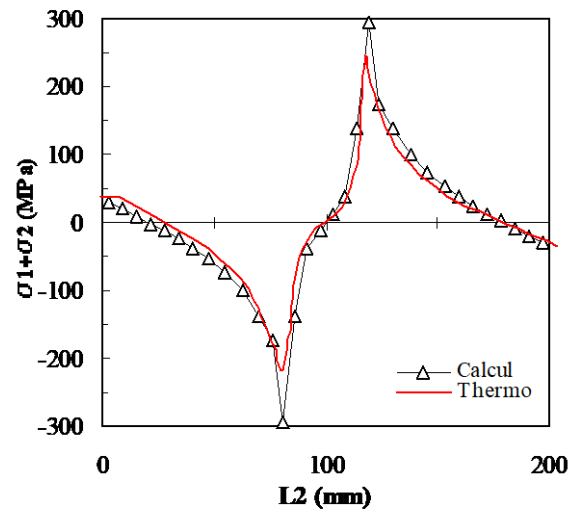
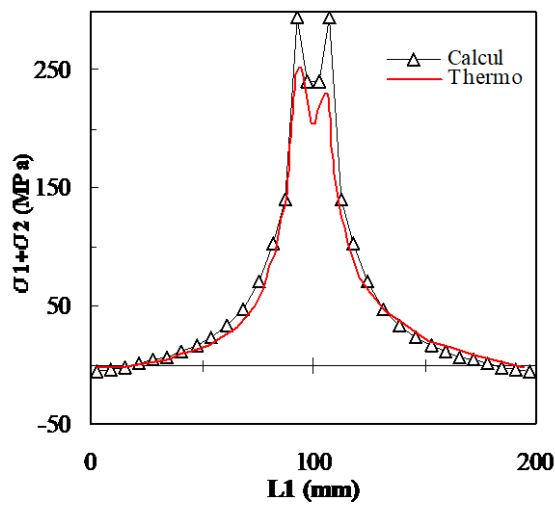
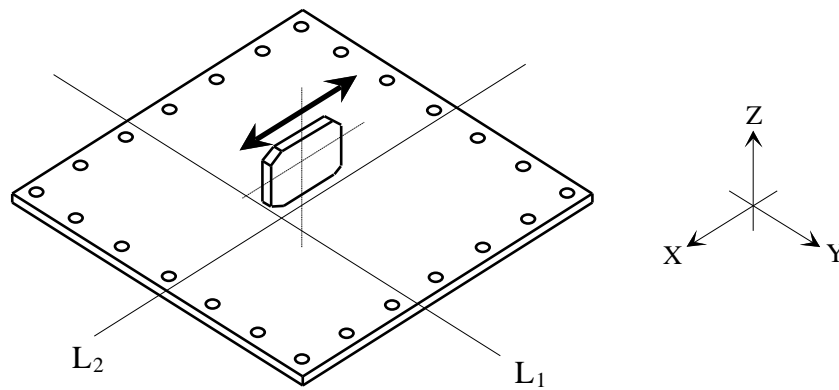
Il est très important que l'émissivité de la surface de la structure étudiée soit bonne. Pour cela, la surface observée doit être uniforme et de couleur mate. Pour l'observation des pièces en acier et surtout pour celles en aluminium, on a l'habitude de recouvrir la surface d'une peinture noire. Une émissivité de surface parfaite correspondant à 1, celle d'une surface d'un acier doux est de 0,39 et celle d'une surface d'un aluminium est de 0,12. Typiquement, une bonne peinture mate permet d'obtenir une émissivité de 0,9 à 0,95 (0,95 pour l'aluminium).

2.3 Comparaison des résultats de mesures et de calculs

Les lignes où l'on examine la distribution des contraintes dans les structures élémentaires A, B et C se situent dans le plan $z = -\frac{h}{2}$, h étant l'épaisseur de la plaque. Elles se situent en $z = +\frac{h}{2}$ pour la structure D, h étant l'épaisseur du tube.

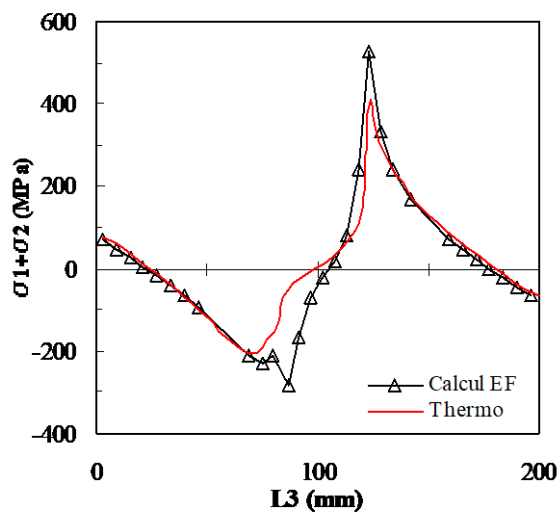
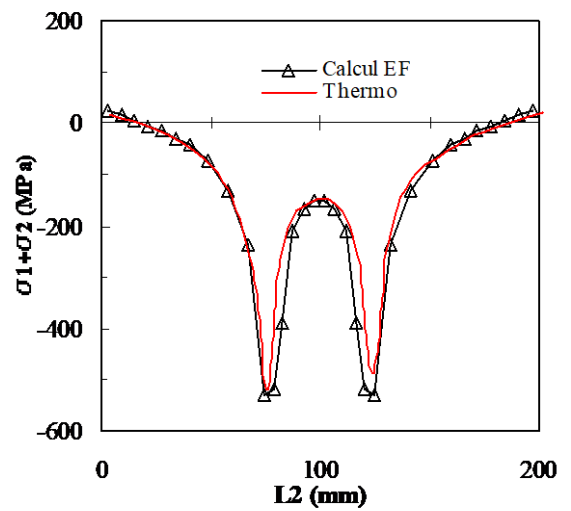
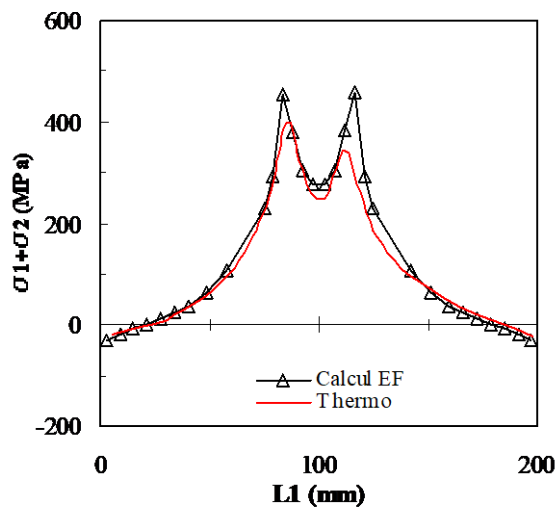
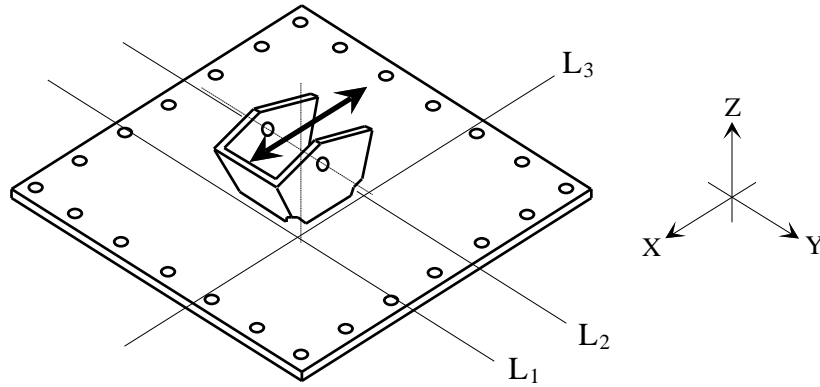
- Structure élémentaire A :

Force F_x :



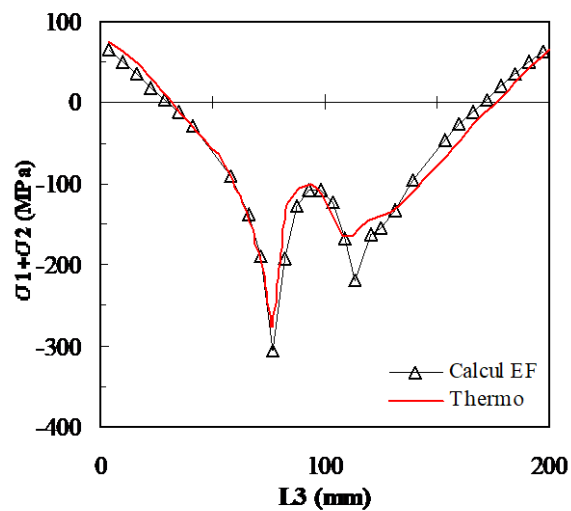
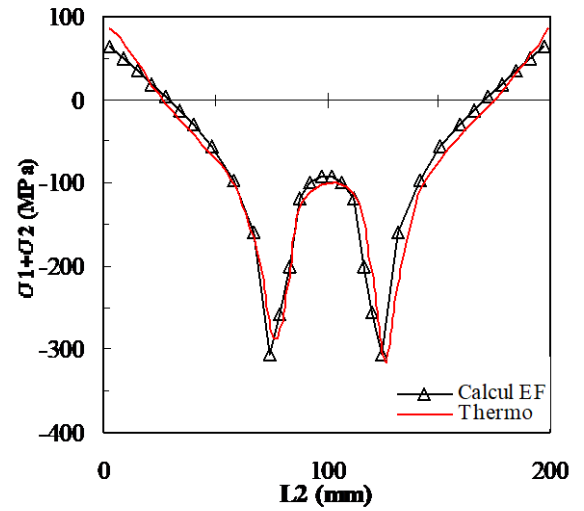
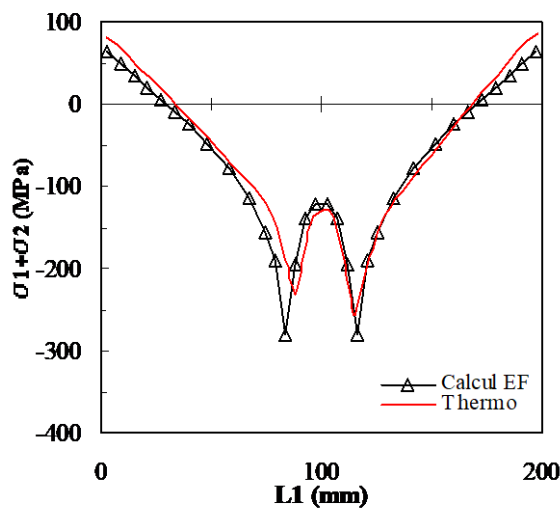
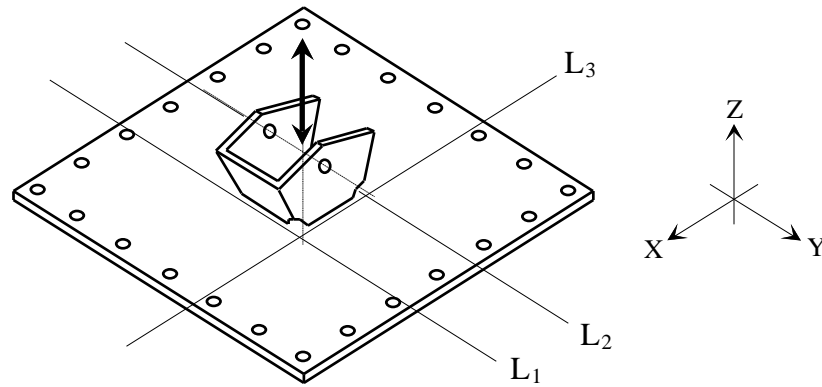
• Structure élémentaire B :

Force F_x :



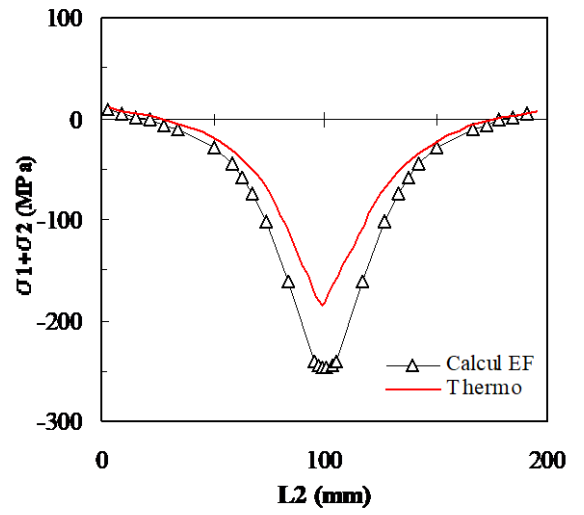
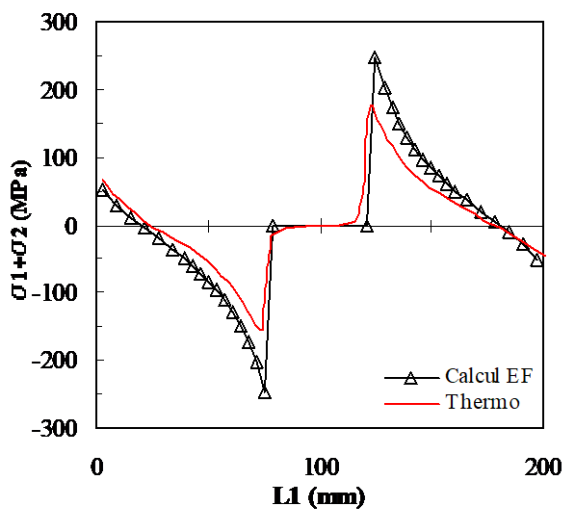
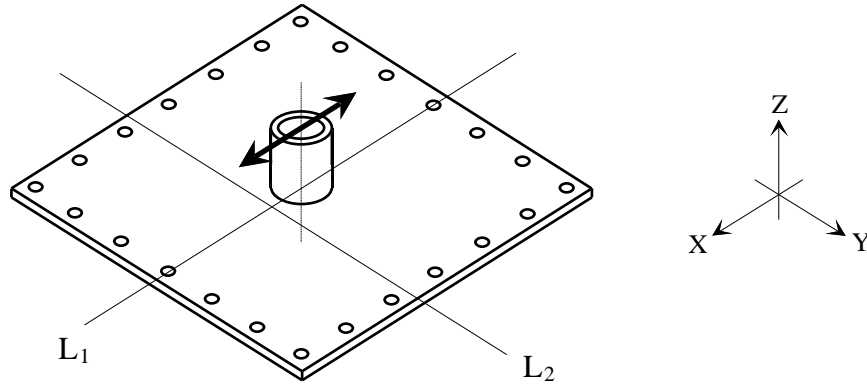
• Structure élémentaire B :

Force F_z :



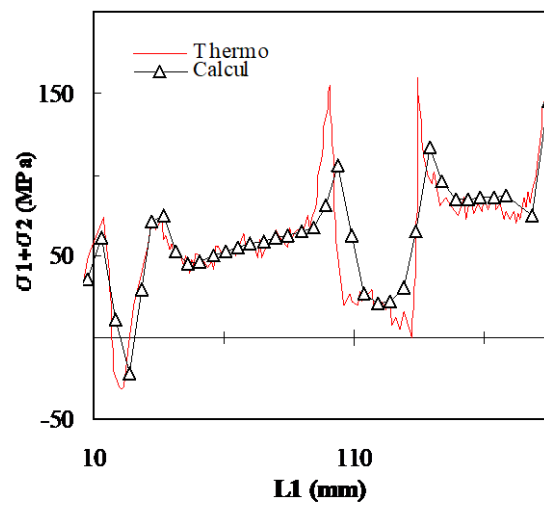
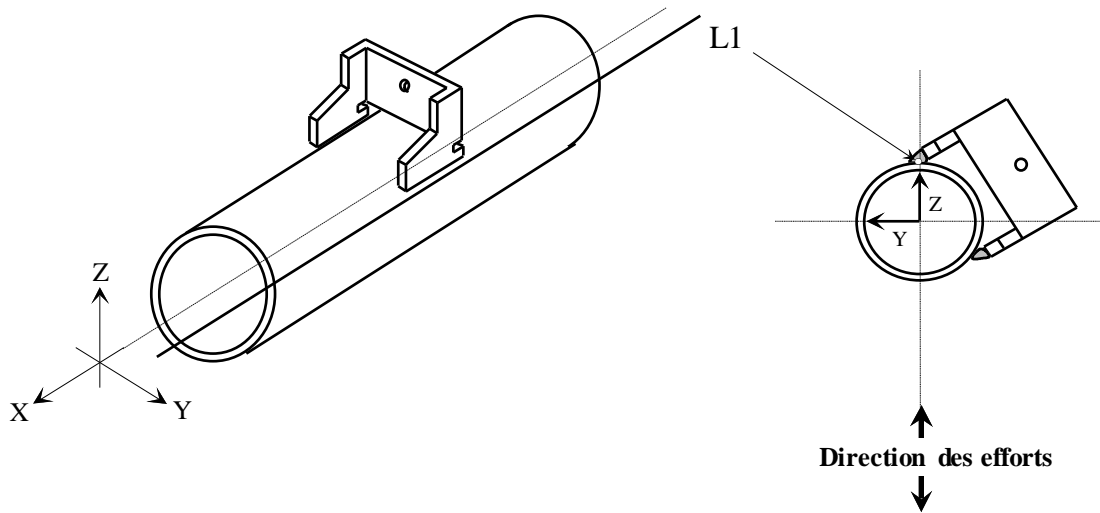
• Structure élémentaire C :

Force F_x :



• Structure élémentaire D :

Force F_z :



Annexe 3

ANALYSE DE LA FISSURATION

3.1 Dispositif expérimental de suivi de fissure

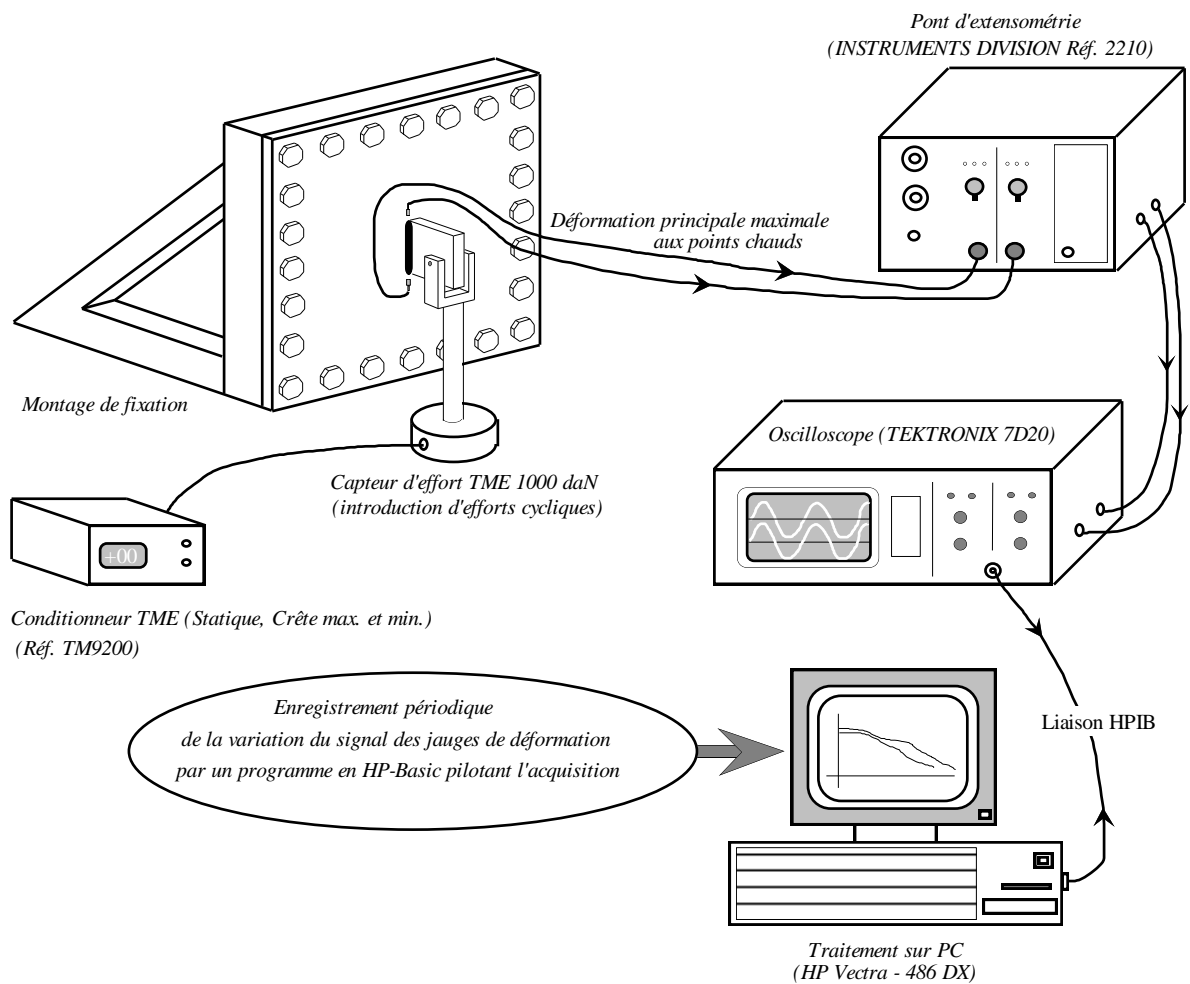


Figure A.3.1 : Schéma du dispositif expérimental pour le suivi de la fissuration aux points chauds.

Le dispositif expérimental qui a été mis en place pour suivre la fissuration aux points chauds est décrit à la Figure A.3.1. Il se base sur l'évolution de la variation du signal de jauges de déformation collées à proximité des deux points chauds les plus critiques de la structure.

La démarche utilisée est la suivante :

- Un calcul par éléments finis préliminaire détermine les points chauds de la structure élémentaire soumise à une charge donnée. Le résultat donne la direction des contraintes principales à proximité des points chauds.
- Une jauge de déformation uniaxiale (350Ω) est placée à proximité de chaque point chaud, dans la direction de la contrainte principale maximale. Le centre de la jauge est placé à 3 mm du pied de cordon. Cette distance a été choisie pour que la jauge soit capable de détecter la présence d'une fissure se propageant sous l'influence des grandeurs mécaniques à l'origine de la fissuration. Les premières fissures détectables ont une profondeur d'environ $500 \mu\text{m}$.
- Chaque jauge est reliée à un système d'acquisition qui permet de suivre l'évolution de la variation du signal de la jauge au cours de l'essai. Lorsque la fissure se propage à travers l'épaisseur de la tôle, le flux des contraintes contourne la fissure (Figure A.3.2) et, par conséquent, l'amplitude du signal enregistrée diminue progressivement. L'évolution du signal peut donc être directement reliée à la profondeur de la fissure.

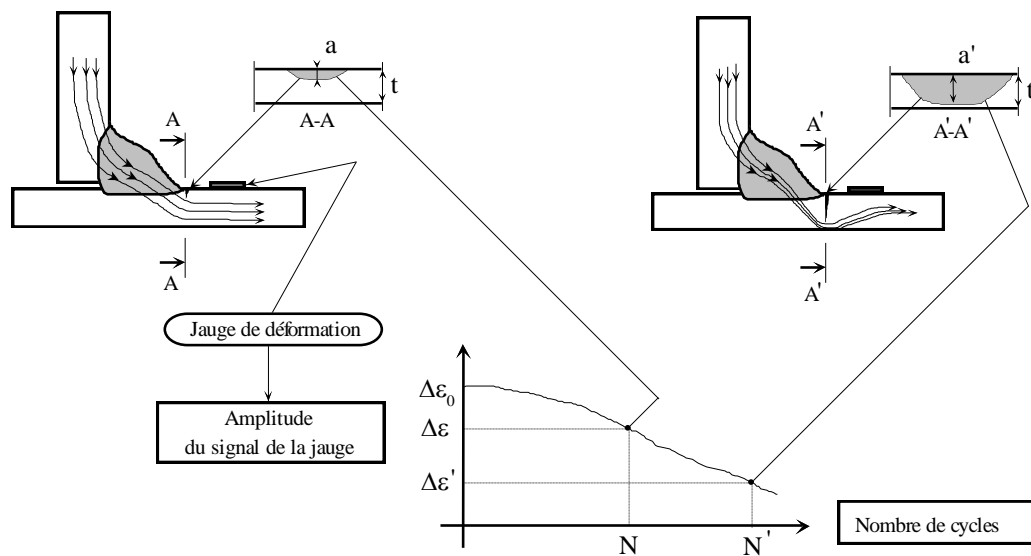


Figure A.3.2 : Suivi de la propagation de fissures au cours d'un essai de fatigue grâce à une jauge de déformation placée au point chaud, devant le pied de cordon.

3.2 Observation des fissures de fatigue

Dans ce paragraphe, on présente les photographies des observations faites au microscope optique (§3.2.1) et au microscope électronique à balayage (§3.2.2) sur les structures élémentaires.

3.2.1 Fractographie

Les photographies présentées Figure A.3.3 ont été prises au microscope optique. Elles concernent plusieurs structures élémentaires. Dans chaque cas, on distingue une partie lisse et mate : la fissure de fatigue. La partie brillante et granuleuse correspond à la rupture brutale et fragile de l'échantillon provoquée après un bain de quelques minutes dans l'azote liquide.

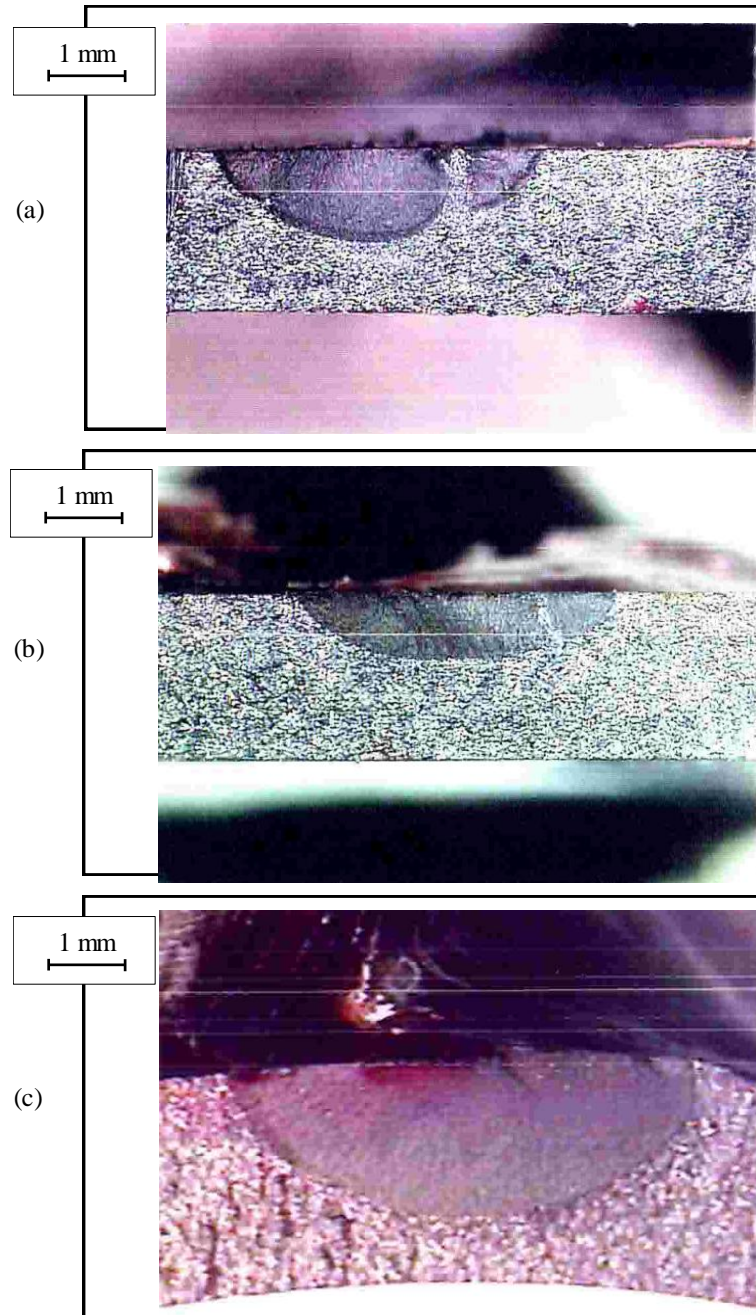


Figure A.3.3 : Observation au microscope optique des fissures de fatigue après rupture fragile de l'échantillon. Structure élémentaire A : (a) et (b). Structure élémentaire D : (c).

3.2.2 Microscope électronique à balayage

Plusieurs observations ont été effectuées au microscope électronique à balayage pour analyser les sites d'amorçage des fissures de fatigue en pied de cordon. Les photographies qui sont présentées dans ce paragraphe ont été prises aux points chauds des structures élémentaires D.

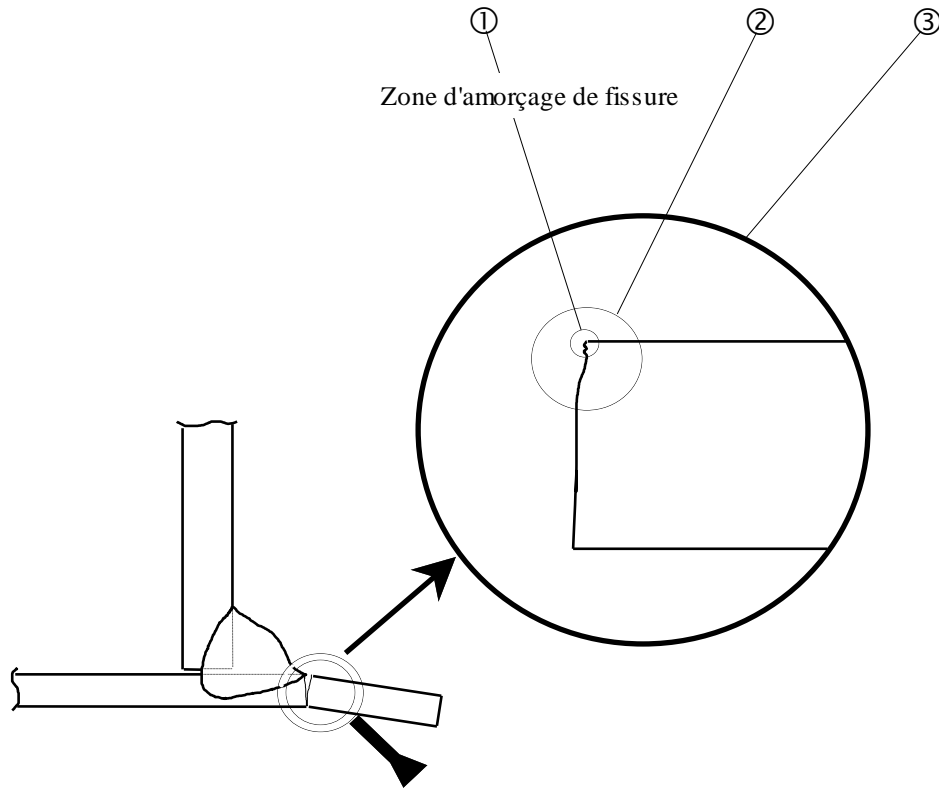


Figure A.3.4 : Type d'échantillon examiné au microscope électronique à balayage.

Deux échantillons ont été analysés :

L'échantillon 1 : au point chaud n°2 de la structure élémentaire D référencée F31

L'échantillon 2 : au point chaud n°2 de la structure élémentaire D référencée F41

Après l'analyse au microscope, les échantillons ont été polis à nouveau pour une observation sur un deuxième plan de coupe. Quatre plans de coupe ont donc été examinés. Les résultats sont présentés par plan de coupe (Figures A.3.5, A.3.6, A.3.7 et A.3.8) avec trois grossissements par plan, notés ①, ② et ③ (voir Figure A.3.4).

Dans chaque cas, on observe une fissuration en pied de cordon suivant des directions privilégiées. Ces directions sont situées à environ 45° par rapport au plan de la tôle. Cette situation se produit quelles que soient les imperfections du pied de cordon sur une profondeur voisine de 100 µm.

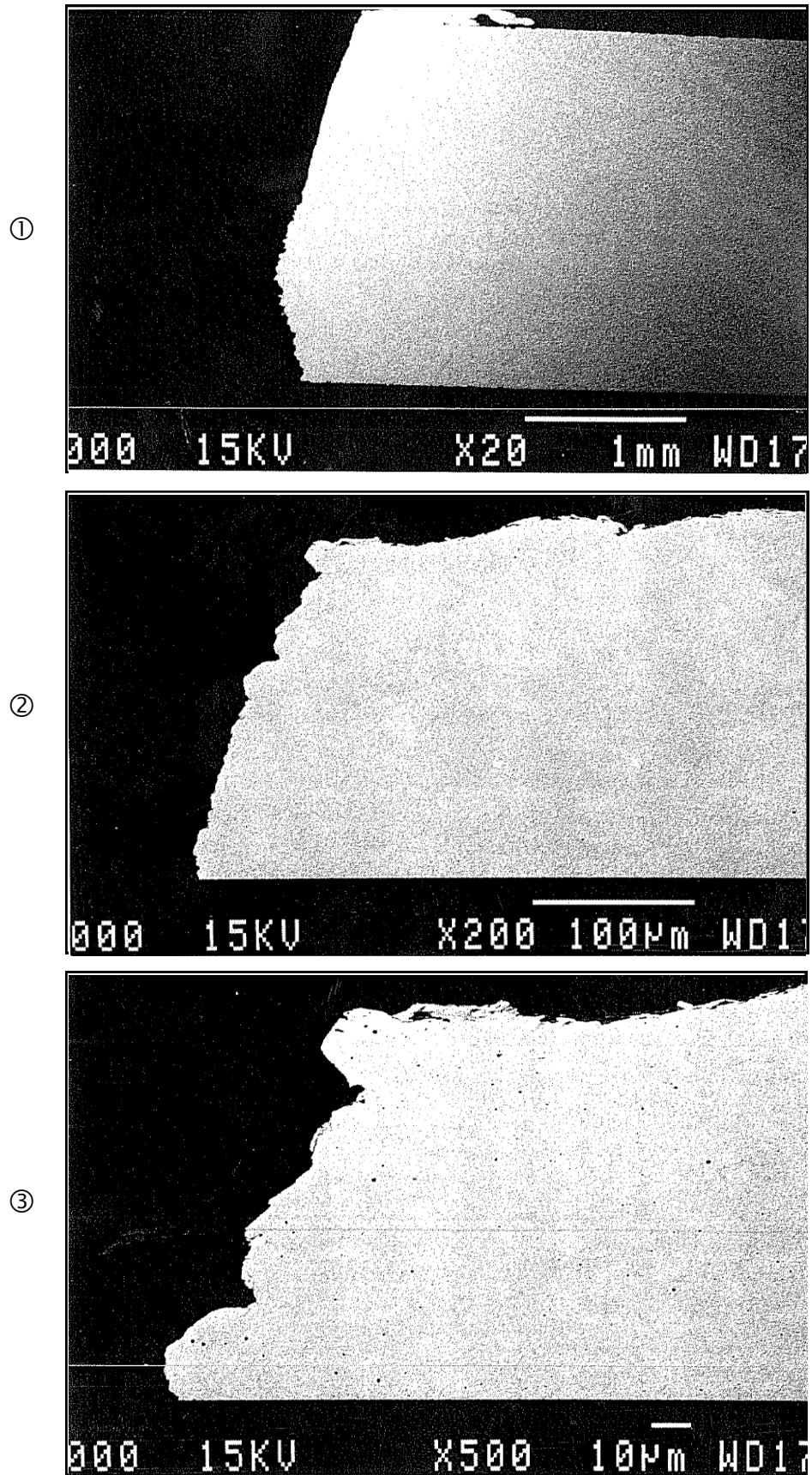


Figure A.3.5 : Observation de la fissuration au point chaud n°2 de la structure F31 sur le plan de coupe n°1.

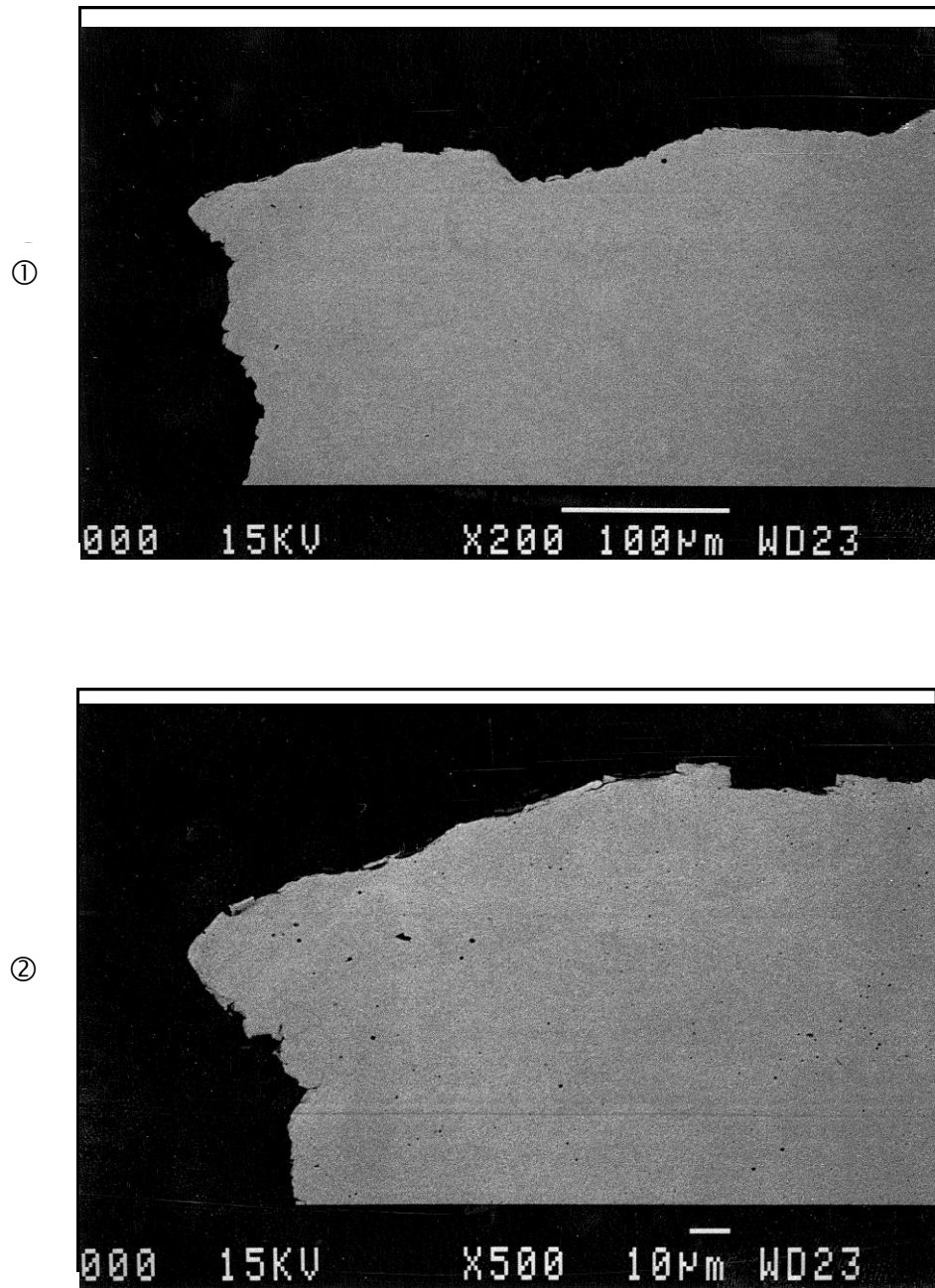


Figure A.3.6 : Observation de la fissuration au point chaud n°2 de la structure F31 sur le plan de coupe n°2.

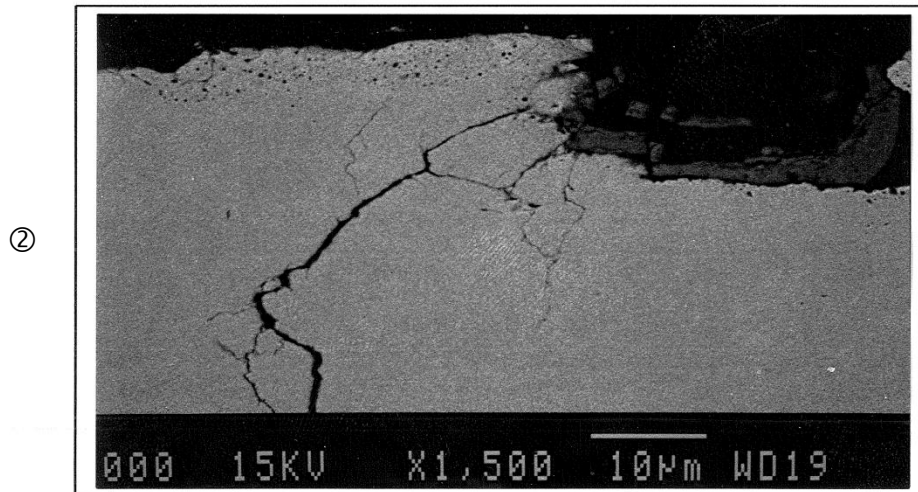
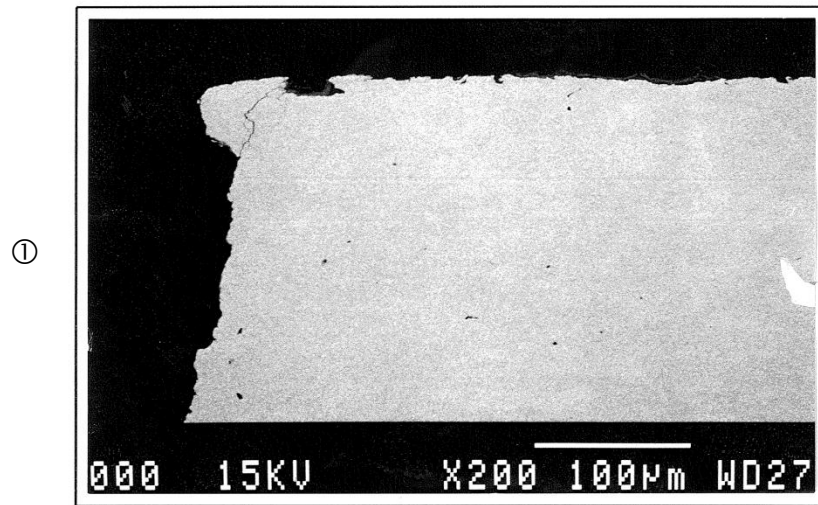


Figure A.3.7 : Observation de la fissuration au point chaud n°2 de la structure F41 sur le plan de coupe n°1.

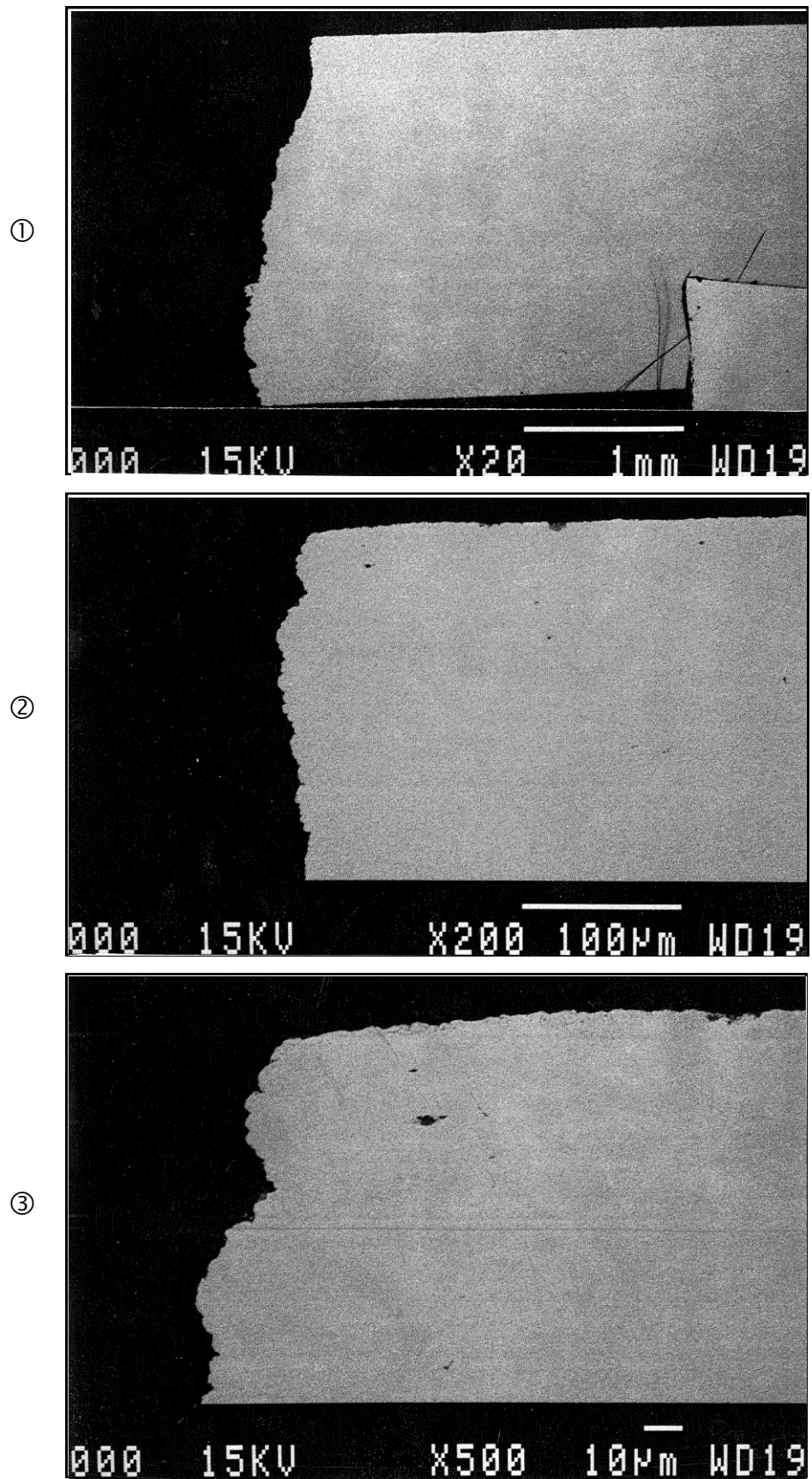


Figure A.3.8 : Observation de la fissuration au point chaud n°2 de la structure F41 sur le plan de coupe n°2.



Annexe 4



ESSAIS DE FATIGUE

4.1 La machine d'essais

La machine d'essais de fatigue utilisée est un modèle SATEC SF-1-U. Elle permet de générer une force dynamique uniaxiale à laquelle peut être superposée une force statique (compression ou traction) de même direction.

L'amplitude de la force alternée peut être comprise entre 0 et 500 daN. La force statique, quant à elle, peut varier de 0 à 500 daN en traction ou en compression. On peut donc avoir, au maximum, un chargement cyclique variant de 0 à 1000 daN.

La Figure A.4.1 décrit schématiquement le fonctionnement de la machine. La pièce testée en fatigue est fixée d'une part sur le plateau d'amarrage ❶ et d'autre part sur le mécanisme oscillateur d'introduction des efforts ❷. Le plateau d'amarrage est lui-même maintenu à la machine par l'intermédiaire de ressorts ❸ empêchant ainsi la transmission d'éventuelles vibrations en provenance du sol. La force dynamique est produite par la rotation d'une masse excentrée ❹ réglable ❺ entraînée par un moteur ❻ tournant à 1800 tours à la minute. Le chargement est donc alterné sinusoïdal avec une fréquence de 30 Hz.

Les deux ressorts ❷, placés au dessous du mécanisme oscillateur, permettent d'absorber les forces d'inerties verticales. L'effort alterné reste constant même lorsque la rigidité de la pièce testée ou l'amplitude du déplacement du mécanisme oscillateur changent. Ce sont les déplacements de ces deux ressorts qui déterminent le niveau de la force statique appliquée à la pièce. La cellule d'effort ❸ permet de contrôler la similitude entre la consigne et le niveau d'effort statique réel. Dans le cas où la force statique réelle n'est pas la consigne, l'erreur commise est corrigée par le moteur ❹ qui ajuste la précharge en conséquence.

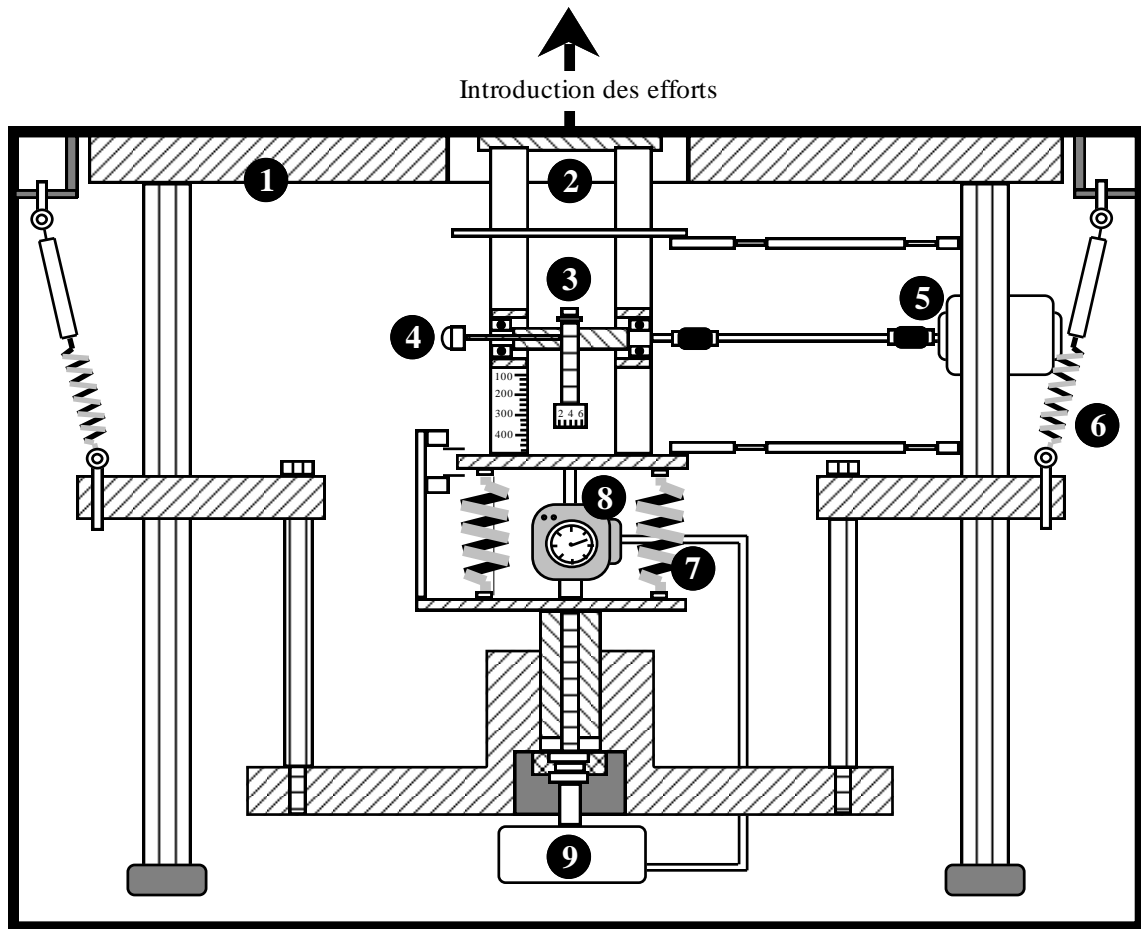


Figure A.4.1 : Machine d'essais de fatigue PSA.

4.2 Les résultats d'essais

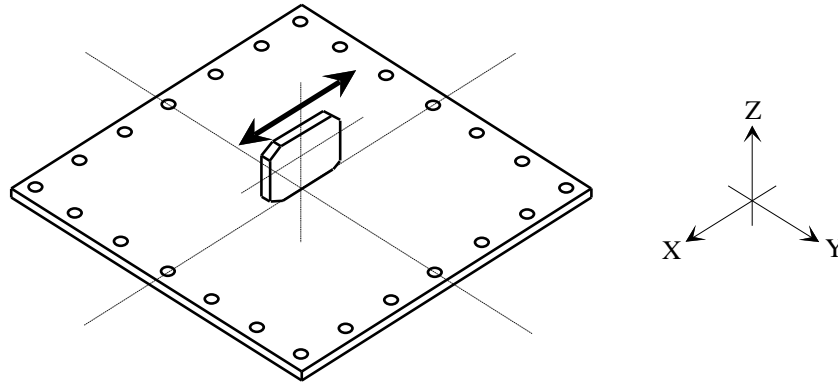
On présente ici les résultats des essais de fatigue effectués sur les structures élémentaires A, B, C et D, par type d'essais, sous la forme d'un tableau et d'une courbe F-N. Un type d'essai correspond à une structure élémentaire soumise à une charge extérieure donnée. Pour chaque type d'essais :

- le tableau contient les données de tous les essais effectués dans cette configuration (référence de la structure, amplitude de force, rapport de charge, point chaud, nombre de cycles),
- la courbe F-N est obtenue en portant l'amplitude la force F_a en fonction du nombre de cycles à la ruine N_2 correspondant à 30% de décroissance du signal de la jauge de déformation. On a tracé, à l'aide du logiciel ESOPE (Estimation Statistique par Ordinateur des Paramètres d'Endurance), la courbe moyenne correspondant à un modèle tel que $\ln N_2 = A F_a + B$ où A et B sont des constantes. Quand un seul niveau d'effort F a été effectué par type d'essai, on utilise la pente de la droite déterminée pour le même type d'essai correspondant à un autre rapport de charge R. Pour un type d'essai donné, la pente a été déterminée au moins une fois dans un cas de rapport R.

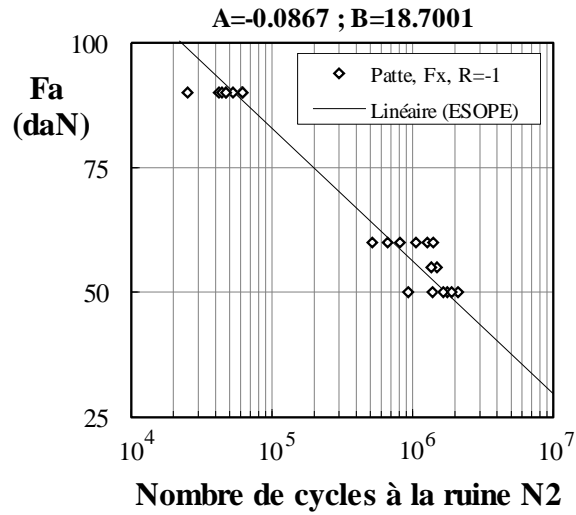
Pour les résultats des essais obtenus de la structure élémentaire D soumise à un chargement alterné, on a tracé la courbe prenant en compte la notion de limite d'endurance en se basant sur le modèle de Bastenaire (voir Chapitre 2, §2.3.2).

- Structure élémentaire A :

Force F_x :

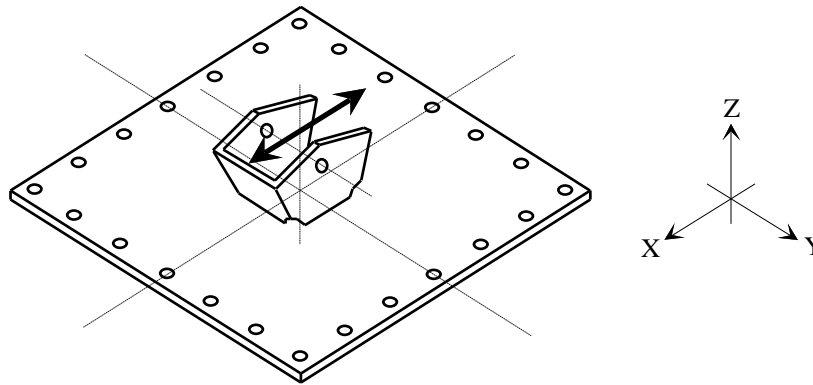


Structure	Point chaud	F_a (daN)	R	N2(15%)	N2(30%)	N2(50%)	N3	N4
A5	-	50	-1	-	1000000	1000000	-	-
A6	J1	50	-1	1417000	1900000	2500000	-	-
A6	J2	50	-1	833000	1383000	1833000	-	-
A7	J1	50	-1	1580000	1650000	1803000	-	-
A7	J2	50	-1	600000	933000	1583000	-	-
A8	J1	90	-1	26000	62000	71000	-	-
A8	J2	90	-1	53000	61000	71000	-	-
A9	J1	90	-1	17000	53000	57000	-	-
A9	J2	90	-1	14000	42000	51500	-	-
A10	J1	90	-1	59000	62000	68000	-	-
A10	J2	90	-1	34000	47000	66000	-	-
A11	J1	90	-1	58000	-	-	-	-
A12	J1	55	-1	1417000	1488000	2250000	-	-
A12	J2	55	-1	550000	1350000	1916000	-	-
A13	J1	60	-1	683000	813000	1915000	-	-
A13	J2	60	-1	216000	519000	1100000	-	-
A14	J2	90	-1	13500	25000	30000	-	-
A15	J1	90	-1	16700	44000	54000	-	-
A15	J2	90	-1	40000	47000	57000	-	-
A16	J1	60	-1	983000	1266000	1650000	-	-
A16	J2	60	-1	67000	666000	983000	-	-
A17	J1	60	-1	1050000	1400000	2200000	-	-
A17	J2	60	-1	13000	1050000	1060000	-	-
A18	J1	50	0	444000	940000	-	-	-
A19	J1	50	0	440000	450000	480000	-	-



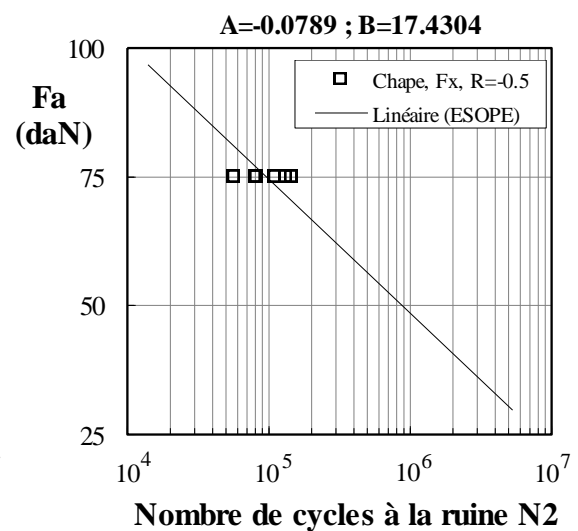
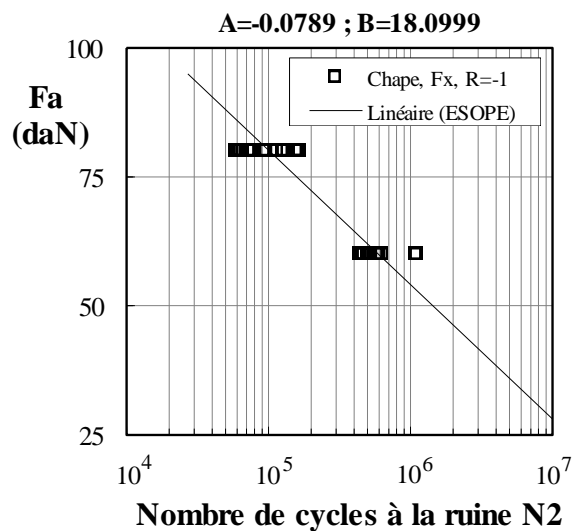
● **Structure élémentaire B :**

Force F_x :



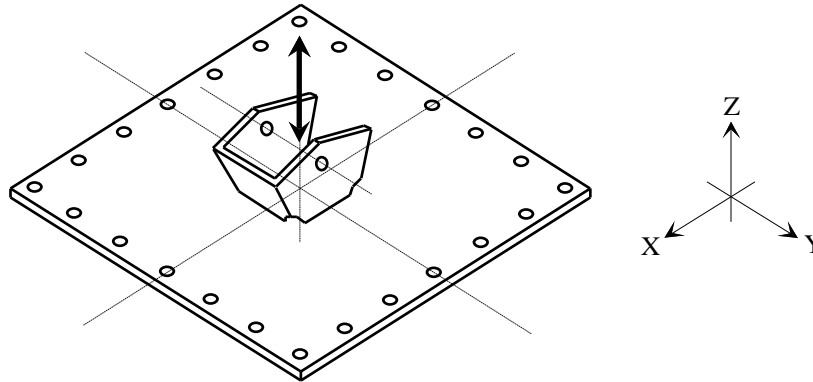
Structure	Point chaud	F _a (daN)	R	N2(15%)	N2(30%)	N2(50%)	N3	N4
B1	-	80	-1	-	59000	-	-	98000
B2	-	80	-1	-	67000	-	-	110000
B3	-	80	-1	-	79000	-	-	131000
B4	-	80	-1	-	97000	-	-	161000
B5	-	80	-1	-	73000	-	-	121000
B6	-	80	-1	-	64000	-	-	106000
B7	-	60	-1	-	530000	-	-	1362000
B8	-	60	-1	-	467000	-	-	1201000
B9	-	60	-1	-	440000	-	-	1133000
B10	-	60	-1	-	504000	-	-	1297000
B11	-	60	-1	-	447000	-	-	1149000
B7	J1	80	-1	124000	166000	261000	-	-
B7	J2	80	-1	5500	160000	240000	-	-

B9	J1	60	-1	15000	465000	2270000	-	-
B9	J2	60	-1	15000	1115000	2275000	-	-
B10	J1	80	-1	49000	128000	199000	-	-
B10	J2	80	-1	8000	74000	179000	-	-
B11	J1	80	-1	75000	125000	166000	-	-
B11	J2	80	-1	79000	166000	-	-	-
B12	J1	80	-1	110000	148000	240000	-	-
B12	J2	80	-1	140000	220000	309000	-	-
B14	J1	60	-1	500000	583000	633000	-	-
B14	J2	60	-1	566000	600000	650000	-	-
B27	J1	80	-1	129000	162000	-	-	-
B27	J2	80	-1	19000	62000	106000	-	-
B28	J1	80	-1	31000	60000	140000	-	-
B28	J2	80	-1	40000	93000	160000	-	-
B29	J1	80	-1	94000	158000	245000	-	-
B29	J2	80	-1	55000	116000	267000	-	-
B30	J1	60	-1	129000	1100000	-	-	-
B30	J2	60	-1	63000	634000	1840000	-	-
B20	J1	75	-0.5	20800	57000	105000	-	-
B20	J2	75	-0.5	56000	111000	182000	-	-
B21	J1	75	-0.5	49000	133000	179000	-	-
B21	J2	75	-0.5	128000	146000	186000	-	-
B22	J1	75	-0.5	50000	80000	133000	-	-
B22	J2	75	-0.5	27000	82000	125000	-	-

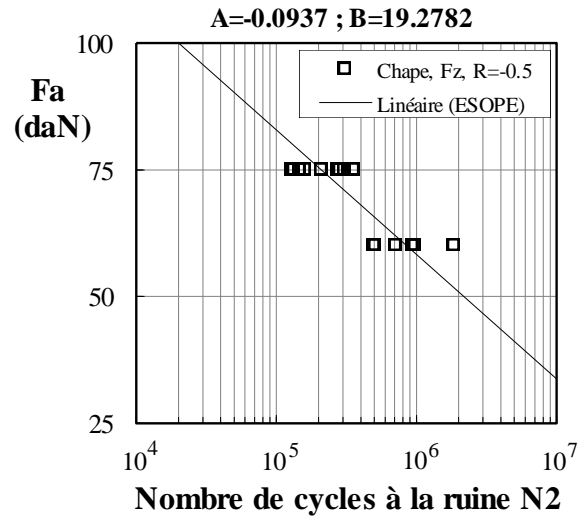
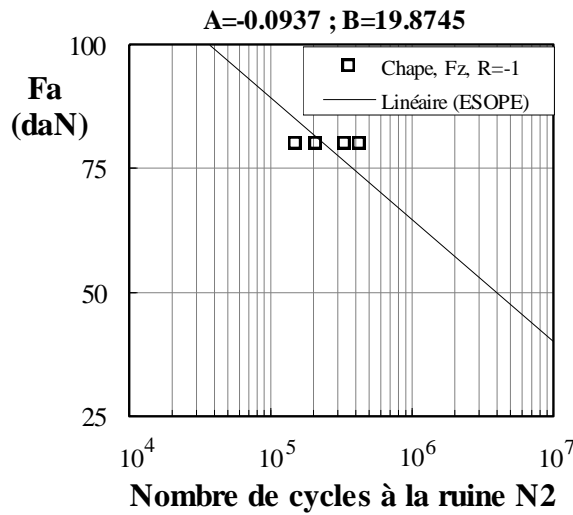


● Structure élémentaire B :

Force F_z :

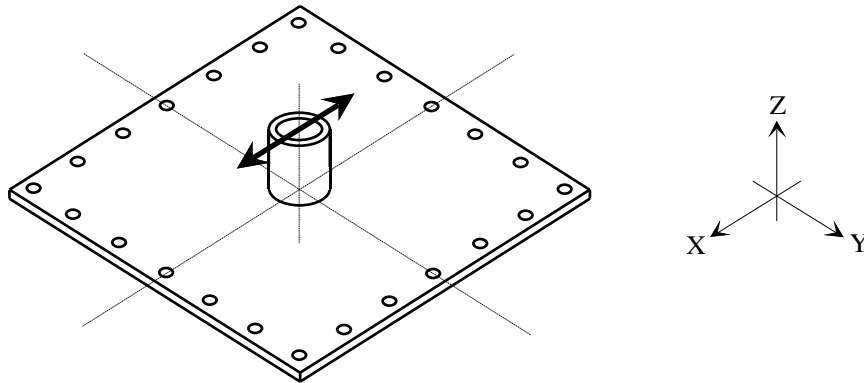


Structure	Point chaud	F_z (daN)	R	N2(15%)	N2(30%)	N2(50%)	N3	N4
B15	J1	80	-1	37800	107000	223000	-	-
B15	J2	80	-1	94800	210000	318000	-	-
B35	J1	80	-1	365000	425000	-	-	-
B35	J2	80	-1	170000	334000	492000	-	-
B16	J1	60	-0.5	255000	497000	-	-	-
B16	J2	60	-0.5	371000	510000	-	-	-
B17	J1	75	-0.5	1165000	355000	-	-	-
B17	J2	75	-0.5	725000	132000	264000	-	-
B18	J1	75	-0.5	85000	160000	264000	-	-
B18	J2	75	-0.5	69300	148000	217000	-	-
B24	J1	75	-0.5	160000	308000	425000	-	-
B24	J2	75	-0.5	113000	211000	340000	-	-
B25	J1	75	-0.5	-	274000	-	-	-
B25	J2	75	-0.5	-	134000	-	-	-
B26	J1	75	-0.5	154000	286000	-	-	-
B26	J2	75	-0.5	60000	129000	-	-	-
B32	J1	60	-0.5	1016000	1860000	-	-	-
B32	J2	60	-0.5	450000	980000	-	-	-
B33	J1	60	-0.5	550000	983000	-	-	-
B33	J2	60	-0.5	330000	717000	-	-	-
B34	J1	60	-0.5	1866000	2700000	-	-	-
B34	J2	60	-0.5	1866000	937000	-	-	-



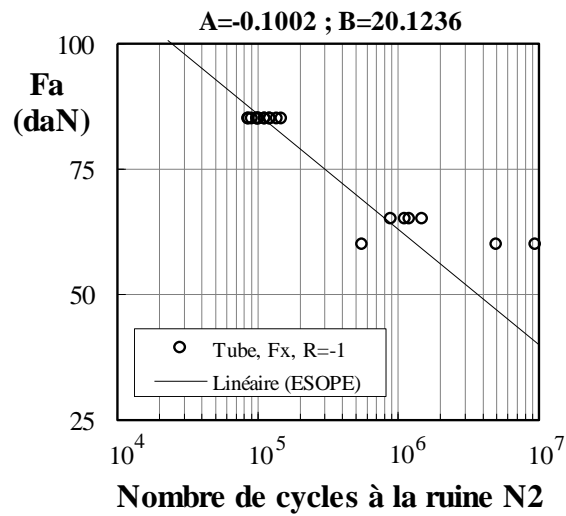
• Structure élémentaire C :

Force F_x :



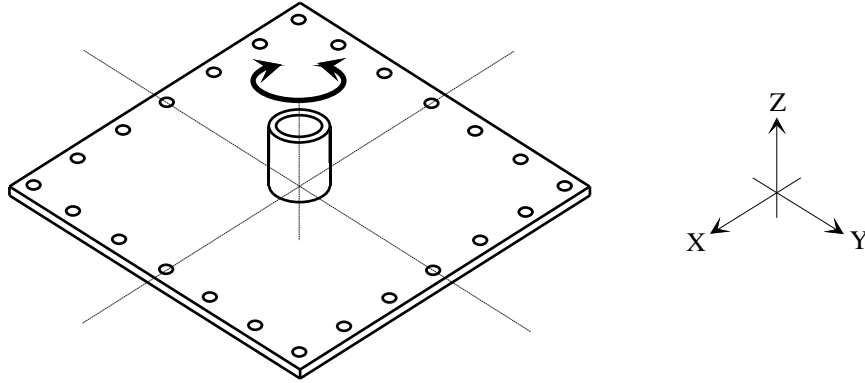
Structure	Point chaud	F _a (daN)	R	N2(15%)	N2(30%)	N2(50%)	N3	N4
C1	J1	85	-1	76000	102000	-	-	-
C1	J2	85	-1	89000	113000	-	-	-
C2	J1	85	-1	83000	91600	-	-	-
C2	J2	85	-1	73000	86000	-	-	-
C4	J2	85	-1	192000	-	-	-	-
C5	J1	85	-1	139000	-	-	-	-
C6	J1	85	-1	62000	-	-	-	-
C6	J2	85	-1	43000	51600	59400	-	-
C7	J1	85	-1	126000	-	-	-	-
C7	J2	85	-1	103000	148000	-	-	-
C8	J1	85	-1	130000	137000	142000	145000	-
C8	J2	85	-1	112000	123000	133000	149000	-
C9	J1	85	-1	50000	59000	65200	74100	-

C9	J2	85	-1	41000	51000	59300	72600	-
C10	J1	60	-1	452000	466000	489000	518000	-
C10	J2	60	-1	193000	-	237000	340000	-
C11	J1	85	-1	85000	99000	105000	113000	-
C11	J2	85	-1	85000	99000	105000	113800	-
C12	J1	60	-1	900000	911000	938000	966000	-
C12	J2	60	-1	389000	555000	600000	777000	-
C13	J1	85	-1	82000	87000	91000	106000	-
C13	J2	85	-1	106000	113000	116000	125000	-
C14	-	60	-1	-	25160000	2516000	2516000	-
C15	J1	85	-1	118000	122000	123000	129000	-
C15	J2	85	-1	85000	101000	107000	122000	-
C16	-	60	-1	2500000	2500000	2500000	2500000	-
C17	J1	65	-1	900000	1200000	1366000	1422000	-
C17	J2	65	-1	1466000	1480000	1500000	1544000	-
C18	J1	65	-1	750000	889000	972000	1055000	-
C18	J2	65	-1	1092000	1115000	1120000	1157000	-



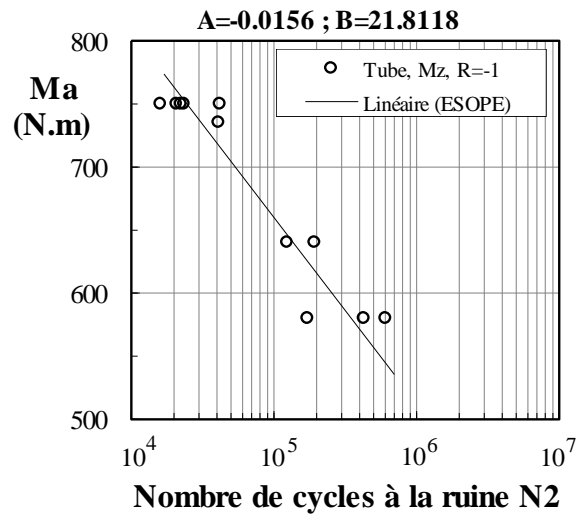
- Structure élémentaire C :

Moment M_z :

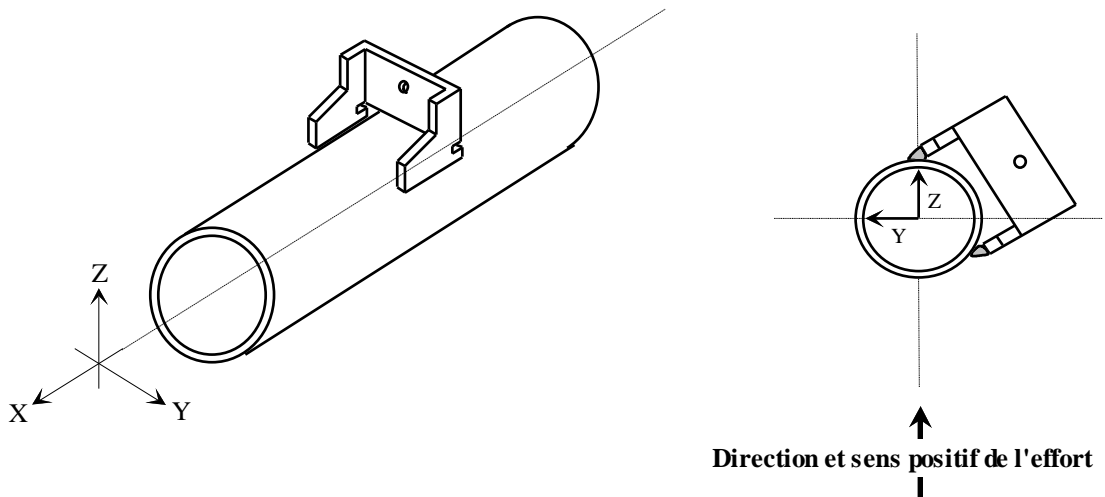


Structure	Point chaud	M_z (N.m)	R	N2(15%)	N2(30%)	N2(50%)	N3	N4
T1	-	1000	-1	-	10622*	-	-	11300
T3	-	1000	-1	-	2444*	-	-	2600
T6	-	580	-1	-	161680*	-	-	172000
T7	-	580	-1	-	570580*	-	-	607000
T8	-	580	-1	-	404200*	-	-	430000
T9	-	750	-1	-	19552*	-	-	20800
T10	-	750	-1	-	39574*	-	-	42100
T11	-	750	-1	-	22090*	-	-	23500
T12	-	750	-1	-	15134*	-	-	16100
T13	-	750	-1	-	21056*	-	-	22400
T15	J2	640	-1	116000	117000	-	-	-
T16	J1	640	-1	176100	177100	-	-	183600
T16	J2	640	-1	171700	173200	-	-	183600
T17	J2	735	-1	37400	37500	-	-	-

* : chiffre correspondant à $0,94.N4$



● **Structure élémentaire D :**



Les structures référencées Fi ont été testées par PSA-DETA/MXT/TAC ; les essais réalisés par le CETIM (Saint-Etienne) sont notés SCRiMj (i : numéro de la pièce ; j : numéro du montage ; j = 1 ou 2).

Essais sur la structure D sans contraintes résiduelles :

Structure	Pt chaud	F _z (daN)	R	N2(15%)	N2(30%)	N2(50%)	N3	N4
F10	J1	210	-1	330000	550000	-	-	-
F11	J1	210	-1	209000	574080	681000	-	-
F13	J1	210	-1	148000	601680	755000	-	-
F26	J1	210	-1	681000	956160	-	-	-
F28	J1	210	-1	516000	704640	925000	-	-
F29	J1	300	-1	193000	268260	343000	-	-
F30	J1	300	-1	70000	130000	-	-	-
F31	J1	300	-1	93000	144840	-	-	-
F32	J1	300	-1	171000	241000	317000	-	-
F33	J1	300	-1	212000	275000	328000	-	-
F34	J1	300	-1	115000	-	-	-	-
F35	J1	300	-1	-	-	-	-	-
F36	J1	300	-1	68000	112200	-	-	-
F37	J1	300	-1	274000	326400	362000	-	-
F39	J1	300	-1	85000	224400	287000	-	-
F40	J1	300	-1	142000	198900	238000	-	-
F42	J1	350	-1	49000	83200	-	-	-
F44	J1	390	-1	9100	21090	36000	-	-
F45	J1	390	-1	17000	42000	65000	-	-
F46	J1	390	-1	28000	60090	82000	-	-
F47	J1	390	-1	18000	35340	-	-	-
F48	J1	390	-1	31000	54150	72000	-	-
SCR2M1	J1	210	-1	-	283000	-	-	-
SCR3M2	J1	210	-1	-	391000	-	-	-
SCR3M1	J1	210	-1	-	538000	-	-	-
SCR4M2	J1	210	-1	-	409000	-	-	-
SCR4M1	J1	210	-1	-	572000	-	-	-
SCR5M2	J1	210	-1	-	680000	-	-	-
SCR5M1	J1	250	-0.2	51850	84965	119500	-	-
SCR6M2	J1	250	-0.2	44000	64031	-	-	-
SCR9M1	J1	390	-1	25280	44000	63400	-	-
SCR10M1	J1	390	-1	36000	47000	62200	-	-
SCR11M1	J1	390	-1	10000	22400	45000	-	-
SCR12M2	J1	390	-1	10000	18000	27000	-	-
SCR12M1	J1	360	-2	94000	168000	-	-	-
SCR13M2	J1	360	-2	60000	94000	160000	-	-
SCR14M2	J1	360	-2	33000	97500	165000	-	-
SCR14M1	J1	360	-2	190000	272328	318800	-	-
SCR16M1	J1	240	-2	-	642200	-	-	-
SCR18M2	J1	240	-2	-	1400000	-	-	-
SCR18M1	J1	200	-1	-	2433184	-	-	-

Annexe 4 – ESSAIS DE FATIGUE

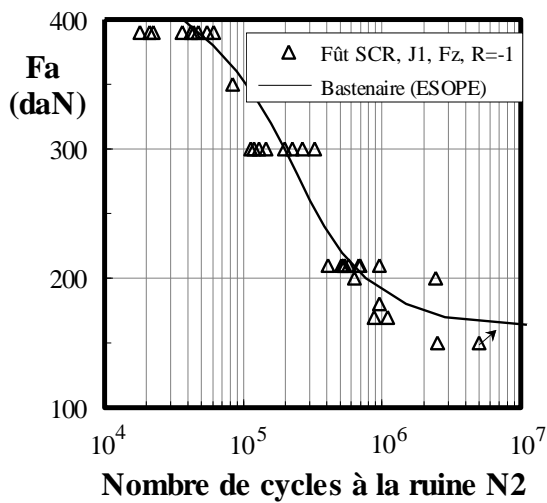
SCR19M2	J1	200	-1	-	631413	-	-	-
SCR20M2	J1	420	-1	-	27600	-	-	-
SCR19M1	J1	180	-1	-	959920	-	-	-
SCR20M1	J1	170	-1	-	1096250	-	-	-
SCR21M2	J1	170	-1	-	875300	-	-	-
SCR21M1	J1	150	-1	-	5000000*	-	-	-
SCR22M2	J1	150	-1	-	1966100	-	-	-
F13	J2	210	-1	800000	1076400	-	-	-
F26	J2	210	-1	923000	-	-	-	-
F27	J2	210	-1	607000	827520	-	-	-
F28	J2	210	-1	802000	1200000	-	-	-
F29	J2	300	-1	216000	322320	420000	-	-
F30	J2	300	-1	251000	269280	-	-	-
F31	J2	300	-1	105000	-	-	-	-
F33	J2	300	-1	220000	330000	-	-	-
F37	J2	300	-1	329000	377400	-	-	-
F39	J2	300	-1	182000	327420	-	-	-
F40	J2	300	-1	205000	273360	-	-	-
F41	J2	400	-1	50000	71250	-	-	-
F42	J2	350	-1	96000	147630	-	-	-
F44	J2	390	-1	50000	62130	-	-	-
F45	J2	390	-1	60000	-	-	-	-
F46	J2	390	-1	50000	86640	-	-	-
F48	J2	390	-1	67000	90000	-	-	-
SCR2M1	J2	210	-1	-	735000	-	-	-
SCR3M1	J2	210	-1	-	1040000	-	-	-
SCR4M2	J2	210	-1	-	727000	-	-	-
SCR4M1	J2	210	-1	-	786000	-	-	-
SCR5M2	J2	210	-1	-	1070000	-	-	-
SCR5M1	J2	250	-0.2	61000	130000	-	-	-
SCR9M1	J2	390	-1	40000	68806	-	-	-
SCR10M1	J2	390	-1	55000	77219	-	-	-
SCR11M2	J2	390	-1	77219	-	-	-	-
SCR11M1	J2	390	-1	37000	63600	-	-	-
SCR12M2	J2	390	-1	40000	56000	-	-	-
SCR12M1	J2	360	-2	128000	208843	-	-	-
SCR13M2	J2	360	-2	184000	280000	-	-	-
SCR13M1	J2	360	-2	83500	204300	-	-	-
SCR14M2	J2	360	-2	213000	-	-	-	-
SCR14M1	J2	360	-2	206000	318800	-	-	-
SCR15M2	J2	360	-2	142000	240000	-	-	-
SCR15M1	J2	360	-2	225000	331000	-	-	-
SCR16M1	J2	240	-2	-	1200000	-	-	-
SCR17M2	J2	240	-2	-	934810	-	-	-

SCR17M1	J2	240	-2	-	1600000	-	-	-
SCR18M2	J2	240	-2	-	1400000	-	-	-
SCR18M1	J2	200	-1	-	2703770	-	-	-
SCR20M2	J2	420	-1	-	68700	-	-	-
SCR19M1	J2	180	-1	-	1612979	-	-	-
SCR20M1	J2	170	-1	-	1547020	-	-	-
SCR21M2	J2	170	-1	-	1300000	-	-	-
SCR21M1	J1	150	-1	-	2121900	-	-	-
SCR22M2	J2	150	-1	-	5000000*	-	-	-

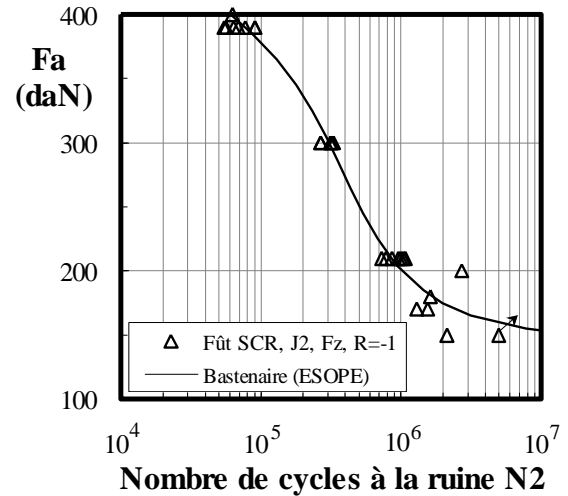
* : essai non rompu

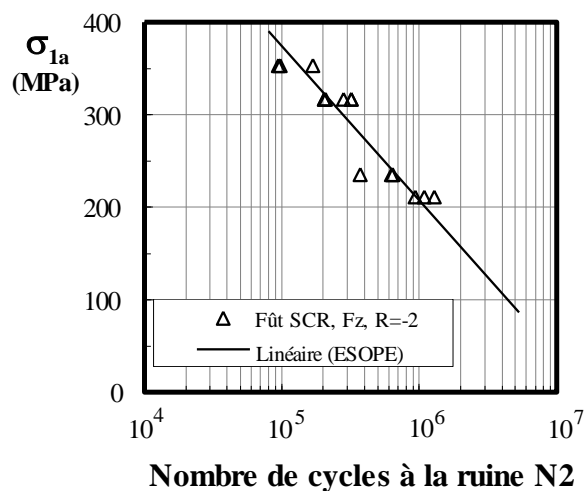
Modèle de Bastenaire :
$$N = \frac{A \cdot e \left[\frac{\sigma - \sigma_D}{B} \right]^C}{\sigma - \sigma_D}$$
 avec σ_D limite d'endurance.

A=31412270 ; B=228.49 ; C=4.5
 $\sigma_D=152.66$



A=52877728 ; B=239.87 ; C=4.5
 $\sigma_D=148.17$





Essais sur la structure D avec contraintes résiduelles :

Structure	Pt chaud	Fz (daN)	R	N2(15%)	N2(30%)	N2(50%)	N3	N4
F1	J1	140	-1	400000	511000	600000	-	-
F2	J1	210	-1	91000	128000	-	-	-
F3	J1	210	-1	110000	181000	264000	-	-
F4	J1	210	-1	145000	185000	236000	-	-
F9	J1	210	-1	126000	178000	211000	-	-
F14	J1	300	-1	45000	64000	80000	-	-
F15	J1	300	-1	40000	55000	73000	-	-
F16	J1	210	-1	40000	58000	80000	-	-
F17	J1	210	-1	110000	139000	173000	-	-
F18	J1	210	-1	226000	264000	294000	-	-
F19	J1	210	-1	64000	94000	117000	-	-
F20	J1	210	-1	260000	320000	365000	-	-
F21	J1	210	-1	74000	106000	-	-	-
F22	J1	210	-1	9000	133000	161000	-	-
F14	J2	300	-1	40000	58000	75000	-	-
F15	J2	300	-1	70000	85000	104000	-	-
F16	J2	210	-1	4000	105000	157000	-	-
F18	J2	210	-1	88000	121000	158000	-	-
F19	J2	210	-1	77000	125000	159000	-	-
F20	J2	210	-1	142000	197000	247000	-	-
F22	J2	210	-1	105000	150000	-	-	-
F5	J1	210	0	66000	98500	122000	-	-
F6	J1	210	0	38000	66000	86000	-	-
F7	J1	210	0	42000	43500	45000	-	-
F8	J1	210	0	48000	63000	81000	-	-



Annexe 5



LES TRAVAUX DE SONSINO

5.1 Introduction

Nous utilisons les résultats des essais de Sonsino [32], dont l'étude est décrite au §2.4.3 du chapitre 2. Sonsino a effectué des essais de fatigue à amplitude constante sur des éprouvettes en acier soudées par cordons pleine pénétration. Il a étudié deux géométries : un tube soudé sur une plaque et deux tubes raccordés bout à bout. Nous nous sommes intéressé au tube soudé sur la plaque, appelé éprouvette « bride-tube ».

Sonsino a mis au point un dispositif de sollicitation des éprouvettes tel qu'il est possible d'introduire des efforts suivant des directions différentes et de déphaser ces efforts. Cela lui permet d'obtenir, pour des chargements déphasés, des directions de contraintes principales variables au cours d'un cycle au point chaud. Nous étudierons les cas de chargement correspondant à la flexion, à la torsion, à la flexion combinée à la torsion en phase et hors phase.

Le critère de ruine adopté par Sonsino pour ces éprouvettes est celui de la fissure traversante. Sachant que la courbe de dimensionnement que nous proposons au §3.7 du chapitre 3 est adaptée à des fissures sortant tout juste de l'influence des effets locaux, les durées de vie rapportées par Sonsino devraient être légèrement supérieures à celles que l'on devrait prévoir avec notre approche. Les essais ont été effectués avec des efforts conduisant à des durées de vie allant de 10^3 à $5 \cdot 10^6$ cycles.

Dans cette annexe, on présente la géométrie de l'éprouvette « tube sur plaque » (§5.2). On constate que le tube peut être assimilé à une coque et que la plaque doit être maillée en éléments finis volumiques. Au §5.3, on présente la modélisation à adopter à l'intersection des maillages coques et volumiques pour simuler le cordon de soudure, dans l'esprit des règles de maillage proposées au §3.3.2 du chapitre 3. Puis, pour chaque type de chargement, on calcule l'état de contrainte géométrique au point chaud. Au §5.4, on vérifie l'équivalence des conditions aux limites entre nos calculs et les essais de Sonsino. Le §5.5 contient les résultats d'essais que nous avons utilisés au chapitre 3, §3.7, pour appliquer notre méthode de dimensionnement.

5.2 Géométrie de l'éprouvette

L'éprouvette est un tube soudé par cordon sur une plaque épaisse. Le cordon est obtenu par le procédé MAG et il est pleine pénétration (l'extrémité du tube du côté de la plaque est chanfreinée). Les dimensions de

l'éprouvette et les conditions de serrage pour l'essai de fatigue sont indiquées sur la Figure A.5.1. Les éprouvettes ont subi un traitement de détente à 600°C pendant 1 heure, sous gaz inerte, de façon à éliminer la présence des contraintes résiduelles qui pourraient compliquer l'interprétation des résultats des essais. Les pièces sont en acier à haute limite d'élasticité (StE 460, $R_m = 670$ MPa, $R_{e 0,2} = 520$ MPa).

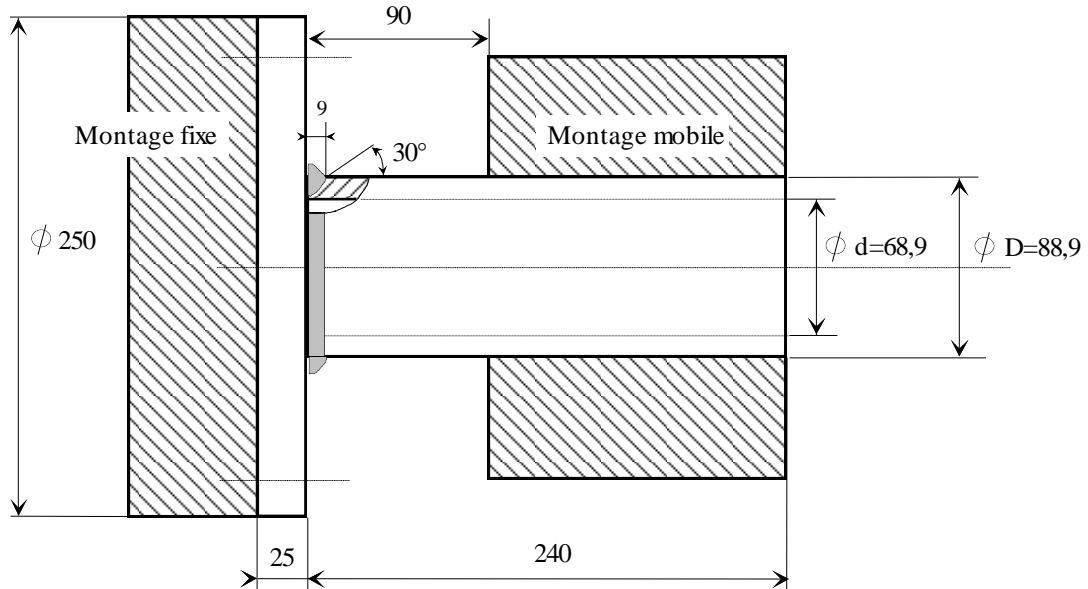


Figure A.5.1 : Eprouvette « tube sur plaque » de Sonsino : un tube est soudé par cordon (MAG) pleine pénétration sur une plaque épaisse circulaire.

5.3 Calcul de l'état de contrainte au point chaud

5.3.1 Choix du maillage pour la structure

Les dimensions de la structure impliquent que la plaque soit maillée en éléments volumiques. Dans le cas du tube, on est en dehors de la validité des hypothèses de la théorie des coques minces, car :

$$\frac{e}{R_{\min}} \approx \frac{1}{4}$$

où

$$\left\{ \begin{array}{l} e : \text{épaisseur du tube} \\ R_{\min} : \text{rayon intérieur du tube} \end{array} \right.$$

Néanmoins, dans le cadre de notre approche, le tube est modélisé par des éléments coques minces. De cette façon, on accède directement à l'état de contrainte géométrique dans la pièce.

5.3.2 Modélisation de la jonction soudée

La plaque et le tube sont raccordés par un cordon de soudure pleine pénétration. La taille du cordon et le flux des efforts du tube vers la plaque à travers le cordon (Figure A.5.2) indiquent que le maillage à l'intersection du tube et de la plaque doit être analogue à celui du soudage à clin (voir §3.6 Figure 3.21 (b)).

Le maillage de la zone de soudage se déduit des règles imposées au §3.3.2 du chapitre 3. Il est présenté sur la Figure A.5.3. La plaque est maillée en éléments volumiques, le tube en éléments coques minces.

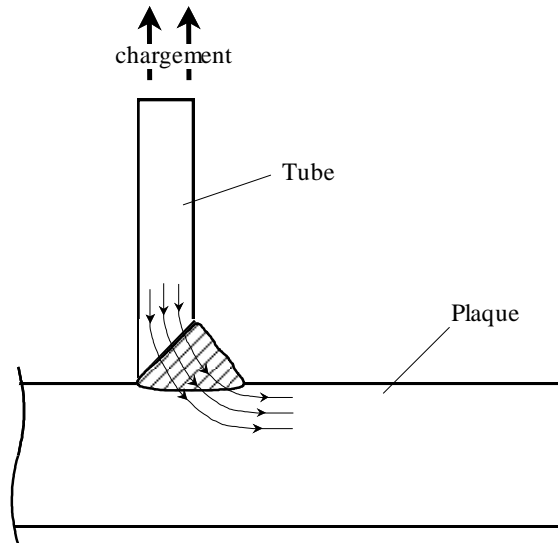


Figure A.5.2 : Schématisation du transfert des efforts à travers le cordon d'une soudure pleine pénétration soumise à une charge extérieure

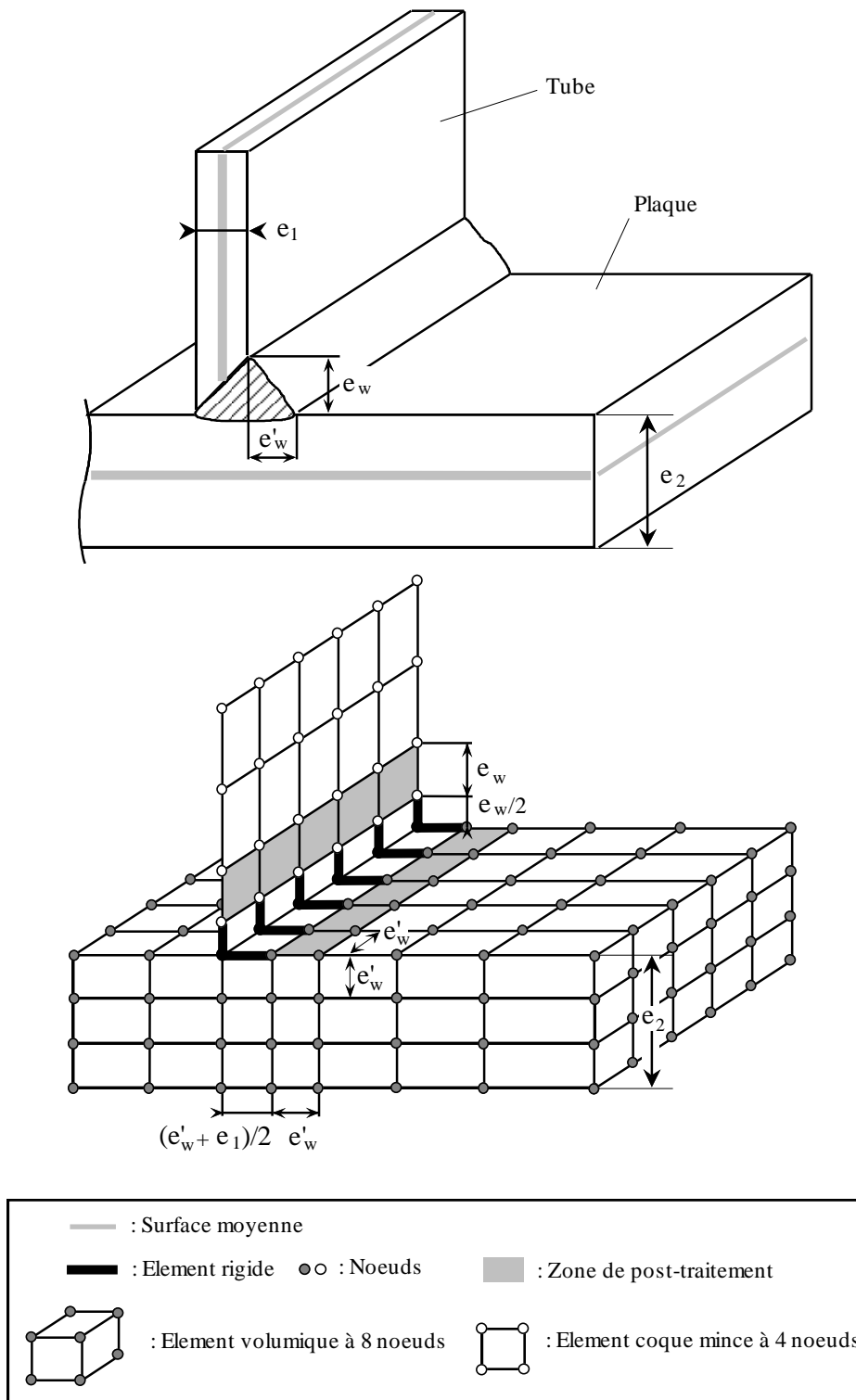
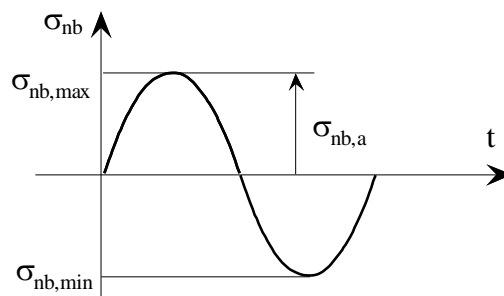
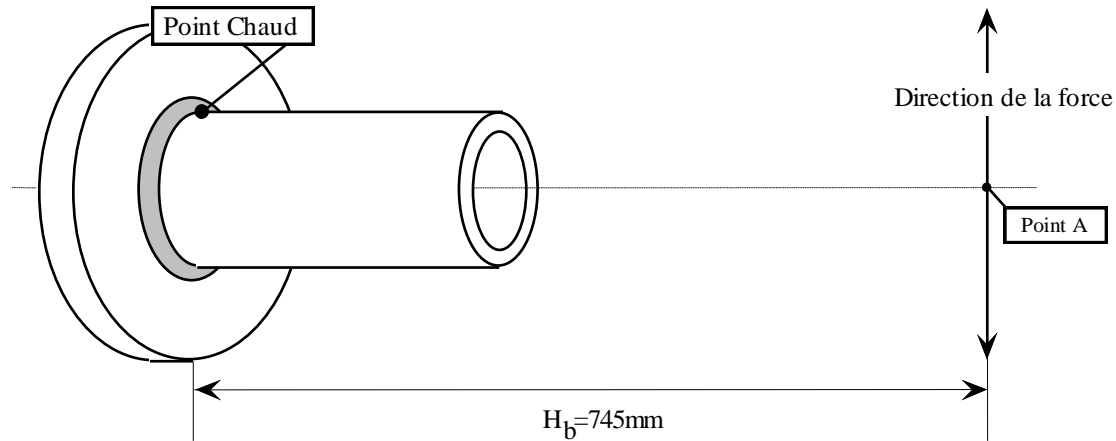


Figure A.5.3 : Règles de maillage pour une jonction soudée par cordon pleine pénétration raccordant un tube à une plaque épaisse circulaire. Le tube est maillé avec des éléments coques minces et la plaque avec des éléments volumiques.

5.3.3 Calcul de l'état de contrainte géométrique et de la contrainte de dimensionnement τ_0

On détermine la distribution des contraintes géométriques dans la structure par un calcul éléments finis en élasticité linéaire. Les règles de maillage décrites ci-dessus sont appliquées à l'intersection du tube et de la plaque. Dans le calcul éléments finis, l'effort appliqué est l'amplitude du chargement de l'essai de fatigue.

- **La flexion simple**



L'application de l'effort se situe à une distance $H_b = 745$ mm de la plaque au point A.

En appliquant la force $F = 10000$ N au point A, on obtient les contraintes principales au point chaud :

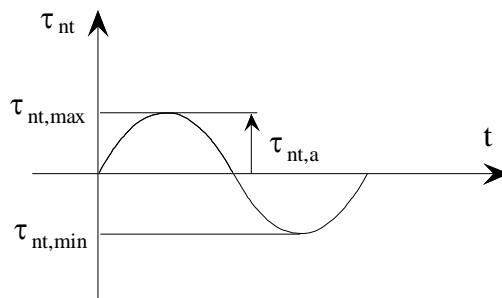
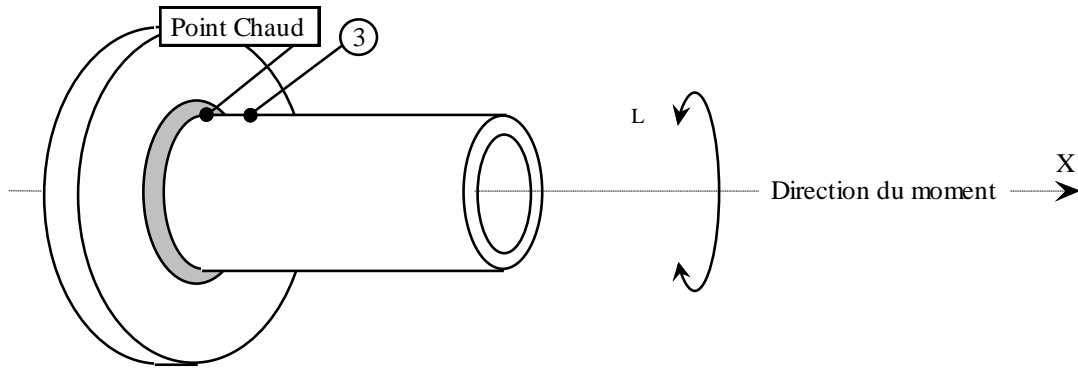
$$\sigma_1 = + 267 \text{ MPa}$$

$$\sigma_2 = + 95 \text{ MPa}$$

Dans ce cas, la contrainte de dimensionnement τ_0 définie au chapitre 3, §3.7.3, est égale à :

$$\tau_0 = \tau_{\max,a} + 0,33.P = \frac{\frac{\sigma_1}{2} - \left(-\frac{\sigma_1}{2}\right)}{2} + 0,33.\left(\frac{\sigma_1 + \sigma_2}{3}\right) = 173 \text{ MPa}$$

- La torsion simple



En appliquant le moment $M_t = 8,68 \text{ kN.m}$ au tube, on trouve les contraintes principales au point chaud :

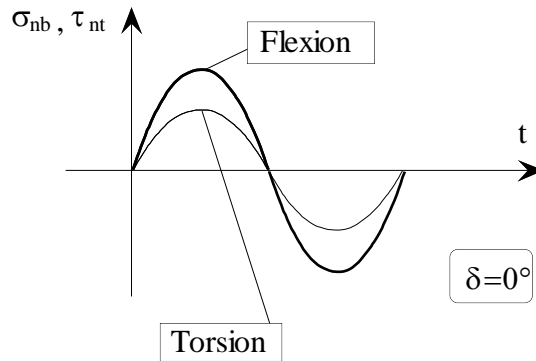
$$\sigma_1 = + 119 \text{ MPa}$$

$$\sigma_2 = - 119 \text{ MPa}$$

Dans ce cas, la contrainte de dimensionnement τ_0 est égale à :

$$\tau_0 = \tau_{\max,a} + 0,33.P = \frac{\frac{\sigma_1}{2} - \left(-\frac{\sigma_1}{2}\right)}{2} + 0,33.\left(\frac{\sigma_1 - \sigma_2}{3}\right) = 119 \text{ MPa}$$

- La flexion simple combinée à la torsion simple en phase ($d = 0^\circ$) :



Le système d'efforts à appliquer à la structure est la combinaison de l'effort de torsion et de l'effort de flexion simple décrits ci-dessus.

Pour ces essais, Sonsino a choisi un rapport entre l'amplitude de la contrainte nominale de torsion $\tau_{nt,a}$ et l'amplitude de la contrainte nominale de flexion $\sigma_{nb,a}$ égale à 0,58 :

$$\frac{\tau_{nt,a}}{\sigma_{nb,a}} = \frac{1}{\sqrt{3}} = 0,58$$

Pour avoir une amplitude de contrainte nominale de flexion $\sigma_{nb,a} = 100$ MPa, il faut appliquer une force $F = 6802$ N.

Pour avoir une amplitude de contrainte nominale de torsion $\tau_{nt,a} = 0,58\sigma_{nb,a}$, il faut appliquer un couple de torsion $M_t = 5,084$ kN.m.

Si on applique la force $F = 6802$ N et le moment $M_t = 5,084$ kN.m en phase, le calcul par éléments finis donne les contraintes principales suivantes au point chaud à l'instant où le chargement est maximum :

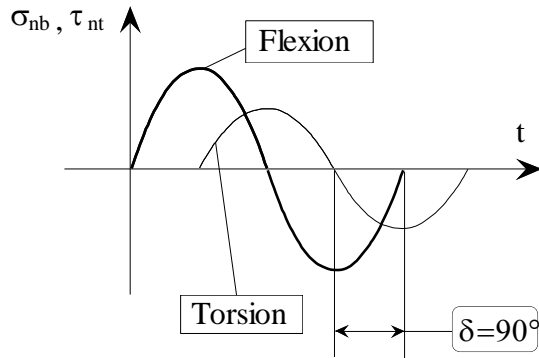
$$\sigma_1 = + 213 \text{ MPa}$$

$$\sigma_2 = + 29 \text{ MPa}$$

Dans ce cas, la contrainte de dimensionnement τ_0 est égale à :

$$\tau_0 = \tau_{\max,a} + 0,33.P = \frac{\frac{\sigma_1}{2} - \left(-\frac{\sigma_1}{2}\right)}{2} + 0,33.\left(\frac{\sigma_1 + \sigma_2}{3}\right) = 133 \text{ MPa}$$

- La flexion simple combinée à la torsion simple hors phase ($d = 90^\circ$) :



Pour les états de contrainte au point chaud dont les directions des contraintes principales varient au cours d'un cycle, on utilise le critère de Dang Van. Nous déterminons donc, dans le diagramme τ - P , le trajet de chargement au point chaud de l'éprouvette (Figure A.5.4). Nous effectuons le calcul pour des efforts correspondant à une contrainte nominale $\sigma_{nb,a} = 80 \text{ MPa}$ et un cisaillement nominal $\tau_{nt,a} = 46 \text{ MPa}$. Nous en déduisons la contrainte de dimensionnement associée τ_0 :

$$\tau_0 = \tau + 0,33.P = 112 + (0,33 \times 102) = 145 \text{ MPa}$$

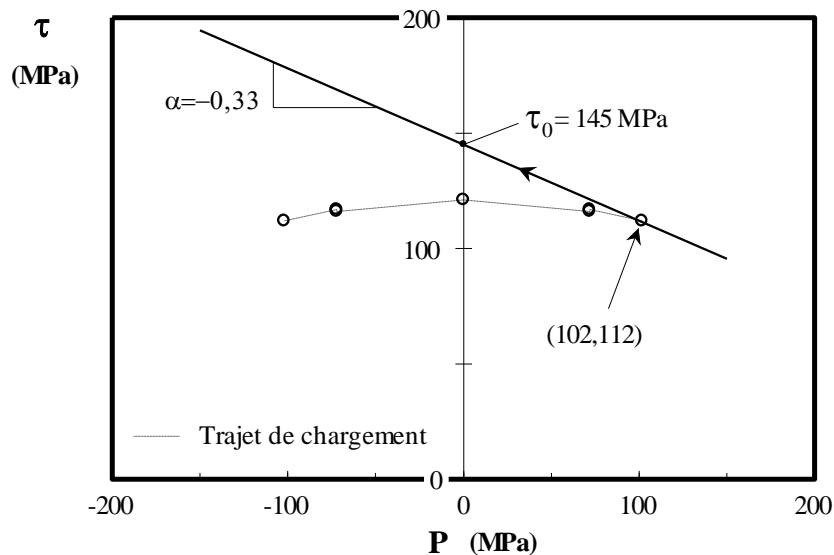


Figure A.5.4 : Trajet de chargement dans le diagramme de Dang Van de l'éprouvette « tube sur plaque » soumise à un chargement de flexion combinée à de la torsion hors phase.

- Limite de résistance à 10^6 cycles pour tous les cas de charge :

Pour chaque type d'essais, on détermine le couple (τ -P) le plus défavorable dans le diagramme de Dang Van correspondant à une résistance de 10^6 cycles. Pour cela, on choisit le chargement conduisant à 10^6 cycles en moyenne, c'est-à-dire à 50% de probabilité de ruine. Les résultats sont présentés à la Figure A.5.5, sur laquelle figure également la « droite limite » de résistance à 10^6 cycles déterminée par PSA. La limite obtenue par PSA est située légèrement en dessous des points provenant des essais de la littérature. Cette différence a déjà été expliquée au chapitre 3, §3.7.3. Elle provient de la différence entre les critères de ruine. On constate que les résultats de la littérature sont proches des résultats obtenus par PSA. La pente de la « droite limite » qui pourrait être tracée d'après les essais de Sonsino est voisine de celle de PSA.

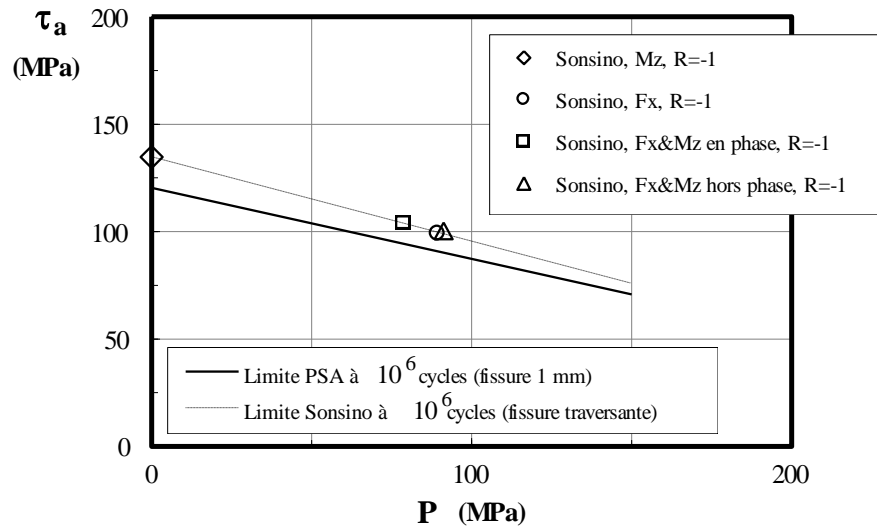


Figure A.5.5 : Essais de Sonsino placés dans le diagramme de Dang Van pour des efforts conduisant à 10^6 cycles en moyenne.

5.4 Conditions aux limites

5.4.1 Introduction

Nous allons montrer que les conditions aux limites utilisées par Sonsino pour ses essais de fatigue sont identiques à celles que nous simulons dans le modèle éléments finis.

Pour déterminer les conditions aux limites de notre modèle numérique dans le cas de la torsion simple et de la flexion simple, nous nous basons sur la géométrie de l'éprouvette « tube sur plaque » présentée à la Figure A.5.6 et correspondant aux travaux [31].

Pour chaque chargement simple :

- Nous présentons les mesures et les calculs faits par Sonsino aux points ①, ②, ③ et ④.
- Ces résultats sont ensuite comparés à ceux que nous obtenons par la méthode des éléments finis en utilisant le maillage présenté au §5.3.

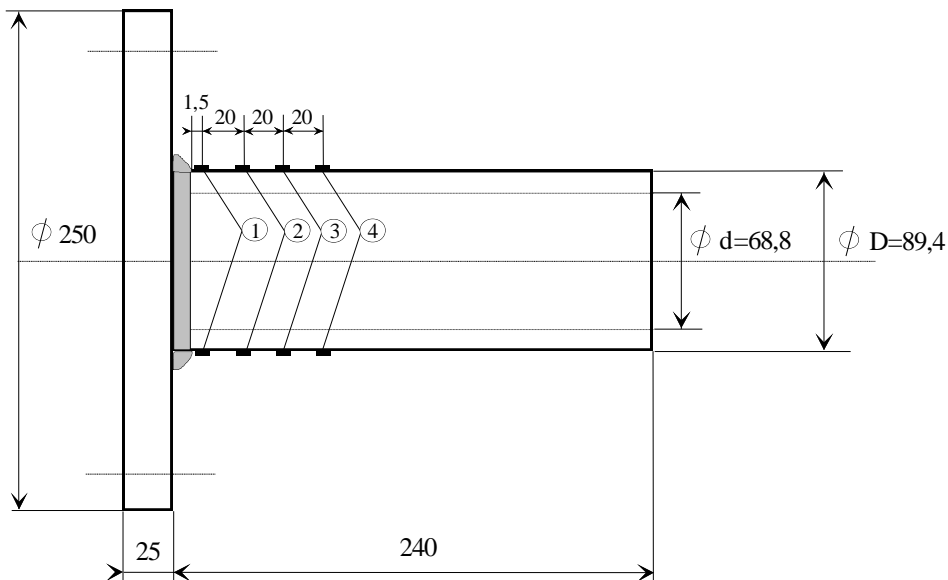


Figure A.5.6 : Eprouvette « tube sur plaque » utilisée pour vérifier l'équivalence des conditions aux limites des essais de fatigue de Sonsino et des calculs de PSA.

5.4.2 La flexion simple

- **Mesures et calculs de Sonsino :**

Sonsino a effectué des mesures de déformation sur l'éprouvette soumise à la flexion simple (Figure A.5.7), avec des jauges placées aux points ①, ②, ③ et ④, comme indiqué sur la Figure A.5.6. Il donne aussi les solutions en ces points obtenues par un calcul en éléments de frontières et en théorie des poutres. Ses résultats sont reportés dans le Tableau A.5.1.

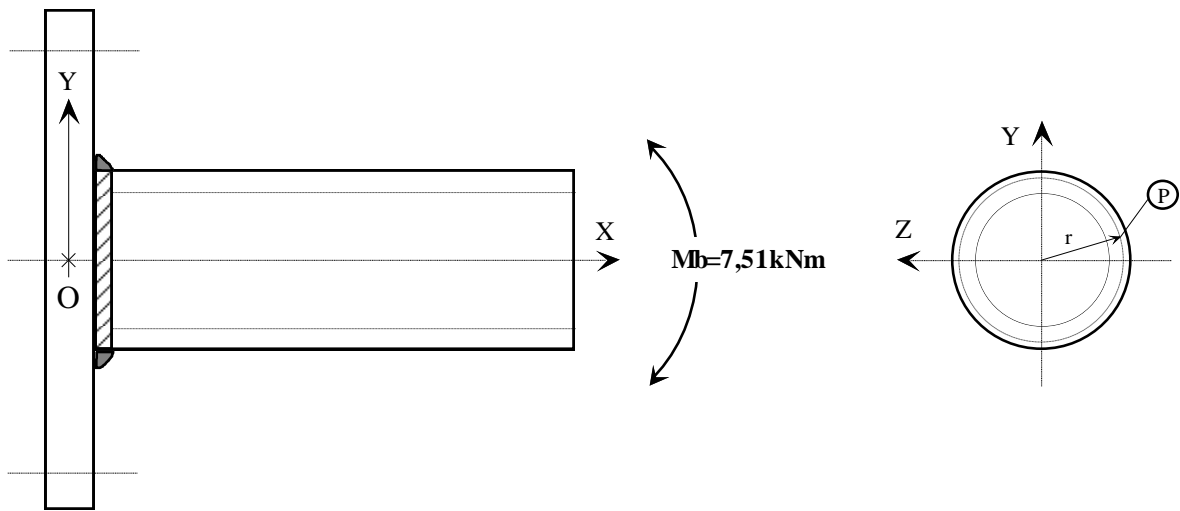


Figure A.5.7 : Eprouvette « tube sur plaque » soumise à la flexion simple.

Points de mesure	①	②	③	④
Mesure des jauges	277 MPa	157 MPa	156 MPa	162 MPa
Éléments de frontières	269,5 MPa	169 MPa	175 MPa	-
Théorie des poutres	164 MPa	164 MPa	164 MPa	164 MPa

Tableau A.5.1 : Mesures et calculs effectués par Sonsino sur le tube en flexion simple.

On peut retrouver les valeurs données par Sonsino dans le cadre de la théorie des poutres. En effet, l'expression de la contrainte en un point P situé dans le plan OXY du tube en flexion est :

$$\sigma_b(P) = \frac{M_b}{\left(\frac{I}{y}\right)}, \forall x$$

où :

$$\left\{ \begin{array}{l} M_b : \text{moment de flexion appliqué à l'extrémité de la poutre, de direction OZ.} \\ I : \text{moment d'inertie.} \\ y : \text{distance du point P à l'axe OX.} \end{array} \right.$$

Le moment d'inertie d'un tube de diamètre intérieur d et de diamètre extérieur D est donné par l'expression :

$$I = \frac{\pi}{64}(D^4 - d^4) = \frac{\pi}{64}(89,4^4 - 68,8^4) = 2,0357 \cdot 10^6 \text{ mm}^4$$

ce qui permet de calculer σ_b sur le rayon extérieur du tube, $r_e = \frac{D}{2}$, où se situent les points à analyser :

$$\sigma_b\left(r_e = \frac{D}{2}\right) = \frac{M_b}{I} \frac{D}{2} = \frac{7,51 \cdot 10^6 \times 44,7}{2,0357 \cdot 10^6} \approx 164 \text{ MPa}$$

Pour un moment $M_b = 7,5 \cdot 10^6 \text{ N}\cdot\text{mm}$ appliqué au tube d'axe OX, la contrainte maximale calculée par la théorie des poutres est donc $\sigma_b = 164 \text{ MPa}, \forall x$, ce qui confirme les données du Tableau A.5.1.

L'analyse de l'ensemble des résultats du Tableau A.5.1 à travers la Figure A.5.8 montrent qu'il y a une bonne corrélation entre les calculs par éléments de frontières, les calculs par la théorie des poutres et les mesures par les jauges de déformation, à condition de se placer suffisamment loin (points ③ et ④) des effets de concentration de contrainte, dus à la présence du cordon de soudure.

Sonsino définit la contrainte nominale correspondant au moment de flexion M_b , σ_{nb} , par la contrainte σ_b obtenue au point ④.

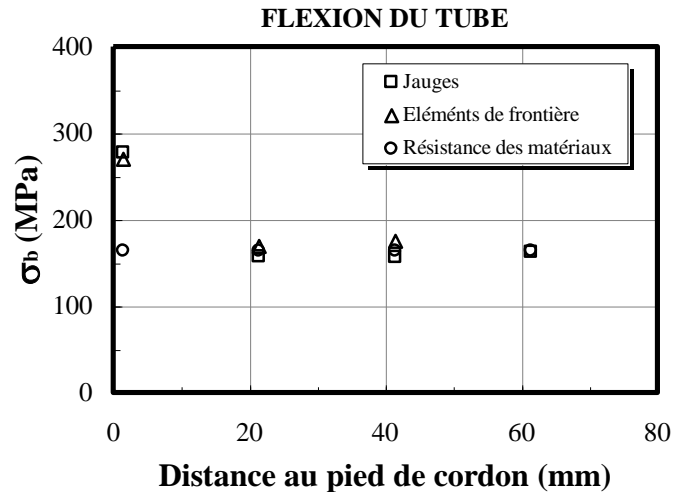


Figure A.5.8 : Résultats des mesures et des calculs effectués par Sonsino, sur l'éprouvette « tube sur plaque » soumise à la flexion simple, donnant l'amplitude de la contrainte principale maximale au long de la fibre matérielle la plus sollicitée.

- **Calcul de l'état de contrainte géométrique**

Le système d'effort à appliquer à la structure doit être équivalent à celui qui est utilisé par Sonsino pour ses essais en flexion simple. On considérera que le système d'effort du calcul remplace celui des essais si et seulement si les contraintes obtenues par le calcul, suffisamment loin du cordon de soudure et du montage de serrage du tube, sont égales à celles des essais. On va donc s'assurer que les contraintes des calculs et des essais sont identiques aux points ③ et ④.

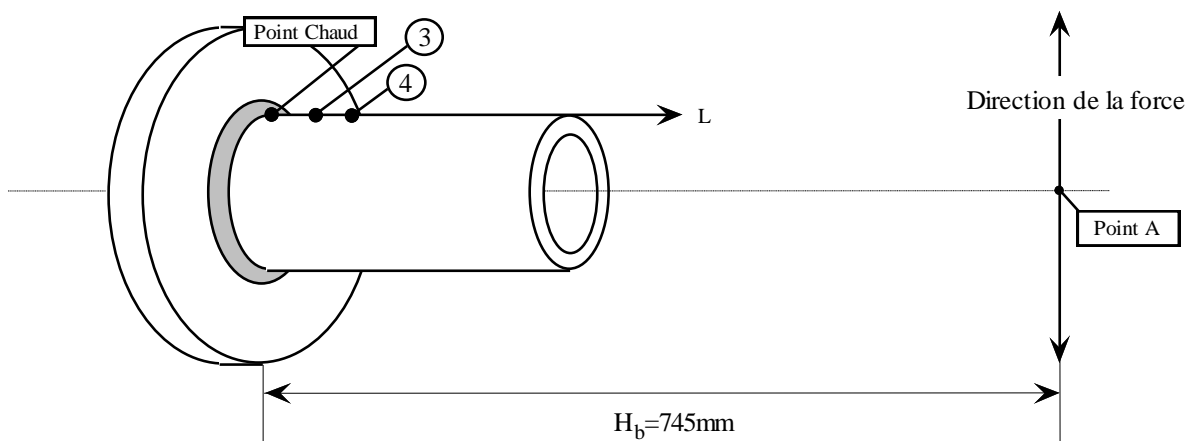


Figure A.5.9 : Effort et bras de levier H_b appliqués au calcul pour simuler la flexion du tube.

La direction des efforts se situe à une distance $H_b = 745$ mm de la plaque.

On retrouve les contraintes obtenues par Sonsino aux points ③ et ④ en appliquant la force $F = 10910 \text{ N}$ au point A. En effet, le calcul donne :

Contrainte nominale (point ③) :

$$\sigma_1 = + 156 \text{ MPa} = \sigma_{nb,a}$$

$$\sigma_2 = - 4 \text{ MPa}$$

Contrainte nominale (point ④) :

$$\sigma_1 = + 162 \text{ MPa} = \sigma_{nb,a}$$

$$\sigma_2 = - 5 \text{ MPa}$$

5.4.3 La torsion simple

- **Mesures et calculs de Sonsino :**

Sonsino a effectué les mêmes mesures et les mêmes types de calcul que pour la flexion simple (Figure A.5.10). Les résultats sont indiqués dans le Tableau A.5.2.

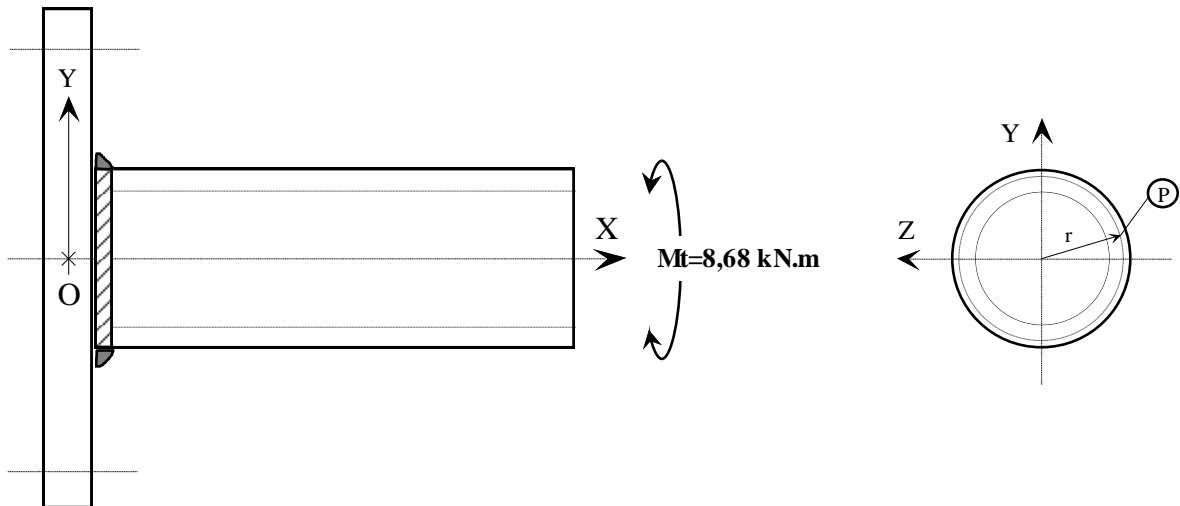


Figure A.5.10 :Eprouvette « tube sur plaque » soumise à la torsion simple.

Points de mesure	①	②	③	④
Mesure des jauges	117 MPa	97 MPa	92 MPa	92 MPa
Éléments de frontières	107,6 MPa	95,7 MPa	95,7 MPa	-
Théorie des poutres	95 MPa	95 MPa	95 MPa	95 MPa

Tableau A.5.2 : Mesures et calculs effectués par Sonsino sur le tube en torsion simple.

Comme dans le cas de la flexion simple, on peut retrouver les valeurs données dans le cadre de la théorie des poutres. L'expression de la contrainte en un point P quelconque du tube en torsion est :

$$\sigma_t(P) = \frac{M_t}{\left(\frac{J}{r}\right)}, \forall x$$

où :

$$\left\{ \begin{array}{l} M_t : \text{moment de torsion appliqué à l'extrémité du tube, de direction OX.} \\ J : \text{moment d'inertie de torsion.} \\ r : \text{distance du point P à l'axe OX.} \end{array} \right.$$

Le moment d'inertie de torsion d'un tube de diamètre intérieur d et de diamètre extérieur D est donné par l'expression :

$$J = \frac{\pi}{32} (D^4 - d^4) = \frac{\pi}{32} (89,4^4 - 68,8^4) = 4,0715 \cdot 10^6 \text{ mm}^4$$

ce qui permet de calculer τ_t sur le rayon extérieur du tube ($r = \frac{D}{2}$) :

$$\tau_t(r = \frac{D}{2}) = \frac{M_t}{J} \frac{D}{2} = \frac{8,68 \cdot 10^6 \cdot 44,7}{4,0715 \cdot 10^6} \approx 95 \text{ MPa}$$

Pour un moment $M_t = 8,68 \cdot 10^6 \text{ N}\cdot\text{mm}$ appliqué au tube d'axe OX, la contrainte maximale calculée par la théorie des poutres est donc $\tau_t = 95 \text{ MPa}$, $\forall x$.

Comme pour la flexion du tube, l'analyse de l'ensemble des résultats montrent qu'il y a une bonne corrélation entre les calculs par éléments de frontières, les calculs par la théorie des poutres et les mesures par les jauges de déformation, à condition de se placer suffisamment loin (points ③ et ④) des effets de concentration de contrainte dus à la présence du cordon de soudure. La concentration de contrainte en pied de cordon est plus importante dans le cas de la flexion que dans le cas de la torsion.

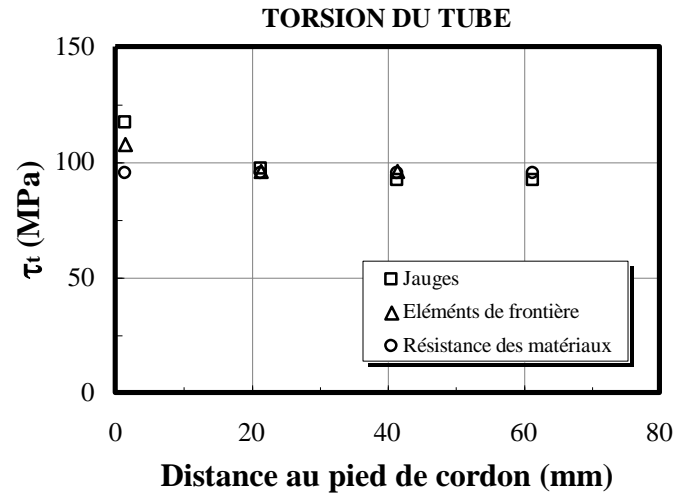


Figure A.5.11 : Résultats des mesures et des calculs effectués par Sonsino, sur l'éprouvette « tube sur plaque » soumise à la torsion simple, donnant l'amplitude de la contrainte principale maximale au long d'une fibre matérielle extérieure au tube, de direction l'axe du tube.

- **Calcul de l'état de contrainte géométrique**

Le système d'effort à appliquer à la structure doit être équivalent à celui des essais de Sonsino. Il faut donc appliquer un moment de torsion suivant l'axe OX de façon à retrouver la contrainte nominale aux points ③ et ④.

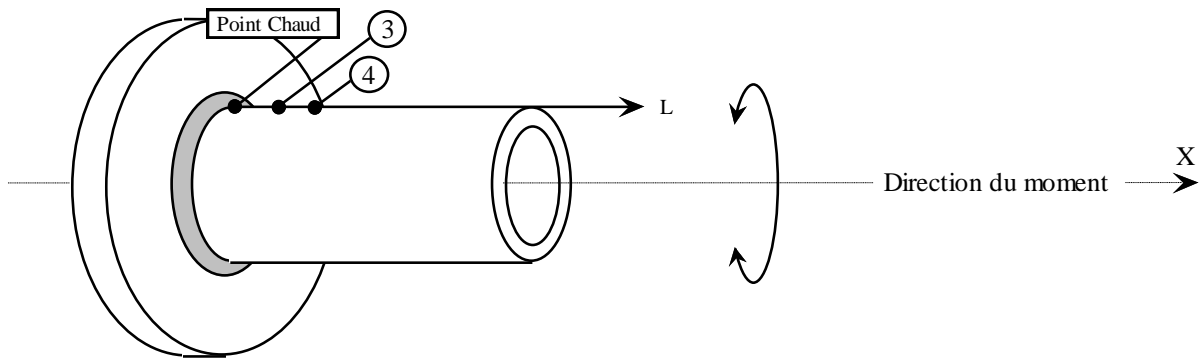


Figure A.5.12 : Moment appliqué au calcul pour simuler la torsion simple.

En appliquant le moment $M_t = 8,68 \text{ kN.m}$ au tube, on trouve les contraintes suivantes :

Au point ③ et ④ :

$$\sigma_1 = + 96 \text{ MPa} = \tau_{nt,a}$$

$$\sigma_2 = - 96 \text{ MPa}$$

Les contraintes aux points ③ et ④ sont les mêmes que celles obtenues par Sonsino pour une intensité et une direction du moment identiques.

5.5 Résultats des essais de fatigue

Dans ce paragraphe, on a regroupé les résultats des essais de fatigue obtenus par Sonsino [31,32], Seeger & Olivier [30] sur l'éprouvette « tube sur plaque » dans le cas de la flexion, de la torsion et de la flexion combinée à de la torsion. Ces résultats sont exploités au chapitre 3, §3.7, pour l'application de notre approche dans le cas général.

5.5.1 Flexion simple

Essais de	Référence	$\sigma_{nb,a}$ (MPa)	$R=F_{min}/F_{max}$ x	N_a ($\approx 1 \text{ mm}$)	N_4 (fissure traversante)
Sonsino [31,32]	1a	87	-1	-	3180000
	1b	181	-1	-	75000
	2	185	-1	-	368000
	3	371	-1	-	4370
	4	186	-1	-	99700
	5	279	-1	-	27000
	7	284	-1	-	23700
	8	190	-1	-	160000
	9	287	-1	-	29500

5.5.2 Torsion simple

Essais de	Référence	$\tau_{nt,a}$ (MPa)	$R=M_{min}/M_{max}$	N_a ($\approx 1 \text{ mm}$)	N_4 (fissure traversante)
Sonsino [31,32]	12	229	-1	-	16500
	13	218	-1	-	21500
	15	220	-1	-	19900
	16	188	-1	-	66000
	17	181	-1	-	70200
	18	181	-1	-	65100
Sieger & Olivier [30]	-	104	-1	820000	-
	-	104	-1	1480000	-

Sieger & Olivier	-	104	-1	2000000	-
------------------	---	-----	----	---------	---

[30]	-	90	-1	1500000	-
	-	80	-1	3400000	-
	-	80	-1	3600000	-

5.5.3 Flexion et torsion en phase

Essais de	Référence	$\sigma_{nb,a}$ (MPa)	$\tau_{nt,a}$ (MPa)	R	N_a (≈ 1 mm)	N_4 (fissure traversante)
Sonsino [31,32]	M1	173	100	-1	45780	54500
	M2	173	100	-1	60480	72000
	M4	166	95	-1	72240	86000
	M5	162	97	-1	100800	120000
	M6	125	72	-1	722400	860000
	M7	125	72	-1	267960	319000
	M14	124	72	-1	267000	317000
	R15	124	72	-1	299880	357000

5.5.4 Flexion et torsion hors phase

Essais de	Référence	$\sigma_{nb,a}$ (MPa)	$\tau_{nt,a}$ (MPa)	R	N_a (≈ 1 mm)	N_4 (fissure traversante)
Sonsino [31,32]	M9	168	100	-1	-	29300
	M10	163	97	-1	-	24400
	M11	166	99	-1	-	25900
	M12	126	73	-1	-	100000
	M13	126	73	-1	-	51700
	RZ1	125	73	-1	33900	52300
	M170	124	72	-1	60500	79700
	M190	80	46	-1	28500	727000
	M200	80	46	-1	20800	2270000
	M203	122	70	-1	29600	346000

Dimensionnement à la fatigue de structures soudées

Une méthode de calcul est développée pour prédire le comportement des structures en acier soudées par cordons soumises à la fatigue polycyclique. La méthode propose l'utilisation d'une courbe de dimensionnement S-N unique, valable quels que soient la géométrie de la structure et le chargement appliqué. La connaissance de la contrainte de dimensionnement S et l'utilisation de la courbe S-N permettent d'estimer la durée de vie de n'importe quelle structure.

La contrainte de dimensionnement S est définie à partir de l'état de contrainte géométrique obtenu au point chaud de la structure par un calcul éléments finis en élasticité linéaire basé sur la théorie des coques minces. Des règles de maillage sont appliquées à la jonction soudée. Elles sont valables quelle que soit la situation de soudage.

L'utilisation de l'amplitude de la contrainte principale maximale, comme contrainte de dimensionnement S, convient à la plupart des cas traités dans la pratique. Néanmoins, dans le cas général, S est une combinaison linéaire entre l'amplitude du cisaillement maximum et la pression hydrostatique.

La méthode est directement applicable par les concepteurs. Elle a été validée à partir de nombreux résultats d'essais obtenus sur des pièces mécano-soudées automobiles et sur des essais de fatigue multiaxiale tirés de la littérature.

Fatigue design of welded structures

A numerical calculation method is developed to predict the behaviour of arc-welded steel structures submitted to high cycle fatigue. The method proposes the use of a unique S-N design curve, whatever the geometry of the structure and the applied loading. The determination of the design stress S and the use of the S-N curve allow the fatigue life of any structure to be determined.

The design stress S is defined from the geometrical stress state obtained at the hot spot of the structure by a linear elastic finite element calculation based on the thin shell theory. Meshing rules are established for the welded connection. They can be applied methodically to any welding situation.

For most of the cases encountered in practice, the design stress is defined as the maximum principal geometrical stress amplitude. Nevertheless, in the general case, S is a linear relation between the maximum shear stress amplitude and the maximum hydrostatic pressure.

The method is directly applicable by the designers. It has been validated on numerous arc-welded automobile components and on results of studies concerning multiaxial fatigue found in the literature.