



HAL
open science

Etude numérique et expérimentale des jonctions tubulaires soudées "des plateformes offshore" soumises à des sollicitations complexes : analyse par contrôle non destructif

Mohamad Fathi Ghanameh

► **To cite this version:**

Mohamad Fathi Ghanameh. Etude numérique et expérimentale des jonctions tubulaires soudées "des plateformes offshore" soumises à des sollicitations complexes : analyse par contrôle non destructif. Autre. Université Paul Verlaine - Metz, 2007. Français. NNT : 2007METZ001S . tel-01748958

HAL Id: tel-01748958

<https://hal.univ-lorraine.fr/tel-01748958>

Submitted on 29 Mar 2018

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

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



AVERTISSEMENT

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

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

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

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

LIENS

Code de la Propriété Intellectuelle. articles L 122. 4

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

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

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



THESE

Par

Mohamad Fathi GHANAMEH

Pour l'obtention du grade de :

DOCTEUR de L'UNIVERSITE PAUL VERLAINE de METZ

SPECIALITE : Mécanique
OPTION : Sciences des matériaux

Etude numérique et expérimentale des jonctions tubulaires soudées "des plateformes offshore" soumises à des sollicitations complexes *« Analyse par Contrôle non destructif »*

Soutenue le 2 Février 2007 devant le jury composé de :

Christine BAUDOUX SARRAZIN	Directeur de recherche CNRS, LMPM, ENSMA, Poitiers	Rapporteur
Mohamad KHALEEL	Directeur de recherche, PNNL, USA	Rapporteur
Mohammed MLIHA-TOUATI	Professeur des Universités, Université Mohammed V, Rabat, Maroc	Examinateur
Jean PETIT	Directeur de recherche CNRS, LMPM, ENSMA, Poitiers	Examinateur
Omar OUSSOUADDI	Professeur des Universités, FST d'Errachidia, Maroc	Examinateur
David THEVENET	Enseignant-chercheur, DGA, LMSN, ENSIETA, Brest	Co-encadrant
Abderrahim ZEGHLOUL	Professeur des Universités, LPMM, UPV-Metz	Directeur

Remerciements

Ce travail a été réalisé grâce à la collaboration conjointe du laboratoire de Physique et Mécanique des Matériaux (LPM) de l'Université Paul Verlaine de Metz (UPV - Metz) et du laboratoire de Mécanique des Structures Navales (LMSN) de l'École Nationale Supérieure des Ingénieurs des Etudes et Techniques d'Armement (ENSIETA) à Brest.

Ma gratitude et ma reconnaissance s'adressent tout d'abord à Monsieur le Professeur Abderrahim ZEGHLOUL qui a accepté de diriger cette thèse. Son enthousiasme, sa rigueur et son goût passionné pour la recherche scientifique, ont été pour moi le stimulant nécessaire à l'achèvement de ce travail. Son opiniâtreté et son éclectisme sont pour moi un exemple.

Je voudrais ensuite remercier David THEVENET, enseignant chercheur à l'ENSIETA, pour avoir accepté d'assurer le co-encadrement de ma thèse et pour son soutien et son aide, qui m'ont permis de mener à bien cette thèse.

Mes vifs remerciements s'adressent à Christine BAUDOUX SARRAZIN, Directeur de recherche CNRS, et Mohamad KHALIEL Directeur de recherche au PNNL, pour avoir accepté de prendre sur leur temps afin d'assumer la charge des rapporteurs. J'en suis particulièrement honoré.

J'adresse mes sincères remerciements à Messieurs Mohammed MLIHA-TOUATI, Jean PETIT et Omar OUSSOUADDI d'avoir accepté d'examiner ce travail.

Je remercie infiniment M. Joël REMY-VINCENT, M. Olivier BATAILLON, Arnaud DEVILLEZ, serge DOMINIAK et Sylvain MOYNE qui ont contribué de près ou de loin au bon déroulement de cette thèse.

Je remercie également toute ma famille en pensant plus particulièrement à mes parents, mes frères et ma soeur mais aussi à ma belle famille pour tout leur soutien et leurs encouragements tout au long de ma thèse.

Je tiens à remercier ma petite famille notamment ma femme Hiba pour son soutien et son encouragement constants.

Je rends ici hommage à ceux de mes collègues, qui n'ont jamais cessé de me témoigner leur amitié et leur affection tout au long de ce travail, et qui ont contribué de près ou de loin à l'accomplissement de ce dernier au sein du LPM.

Publications et communications associées à cette thèse

1. M. F. GHANAMEH, D. THEVENET & A. ZEGHLOUL, “Evaluation of stress concentration for planar tubular joints”, Transactions of Nonferrous Metals Society of China journal, Supplement 1, June 2006, Pages s1-s10.
2. M. F. GHANAMEH, D. THEVENET & A. ZEGHLOUL, “ Evaluation of stress concentration for planar tubular joints ”, 5th International Forum on Advanced Material Science and Technology (IFAMST), Xiangtan, China, 11-17 June 2006.
3. M. F. GHANAMEH, D. THEVENET & A. ZEGHLOUL, “Finite element investigation of unreinforced welded tubular joints”, Advanced Problems in Mechanics, St. Petersburg, Russie, 24 Juin – 2 Juillet 2006.
4. M. F. GHANAMEH, D. THEVENET & A. ZEGHLOUL, “ Influence de la géométrie et des chargements sur la concentration des contraintes dans les jonctions tubulaires des plate-formes offshore ”, CIFMA2006, Alep, Syrie, 2 – 4 mai 2006.
5. M. F. GHANAMEH, D. THEVENET & A. ZEGHLOUL, “ Stress concentration analyses of offshore welded tubular joints subjected to combined loading ”, 9th International Fatigue Congress, Atlanta, Georgia, USA, 14 – 19 mai 2006.
6. M. F. GHANAMEH, D. THEVENET & A. ZEGHLOUL, “ New presentation method to evaluate the stress concentration in offshore welded tubular joints « based on finite element analyses » ”, International conference in fatigue design 2005, Senlis, France, 16-18 November 2005.
7. M. F. GHANAMEH, D. THEVENET, M. MLIHA TOUATI & A. ZEGHLOUL, “Concentration de contraintes dans les jonctions tubulaires soudées de plates-formes offshore soumises à des chargements combinés « Jonction T, Y, X, DT et DY » ”, 17^{ème} Congrès Français de Mécanique, Troyes, France, septembre 2005.
8. M. F. GHANAMEH, D. THEVENET & A. ZEGHLOUL, “Effects of joint configuration and loading type on stress concentration in offshore welded tubular joints”, Advanced Problems in Mechanics , St. Petersburg , Russie, 28 Juin – 5 Juillet 2005.
9. M. F. GHANAMEH, D. THEVENET & A. ZEGHLOUL, “Stress concentration in offshore welded tubular joints subjected to combined loading”, Journal of Materials Science & Technology, Vol.20 Suppl.1, pp. 35-37, 2004.
10. M. F. GHANAMEH, D. THEVENET & A. ZEGHLOUL, “ Stress concentration in offshore welded tubular joints subjected to combined loading ”, 4th International Forum on Advanced Material Science and Technology (IFAMST), Troyes, France, 4-7 Juillet 2004.
11. M. F. GHANAMEH, D. THEVENET & A. ZEGHLOUL, “ Concentration de contraintes dans les jonctions tubulaires de type T, Y et K”, 16^{ème} Congrès Français de Mécanique, Nice, France, 1-5 septembre 2003.

Table des matières

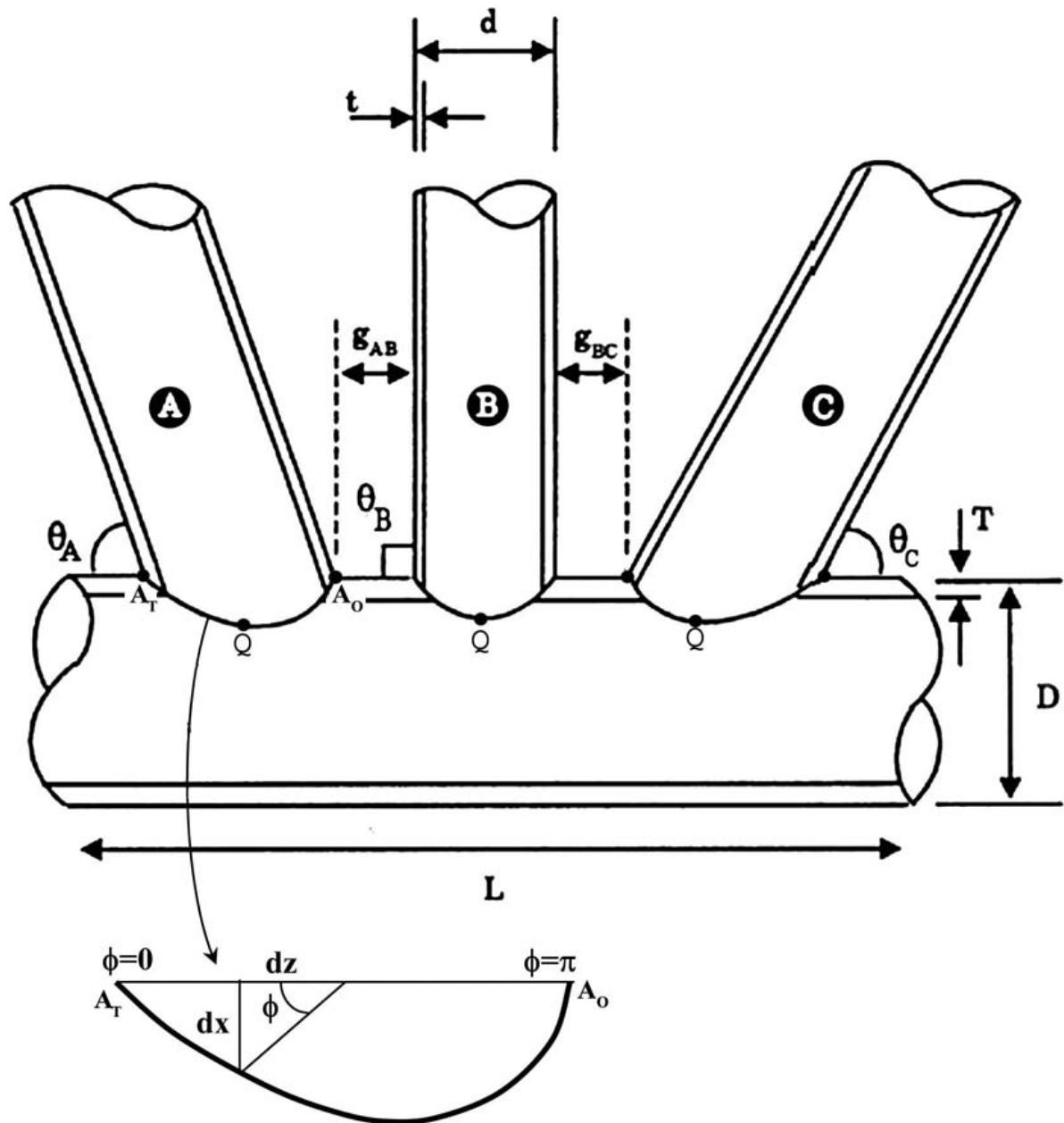
Notations	8
Introduction	11
Partie I : Etude Bibliographique	13
Chapitre 1 : Structures tubulaires des plateformes offshore	15
1-1 Introduction	17
1-2 Classification des jonctions tubulaires	20
1-2-1 Jonctions soudées simples.	20
1-2-2 Jonctions multiplans	20
1-2-3 Jonctions renforcées	20
1-2-4 Jonctions fondues	22
1-2-5 Jonctions composites	22
1-3 Chargements et conditions aux limites des jonctions tubulaires	23
1-4 Contraintes dans les jonctions tubulaires	24
Références	28
Chapitre 2 : Endommagement par fatigue	29
2-1 Introduction	31
2-2 Classification des sollicitations	31
2-3 Courbes de Wöhler	33
2-4 Courbes de fissuration en fatigue	34
2-5 Endommagement des structures offshore par fatigue	36
2-5-1 Amorçage des fissures de fatigue	36
2-5-2 Propagation des fissures de fatigue	43
Références	49
Chapitre 3 : Concentration de contrainte et points chauds	51
3-1 Introduction	53
3-2 Types et formes des jonctions	53
3-2-1 Jonctions renforcées	53
3-2-2 Jonctions soudées planaires (jonctions tubulaires simples)	57
3-2-3 Jonctions multiplanaires	57
3-2-4 Profils des sections de jonctions tubulaires	58
3-3 Méthodes utilisées dans les études des jonctions tubulaires	59
3-3-1 Méthode expérimentale	59
3-3-2 Simulations numériques	59
3-4 Les thèmes étudiés dans le domaine des jonctions tubulaires	60
3-5 Les formules paramétriques donnant le Kt "SCF"	60
3-6 Variations des contraintes et localisation des points chauds	65
Références	69

Partie II : Etude d'une jonction T	71
Chapitre 4 : Modélisation numérique	73
4-1 Introduction	75
4-2 Facteur de concentration de contrainte	82
4-3 Caractéristiques géométriques de la jonction étudiée	83
4-4 Modélisation de la jonction T avec des éléments coques	83
4-4-1 Etudes de convergence de maillage	84
4-4-2 Influence des paramètres géométriques des jonctions tubulaires	85
4-4-3 Chargements simples	88
4-4-4 Chargement de flexion rotative	91
4-5 Modélisation de la jonction T avec des éléments volumiques	95
Références	97
Chapitre 5 : Introduction aux essais de fatigue des structures tubulaires	99
5-1 Introduction	101
5-2 Étude expérimentale des jonctions tubulaires	101
5-3 Essais de fissuration par fatigue	106
5-4 Fissuration des Jonctions tubulaires	107
Références	112
Chapitre 6 : Préparation des éprouvettes	115
6-1 Introduction	117
6-2 Conditions relatives à la préparation des bords des tubes et au profil du cordon de soudure	117
6-3 Caractéristiques des éprouvettes	119
6-4 Fabrication des jonctions	119
6-4-1 Préparation des bords des tubes	120
6-4-2 Soudage des tubes	120
6-5 Contrôle des jonctions soudées	121
6-5-1 Examen visuel	122
6-5-2 Contrôle par ressuage	123
Références	125
Chapitre 7 : Essais statiques	127
7-1 Introduction	129
7-2 Mesure de déformations par rosette de jauges	129
7-3 Dispositif d'essai statique	129
7-3-1 Encastrement des extrémités du manchon	129
7-3-2 Déplacement appliqué à l'extrémité de l'entretoise	130
7-3-3 Système d'acquisition	131
7-4 Résultats des essais statiques	132
Références	135
Chapitre 8 : Essais de fatigue	137
8-1 Introduction	139

8-2 Dispositif d'essai de fatigue	139
8-2-1 Système d'entraînement de la flexion rotative	139
8-2-2 Système de comptage des cycles et de suivi de la fissure	143
8-3 Essais réalisés	144
8-4 Amorçage de fissuration	145
8-5 Observations au MEB	147
8-5-1 Amorçage	147
8-5-1 Caractéristiques des faciès de rupture	147
8-6 Calcul de durées de vie	153
8-6-1 Recommandation pour la conception en fatigue d'assemblages soudés	153
8-6-2 Etude en fatigue de la jonction T : chargement en flexion rotative	155
8-6-3 Application d'un critère de fatigue multiaxiale	157
8-6-4 Etat de contrainte dans la jonction T	159
8-6-5 Application du critère de Dang Van	159
Références	163
Partie III : Modélisation des jonctions tubulaires	165
Chapitre 9 : Influence de la géométrie et du chargement sur la concentration de contrainte	167
9-1 Introduction	169
9-2 Caractéristiques des structures étudiées	169
9-3 Maillage des jonctions tubulaires	169
9-4 Chargements et conditions aux limites appliqués	169
9-5 Chargements simples	171
9-6 Chargement composé	178
9-7 Courbes polaires	182
Partie IV : Conclusions et Perspectives	187
Chapitre 10 : Conclusions et Perspectives	189
Partie V : Annexes	195
Annexe I : Méthode des éléments finis	197
I-1 Introduction	199
I-2 Méthode des éléments finis	199
I-3 ABAQUS/standard	205
I-4 Éléments dans ABAQUS/standard	206
Références	208
Annexe II : Relations paramétriques pour calculer Kt (SCF)	209
II-1 Nomenclature	211
II-2 Introduction	211
II-3 Relations paramétriques de Efthymiou	212
II-3-1 Jonctions T ou Y	212
II-3-2 Jonctions X	212
II-3-3 Jonction K	213
II-3-4 Jonction KT	214

II-4 Relations paramétriques de LLOYD	215
II-4-1 Jonctions T ou Y	216
II-4-2 Jonction X	216
II-4-3 Jonction K	216
II-4-4 Jonction KT	217
II-5 Facteur de correction pour les manchons courts	218
II-6 Facteur d'approximation de la flexion dans le plan du manchon	219
II-7 Paramètre de la fixation des extrémités du manchon	219
II-8 Facteur T : Facteur des jonctions T et Y	219
II-9 Facteur X : Facteur des jonctions X	219
II-10 Facteur S : L'effet de renforcement d'une entretoise supplémentaire	220
II-11 Facteur IF : Facteur des jonctions K et KT	220
II-12 Paramètre d'écartement	220
Références	221
Annexe III : Spécifications internationales	223
Annexe IV : Contrôle non destructif	227
IV-1 Introduction	229
IV-2 Généralisation du principe aux différentes techniques	229
IV-3 Principaux défauts	232
IV-4 Examen visuel	235
IV-5 Ressuage	236
IV-6 Magnétoscopie	241
IV-7 Courants induits ou courants de Foucault	244
IV-8 Ultrasons	246
IV-9 Rayonnements ionisants	248
IV-10 Thermographie	251
IV-11 Emission acoustique	252
Références	253
Annexe V : Jauges extensométriques	255
V-1 Introduction	257
V-2 Principe des jauges	258
V-3 Montage en pont	259
V-4 Rosettes	260
Références	264
Annexe VI : Comparaison des résultats numériques et expérimentaux de l'essai statique	265
Annexe VII : Représentation polaire de la répartition de contraintes	279
Liste des figures	293
Liste des tableaux	301
Liste des références bibliographiques	303

Notations



Jonction tubulaire de type KT

Paramètres des jonctions tubulaires

Termes en français		English terms	
Points principaux		Main points	
A	Point d'arçon		Crown
Q	Point de quartier		Saddle
A_T	Talon du point d'arçon	A avec $\phi = 0$	Crown toe
A_O	Orteil du point d'arçon	A avec $\phi = \pi$	Crown heel
Dimensions du manchon		Chord dimensions	
D	Diamètre du manchon		Chord diameter
T	Épaisseur du manchon		Chord wall thickness
L	Longueur du manchon		Chord length
Dimensions de l'entretoise		Brace dimensions	
d	Diamètre de l'entretoise		Brace diameter
t	Épaisseur de l'entretoise		Brace wall thickness
l	Longueur de l'entretoise		Brace length
Paramètres de la jonction		Joints parameters	
g	Ecartement des entretoises ⁽¹⁾		Braces gap
g_{AB}	Ecartement des entretoises entre A et B		Gap between the brace A and B
g_{AC}	Ecartement des entretoises entre A et C		Gap between the brace A and C
g_{BC}	Ecartement des entretoises entre B et C		Gap between the brace B and C
θ	Angle d'inclinaison de l'entretoise		Brace inclination angle
θ_A	Angle d'inclinaison de l'entretoise A		Brace A inclination angle
θ_B	Angle d'inclinaison de l'entretoise B		Brace B inclination angle
θ_C	Angle d'inclinaison de l'entretoise C		Brace C inclination angle
ϕ	Angle définissant l'intersection entretoise/manchon		Angle measured around intersection from crown toe
α	Elancement du manchon	$\alpha = 2L / D$	Chord length parameter
β	Rapport des diamètres	$\beta = d / D$	Diameter ratio
γ	Minceur de la membrure	$\gamma = D / 2T$	Chord thickness ratio
τ	Rapport des épaisseurs	$\tau = t / T$	Wall thickness ratio
α_B	Elancement de l'entretoise	$\alpha_B = 2l / d$	Brace length parameter
ζ	Ecartement relatif	$\zeta = g / D$	Gap parameter
		$\zeta_{AC} = g_{AC} / D$ ⁽²⁾	
ζ_{AC}	Ecartement relatif entre A et C	$\zeta_{AC} = \zeta_{AB} + \zeta_{BC} + \frac{\beta_B}{\sin \theta_B}$ ⁽³⁾	Gap parameter for the brace A and C
ζ_{AB}	Ecartement relatif entre A et B	$\zeta_{AB} = g_{AB} / D$	Gap parameter for the brace A and B
ζ_{BC}	Ecartement relatif entre B et C	$\zeta_{BC} = g_{BC} / D$	Gap parameter for the brace B and C

¹ Pour toutes les jonctions de Type K, DK, TY, XDT, DYDT, KT et DKDT

² Pour toutes les jonctions de Type K et DK

³ Pour toutes les jonctions de Type KT et DKDT

Chargement

Termes en français		English terms	
TRA	Traction	TEN	Tension
PRS	Compression	PRS	Compression
FHP	Flexion hors plan	OPB	Out of plan bending
FDP	Flexion dans le plan	IPB	In plan bending
Ax	Axial	Ax	Axial loading
Com	Composé	Com	Combined
FRO	Flexion rotative	ROB	Rotational bending

Contrainte et Fatigue

Termes en français		English terms	
σ_G	Contrainte géométrique	σ_G	Geometric stress
σ_N	Contrainte nominale	σ_N	Nominal stress
σ_{PM}	Contrainte principale maximale	σ_{PM}	Maximum principal stress
K_t	Facteur de concentration de contrainte	SCF	Stress Concentration Factor
CC _{Max}	Courbe de contrainte maximale	SDC _{Max}	Maximum Stress Distribution Curves
CC _{Min}	Courbe de contrainte minimale	SDC _{Min}	Minimum Stress Distribution Curves

Introduction

Les plateformes offshore sont constituées d'assemblages de tubes en raison du bon rapport résistance/poids, d'une meilleure tenue au flambage et de la bonne résistance aux courants et marées de ces éléments. Les éléments tubulaires de ces structures sont soudés entre eux constituant ainsi des jonctions tubulaires. Les intersections complexes de ces jonctions représentent des discontinuités structurales conduisant à de fortes concentrations de contraintes au voisinage des cordons de soudure. Les chargements répétés dans le temps (houle, courants, marées, vent) donnent lieu à un grand nombre de cycles de contraintes d'amplitude variable. La combinaison de ces cycles de chargement et de zones de fortes concentrations conduit inévitablement à un endommagement par fatigue de ces structures.

Les chargements subis en service conduisent à des déplacements de la surface des plateformes dans toutes les directions, compte tenu du changement de direction du vent, des vagues... Pour la simulation numérique, les chargements étudiés sont trois chargements simples (flexion dans le plan, flexion hors plan et traction) et des chargements composés d'une traction combinée à une suite de flexion déviée obtenue en faisant tourner le centre de l'entretoise de l'élément tubulaire autour d'un cercle.

La première partie de cette thèse fut donc consacrée à la détermination des distributions de contrainte au voisinage des lignes d'intersections des éléments tubulaires et à la localisation des zones de concentration de contraintes. Pour ce faire, une modélisation par éléments finis de douze types de jonctions soudées communément employées dans l'industrie offshore a été établie. Les chargements appliqués à ces jonctions furent des chargements simples mais également combinés de type traction/flexion rotative destinés à mieux reproduire les sollicitations rencontrées en service.

Dans la seconde partie de ce travail, des essais de fatigue en flexion rotative ont été entrepris sur des jonctions soudées en T. Un essai sur une jonction instrumentée (jauges de déformation) soumise à ce chargement a tout d'abord permis de valider les prévisions numériques issues des modèles éléments finis précédents. Puis, en nous appuyant sur les recommandations de l'Institut International de la Soudure, des comparaisons entre durées de vie calculées et mesurées ont pu être établies.

Ce mémoire de thèse sera scindé en cinq parties :

La partie I présente une étude bibliographique générale des structures tubulaires des plateformes offshore. Cette partie s'articulera autour de trois chapitres. Dans un premier temps, nous introduisons les structures tubulaires des plateformes offshore, et la classification des jonctions tubulaires et des chargements. Puis, nous traitons globalement l'endommagement par fatigue et notamment celui des structures offshore. Enfin, dans le chapitre 3, on analyse les différentes recherches réalisées sur les jonctions tubulaires durant les dernières années.

Une étude numérique et expérimentale d'une jonction de forme T est présentée dans la partie II. Cette partie se compose de cinq chapitres. Nous commençons par l'étude numérique de la

jonction T en étudiant l'influence des paramètres géométriques des jonctions tubulaires, l'effet des différentes charges appliquées et le type des éléments utilisés pour réaliser le modèle d'éléments finis. Le chapitre 5 est consacré à une introduction bibliographique aux essais de fatigue des structures tubulaires. La procédure de préparation des éprouvettes utilisées pour effectuer les essais, est indiquée dans le chapitre 6. Les chapitres 7 et 8 détaillent les essais statiques et ceux de fatigue réalisés sur la jonction T.

La partie III rassemble les simulations numériques qui ont été menées dans cette étude pour douze formes de jonctions avec différents angles d'inclinaison de l'entretoise. Ces simulations ont été faites pour mieux cerner l'influence de la géométrie des jonctions et du chargement appliqué sur la concentration de la contrainte autour de l'intersection entretoise/manchon.

Des conclusions générales mettant l'accent sur les résultats les plus importants obtenus dans cette étude, ainsi que quelques perspectives pour la suite de cette étude, font l'objet de la partie IV.

Enfin, La partie V rassemble quelques annexes importantes pour détailler certains points nécessaires aussi bien pour la bonne compréhension de cette thèse que pour aider dans la continuation du travail dans la suite de cette thèse.

Partie I

Etude Bibliographique

Chapitre 1

Structures tubulaires des plateformes offshore

Chapitre 1

Structures tubulaires des plateformes offshore

1-1 Introduction

Pour satisfaire les besoins énergétiques, plus de deux cents plateformes offshore ont été installées en Mer du Nord depuis une trentaine d'années. Ces structures, nécessaires à l'exploitation des réserves d'hydrocarbures en milieu marin (figure 1-1), sont constituées de tubes en raison du bon rapport résistance/poids, d'une meilleure tenue au flambage et de la bonne résistance aux courants et marées de ces éléments. Les éléments tubulaires de ces structures sont soudés entre eux (figure 1-2) constituant ainsi les différentes formes des jonctions tubulaires. Les intersections complexes de ces jonctions représentent des discontinuités structurales conduisant à de fortes concentrations de contraintes au voisinage des cordons de soudure. Ces concentrations sont caractérisées par le facteur de concentration de contrainte, noté K_t ou **SCF** (Stress Concentration Factor).



Figure 1-1 : Plateforme de forage CFEM T 2005 autoélevatrice



Figure 1-2 : Soudage des éléments tubulaires d'une plateforme offshore

Les éléments tubulaires des structures offshore sont soumis à des sollicitations cycliques qui risquent de conduire à des ruptures par fatigue. Le dimensionnement lors de la conception de ces structures se fait à partir des courbes classiques d'endurance, donnant la durée de vie en fatigue en fonction du chargement. Le contrôle en service révèle toujours l'existence de défauts sous forme de fissures près des zones de concentration des contraintes. On tolère ce dommage mais en veillant, par des contrôles réguliers, à ce que ces défauts n'atteignent pas une dimension critique conduisant à la rupture brutale. Ce concept de tolérance au dommage, illustré sur la figure 1-3, repose sur l'utilisation de la mécanique de la rupture qui permet d'évaluer la durée de vie résiduelle à partir des courbes de propagation donnant la vitesse de propagation (da/dN) en fatigue, en fonction de l'amplitude du facteur d'intensité des contraintes (ΔK). Les courbes de fissuration en fatigue sont décrites en règle générale par la relation empirique de Paris ayant la forme suivante :

$$\frac{da}{dN} = C(\Delta K)^m \text{ où } C \text{ et } m \text{ sont des constantes du matériau}$$

L'utilisation de la loi de Paris nécessite le calcul de ΔK qui s'exprime en fonction de la longueur a du défaut et de l'amplitude du chargement appliqué $\Delta\sigma$ à partir de la relation suivante :

$$\Delta K = Y \Delta\sigma \sqrt{\pi a} \text{ où } Y \text{ est un paramètre de forme}$$

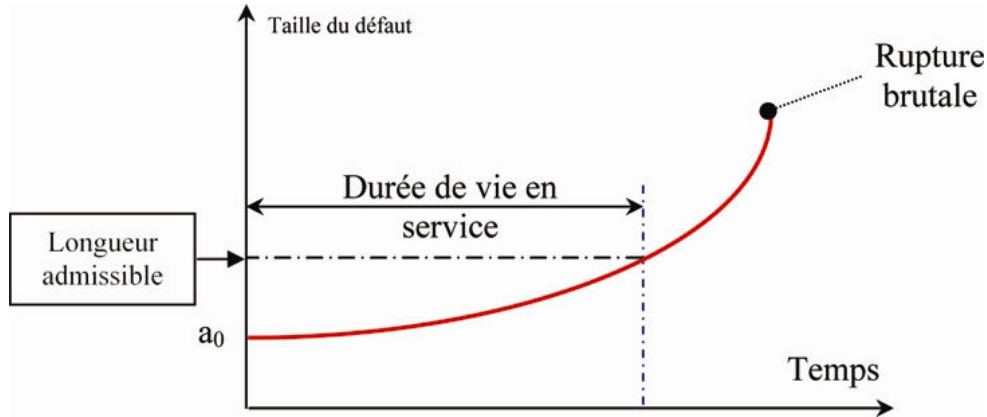


Figure 1-3 : Illustration schématique du concept de tolérance au dommage

Les différentes méthodes utilisées pour déterminer l'intensité des contraintes nécessitent la connaissance des champs de contrainte dans les composants tubulaires des structures offshore et, en particulier, les distributions des contraintes au voisinage des intersections de ces composants. De telles distributions, déterminées à partir de sollicitations de composants non fissurés, sont généralement décrites en termes de facteurs de concentration de contrainte (SCF) et de degré de flexion (DoB). Le facteur de concentration de contrainte SCF est défini par le rapport de la contrainte locale de surface sur la contrainte nominale. La contrainte locale de surface est la somme de deux termes : une contrainte de membrane σ_M et une contrainte de flexion σ_B . La figure 1-4 représente les contraintes au voisinage d'un cordon de soudure telles qu'elles sont définies par IIW (International Institute of Welding) [1-1] : aux contraintes de membrane et de flexion, s'ajoute une contrainte non linéaire fortement dépendante du rayon de raccordement du cordon de soudure.

La contrainte de membrane σ_M est égale à la contrainte moyenne calculée à travers l'épaisseur de la membrure. Elle est constante à travers l'épaisseur. La contrainte de flexion σ_B est distribuée linéairement à travers l'épaisseur de la membrure. La contrainte non linéaire σ_{NL} est la composante restante de la contrainte.

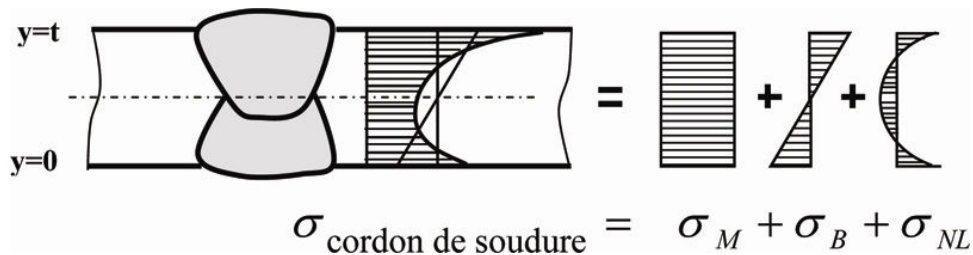


Figure 1-4 : Définitions des contraintes au voisinage d'un cordon de soudure [1-1]

Ces contraintes sont déterminées, pour une distribution donnée $\sigma(y)$ dans l'épaisseur t , par les expressions suivantes :

$$\sigma_M = \frac{1}{t} \int_0^t \sigma(y) dy$$

$$\sigma_B = \frac{6}{t^2} \int_0^t \sigma(y) \left(\frac{t}{2} - y \right) dy$$

$$\sigma_{NL}(y) = \sigma(y) - \sigma_M - \left(1 - \frac{y}{2} \right) \sigma_B$$

Le degré de flexion DoB est, quant à lui, défini par le rapport suivant :

$$DoB = \frac{\sigma_B}{\sigma_M + \sigma_B} = \frac{1}{2} \left(1 - \frac{\sigma_i}{\sigma_e} \right)$$

où $\sigma_i = \sigma_M - \sigma_B$ et $\sigma_e = \sigma_M + \sigma_B$ sont respectivement les contraintes sur les surfaces intérieure et extérieure de l'élément tubulaire.

La composante non linéaire de la contrainte n'est pas prise en compte pour le calcul de ce qu'on appelle les contraintes géométriques σ_{geom} ou contraintes structurales. L'extrapolation recommandée par IIW [1-1] pour le calcul de la contrainte géométrique ou contrainte au point chaud (HSS : Hot Spot Stress) est indiquée sur la figure 1-5.

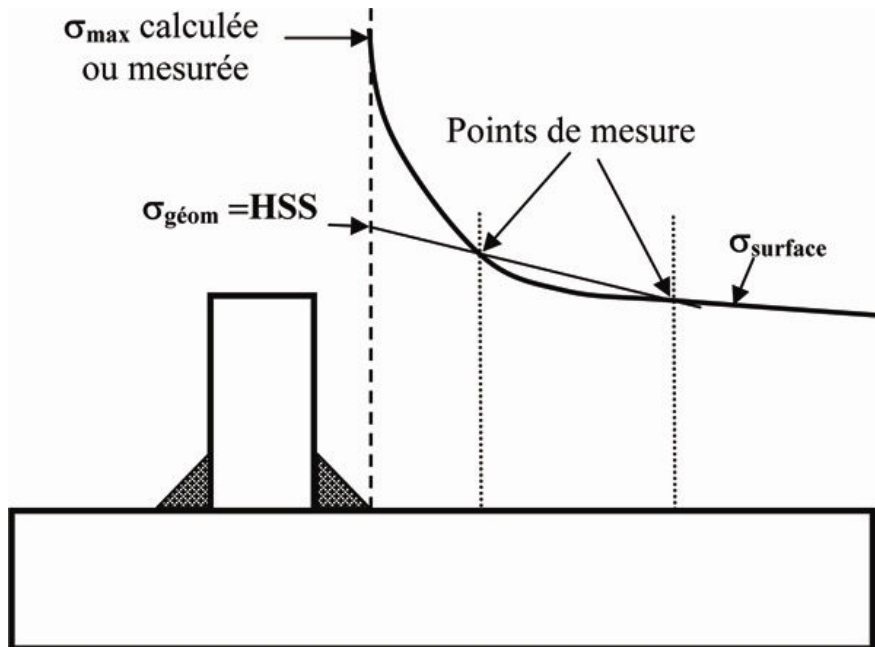


Figure 1-5 : Procédure de détermination de la contrainte géométrique ou contrainte au point chaud [1-1]

Les éléments tubulaires sont soumis en service à des contraintes résultant de chargements axiaux, de flexion dans le plan et de flexion hors plan. La localisation des points chauds, où les valeurs du SCF sont les plus élevées et qui représentent des sites privilégiés pour l'amorçage des fissures de fatigue, est importante pour évaluer la durée de vie. Il est donc essentiel de déterminer de façon précise les distributions des valeurs du SCF au voisinage des lignes d'intersections des éléments tubulaires. Ces distributions sont représentées dans la littérature par des relations paramétriques issues le plus souvent de calculs obtenus par la méthode des éléments finis et parfois de résultats expérimentaux d'analyses des contraintes sur des structures réelles ou sur des modèles acryliques. Avant de présenter les résultats de la littérature relatifs à ces distributions, il convient dans un premier temps de présenter les différents groupes de jonctions tubulaires et les chargements appliqués.

1-2 Classification des jonctions tubulaires

Les jonctions tubulaires sont classées généralement en cinq groupes principaux :

- 1- Jonctions soudées simples ;
- 2- Jonctions multiplans ;
- 3- Jonctions renforcées ;
- 4- Jonctions fondues ;
- 5- Jonctions composites.

1-2-1 Jonctions soudées simples

Ces jonctions sont habituellement formées par soudage de l'extrémité d'une ou de plusieurs entretoises sur le manchon (figure 1-2); les axes de ces entretoises sont tous situés dans un même plan parallèle à une génératrice du manchon.

Selon l'orientation et le nombre des entretoises, on classe ces jonctions en T, Y, K, X, DT, DY, DK, TY, XDT, DYDT, KT et DKDT, comme il est indiqué dans la figure 1-6.

1-2-2 Jonctions multiplans

Dans les jonctions tubulaires multiplans, les entretoises sont soudées sur le manchon en plusieurs plans (généralement deux plans dont un parallèle et l'autre perpendiculaire à une génératrice du manchon) conduisant ainsi à des formes de jonctions plus complexes comme la jonction DT illustrée dans la figure 1-7.

1-2-3 Jonctions renforcées

Le manchon d'une jonction tubulaire peut être raidi intérieurement ou extérieurement en utilisant des anneaux, des diaphragmes, des plats ou des goussets. Les renforts augmentent la rigidité radiale du manchon. Le choix et la position des renforts sont habituellement déterminés en fonction de la charge prédominante. La figure 1-8 présente des exemples de jonctions raidies.

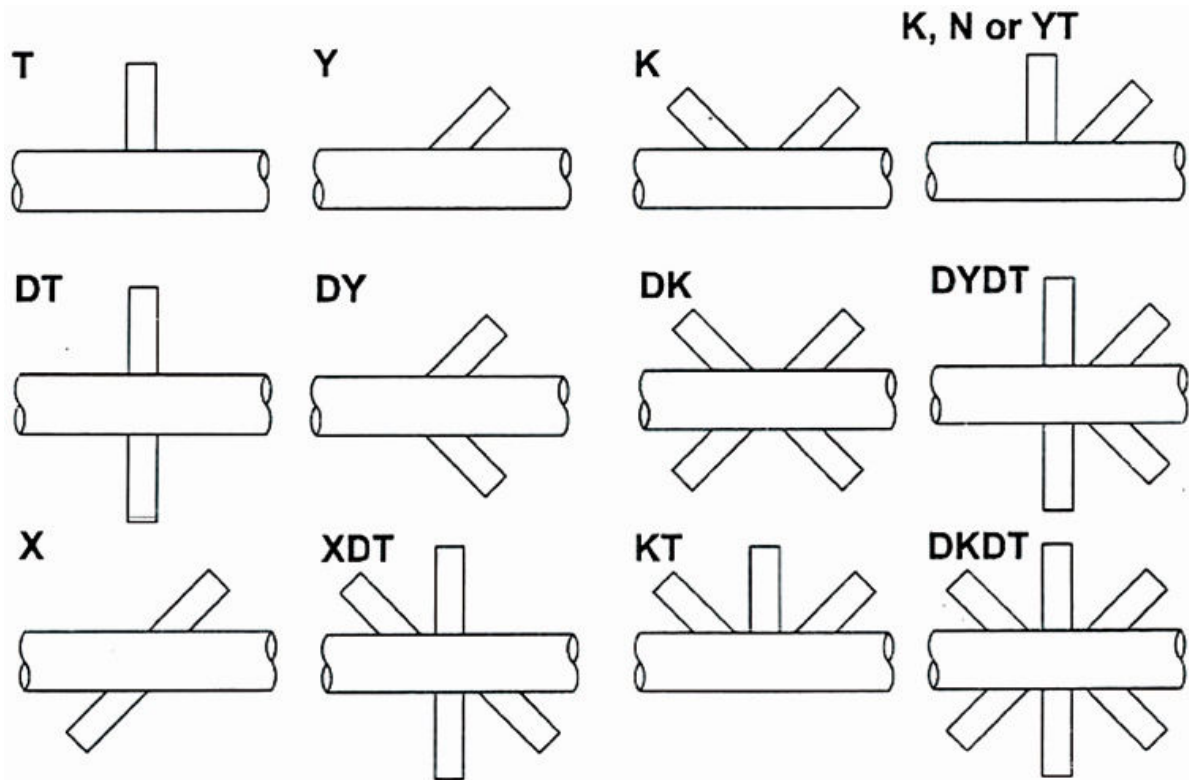


Figure 1-6 : Formes des jonctions soudées simples

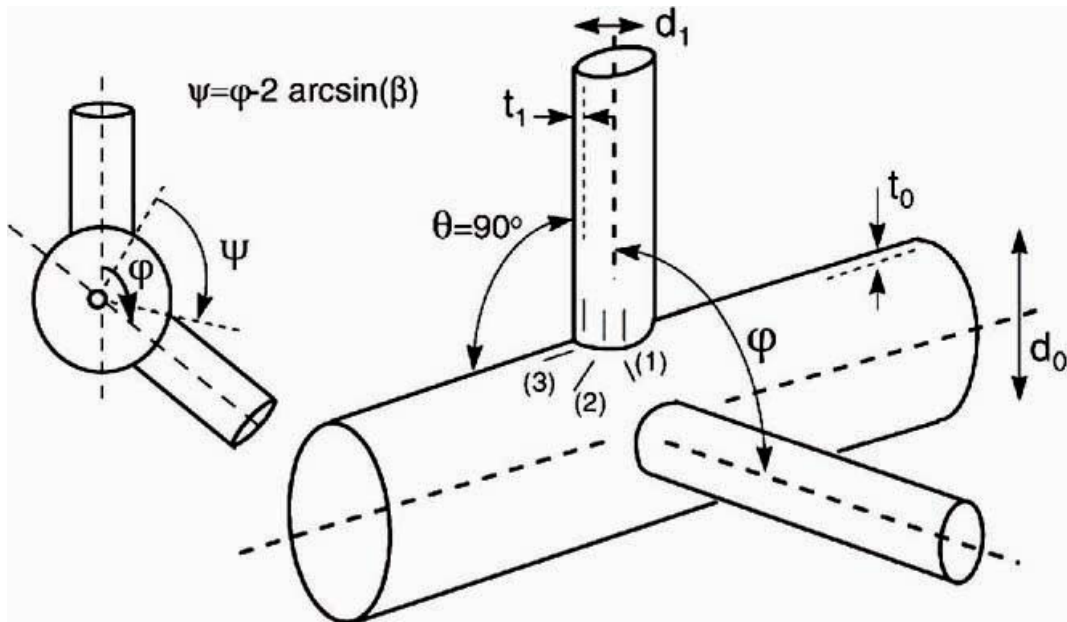
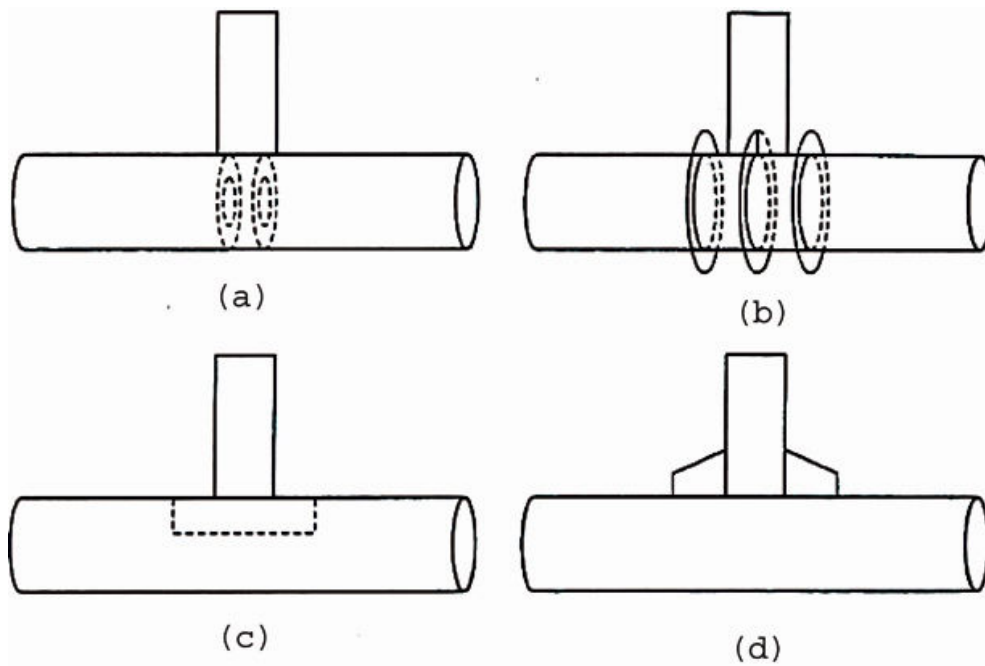


Figure 1-7 : Jonctions multiplans



*Figure 1-8 : Jonctions renforcées
(a) par des anneaux intérieurs, (b) par des anneaux extérieurs, (c) par un plat et (d) par des goussets*

1-2-4 Jonctions fondues

Le coulage donne la possibilité d'avoir des composants intégrés et homogènes avec des contraintes résiduelles inférieures à celles des jonctions soudées. Un exemple de jonction coulée (ou fondue) est indiqué sur la figure 1-9.

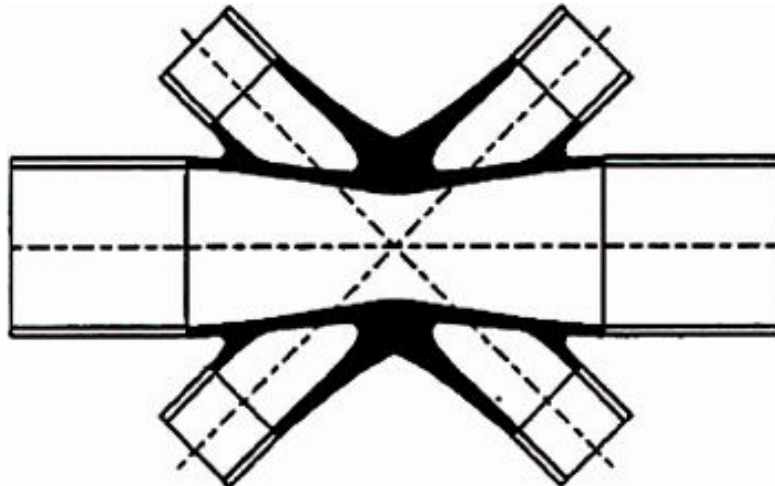


Figure 1-9 : Jonction fondue

1-2-5 Jonctions composites

Les jonctions composites sont des jonctions raidies en remplissant totalement ou partiellement le manchon d'une jonction tubulaire, comme le montre la Figure 1-10.

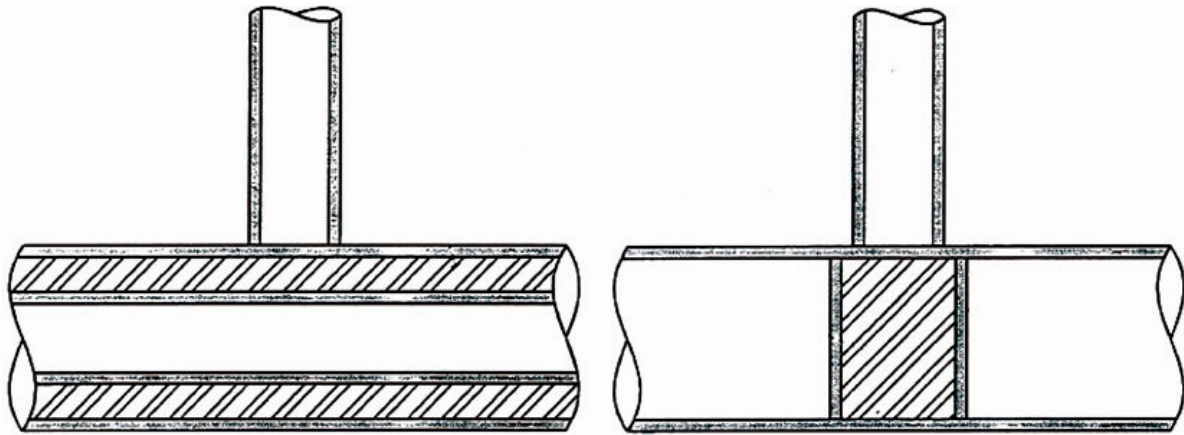


Figure 1-10 : Jonctions composites

1-3 Chargements et conditions aux limites des jonctions tubulaires

Les chargements appliqués sur les jonctions tubulaires pour les simulations numériques par éléments finis sont généralement de deux types : soit un chargement simple, soit un chargement équilibré de l'entretoise avec encastrement des extrémités du manchon. Les chargements en question étant la traction, la flexion dans le plan ou la flexion hors plan. Les figures 1-11 et 1-12 reproduisent ces différents modes de chargement pour des jonctions de type X et DT étudiées par Chang et al. [1-2] ou pour des jonctions de type K, T et Y étudiées par Lee [1-3].

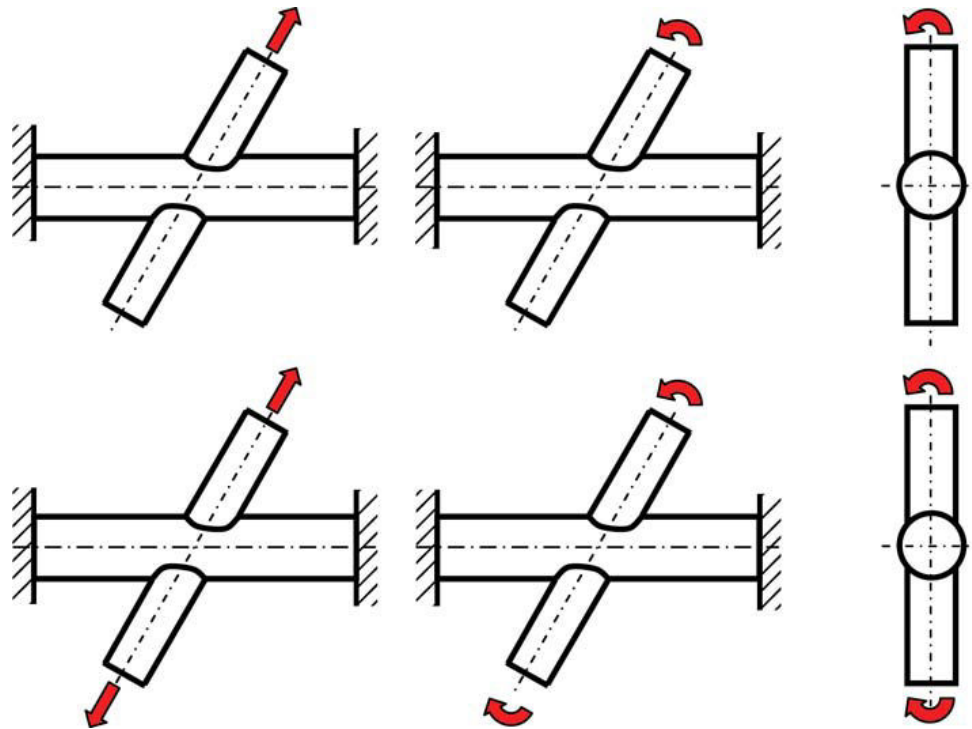


Figure 1-11 : Modes de chargement des jonctions de type X et DT [1-2]

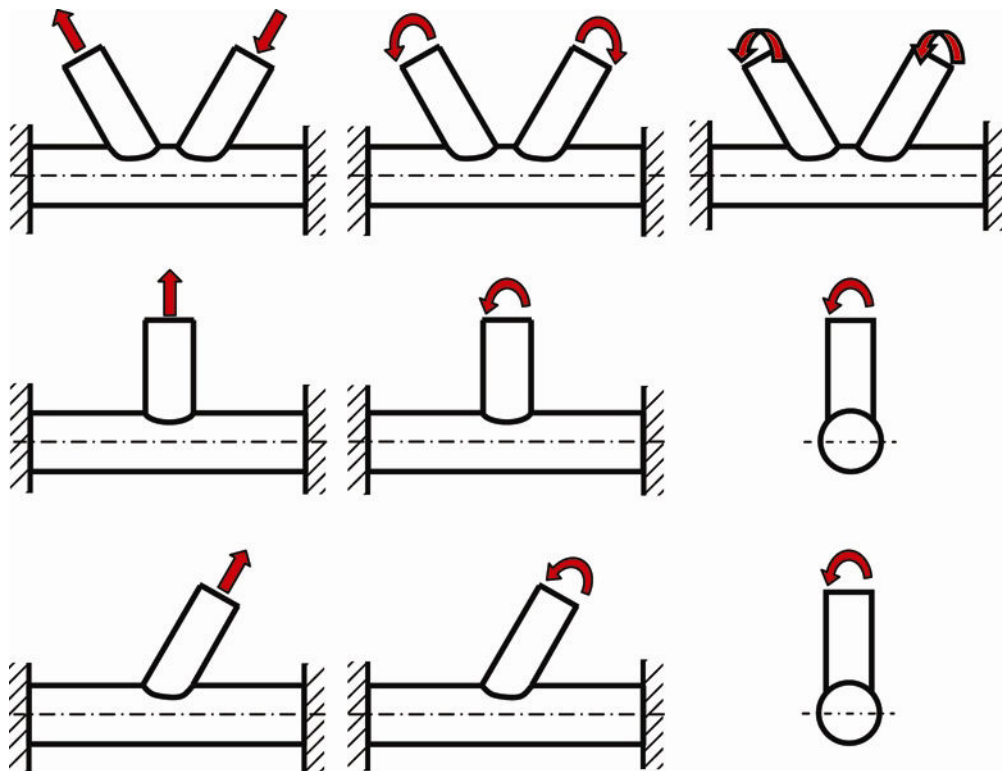


Figure 1-12 : Modes de chargement des jonctions de type K, T et Y [1-3]

1-4 Contraintes dans les jonctions tubulaires

On distingue trois types principaux de contraintes dans les jonctions tubulaires :

- 1- Contrainte nominale
- 2- Contrainte géométrique
- 3- Contrainte locale

Un exemple de distribution des contraintes à l'intersection manchon/entretoise est illustré sur la figure 1-13. La contrainte nominale est déterminée simplement en divisant la charge totale par la section droite de l'entretoise dans le cas d'un chargement de traction. En flexion, on applique la théorie des poutres pour calculer la contrainte nominale en considérant que l'entretoise est encastrée dans le plan (x,z) passant par le point d'arçon, dans le cas de la flexion dans le plan, ou dans le plan (x,z) passant par le point de quartier, dans le cas de la flexion hors plan.

La contrainte géométrique au point chaud est généralement mesurée expérimentalement à l'aide de jauges de déformation disposées perpendiculairement aux bords du cordon de soudure. Les jauges, dont la longueur ne doit pas excéder 20% de l'épaisseur de l'entretoise, sont collées à des distances données pour obtenir une extrapolation raisonnable au point chaud : on fixe alors deux ou trois jauges selon que l'on utilise une extrapolation linéaire ou quadratique pour le calcul de la contrainte géométrique au point chaud ; ces différentes recommandations sont données en pages 27 et 28 de [1-1].

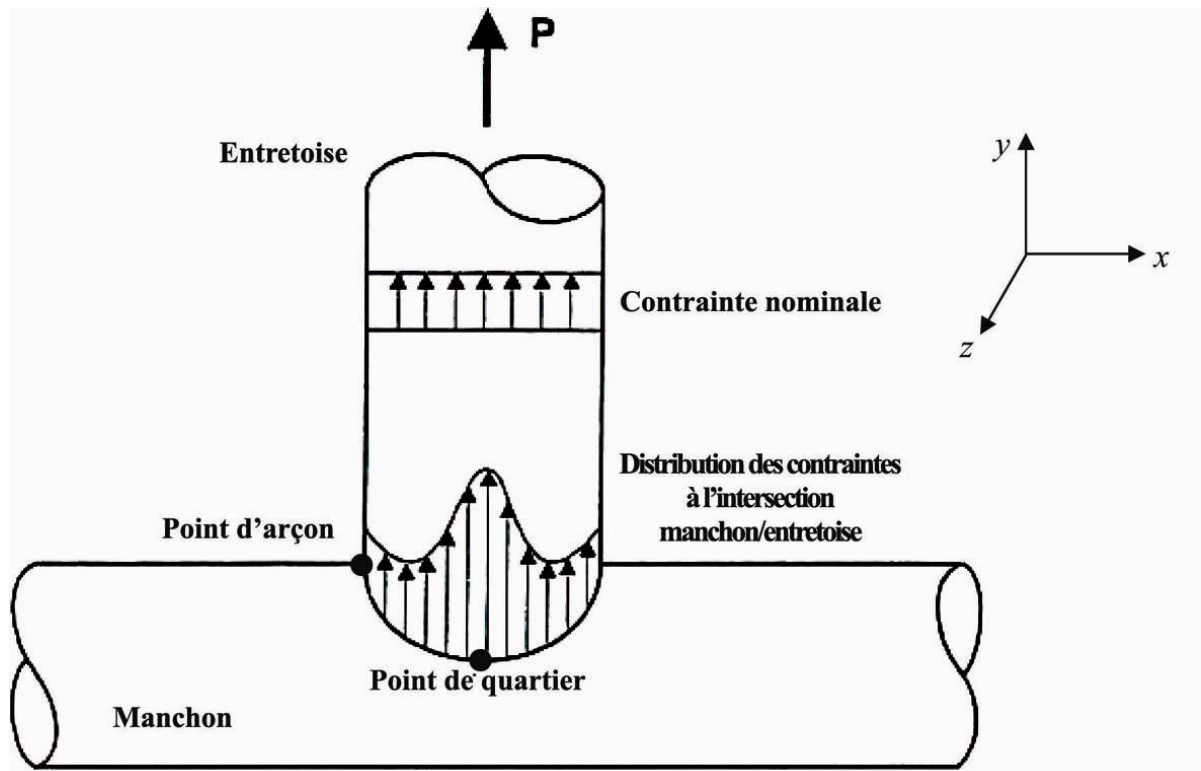


Figure 1-13 : Distribution des contraintes géométriques

Les mesures expérimentales de la contrainte géométrique aux différents points chauds des jonctions tubulaires sont cependant difficiles et coûteuses. Peu de résultats expérimentaux sont publiés dans la littérature ([1-5] et [1-7]); la figure 1-14 montre la complexité de l'instrumentation à mettre en œuvre pour des mesures par jauges de déformation [1-6].

Dans la plupart des cas, on utilise plutôt la méthode des éléments finis pour déterminer la contrainte géométrique au point chaud. La contrainte est moyennée aux nœuds en excluant les nœuds du manchon situés à l'intérieur de l'entretoise ([1-2] [1-8] et [1-9]). Pour calculer cette moyenne, on considère le plus souvent les contraintes principales maximales ([1-2] [1-3] [1-4] et [1-8]) et parfois les contraintes maximales dans la direction normale aux bords du cordon de soudure ([1-10] et [1-11]). Bien que ces dernières contraintes soient considérées comme ayant le plus d'influence sur la propagation (à travers l'épaisseur du manchon) des fissures de fatigue initiées au pied du cordon de soudure [1-8], Burdekin et al. [1-12] et Soh et al. [1-13] ont démontré la validité de l'utilisation des contraintes principales maximales pour le calcul de la contrainte géométrique au point chaud. La procédure d'extrapolation pour obtenir cette dernière contrainte est conforme aux recommandations de IIW [1-1]; elle est indiquée sur la figure 1-15 ([1-8] et [1-10]).

La détermination des contraintes dans les jonctions tubulaires par des approches analytiques de type Neuber [1-14] étant très difficile du fait de la complexité des configurations géométriques de ces jonctions, on a recours à des relations paramétriques qui permettent d'évaluer le coefficient de concentration des contraintes en fonction des paramètres α , β , γ , τ

et θ . Ces relations sont le plus souvent déduites de résultats de calculs par la méthode des éléments finis.

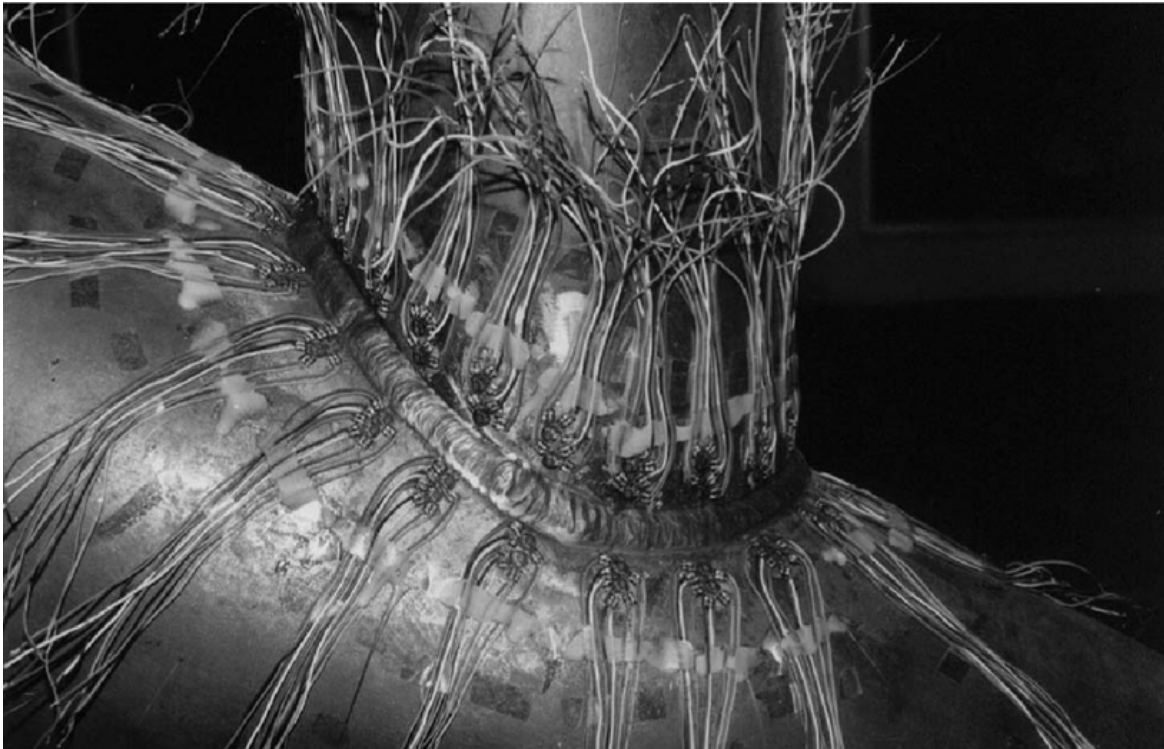


Figure 1-14 : Instrumentation d'une jonction tubulaire de type Y pour des mesures par jauges de déformation [1-6]

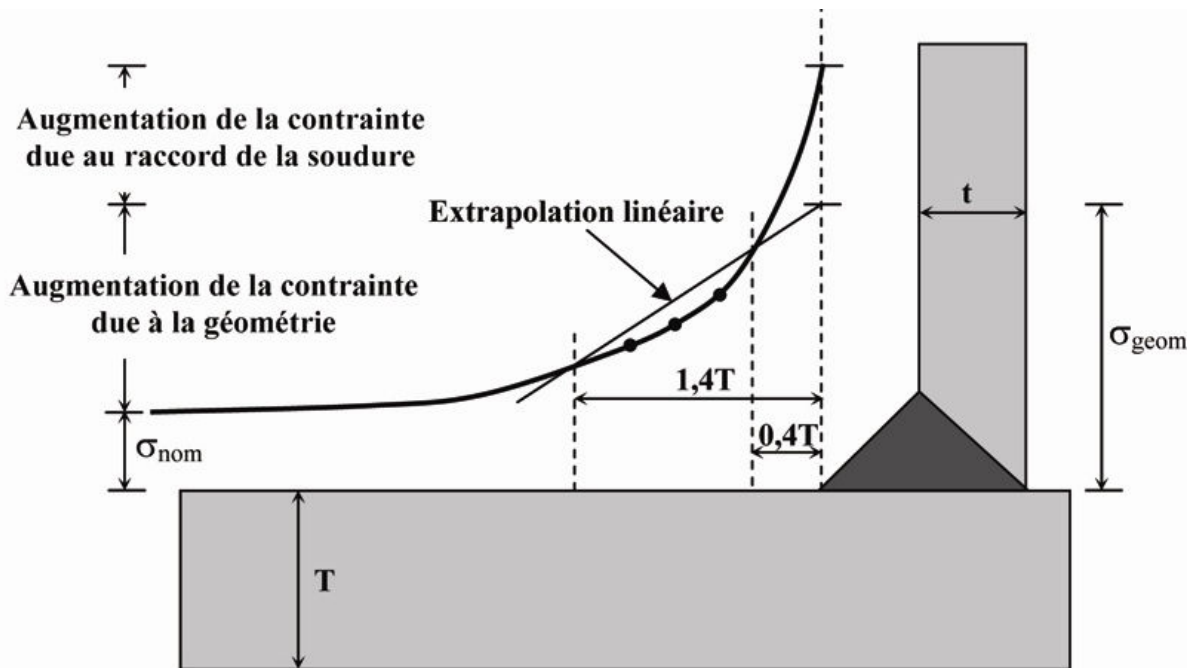


Figure 1-15 : Procédure d'extrapolation pour obtenir la contrainte géométrique au point chaud σ_g ou HSS

La méthode des éléments finis est très adaptée pour l'étude des composants complexes tels que des jonctions tubulaires. C'est de loin la technique numérique la plus utilisée pour déterminer la distribution des contraintes dans ces composants. Les contraintes locales dans des jonctions tubulaires sont de nature complexe, mais elles résultent essentiellement de deux sources principales. En premier lieu, la flexion locale des jonctions soudées sous l'effet du chargement produit des contraintes près des intersections, qu'on appelle contraintes géométriques ou contraintes structurales, pour maintenir la compatibilité entre les éléments tubulaires. Ces contraintes dépendent des paramètres géométriques de la jonction, de la configuration globale et des types de chargement appliqués. En second lieu, des effets d'entaille se développent près des cordons de soudure du fait des variations rapides des sections. Ces effets sont prédominants en surface et conduisent à de fortes concentrations de contraintes qui favorisent l'amorçage des fissures. Ils sont fortement dépendants de la géométrie du cordon, en particulier de l'angle d'inclinaison et du rayon de raccordement. Ces effets s'atténuent cependant dans l'épaisseur de l'élément tubulaire et c'est pour cette raison que l'on ne considère que les contraintes géométriques. Bien que les fortes concentrations de contrainte en surface près des cordons de soudure soient à l'origine de l'amorçage des fissures de fatigue, elles ne gouvernent pas la propagation ultérieure de celles-ci et l'approche utilisée pour déterminer les facteurs de concentration de contrainte néglige donc cet aspect. Les contraintes évaluées aux points chauds sont ainsi bien inférieures aux contraintes réellement atteintes, comme le montre la procédure d'extrapolation schématisée sur la figure 1-15. On considère ces contraintes (les contraintes extrapolées) pour estimer la durée de vie en fatigue des composants tubulaires à partir des courbes d'endurance.

Références

- [1-1] International Institute of Welding (IIW), '*Fatigue design of welded joints and components*', XIII-1539-96/XV-845-96, Abington Publishing, 1996.
- [1-2] Chang E. and Dover W.D., '*Parametric equations to predict stress distribution along the intersection of tubular X and DT joints*', International Journal of Fatigue, Volume 21, Pages 619-635, 1999
- [1-3] Lee M.M.K., '*Estimation of stress concentration in single-sided welds in offshore tubular joints*', International Journal of Fatigue, Volume 21, Pages 895-908, 1999
- [1-4] Chang E. and Dover W.D., '*Stress concentration factor parametric equations for tubular X and DT joints*', International Journal of Fatigue, Volume 18, Pages 363-387, 1996
- [1-5] Romeijn A., '*Stress and strain concentration factors of welded multiplanar tubular joints*', Ph.D. Thesis, Delft University of Technology, The Netherlands, 1994
- [1-6] Gandhi P., Ramachandra Murty D.S., Raghava G. and Madhava Rao A.G., '*Fatigue crack growth in stiffened steel tubular joints in seawater environment*', Engineering Structures, Volume 22, Pages 1390-1401, 2000
- [1-7] Chiew S.P. and Soh C.K., '*Strain concentrations at intersection regions of a multiplanar tubular DX-joint's*', Journal of Constructional Steel Research 53, Pages 225-244, 2000
- [1-8] Morgan M.R. and Lee M.K., '*Parametric equations for distributing of stress concentration factors in tubular K-joints under out-of-plane moment loading*', International Journal of Fatigue, Volume 20, Pages 449-461, 1998
- [1-9] Healy B.E. and Buitrago J., '*Extrapolation procedures for determining SCFs in mid-surface tubular joints models*', Proceedings 6th International Symposium on Tubular Structures, Melbourne, Pages 651-659, 1994.
- [1-10] Karamanos S.A., Romeijn A. and Wardenier J., '*Stress concentration in tubular gap K-joints : mechanics and fatigue design*', Engineering Structure, Volume 22, Pages 4-14, 2000.
- [1-11] Chiew S.P., Soh C.K. and Wu N.W., '*General SCF design equations for steel multiplanar tubular XX-joints*', International Journal of Fatigue, Volume 22, Pages 283-293, 2000
- [1-12] Burdekin F.M., Cheaitani M.J. and Thurlbeck S.D., '*Fatigue fracture and plastic collapse of offshore tubular joints using BSI PD 6493 :1991*', Proceedings of the 14th International Conference on Offshore Mechanics and Arctic Engineering, Pages 41-54, 1995
- [1-13] Soh A. and Soh C., '*Stress concentrations of K tubular joints subjected to basic and combined loadings*', Proceedings of the Institution of Civil Engineers, Structures and Buildings, Pages 19-28, 1996
- [1-14] Neuber H, '*Theory of stress concentration for shear strained prismatic bodies with arbitrary nolinear stress-strain law*', Journal of Applied Mechanics, Pages 544-550, 1961

Chapitre 2

Endommagement par fatigue

Chapitre 2

Endommagement par fatigue

2-1 Introduction

Les intersections complexes des jonctions tubulaires des plateformes offshore présentent des discontinuités structurales conduisant à des zones de fortes concentrations de contraintes au voisinage des cordons de soudure. Les chargements répétés dans le temps (houle, courant, marées, vent) donnent lieu à un grand nombre de cycles de contraintes d'amplitudes variables. La combinaison de ces cycles de chargement et des zones de fortes concentrations de contraintes conduit inévitablement à un endommagement par fatigue de ces structures. Cet endommagement commence par une déformation plastique localisée (sans plastification de toute la structure), tout d'abord autour de défauts, à fond d'entaille, puis à l'extrémité de la fissure une fois que celle-ci s'est formée. La particularité de la fatigue, et qui en est fait le danger, est que la rupture peut apparaître pour des contraintes nominales relativement faibles, souvent bien inférieures à la limite d'élasticité du matériau lorsque leur application est répétée un grand nombre de fois. La capacité de résistance à la fatigue des pièces définit ce qu'on appelle la limite d'endurance. Dans la pratique, la fatigue des matériaux est abordée de deux façons différentes, à savoir : le relevé de courbes de Wöhler et la mesure de la vitesse de fissuration. La première de ces méthodes est la plus utilisée, car elle permet de déterminer une limite d'endurance en dessous de laquelle le matériau est, en principe, à l'abri des ruptures de fatigue. Néanmoins, les expériences industrielles montrent que dans des pièces en service, il peut exister des défauts, à partir desquels une fissure peut se propager et provoquer la ruine de la pièce, même si la contrainte appliquée est inférieure à la limite d'endurance. Par conséquent, l'essai d'endurance ne suffit pas toujours à caractériser la résistance à la fatigue d'un matériau. Il est donc essentiel de lui adjoindre une deuxième méthode étudiant la propagation de fissures et permettant ainsi d'évaluer de façon précise la durée de vie résiduelle d'une pièce en service. Cette deuxième approche s'appuie sur le concept de tolérance au dommage qui considère que les structures contiennent des défauts de type fissure, dont la présence est souvent inévitable car inhérente aux procédés de fabrication des composants, qu'il s'agit de dimensionner en veillant à ce que les défauts n'atteignent pas la taille critique conduisant à la rupture brutale.

2-2 Classification des sollicitations

Les contraintes périodiques qui existent en service sont en général cycliques et, selon la valeur de la contrainte statique σ_s que l'on superpose, on distingue :

- les contraintes alternées pures ou symétriques $\sigma_s = 0$ ($\sigma_m = 0$) ;
- les contraintes alternées dissymétriques $\sigma_s < \sigma_a$ ($0 < \sigma_m < \sigma_a$) ;
- les contraintes répétées $\sigma_s = \sigma_a$ ($\sigma_m = \sigma_a$) ;
- les contraintes ondulées $\sigma_a < \sigma_s$ ($\sigma_a < \sigma_m$).

Avec σ_a amplitude de la contrainte variable et σ_m contrainte moyenne (égale à la contrainte statique σ_s) (Figure 2-1).

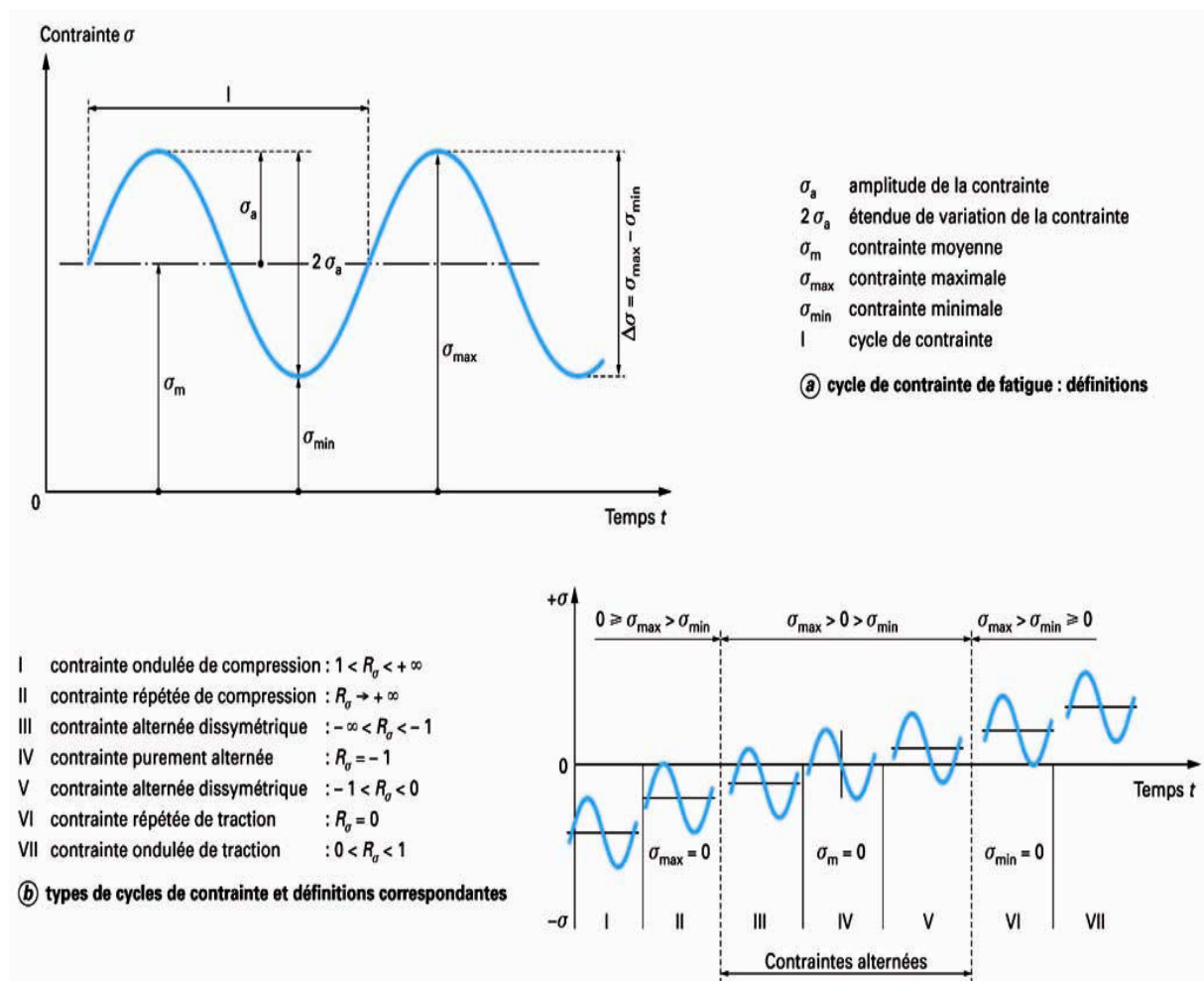


Figure 2-1 : Classification des sollicitations [2-1]

Le rapport des contraintes R_σ est défini par :

$$R_\sigma = \sigma_{min} / \sigma_{max} \text{ rapport algébrique de la contrainte minimale à la contrainte maximale.}$$

R_σ prend selon les cas les valeurs indiquées sur la figure 2-1.

Ces cas simples correspondent à la combinaison d'une contrainte statique et d'une contrainte alternative de même nature. Il existe également des cas de contraintes combinées de natures différentes :

- soit statique et alternative de natures différentes, par exemple : traction statique et torsion alternative ;
- soit alternatives de natures différentes, par exemple : flexion et torsion alternatives.

Avec les pulsateurs équipés de générateurs de fonctions, le signal sinusoïdal peut être remplacé par un signal triangulaire, carré, rectangulaire, etc., permettant parfois de mieux simuler les sollicitations en service.

2-3 Courbes de Wöhler

Lorsqu'un matériau est soumis un grand nombre de fois à des amplitudes de contraintes cycliques, pour des niveaux de contrainte inférieurs à la limite d'élasticité, l'endommagement par fatigue apparaît. La courbe donnant la durée de vie exprimée en nombre de cycles à rupture N_R , portée en abscisse, en fonction de la contrainte maximale, est appelée courbe de Wöhler ou courbe d'endurance ou courbe S-N (Stress-Number of cycles) (Figure 2-2). Elle est déterminée à partir d'un lot d'éprouvettes où chacune est soumise à un effort périodique de fréquence constante, la rupture se produisant au bout d'un nombre de cycles N_R . A chaque éprouvette correspond un point du plan (σ, N_R) . D'après la figure 2-2, la rupture est atteinte après un nombre de cycles qui croît quand la contrainte décroît. Les résultats des essais de fatigue sont analysés de façon statistique, de telle sorte que l'on puisse définir des courbes correspondant à des probabilités de rupture données selon la valeur de la contrainte et du nombre de cycles.

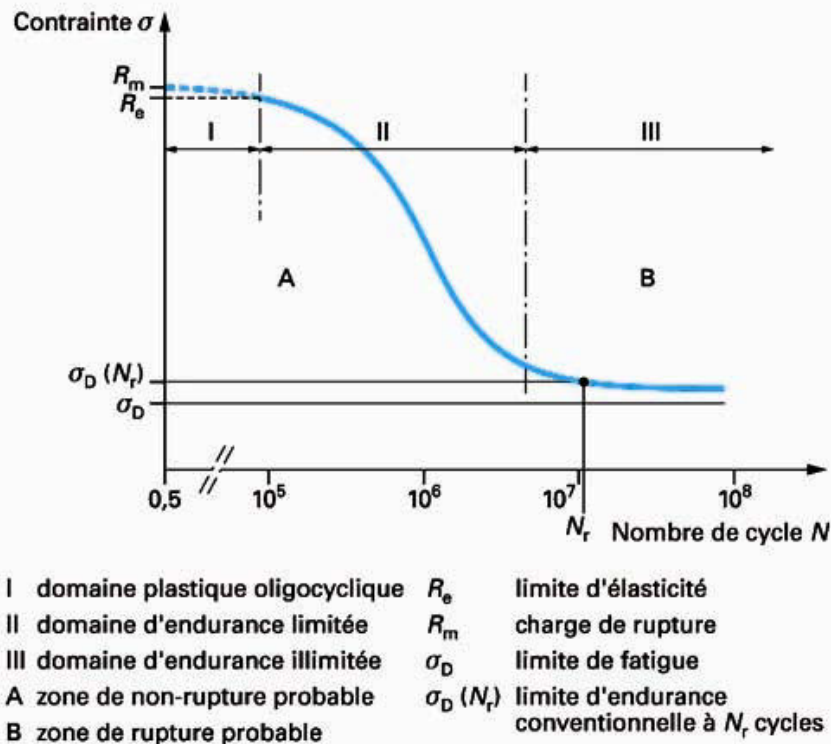


Figure 2-2 : Diagramme d'endurance ou courbe de Wöhler

Les essais classiques de détermination d'une courbe de Wöhler donnent une information globale sur l'endurance d'un matériau : amorçage d'une fissure de fatigue et sa propagation jusqu'à la rupture. Cette courbe peut généralement être décomposée en trois zones distinctes :

Zone I : Zone de fatigue plastique oligocyclique, qui correspond aux contraintes les plus élevées, supérieures à la limite d'élasticité σ_E du matériau. La rupture survient après un très petit nombre de cycles variant généralement d'un demi cycle à environ 10^4 à 10^5 cycles. Dans cette zone, on observe très rapidement une déformation plastique importante suivie d'une rupture de l'éprouvette ;

Zone II : Zone de fatigue ou d'endurance limitée, où la rupture est atteinte après un nombre limité de cycles, nombre qui croît lorsque la contrainte décroît (compris entre 10^5 à 10^7 cycles environ). Cette zone est souvent linéaire en échelle semi logarithmique ;

Zone III : Zone d'endurance illimitée ou zone de sécurité, sous faible contrainte, pour laquelle la rupture ne se produit pas après un nombre donné de cycles (10^7 voire 10^8), supérieur à la durée de vie envisagée pour la pièce.

Dans certains cas, les points portés sur le diagramme de Wöhler sont déterminés en fonction du nombre de cycles à l'amorçage. L'amorçage étant défini par l'apparition d'une fissure de dimensions détectables.

Dans de nombreux cas, on peut tracer une branche asymptotique horizontale à la courbe de Wöhler : l'asymptote étant appelée limite d'endurance ou limite de fatigue et notée σ_D . En revanche, dans certains cas, par exemple lorsqu'il y a simultanément fatigue et corrosion, il ne semble pas y avoir d'asymptote horizontale. On définit alors une limite conventionnelle d'endurance comme la valeur de la contrainte maximale qui ne conduit pas à la rupture avant un nombre de cycles fixé (par exemple 10^7 cycles).

La notion de limite d'endurance est donc relative ; sa définition dépend du problème traité ; par exemple, les limites d'endurance en traction et en torsion alternées sont différentes.

2-4 Courbes de fissuration en fatigue

L'interprétation de la courbe de dommage repose sur l'existence d'une taille critique des fissures, qui dépend de la contrainte maximale atteinte au cours des cycles, et au-dessus de laquelle leur propagation serait irréversible (endommagement) et conduirait à la rupture.

On a donc cherché à suivre la progression des fissures au cours de la fatigue. Actuellement, si elles débouchent en surface – ce qui est le cas général – et si la méthode utilisée est suffisamment sensible, leur observation est possible à partir d'une longueur de 0,01 mm à 0,1 mm suivant la résolution du système de suivi de la longueur des fissures.

La façon la plus simple de représenter la progression des fissures est de rapporter leur profondeur en fonction du nombre de cycles subis par l'éprouvette d'essai. Le nombre de cycles N pouvant être très élevé (quelques millions de cycles), on utilise l'échelle logarithmique pour le représenter. La figure 2-3 représente schématiquement ce type de courbe, où 3 éprouvettes contenant une fissure de longueur initiale a_0 , supposée la même pour les 3 essais, sont soumises à trois contraintes alternées différentes ; la contrainte la plus élevée conduit naturellement à la durée de vie la plus faible.

A partir des enregistrements de la longueur de fissure en fonction du nombre de cycles de sollicitation, on peut tracer la vitesse de fissuration da/dN en fonction d'un paramètre caractérisant le chargement (la contrainte alternée, σ_a , ou la déformation totale par cycle, pondérée par la longueur de fissure, $\varepsilon_t \sqrt{a}$).

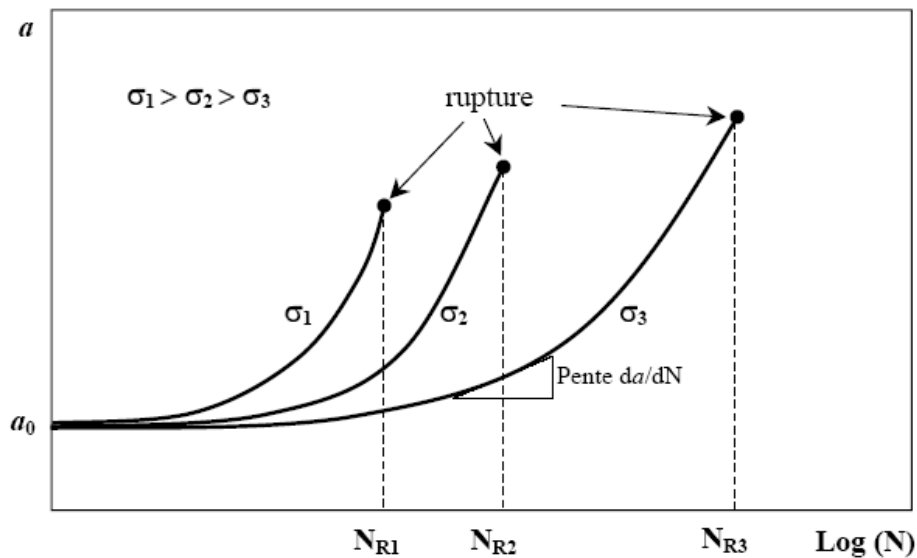


Figure 2-3: Variations des longueurs des fissures de fatigue en fonction du nombre de cycles de sollicitation

Le développement de la mécanique de la rupture a permis, grâce notamment à l'utilisation d'un paramètre noté K , de mieux étudier quantitativement les stades de propagation lente et de propagation brutale des fissures de fatigue. K est le facteur d'intensité des contraintes (FIC) : il est proportionnel à $\sigma_a \sqrt{a}$. L'approche utilisant le FIC est largement la plus utilisée pour décrire la propagation des fissures de fatigue, tant que la plastification en pointe de fissure qui accompagne la propagation reste confinée dans une zone de taille faible par rapport à la longueur de la fissure et aux dimensions de la structure fissurée. On a pu, avec cette approche, traiter de nombreux cas pratiques où l'on a observé des fissures préexistantes dans une structure. Les nombreux résultats expérimentaux obtenus par cette méthode, montrent que les variations de la vitesse de fissuration en fonction de l'amplitude ΔK du FIC présentent, en échelle bi-logarithmique, l'allure décrite sur la figure 2-4.

On distingue généralement trois domaines sur cette figure :

- Le domaine I des faibles vitesses, où à la fois les effets de l'environnement et de la microstructure sont prédominants. Pour décrire ce domaine, on effectue généralement des essais à ΔK décroissants pour déterminer la valeur seuil de l'amplitude du FIC, ΔK_{seuil} , en dessous de laquelle une fissure présente dans un matériau ne se propage plus. La connaissance de ΔK_{seuil} est d'une grande importance pour les structures nécessitant une grande fiabilité.
- Le domaine II des vitesses moyennes où l'environnement et la microstructure jouent encore un rôle important.
- Le domaine III des vitesses très élevées où les valeurs de K_{max} se rapprochent du K_C , la ténacité du matériau. La plastification est importante dans ce domaine et l'environnement a peu d'influence.

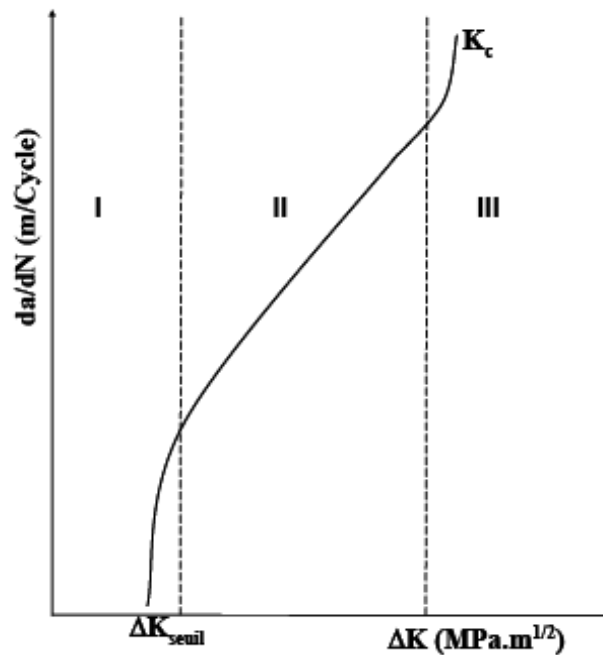


Figure 2-4 : Exemple de courbe de propagation en fatigue

2-5 Endommagement des structures offshore par fatigue

Les éléments tubulaires de la structure offshore sont soumis à des contraintes cycliques qui provoquent une accumulation de la déformation dans les zones de concentrations de contrainte. Ces éléments se dégradent ainsi progressivement par un processus de fatigue qui se traduit par l'apparition de fissures dans les zones de concentration.

La durée de vie totale en fatigue d'un élément soudé d'une structure offshore se décompose en deux parties distinctes :

- la durée de vie à l'amorçage d'une microfissure, mesurée généralement par le nombre N_i de cycles de sollicitation nécessaire à l'initiation d'une fissure de taille détectable ;
- la durée de vie en propagation, qui correspond au nombre de cycles N_p durant lesquels la microfissure se propage d'une taille initiale (égale à la limite de détection des moyens de contrôle non destructif utilisés) à une taille admissible au delà de laquelle l'intégrité de la structure n'est plus assurée.

2-5-1 Amorçage des fissures de fatigue

Le nombre de cycles N_i pour l'amorçage d'une microfissure de fatigue au pied d'un cordon de soudure d'une jonction tubulaire n'est pas toujours accessible directement. Classiquement, on a recours pour estimer N_i à des approches utilisant les relations de Manson-Coffin et de Basquin établies pour les essais de fatigue oligocyclique [2-5]. Ces relations empiriques reposent sur une approche **déformation - durée de vie en fatigue**. Pour bien comprendre cette approche, nous allons rappeler brièvement le principe des essais de fatigue oligocyclique.

Le principe général des essais de fatigue oligocyclique (ou fatigue à faible nombre de cycles) consiste à imposer une sollicitation qui provoque une déformation plastique cyclique dans le corps de l'éprouvette d'essai. On opère généralement à déformation plastique $\Delta\varepsilon_p$ (ou déformation totale $\Delta\varepsilon$) imposée.

Si l'on enregistre la contrainte appliquée en fonction de la déformation au cours de la sollicitation cyclique de l'éprouvette, la courbe obtenue a la forme indiquée sur la figure 2-5.

L'amplitude de déformation totale $\Delta\varepsilon$ se décompose en :

$$\Delta\varepsilon = \Delta\varepsilon_e + \Delta\varepsilon_p$$

où l'amplitude de déformation élastique $\Delta\varepsilon_e$ est donnée par

$$\Delta\varepsilon_e = \Delta\sigma / E$$

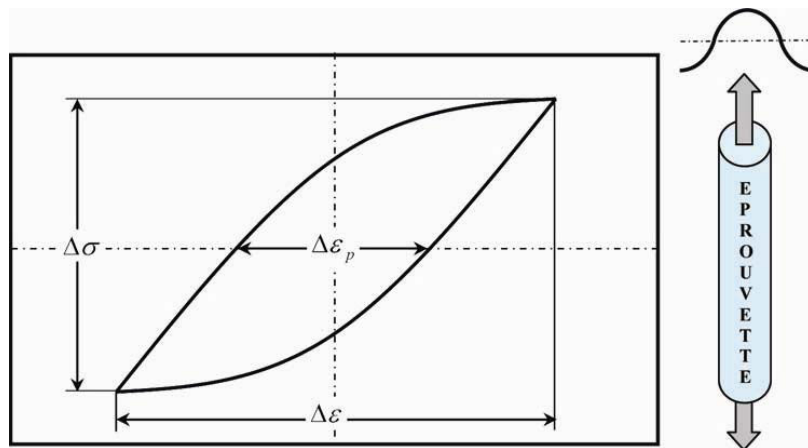


Figure 2-5 : Courbe contrainte-déformation au cours d'un cycle de fatigue oligocyclique

Pour chaque amplitude de déformation plastique imposée, on obtient un nombre de cycles à rupture N_R . La figure 2-6 représente les courbes obtenues en échelle logarithmique.

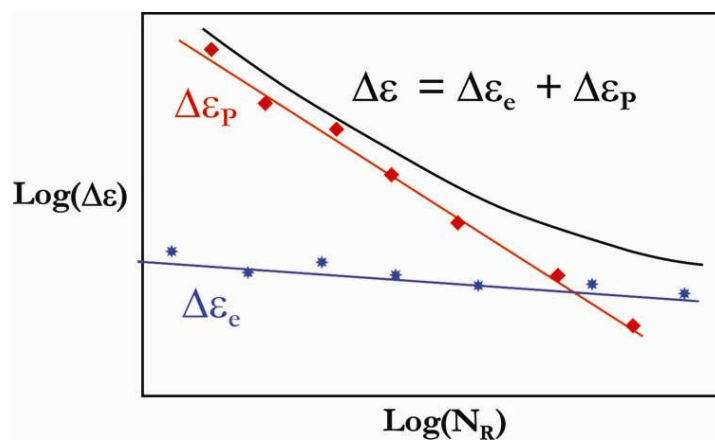


Figure 2-6 : Courbes de fatigue oligocyclique

La durée de vie en fonction de la déformation plastique $\frac{\Delta \varepsilon_p}{2}$ est estimée par la relation de Manson-Coffin :

$$\frac{\Delta \varepsilon_p}{2} = \varepsilon'_f (2N_R)^c$$

où : $2N_R$ est le nombre d'alternances à rupture,
 c est l'exposant de ductilité en fatigue ($c < 0$),
 ε'_f est la déformation vraie de rupture en fatigue.

La durée de vie en fonction de la déformation élastique $\frac{\Delta \varepsilon_e}{2}$ est évaluée par la relation de Basquin :

$$\frac{\Delta \varepsilon_e}{2} = \frac{\sigma'_f}{E} (2N_R)^b$$

où : b est l'exposant de résistance à la fatigue ($c < b < 0$),
 σ'_f est la contrainte vraie de rupture en fatigue.

L'amplitude de déformation totale $\Delta \varepsilon$ s'exprime alors par :

$$\frac{\Delta \varepsilon}{2} = \frac{\Delta \varepsilon_e + \Delta \varepsilon_p}{2} = \frac{\sigma'_f}{E} (2N_R)^b + \varepsilon'_f (2N_R)^c$$

Le nombre de cycles à l'amorçage d'une microfissure au pied d'un cordon de soudure est ensuite estimé en faisant l'hypothèse que les résultats de fatigue oligocyclique sont transposables à la zone de concentration de déformation où se produit une plastification localisée dans l'élément tubulaire. La figure 2-7 illustre cette approche.

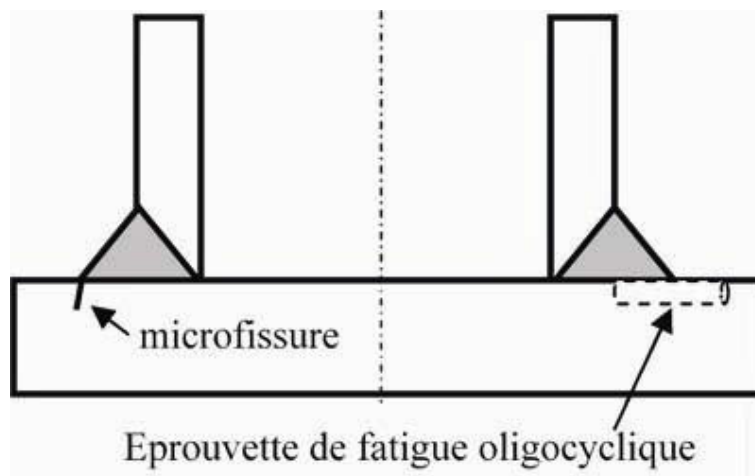


Figure 2-7 : Transposition des résultats de fatigue oligocyclique à la zone de plastification localisée au pied d'un cordon de soudure

La durée de vie totale en fatigue d'un élément tubulaire se décompose donc ainsi :

$$N_T = N_i + N_p$$

où N_p est la durée de vie en propagation et N_i la durée de vie à l'amorçage. Cette dernière est estimée selon l'approche schématisée sur la figure 2-7.

Comme ce paragraphe traite uniquement de l'amorçage des fissures, on va présenter la procédure de calcul de la durée de vie N_i . Cette durée de vie représente au moins 10% de la durée de vie totale d'après des mesures effectuées par Wylde et al [2-6] pour des fissures de longueur comprises entre 1 et 3 mm amorcées à l'intersection de jonctions tubulaires. D'autres résultats expérimentaux obtenus par Pates et al [2-7] ont montré que le calcul de durée de vie des éléments de structure offshore conduisait à des résultats erronés si on ne tient pas compte de la durée de vie à l'amorçage. Ces auteurs ont enregistré des durées de vie à l'amorçage comprises entre 35% et 47% de la durée de vie totale ; plus le niveau de contrainte appliqué est faible, plus la proportion de la durée de vie à l'amorçage est élevée.

L'approche locale, telle qu'elle est illustrée sur la figure 2-7, a été appliquée avec un relatif succès pour l'évaluation de la durée de vie à l'amorçage. La procédure de calcul est basée sur les travaux pionniers de Neuber [2-8] et sur ceux plus récents de Lawrence [2-9], Fuchs [2-10] et Dowling [2-11]. Lawrence et Dowling combinent *l'approche locale contrainte-déformation* pour l'amorçage des fissures (calcul de N_i) et *l'approche mécanique linéaire de la rupture* pour le calcul de N_p . Ils déterminent ainsi la durée de vie totale avec une précision raisonnable. Les proportions de N_i et N_p par rapport à la durée de vie totale varient d'une structure à l'autre, en fonction de l'histoire de fabrication des éléments de structure testés, de l'amplitude des charges appliquées, de la sévérité de la concentration de contrainte et de déformation et de l'influence de la corrosion.

Procédure de calcul de la durée de vie N_i

La première étape pour estimer la durée de vie à l'amorçage nécessite la connaissance de la distribution des contraintes et des déformations le long de la ligne d'intersection des jonctions tubulaires. Ces distributions permettent le calcul du facteur de concentration de contrainte théorique K_t . Ce facteur, déterminé pour des chargements statiques, est relié de façon empirique au facteur de concentration de contrainte en fatigue K_f ($1 \leq K_f \leq K_t$) plus approprié pour le calcul des durées de vie. Les étapes nécessaires pour le calcul de ces deux facteurs sont décrites ci-dessous.

S'agissant du facteur de concentration de contrainte théorique K_t , il convient de distinguer le cas élastique du cas où une plastification se développe dans la zone de concentration de contrainte.

Lorsque la contrainte maximale σ_{\max} reste inférieure à la limite d'élasticité σ_E du matériau, la déformation maximale ε_{\max} est proportionnelle à la contrainte et on a alors :

$$\sigma_{\max} = K_t \sigma_{nom} \quad \text{et} \quad \varepsilon_{\max} = \frac{\sigma_{\max}}{E} = \frac{K_t \sigma_{nom}}{E} = K_t \varepsilon_{nom}$$

Lorsque la contrainte maximale σ_{\max} dépasse la limite d'élasticité du matériau, elle est inférieure à $K_t \sigma_{nom}$, alors que la déformation maximale ε_{\max} est supérieure à $K_t \varepsilon_{nom}$. On utilise le plus souvent l'approche de Neuber qui repose sur l'hypothèse que la diminution de σ_{\max} en présence de plastification est compensée par l'augmentation de ε_{\max} . Neuber introduit des facteurs de concentration plastiques K_σ et K_ε définis par :

$$K_\sigma = \frac{\sigma_{\max}}{\sigma_{nom}} < K_t$$

$$K_\varepsilon = \frac{\varepsilon_{\max}}{\varepsilon_{nom}} > K_t$$

L'hypothèse de Neuber conduit à la relation suivante :

$$K_\sigma K_\varepsilon = K_t^2$$

Le facteur théorique K_t ne dépend que de la géométrie de la jonction tubulaire et du mode de chargement. En revanche, le facteur de concentration en fatigue K_f dépend également de la nature du matériau et notamment des caractéristiques d'écrouissage cyclique. Ces deux facteurs sont reliés empiriquement par l'indice de sensibilité à l'effet d'entaille, noté q , et défini par :

$$q = \frac{K_f - 1}{K_t - 1}$$

L'indice de sensibilité q est compris entre 0 et 1. La figure 2-8 donne l'allure des variations de cet indice avec le rayon à fond d'entaille qui caractérise la sévérité de la zone de concentration (plus ce rayon sera faible, plus la concentration sera forte).

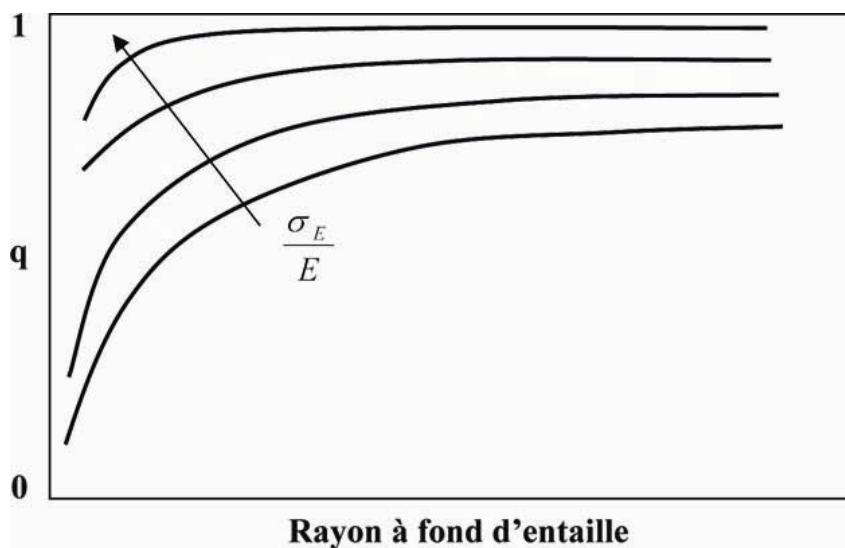


Figure 2-8 : Variations de l'indice de sensibilité q en fonction du rayon à fond d'entaille

Lorsque q tend vers 1, l'effet d'entaille est maximum et $K_f = K_t$.

Pour des estimations conservatives des durées de vie en fatigue, on se place dans le cas le plus défavorable en considérant que $K_f = K_t$ et la formule précédente de Neuber pourra alors s'écrire pour les chargements cycliques ($\Delta\sigma$ et $\Delta\varepsilon$) :

$$K_t \Delta\sigma^\infty = \sqrt{\Delta\sigma E \Delta\varepsilon} \quad \text{avec} \quad \Delta\sigma^\infty = E \Delta\varepsilon^\infty$$

La loi d'érouissage cyclique du matériau est généralement décrite par une relation empirique du type :

$$\Delta\sigma = K' (\Delta\varepsilon_p)^{n'}$$

L'amplitude de déformation totale $\Delta\varepsilon$ se décompose alors en :

$$\frac{\Delta\varepsilon}{2} = \frac{\Delta\varepsilon_e}{2} + \frac{\Delta\varepsilon_p}{2} = \frac{\Delta\sigma}{2E} + \frac{1}{2} \left(\frac{\Delta\sigma}{K'} \right)^{1/n'}$$

En combinant les 3 équations précédentes, on obtient :

$$\frac{(K_t \Delta\sigma^\infty)^2}{2E} = \frac{\Delta\sigma \Delta\varepsilon}{2} = \frac{\Delta\sigma^2}{2E} + \frac{\Delta\sigma}{2} \left(\frac{\Delta\sigma}{K'} \right)^{1/n'}$$

L'amplitude de contrainte locale $\Delta\sigma$ est déterminée en résolvant la relation précédente par une technique itérative de type Newton ; l'amplitude de déformation totale $\Delta\varepsilon$ est ensuite calculée par la relation liant $\Delta\sigma$ et $\Delta\varepsilon$.

L'étape finale est la détermination de la durée de vie à l'amorçage N_i par l'équation combinant les relations de Manson-Coffin et de Basquin :

$$\frac{\Delta\varepsilon}{2} = \frac{\sigma'_f}{E} (2N_i)^b + \varepsilon'_f (2N_i)^c$$

Cette dernière relation montre bien que le calcul de la durée de vie N_i nécessite la connaissance de quatre paramètres empiriques σ'_f , ε'_f , b et c déterminés à partir d'essais expérimentaux ; les valeurs moyennes de b et c pour les aciers sont respectivement $-0,1$ et $-0,6$ [2-12] et celles de σ'_f et ε'_f dépendent du matériau. L'exposant n' de la loi d'érouissage cyclique est approximativement relié aux exposants b et c par [2-5] :

$$n' \approx \frac{b}{c}$$

Le coefficient K' de la loi d'érouissage cyclique se calcule alors aisément. On a en effet :

$$\varepsilon'_f (2N_i)^c = \frac{\Delta\varepsilon_p}{2} = \frac{1}{2} \left(\frac{\Delta\sigma}{K'} \right)^{1/n'} \Rightarrow K' = \frac{1}{(2\varepsilon'_f)^{n'}} \frac{\Delta\sigma}{(2N_i)^{cn'}} \approx \frac{1}{(2\varepsilon'_f)^{n'}} \frac{\Delta\sigma}{(2N_i)^b}$$

et $\frac{\sigma'_f}{E} (2N_i)^b = \frac{\Delta\varepsilon_e}{2} = \frac{\Delta\sigma}{2E} \Rightarrow \sigma'_f = \frac{\Delta\sigma}{2(2N_i)^b}$

soit en définitive :

$$K' \approx \frac{2\sigma'_f}{(2\varepsilon'_f)^{n'}}$$

Nwosu et al. [2-5] ont utilisé la procédure de calcul décrite ci-dessus pour retrouver numériquement les résultats expérimentaux obtenus par Pates et al [2-7] sur des jonctions tubulaires de type T sollicitées en traction, flexion dans le plan et flexion hors plan. Ces auteurs ont cependant utilisé des valeurs plus élevées des paramètres b et c pour avoir une bonne adéquation avec les résultats expérimentaux. Les tableaux 2-1 et 2-2 reproduisent les résultats de ces auteurs [2-5].

Géométrie de Jonction $\tau = 1.0; \beta = 0.5; \alpha = 7.02; \gamma = 24$						
	Chargement Ax		Chargement de FDP		Chargement de FHP	
Amplitude de contrainte (MPa)	Amplitude de déformation $(\Delta\varepsilon/2) \times 10^4$	Durée de vie à l'amorçage (k cycles)	Amplitude de déformation $(\Delta\varepsilon/2) \times 10^4$	Durée de vie à l'amorçage (k cycles)	Amplitude de déformation $(\Delta\varepsilon/2) \times 10^4$	Durée de vie à l'amorçage (k cycles)
160(148)	3.52	787	3.46	859	3.58	730
170(157)	3.74	590	3.68	643	3.80	547
180(166)	3.97	450	3.89	490	4.03	417
190(176)	4.19	348	4.11	379	4.25	323
200(185)	4.41	273	4.33	297	4.48	253
210(194)	4.63	217	4.54	236	4.70	201
220(203)	4.85	174	4.76	189	4.93	161
230(213)	5.07	141	4.98	154	5.15	131
240(222)	5.29	116	5.20	126	5.38	107
250(231)	5.51	96	5.41	104	5.60	89
260(240)	5.73	80	5.63	87	5.83	74

Tableau 2-1 : Durée de vie (pour différents intervalles de contrainte) à l'initiation de fissures de fatigue pour le chargement axial (Ax), la flexion dans le plan (FDP) et la flexion hors plan (FHP) (les valeurs entre parenthèses représentent l'amplitude de la contrainte au pied du soudure du fait de la plastification)

Type de chargement	UW (Exp.) Initiation N_f (k.cycles)	MUN (Exp.) Initiation N_f (k.cycles)	Nwosu et al (FEM) Initiation N_f (k.cycles)
AX	-	103 (250 MPa)	96 (250 MPa)
FDP	99 (248 MPa)	-	104 (250 MPa)
FHP	86 (256 MPa)	-	89 (250 MPa)

Tableau 2-2 : Comparaison des durées de vie expérimentales de l'université de Waterloo (UW) et de Memorial University (MUN) avec celles numériques de Nwosu et al.

2-5-2 Propagation des fissures de fatigue

Le calcul de la durée de vie en propagation N_p fait largement appel à la mécanique linéaire de la rupture. Ce calcul se fait par intégration de la loi de propagation en fatigue d'une longueur initiale de fissure a_i qui correspond à la longueur détectable, à une longueur admissible a_f au dessus de laquelle la structure risque de rompre :

$$N_p = \int_{a_i}^{a_f} \frac{da}{(da/dN)} = \int_{a_i}^{a_f} \frac{da}{C(\Delta K)^m}$$

Il importe avant de décrire la procédure de calcul de N_p , de présenter brièvement le concept de facteur d'intensité des contraintes utilisé pour décrire la propagation des fissures de fatigue.

Concept de facteur d'intensité des contraintes K

Irwin [2-13] a montré que le champ de contraintes à l'extrémité d'une fissure et au voisinage immédiat de celle-ci (champ asymptotique) est de la forme :

$$\sigma_{ij} = \frac{K}{\sqrt{2\pi r}} f_{ij}(\theta)$$

La figure 2-9 présente schématiquement une fissure sollicitée en mode d'ouverture et indique le repérage en coordonnées polaires (r, θ) utilisé autour de l'extrémité de la fissure.

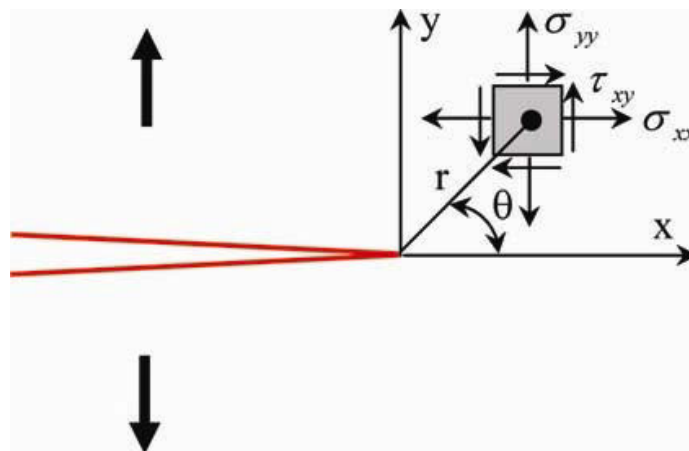


Figure 2-9 : Contraintes près de l'extrémité d'une fissure

Ce champ de contraintes est décrit de façon unique par le paramètre K appelé facteur d'intensité des contraintes (FIC). On ne considérera par la suite que le mode d'ouverture (ou mode I) qui est le plus endommageant ; le paramètre K associé sera noté K_I .

Dans le cas d'une plaque de grande taille par rapport à la longueur $2a$ de la fissure (figure 2-10) K_I est donné, pour une sollicitation en traction σ^∞ , par la relation simple suivante :

$$K_I = \sigma^\infty \sqrt{\pi a}$$

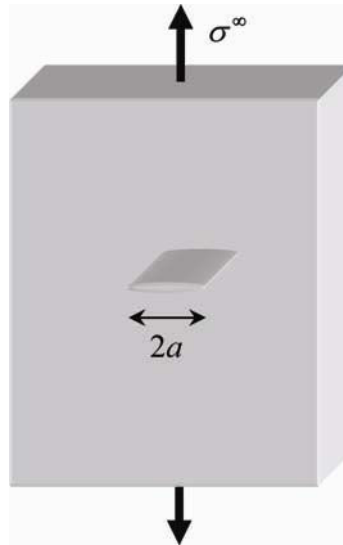


Figure 2-10 : Fissure traversante de longueur $2a$ dans une plaque infinie

La relation précédente donne la solution du FIC en l'absence d'effets de bord ou d'effets liés à une géométrie complexe. Lorsqu'on est en présence de fissures près des intersections de jonctions tubulaires soudées, la solution du FIC comporte de multiples fonctions de correction pour tenir compte de la complexité à la fois de la géométrie et de la distribution des contraintes. Cette solution est de la forme générale suivante [2-14] :

$$K_I = Y\sigma^\infty \sqrt{\pi a} \quad \text{avec } Y = Y_s Y_w Y_e Y_g Y_k$$

où Y_s est la fonction de correction pour la surface libre, Y_w pour l'épaisseur finie, Y_e pour la géométrie de fissure, Y_g pour la non uniformité du champ des contraintes et Y_k pour les discontinuités géométriques.

Différentes méthodes ont été utilisées pour déterminer la fonction de correction Y . Ces méthodes conduisent aux solutions du FIC pour des fissures se développant près des intersections des jonctions tubulaires (au point d'arçon en flexion dans le plan et au point de quartier pour la traction ou la flexion hors plan). Ces solutions sont soit déduites de résultats expérimentaux ou empiriques, soit encore adaptées à partir de solutions pour des fissures dans des plaques. Ces différentes solutions sont rappelées brièvement dans ce qui suit.

Solutions expérimentales pour la fonction de correction Y

Ces solutions utilisent les lois de propagation en fatigue pour le calcul du FIC. Le progrès des techniques de suivi de longueur de fissure permet le calcul de la fonction de correction Y avec une précision raisonnable. Cette fonction est déterminée comme suit :

$$\frac{da}{dN} = C(\Delta K)^m = C(Y\Delta\sigma^\infty \sqrt{\pi a})^m \Rightarrow Y = \frac{1}{\Delta\sigma^\infty \sqrt{\pi a}} \left(\frac{da/dN}{C} \right)^{1/m}$$

Etube et al. [2-15] ont utilisé cette approche avec des valeurs $C=2,72 \cdot 10^{-12}$ et $m=3,53$ pour déterminer la fonction Y dans des jonctions tubulaires de type Y ; ces valeurs sont déduites de

la loi de propagation obtenue à partir d'essais sur des éprouvettes de flexion 4 points d'un acier utilisé dans la construction des structures marines. Elles sont utilisées pour calculer la fonction Y dans des jonctions tubulaires sollicitées selon le programme de chargement JOSH (Jack-up Offshore Standard load History) représentatif des sollicitations cycliques que subissent les plateformes offshore. Les résultats de ces auteurs sont donnés par la figure 2-11.

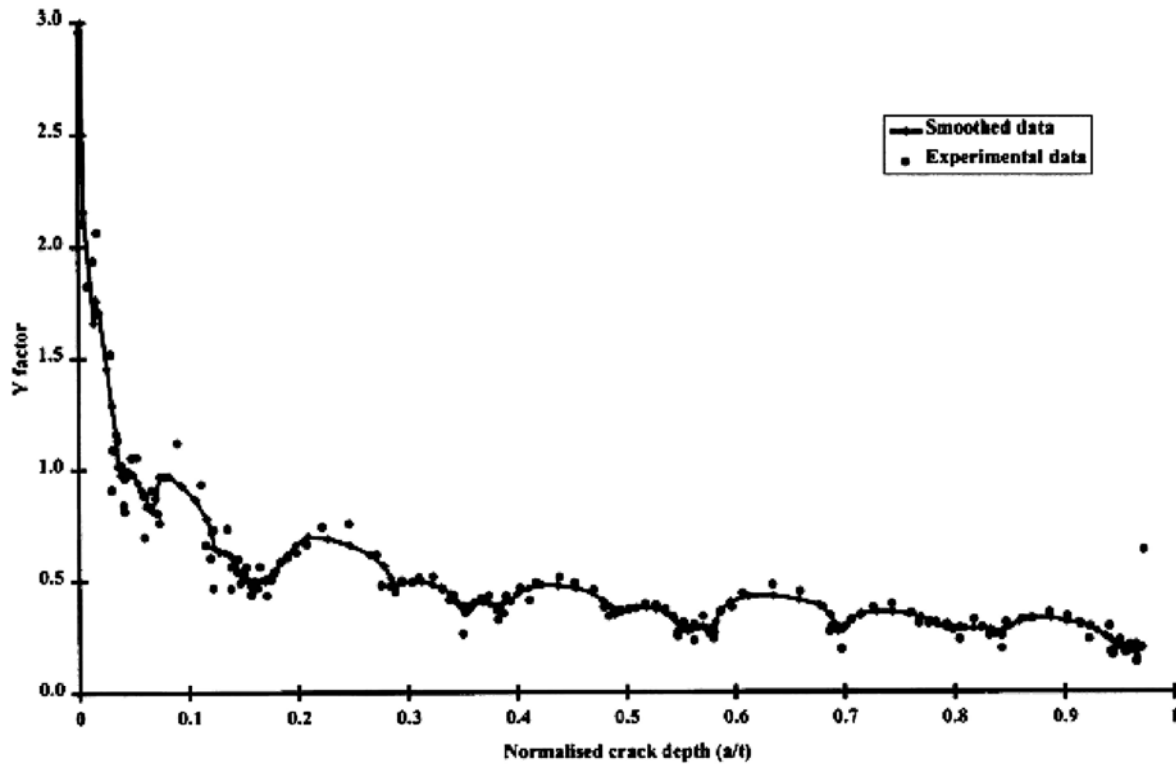


Figure 2-11 : Solutions expérimentales pour la fonction de correction Y [2-15]

Solutions empiriques pour la fonction de correction Y

Dover et al. [2-16] ont proposé des solutions empiriques pour la fonction de correction Y . Ces solutions sont en fait des ajustements de résultats expérimentaux obtenus sur des jonctions tubulaires de type T et Y. Ces auteurs recommandent pour le calcul de la fonction de correction Y les formules suivantes :

$$Y = A \left(\frac{T}{a} \right)^{(0,24+0,06S)}$$

avec $A = (1,18 - 0,32S)T^{(0,13-0,02S)}$ pour les jonctions minces

et $A = 0,73 - 0,18S$ pour les jonctions épaisses

où a est la longueur de fissure, T est l'épaisseur du manchon et S un paramètre sans dimension défini par le rapport du facteur de concentration des contraintes moyen (SCF_{av}) le long de la

ligne d'intersection des jonctions tubulaires et du facteur de concentration de contrainte au point chaud (SCF_{HS}) :

$$S = \frac{SCF_{av}}{SCF_{HS}}$$

avec $SCF_{av} = \frac{1}{\pi} \int_0^{\pi} SCF(\phi) d\phi$ pour un chargement axial ou en flexion hors plan

et $SCF_{av} = \frac{1}{\pi} \int_{-\pi/2}^{\pi/2} SCF(\phi) d\phi$ pour une flexion dans le plan

Solutions adaptées pour la fonction de correction Y

Ces solutions sont adaptées à partir des fonctions de correction proposées par Newman et Raju [2-17] pour des fissures semi-elliptiques de longueur en surface $2c$ et de profondeur a , dans des plaques d'épaisseur t sollicitées en traction (σ_m) et en flexion (σ_b). La fonction de correction Y_{NR} proposée par Newman et Raju (NR) est de la forme :

$$Y_{NR} = \frac{F_m \sigma_m + F_b \sigma_b}{\Phi}$$

avec $\Phi = \sqrt{1 + 1,464 \left(\frac{a}{c}\right)^{1,65}}$

$$F_m = \left[M_1 + M_2 \left(\frac{a}{t}\right)^2 + M_3 \left(\frac{a}{t}\right)^4 \right] f_t \quad \text{et} \quad F_b = \left[1 + G_1 \left(\frac{a}{t}\right) + G_2 \left(\frac{a}{t}\right)^2 \right] F_m$$

où $M_1 = 1,13 - 0,09 \frac{a}{c}$, $M_2 = -0,54 + \frac{0,89}{0,2 + a/c}$

$$M_3 = 0,5 - \frac{1}{0,65 + a/c} + 14 \left(1 - \frac{a}{c}\right)^{24}, \quad f_t = \sqrt{\sec\left(\frac{\pi c}{t} \sqrt{\frac{a}{c}}\right)}$$

$$G_1 = -1,22 - 0,12 \frac{a}{c}, \quad G_2 = 0,55 - 1,05 \left(\frac{a}{c}\right)^{0,75} + 0,47 \left(\frac{a}{c}\right)^{1,5}$$

Myers [2-18] proposa pour les jonctions tubulaires les modifications suivantes aux solutions de Newman et Raju :

$$Y = \frac{F_m Y_g (1 - DoB) + F_b Y_g (1 - a/t) DoB}{\Phi} \Psi$$

$$\text{où } DoB = \frac{\sigma_b}{\sigma_m + \sigma_b}, \quad \Psi = \begin{cases} 0,9 & \text{pour } \frac{a}{2c} \leq 0,05 \\ \frac{1}{1 + 0,7(a/2c - 0,04)^{0,4}} - 1 & \text{pour } \frac{a}{2c} \geq 0,05 \end{cases}$$

$$\text{et } Y_g = \frac{2}{\pi} \sum_{i=1}^n \frac{\sigma_{x_i}}{\sigma} \left(\sin^{-1} \left(\frac{x_{i+1}}{a} \right) - \sin^{-1} \left(\frac{x_i}{a} \right) \right)$$

où σ_x est une distribution non uniforme des contraintes sur une fissure de longueur $2a$, représentée sur la figure 2-12.

Procédure de calcul de N_P

La procédure d'intégration numérique pour le calcul de la durée de vie en propagation

$$N_P = \int_{a_i}^{a_f} \frac{da}{(da/dN)}$$

est indiquée sur le diagramme de la figure 2-13; le calcul débute à la longueur de fissure initiale $a = a_i$ et se termine à $a = a_f$.

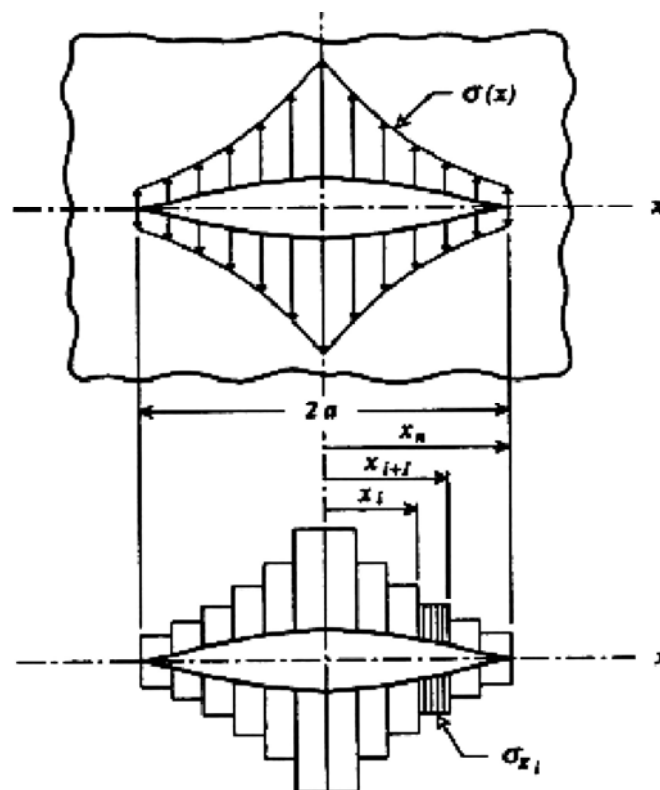


Figure 2-12 : Distribution non uniforme des contraintes sur une fissure de longueur $2a$

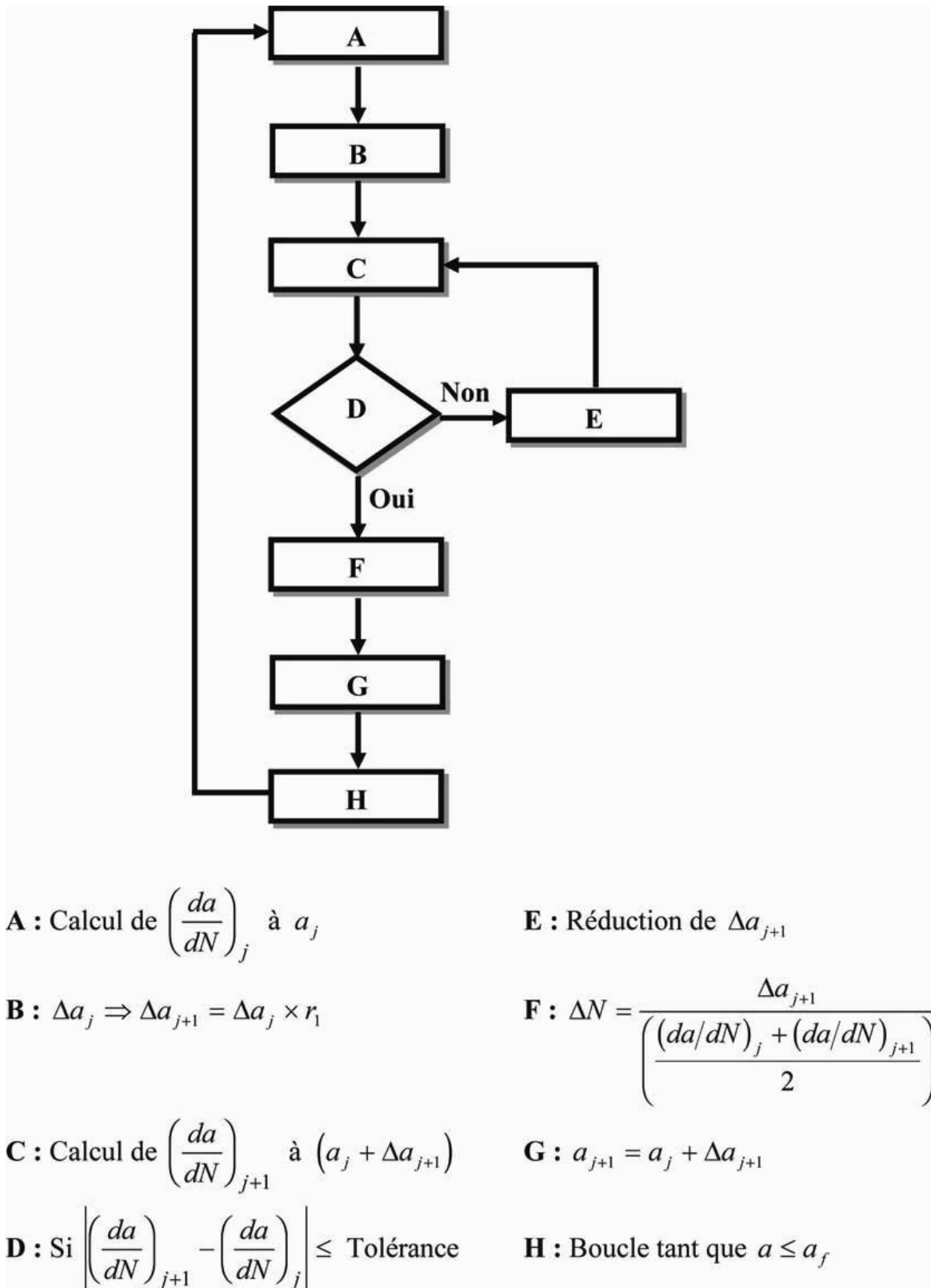


Figure 2-13 : Procédure de calcul de la durée de vie en propagation NP

Références :

- [2-1] RABBE P., H.-P. LIEURADE, A. GALTIER, '*Essais de fatigue, Partie I*', Techniques de l'Ingénieur, M4170, 2005.
- [2-2] RABBE P., H.-P. LIEURADE, A. GALTIER, '*Essais de fatigue, Partie II*', Techniques de l'Ingénieur, M4171, 2005.
- [2-3] Zeghloul A., '*Mécanismes d'endommagement des structures*', Université de Metz, France, 2003
- [2-4] EL MALKI ALAOUI A., thèse de docteur en Sciences de l'ingénieur, '*Influence du chargement sur la propagation en fatigue de fissures courtes dans un acier de construction navale*', Université de Metz, France, février 2005.
- [2-5] Nwosu D.I., Swamidass S.J. and Olowokere D.O., '*Local strain computation of crack initiation life of an unstiffened steel tubular T-joint*', Computers and Structures, Volume 57, n° 2, Pages 267-275, 1995
- [2-6] Wylde J.G. and McDonald, '*Modes of fatigue crack development and stiffness measurements in welded tubular joints*', Fatigue in Offshore Structural Steel, Pages 65-74, 1981
- [2-7] Pates M.J., Burns D.J., Mahaupt U., Swamidass S.J. and Munaswamy K., '*Fabrication and fatigue evaluation of welded T-joints for structures in marine environment*', MTL Project, 1981
- [2-8] Neuber H, '*Theory of stress concentration for shear strained prismatic bodies with arbitrary nonlinear stress-strain law*', Journal of Applied Mechanics, Pages 544-550, 1961
- [2-9] Lawrence F.V., '*Estimating the fatigue crack initiation life of welds*', Fatigue Testing of Weldments, ASTM STP 648, Pages 134-158, 1978
- [2-10] Fuchs H.O. and Stephen R.I., '*Metal Fatigue in Engineering*', John Wiley, New York, 1980
- [2-11] Dowling N.E., '*Fatigue at notches and the local strain and fracture mechanics approaches*', ASTM STP 677, Pages 247-273, 1979
- [2-12] Bannantine J.A., Comer J.J. and Handrock J.L., '*Fundamentals of Metal Fatigue Analysis*', Prentice Hall, Englewood Cliffs, NJ, 1990
- [2-13] Irwin G.R., '*Analysis of stresses and strains near the end of a crack traversing a plate*', Journal of Applied Mechanics, Pages 361-364, 1957

- [2-14] British Standards Institution, '*Guidance on methods for assessing the acceptability of flaws in welded structures*', BS PD 6493, 1991

- [2-15] Etube L.S., Brennan F.P. and Dover W.D., '*Review of empirical and semi-empirical Y factor solutions for cracked welded tubular joints*' , Marine Structures 12, Pages 565-583, 1999

- [2-16] Dover W.D. and Dharmavasan S., '*Fatigue fracture mechanics analysis of T and Y joints*', Paper OTC 4404 of Offshore Technology Conference, TX, 1982

- [2-17] Newman J.C. and Raju I.S., '*An empirical stress intensity factor equation for the surface crack*', Engng. Fracture Mech., Pages 185-192 , 1981

- [2-18] Myers P., '*Corrosion fatigue fracture mechanics of high strength jack-up steels*', PhD Thesis, University Colleg London, 1998

Chapitre 3

Concentration de contrainte et points chauds

Chapitre 3

Concentration de contrainte et points chauds

3-1 Introduction

Les structures offshore se composent d'un grand nombre d'éléments tubulaires reliés entre eux par des joints soudés spéciaux, constituant des jonctions tubulaires. Les intersections complexes de ces jonctions représentent des discontinuités structurales conduisant à de fortes concentrations de contraintes au voisinage des cordons de soudure. La combinaison de la concentration élevée de contrainte avec les charges dynamiques rend les endommagements par fatigue presque inévitables. Pour cette raison, de nombreuses recherches ont été consacrées à l'étude des jonctions tubulaires des structures offshore. Ces recherches peuvent être classées selon trois critères :

- 1 Les types et formes des jonctions étudiées
- 2 La méthode utilisée pour réaliser l'étude
- 3 Les thèmes étudiés

Dans ce chapitre, nous allons présenter une revue bibliographique des études réalisées sur les jonctions tubulaires durant ces dernières années en respectant la classification proposée ci-dessus. En particulier, nous allons davantage détailler les études effectuées sur les jonctions soudées planaires parce que c'est à ce type de jonctions qu'est consacré le présent travail.

3-2 Types et formes des jonctions

Les jonctions tubulaires sont de différents types : jonctions composites, jonctions multi-plans, jonctions renforcées, jonctions fondues et jonctions soudées simples. En plus, les jonctions peuvent prendre l'une des formes suivantes : T, Y, X, K, DT, DY, DX (ou DK), TY, TK, DTX, DTDY et DTDK. Enfin, les profils de sections des éléments des jonctions tubulaires (manchons et entretoises) peuvent se présenter suivant des formes variées : circulaire, rectangulaire ou même elliptique.

3-2-1 Jonctions renforcées

Yoshinaga Sakai et al. [3-1] ont étudié expérimentalement la résistance à la fatigue et la charge de rupture dans les jonctions K renforcées. Six types d'échantillons ont été proposés pour réaliser une étude statique (figure 3-1) et trois autres ont été utilisés dans leur étude de fatigue (figure 3-2).

Les échantillons de l'étude statique sont :

1. K1/2C : jonction K simple.
2. K1/2D : jonction K avec le manchon rempli de béton.
3. K1/2E : jonction K avec les entretoises et le manchon remplis de béton.
4. K1/2F : jonction K1/2E renforcée par des goujons placés sur le manchon et les entretoises.
5. A-5 : jonction K1/2E renforcée par des goujons placés seulement sur le manchon.
6. A-3 : jonction K1/2E renforcée par des goussets.

Les échantillons de l'étude de fatigue sont :

1. A-1 : jonction K avec un manchon rempli de béton, les entretoises sont en contact près de leurs extrémités inférieures, et se croisent en un point de l'axe du manchon.
2. A-2 : jonction K avec un manchon rempli de béton et des entretoises renforcées par des raidisseurs.
3. A-3 : jonction K, renforcée par des goussets, avec les entretoises et le manchon remplis de béton.

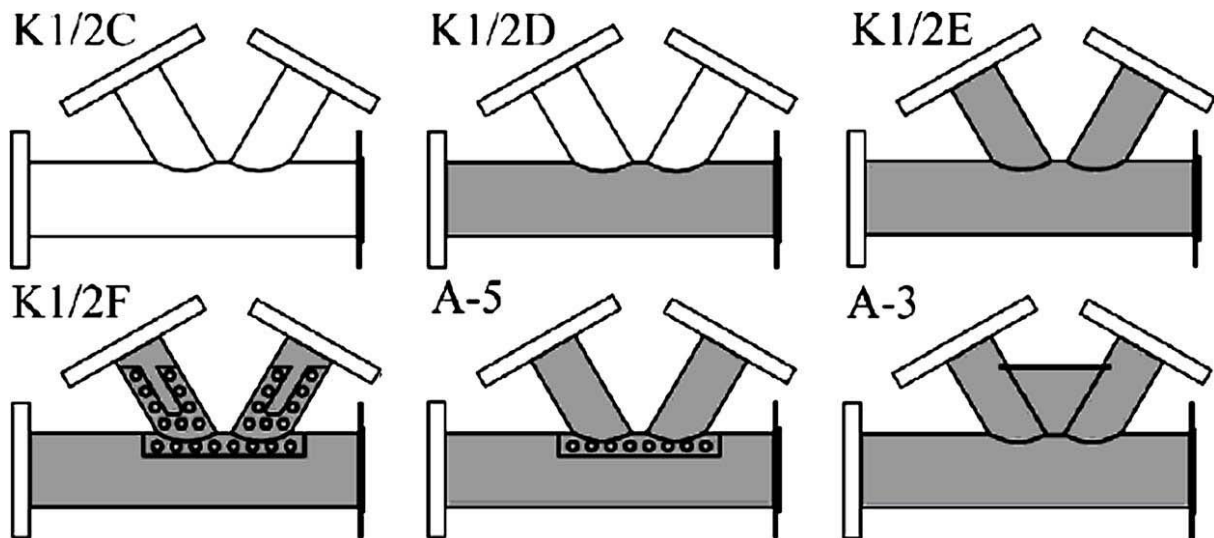


Figure 3-1 : Echantillons utilisés pour l'étude statique d'Yoshinaga Sakai et al. [3-1].

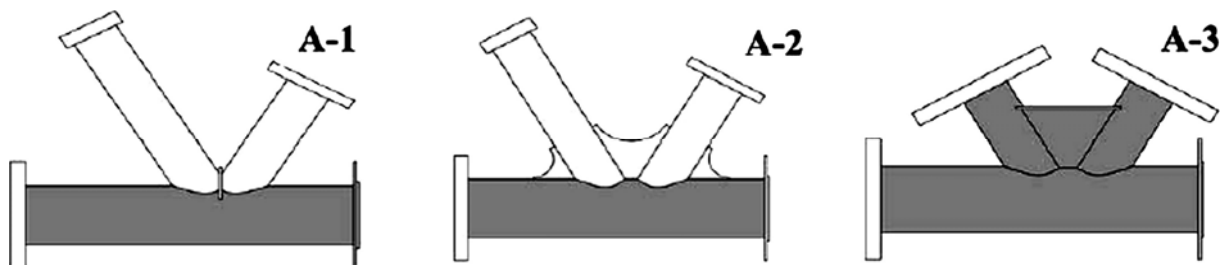


Figure 3-2 : Echantillons utilisés pour l'étude de fatigue d'Yoshinaga Sakai et al. [3-1].

Les résultats de l'étude statique sont donnés dans le tableau 3-1 et montrent l'effet bénéfique du remplissage en béton du manchon et de l'entretoise, ainsi que du renforcement avec des goussets, sur la charge de rupture. En effet, Yoshinaga Sakai et al. ont trouvé que la charge de rupture croît progressivement quand le taux de renforcement augmente, c'est-à-dire en passant d'une jonction à une autre dans l'ordre suivant : K1/2C, K1/2D, K1/2E, A-5, A-3 et K1/2F. Par exemple, la charge de rupture de l'échantillon K1/2D (manchon seul rempli en béton) est environ deux fois plus élevée que celle de l'échantillon K1/2C, et quatre fois plus élevée que la valeur de la charge de rupture prise dans les calculs de dimensionnement. Les différents modes de défaillance, observés lors du chargement statique, sont indiqués dans le tableau 3-1 et illustrés par la figure 3-3. Quant au chargement en fatigue, la localisation des fissures est donnée par la figure 3-4.

	Charge de rupture		Mode de défaillance
	kN	Ratio	
K1/2C	680	1.0	Déformation dans le manchon
K1/2D	1220	1.79	Déformation dans l'entretoise
K1/2E	1430	2.10	Fissure dans la soudure de l'entretoise soumise à la traction
K1/2F	1860	2.75	Fissure dans le béton le long des goujons
A-5	1670	2.16	Fissure dans la soudure de l'entretoise soumise à la traction
A-3	1830	2.69	Déformation et fissures à la surface du gousset et de l'entretoise

Tableau 3-1 : Résultats de l'étude statique [3-1].

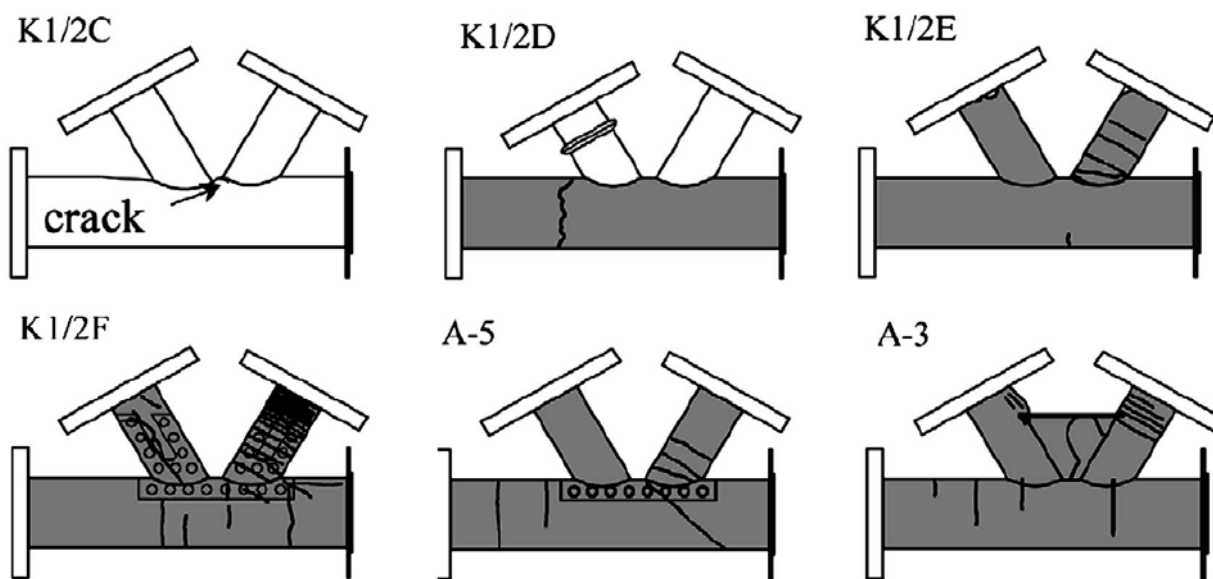


Figure 3-3 : Modes de défaillance observés lors du chargement statique [3-1].

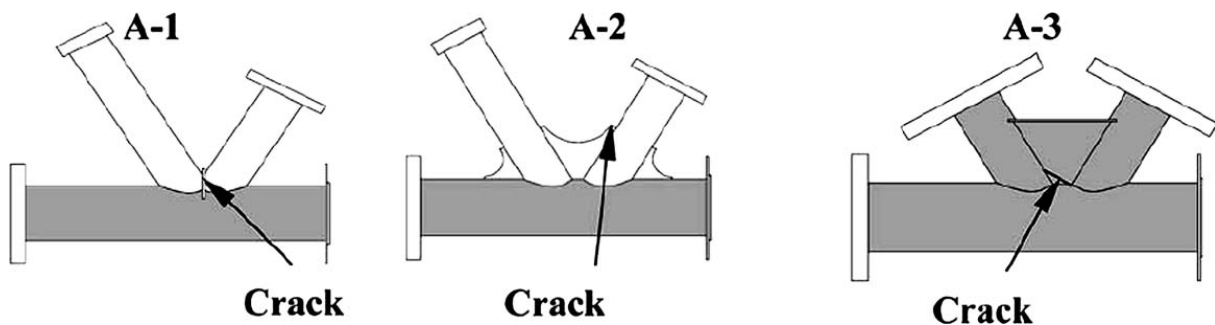


Figure 3-4 : Lieux des fissures pour le chargement en fatigue [3-1].

Lee et Llewelyn-Parry ont réalisé une étude numérique sur des jonctions DT [3-2] et des jonctions T [3-3] renforcées cette fois-ci par des anneaux fixés à l'intérieur du manchon (figure 3-5). Les études de ces auteurs ont permis d'établir des bases de données sur de nombreux types de jonctions renforcées, dont certaines incluent des renforts multiples.

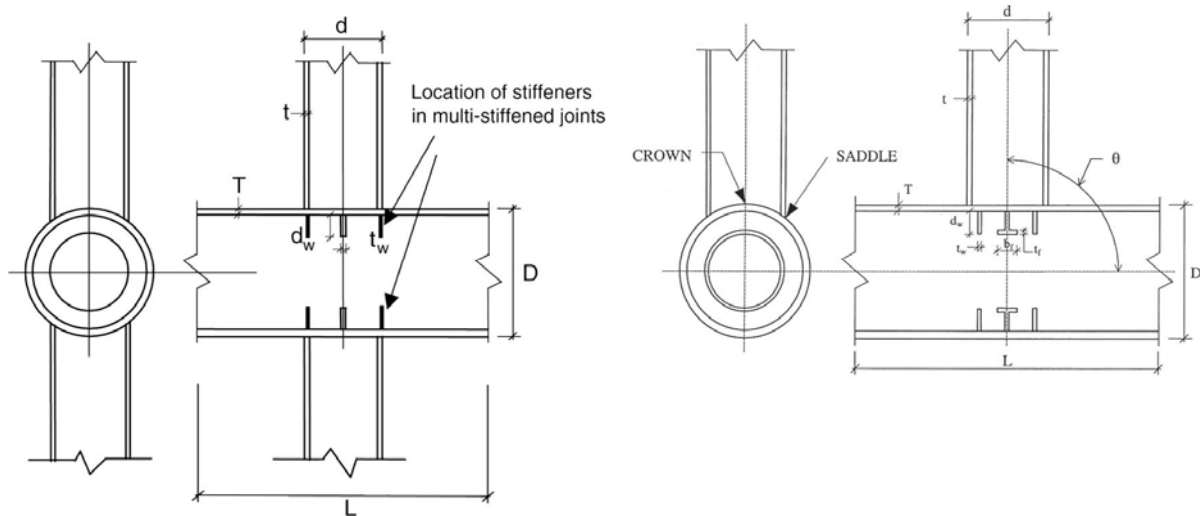


Figure 3-5 : Jonctions T et DT renforcées par des anneaux internes.

Lee et Llewelyn-Parry [3-3] ont obtenu des courbes déplacement/charge semblables pour des jonctions non renforcées et des jonctions renforcées ayant des géométries identiques. De même, leurs charges de rupture sont atteintes à des niveaux de déplacement semblables. Pour les jonctions de type T, ces auteurs ont montré également que les mécanismes de rupture sont les mêmes. Pour les jonctions de type DT, les mêmes résultats sont obtenus ; en particulier, les zones plastifiées dans le manchon sont semblables pour les jonctions renforcées et non renforcées de mêmes géométries (figure 3-6).

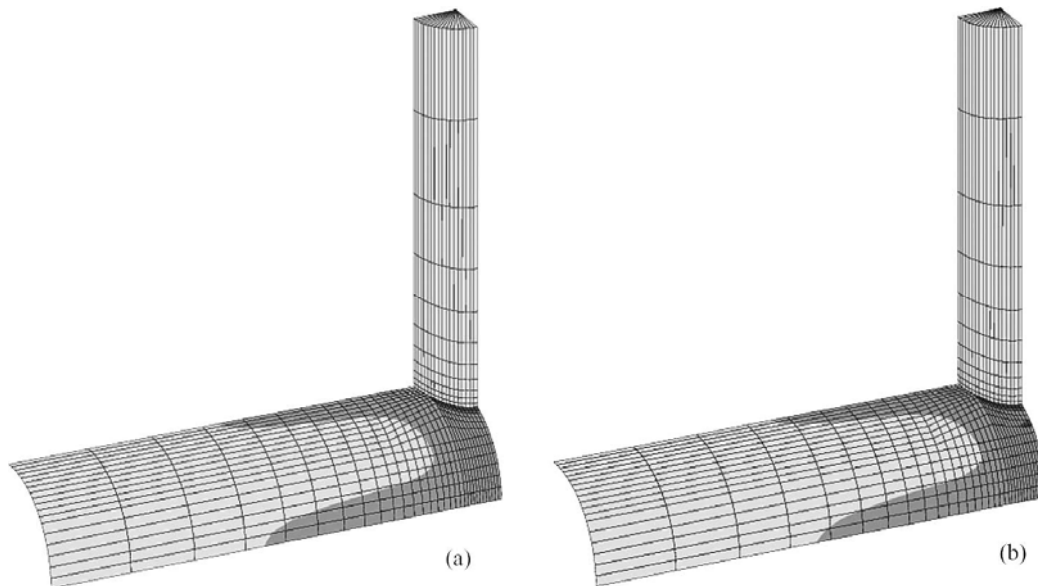


Figure 3-6 : Zones plastifiées dans les jonctions : non renforcée (a) et renforcée (b).

K. Rama Raju et M. N. Keshava Rao [3-4] ont étudié et comparé la distribution de contraintes et le comportement élastoplastique de trois jonctions de type T : une jonction non renforcée, une jonction renforcée intérieurement par un renfort passant par le point de quartier, et une jonction renforcée intérieurement par trois renforts passant respectivement par les points de quartier, de talon et d'orteil du point d'arçon.

Les résultats de ces auteurs montrent que les charges de rupture augmentent, respectivement d'environ 30% et 50%, pour les jonctions ayant un renfort et les jonctions renfermant trois renforts, par rapport aux jonctions sans renfort. L'augmentation des charges de rupture devient de plus en plus faible quand le renforcement est réalisé avec plus d'un renfort. Cependant, la ductilité de la jonction tubulaire semble s'améliorer avec l'augmentation du nombre de renforts additionnels.

3-2-2 Jonctions soudées planaires (jonctions tubulaires simples)

Les jonctions tubulaires planaires sont les plus étudiées dans les travaux de recherche de la littérature, car elles sont les plus couramment utilisées dans la réalisation des plateformes offshore. Ces jonctions, que nous avons également étudiées en détail dans le présent travail, sont habituellement formées par soudage de l'extrémité contournée d'une ou plusieurs entretoises sur le côté du manchon, tous les éléments rapportés étant placés dans le même plan. Parmi les équipes de recherche qui ont consacré une grande partie de leurs travaux à ce type de jonctions, on peut citer M. M. K. Lee et al. qui ont présenté une modélisation par éléments finis et une génération de maillage pour une jonction fissurée de type Y [3-5] ; ces auteurs ont également étudié des jonctions de type T, K, DT et DK dans le but d'estimer le facteur d'intensité de contrainte dans des cordons de soudure contenant des fissures [3-6 et 3-7], et d'analyser la concentration des contraintes dans les jonctions tubulaires de forme T, Y, K et DK [3-8].

3-2-3 Jonctions multi-planaires

Les jonctions multi-planaires sont relativement moins étudiées dans les travaux de recherche consacrés aux structures des plateformes offshore. Ces jonctions sont habituellement formées par soudage de l'extrémité contournée de plusieurs entretoises, situées dans différents plans, sur la surface extérieure du manchon. La figure 3-7-a donne un exemple de jonction multi-planaire formée de 12 entretoises situées dans des plans différents et soudées toutes au manchon ; cette figure montre également le type de maillage utilisé dans la modélisation par éléments finis [3-9]. Quant à la figure 3-7-b, elle illustre une jonction TX bi-planaire étudiée par G. J. van der Vegte et J. Wardenier [3-10] dans le cas d'un chargement combiné.

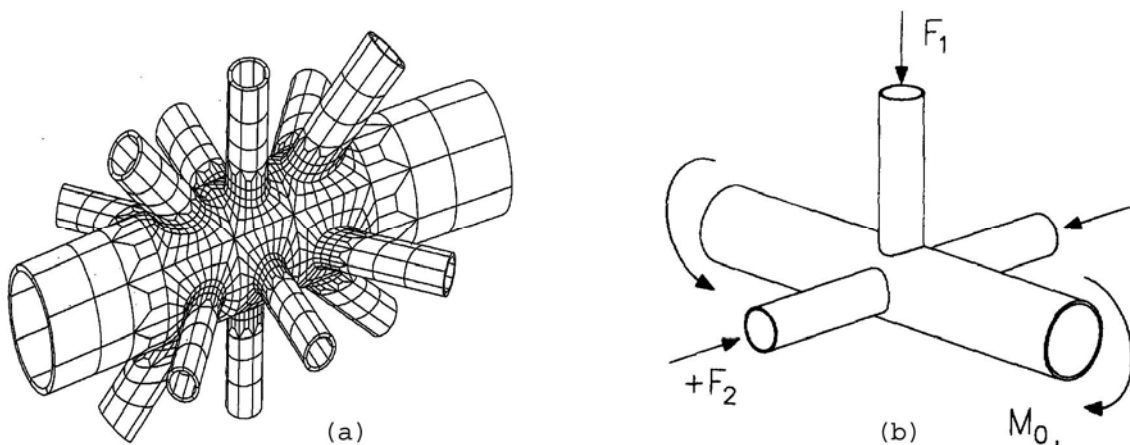


Figure 3-7 : Exemples de jonctions multi-planaires ; (a) jonction formée de 12 entretoises situées dans des plans différents et soudées sur un manchon ; (b) jonction TX.

3-2-4 Profils des sections de jonctions tubulaires

Les sections des entretoises et des manchons, constituant les jonctions tubulaires des structures offshore, consistent en des profils creux présentant l'une des formes suivantes : circulaire, rectangulaire ou elliptique. Ces formes peuvent être, dans certains types de jonctions, différentes entre les entretoises et le manchon. La figure 3-8 illustre quelques exemples de jonctions généralement utilisées dans les plateformes offshore (Li-Chun Bian & Jae-Kyoo Lim [3-11, 3-12]) : jonctions à profil creux circulaire (PCC) pour l'entretoise et le manchon (jonctions PCC sur PCC) ; jonctions à profil creux rectangulaire (PCR) pour l'entretoise et le manchon (jonctions PCR sur PCR) ; jonctions à profil creux circulaire pour l'entretoise et rectangulaire pour le manchon (jonctions PCC sur PCR). Certains auteurs (E. Bortolotti et al. [3-13]) ont même signalé l'utilisation de jonctions à profil elliptique pour les entretoises et le manchon (jonctions PCE sur PCE).

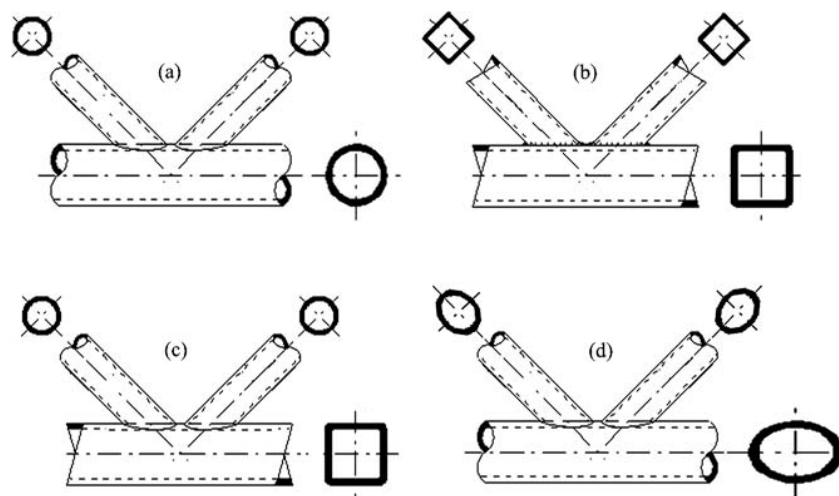


Figure 3-8 : Types de profils creux des sections des jonctions tubulaires.
(a) PCC sur PCC. (b) PCR sur PCR. (c) PCC sur PCR. (d) PCE sur PCE.

Dans les structures offshore soumises à un chargement en fatigue causé par le mouvement des vagues, les profils creux circulaires subissent des charges hydrodynamiques et des concentrations de contraintes relativement plus faibles que les autres formes de profils. En conséquence, ce sont les jonctions à profil de section circulaire qui sont les plus largement utilisées. Cependant, puisque les éléments de la jonction tubulaire sont assemblés par soudage, la forme de l'extrémité de chaque entretoise doit être usinée pour avoir le profil correspondant à l'intersection entretoise – manchon, et donc prenant en compte la circularité du manchon (figure 3-9). A cause de ces difficultés de fabrication, la réalisation des jonctions PCC sur PCC est plus coûteuse que celle des jonctions PCR sur PCR.

Li-Chun Bian & Jae-Kyoo Lim [3-11, 3-12] ont étudié expérimentalement les comportements statique et en fatigue de jonctions T, soumises à deux types de chargement : traction et flexion dans le plan, et pour différentes formes de profils creux des sections. Les résultats de ces auteurs montrent que les valeurs des facteurs de concentration de contraintes des jonctions (PCC sur PCR) se situent, dans certains cas, entre celles relatives aux jonctions (PCC sur PCC) et aux jonctions (PCR sur PCR), et dans d'autres cas, elles sont même supérieures aux valeurs correspondant aux jonctions (PCR sur PCR).



Figure 3-9 : Usinage d'une extrémité d'entretoise prenant en compte la circularité du manchon [3-14].

3-3 Méthodes utilisées dans les études des jonctions tubulaires

Une revue bibliographique relative aux jonctions tubulaires montre que les travaux de recherche s'appuyaient principalement sur deux méthodes : modélisation et calcul par éléments finis pour différents types de jonctions tubulaires et de chargements ; méthode expérimentale basée sur des essais mécaniques destinés d'une part à déterminer le comportement des jonctions tubulaires soumises à des chargements assez simples, et d'autre part à valider les simulations numériques.

3-3-1 Méthode expérimentale

Même si les essais expérimentaux sont très coûteux, difficiles et longs à réaliser, ils demeurent néanmoins indispensables pour connaître le comportement réel des jonctions tubulaires et ainsi valider ou caler les résultats obtenus dans les simulations numériques ou à l'aide de formulations analytiques.

De nombreux chercheurs ont réalisé des travaux expérimentaux sur des structures tubulaires. Une présentation détaillée de ces travaux est donnée dans le chapitre 5.

3-3-2 Simulations numériques

En parallèle aux différents travaux expérimentaux, plusieurs études de simulations numériques ont été menées pour prévoir le comportement des jonctions tubulaires soumises à des chargements reflétant le mieux possible les conditions de service dans les plateformes offshore. Les simulations numériques sont réalisées à l'aide de la méthode des éléments finis (l'annexe I présente cette méthode et le code ABAQUS utilisé dans cette étude). L'une des étapes importantes d'une analyse par éléments finis concerne la génération de maillage dont la qualité et la finesse doivent être suffisantes pour pouvoir obtenir des résultats valables et proches des résultats expérimentaux. Plusieurs logiciels très performants de calcul par éléments finis sont disponibles : ABAQUS [3-15], I-DEAS [3-16] et ANSYS [3-17], etc. Le choix parmi ces logiciels est réalisé selon différents critères ; en particulier, la qualité de la génération du maillage, la faculté de modélisation de différents types de chargements et la facilité d'exploitation des résultats.

La précision des résultats d'analyses des contraintes de jonctions tubulaires par la méthode des éléments finis dépend des types d'éléments utilisés et de la finesse du maillage, en particulier au voisinage des zones de fortes concentrations des contraintes (exemple : soudures assemblant les entretoises au manchon). Les éléments coques sont parmi les éléments les plus largement utilisés dans la modélisation par éléments finis. En effet, ce type d'élément est relativement simple à utiliser et donne lieu à des calculs consommant moins de temps CPU. Cependant, les éléments coques ne sont pas bien adaptés pour modéliser des soudures contenant ou non des fissures. Aussi, il est parfois plus approprié de modéliser les jonctions tubulaires soudées avec un maillage utilisant des éléments solides tridimensionnels, malgré les difficultés liées à ce type de modélisation.

Dans le chapitre 4, nous allons présenter quelques exemples des études réalisées avec les différents types d'éléments.

3-4 Les thèmes étudiés dans le domaine des jonctions tubulaires

Plusieurs thèmes de recherches, relatifs aux jonctions tubulaires, ont été traités dans la littérature. Parmi ces thèmes, on peut citer : les analyses linéaires et non linéaires en 3D des contraintes et des déplacements ; les études statiques et dynamiques ; les facteurs de concentration de contraintes ; les caractéristiques des courbes « charge – déplacement » ; les contraintes aux points chauds ; l'influence du chargement sur le comportement des jonctions ; les analyses des charges de rupture ; les facteurs d'intensité de contrainte ; les jonctions tubulaires fissurées ; les endommagements par fatigue ; les contraintes résiduelles ; la détection des fissures à l'aide des contrôles non destructifs.

Dans les paragraphes suivants, nous allons présenter quelques-uns de ces thèmes traités dans la littérature et relatifs aux jonctions tubulaires utilisées dans les structures offshore.

3-5 Les formules paramétriques donnant le K_t "SCF"

On trouve dans la littérature plusieurs relations plus ou moins complexes permettant le calcul du facteur de concentration de contraintes (SCF) en fonction des paramètres des jonctions tubulaires (définis dans les notations). Il n'est pas question d'en faire une présentation exhaustive dans cette étude bibliographique, mais de donner quelques-unes d'entre elles parmi les plus connues. Leur présentation n'est pas chronologique mais commence par celles dont la formulation est la plus simple.

La relation la plus simple donnant le SCF dans le manchon (SCF chord) pour des chargements de traction, flexion dans le plan ou hors plan, appliqués à l'entretoise, utilise ce qu'on appelle le facteur d'influence α' qui rend compte de l'effet de la flexion du manchon. Cette relation, proposée par Marshall et Luyties [3-18], est basée sur la solution analytique obtenue par Kellogg [3-19] pour des coques cylindriques sous charges localisées ; elle a pour expression :

$$SCF_{chord} = f\alpha'(1.8\tau \sin \theta \sqrt{\gamma})$$

où f est égal à 1, 2/3 et 3/2 pour respectivement la traction, la flexion dans le plan et hors plan. Pour une jonction tubulaire de type K, le facteur α' est compris entre 1 et 1.2 en traction et

égal à 1 pour les deux autres chargements. La contrainte au point chaud (HSS) sous un chargement combinant la traction (AX), la flexion dans le plan (IPB) et la flexion hors plan (OPB), s'exprime par :

$$HSS = SCF_{AX} \sigma_{AX} + \sqrt{(SCF_{IPB} \sigma_{IPB})^2 + (SCF_{OPB} \sigma_{OPB})^2}$$

Au bord de la soudure, le SCF sur l'entretoise (brace) est, quant à lui, donné par :

$$SCF_{brace} = 1 + 0.6Q_r \left(1 + \sqrt{\tau / \beta} SCF_{chord} \right)$$

où Q_r est un coefficient de réduction égal en moyenne à 0,625.

Les trois relations précédentes, dont une présentation détaillée est donnée dans le manuel publié par Marshall [3-20], ont été adoptées depuis par American Welding Society [3-21] et American Petroleum Institute [3-22] pour le dimensionnement des jonctions tubulaires.

Le deuxième type de relations paramétriques proposées dans la littérature est issu de calculs par éléments finis effectués par Kuang et al. [3-23] sur des jonctions de type T, Y, K et KT. Ces auteurs utilisent des éléments coques et les résultats sont relatifs aux trois chargements de base (AX, IPB, OPB). Les équations paramétriques obtenues ont la forme suivante :

$$SCF = K \gamma^{m1} \beta^{m2} \tau^{m3} \zeta^{m4} \sin^n \theta$$

où K et les exposants $m1$, $m2$, $m3$, $m4$ et n sont des constantes qui dépendent des conditions de chargement et de la localisation du SCF (sur le manchon ou l'entretoise, aux points de quartier ou d'arçon). Ces relations ont été depuis adoptées par EPR (Exxon Production Research).

Les équations proposées par Wordsworth [3-24] pour des jonctions de type K et KT s'appuient sur des essais sur modèles acryliques sans cordon de soudure. Ces équations établies pour les trois chargements de base et pour différentes valeurs des paramètres β , γ , τ , θ , constituent la base des directives de conception et des spécifications recommandées par International Institute of Welding [3-25].

Efthymiou et Durkin [3-26] ont présenté un ensemble complet d'équations issues de résultats numériques, en termes de paramètres des jonctions tubulaires de type T, Y et K pour les 3 chargements de base. Efthymiou [3-27] a introduit ensuite le concept de « fonction d'influence » qui prend en compte ce qu'on appelle l'effet de « report » (ou effet « carry-over ») dans les jonctions à entretoises multiples, c'est-à-dire la concentration de contraintes près du cordon de soudure dans une entretoise due à un chargement sur une entretoise voisine. Cet effet est caractérisé par le rapport du SCF_{cov} , lorsque l'effet en question est pris en compte sur le SCF_{ref} , lorsque celui-ci n'est pas pris en compte, rapport noté C et défini par [3-28]:

$$C = \frac{SCF_{cov}}{SCF_{ref}}$$

Les relations de Wordsworth [3-24] et de Efthymiou [3-26 et 3-27] donnant le facteur de concentration de contraintes (SCF) n'ont pas des formulations simples. On trouvera la formulation des équations paramétriques de Efthymiou et Lloyd en annexe II.

Dans une récente étude, Karamanos et al. [3-28] comparent leurs résultats obtenus par calculs aux éléments finis sur des jonctions de type K, aux résultats prévus par les relations de Wordsworth et Efthymiou. Ces comparaisons sont présentées sur les figures 3-10 et 3-11 [3-28] pour 3 angles d'inclinaison de l'entretoise : 30°, 45°, 60° et différentes valeurs du rapport des diamètres du manchon et de l'entretoise (paramètre β). On observe une corrélation raisonnable dans le cas de la traction (figure 3-10) et plutôt bonne dans le cas de la flexion hors plan (figure 3-11). Les relations de Efthymiou donnent cependant des résultats moins conservatifs que celles de Wordsworth.

En comparant les distributions des contraintes entre chargements simples et équilibrés au voisinage du cordon de soudure (coté manchon), Karamanos et al. [3-28] ont constaté que les chargements équilibrés conduisaient à des valeurs du SCF sur le manchon, faibles au point de quartier, et élevées à l'orteil du point d'arçon qui correspond alors au point chaud pour ces chargements.

Ces auteurs [3-28] constatent en revanche que la localisation des points chauds sur l'entretoise dépend des valeurs des paramètres de la jonction tubulaire (de type K). Ils proposent une relation simple, en fonction du rapport des épaisseurs de l'entretoise et du manchon (paramètre τ), entre les SCF dans le manchon (chord-c) et l'entretoise (brace-b), dans le cas de la flexion hors plan (OPB) :

$$SCF_{OPB}^{(b)} = \frac{2}{1 + 4\tau} SCF_{OPB}^{(c)}$$

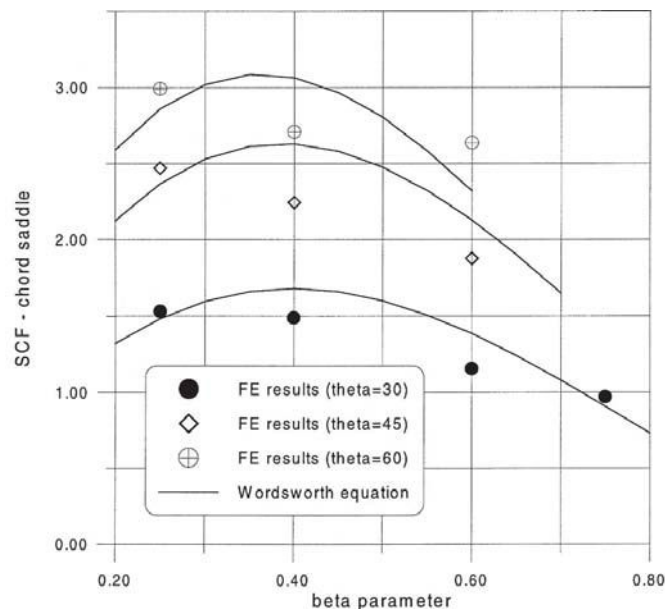


Figure 3-10 : Comparaison des résultats de Karamanos et al. [3-28] avec ceux prévus par les équations de Wordsworth [3-24] au point de quartier du manchon en traction équilibrée ($\gamma=12$ et $\tau=0.5$)

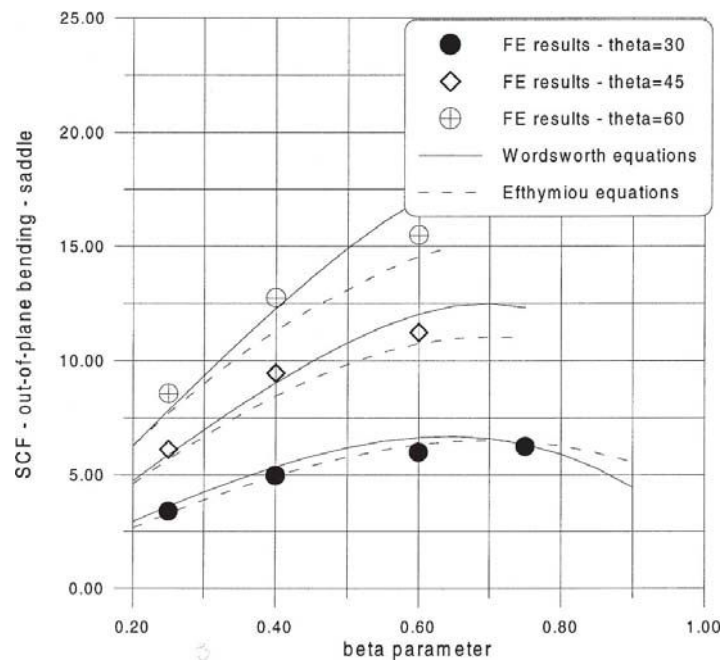


Figure 3-11 : Comparaison des résultats de Karamanos et al. [3-28] avec ceux prévus par les équations de Wordsworth [3-24] et Efthymiou [3-27] au point de quartier du manchon en flexion hors plan ($\gamma=24$ et $\tau=1$)

Cette relation a été établie pour des valeurs de τ comprises entre 0.25 et 1. L'adéquation de cette relation, par rapport aux résultats de calculs par éléments finis, est indiquée sur la figure 3-12 [3-28].

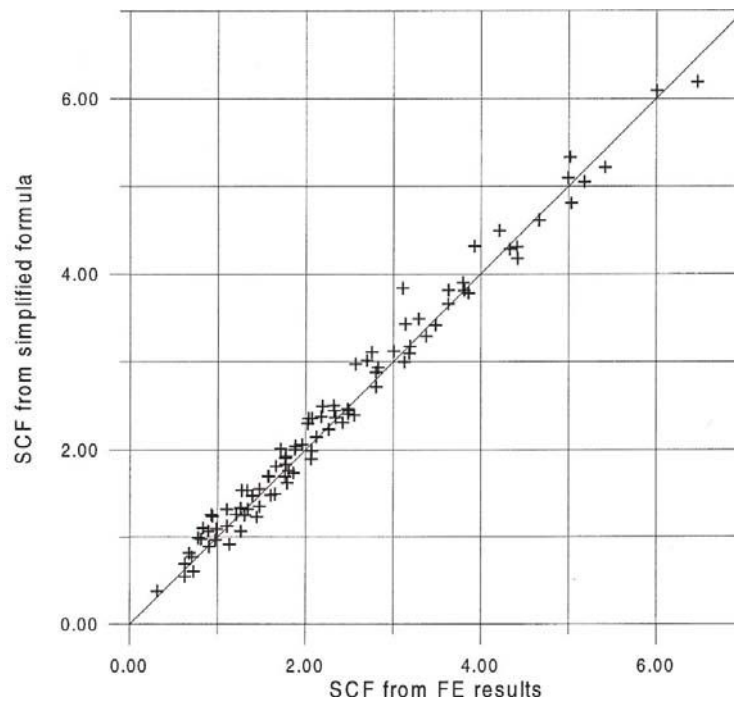


Figure 3-12 : Comparaison des résultats obtenus par éléments finis et ceux prédits par la relation de Karamanos [3-28] au point de quartier de l'entretoise : cas de la flexion hors plan

Karamanos et al. [3-28] se sont également intéressés à l'effet carry-over en flexion. Ils arrivent à bien décrire les variations du rapport C caractérisant cet effet, à partir d'une relation exponentielle faisant apparaître uniquement l'écartement relatif des entretoises (paramètre ζ). Dans le cas de la flexion hors plan et pour les points de quartier sur le manchon et l'entretoise, ce rapport est donné par :

$$C = \frac{SCF_{cov}}{SCF_{ref}} = 0.45 \exp[-2.5\zeta]$$

Pour le chargement de flexion dans le plan, l'effet carry-over n'est pas significatif aux points d'arçon de l'entretoise. Une relation semblable à la précédente est proposée pour décrire cet effet au point d'arçon sur le manchon :

$$C = \frac{SCF_{cov}}{SCF_{ref}} = 0.6 \exp[-7\zeta]$$

Les expressions du rapport C étant établies, la contribution de l'effet carry-over à la contrainte de flexion σ_b peut être décrite simplement par la « contrainte nominale équivalente », notée σ_b^{equ} et donnée par :

$$SCF_{ref} \sigma_b^{ref} + SCF_{cov} \sigma_b^{cov} = SCF_{ref} \sigma_b^{equ}$$

soit

$$\sigma_b^{equ} = \left[1 + C \frac{\sigma_b^{cov}}{\sigma_b^{ref}} \right] \sigma_b^{ref}$$

Dans l'étude de Karamanos et al. [3-28], les équations paramétriques, donnant les SCF dans les jonctions de type K, sont exprimées à partir de valeurs de référence, notées SCF_0 , obtenues pour $\gamma=12$ et $\tau=0.5$. Ces équations ont la forme suivante :

$$SCF(\beta, \gamma, \tau, \theta) = \left(\frac{\gamma}{12} \right)^{X1} \left(\frac{\tau}{0.5} \right)^{X2} SCF_0(\beta, \theta)$$

où les exposants $X1$ et $X2$ sont compris entre 0 et 1,1 selon les conditions de chargement et la localisation du point chaud ; les coefficients de concentration de contraintes de référence SCF_0 sont représentés sur la figure 3-13.

Les équations précédentes ont été établies pour les intervalles suivants des paramètres géométriques des jonctions de type K étudiées :

$$\begin{aligned} 0.3 &\leq \beta \leq 0.6 \\ 12 &\leq \gamma \leq 30 \\ 0.25 &\leq \tau \leq 1 \\ 30^\circ &\leq \theta \leq 60^\circ \end{aligned}$$

3-6 Variations des contraintes et localisation des points chauds

Pour visualiser la localisation des points chauds et illustrer les variations des contraintes le long d'une ligne d'intersection, on va prendre le cas simple d'une jonction tubulaire de type *T* modélisée avec des éléments 3D [3-29]. Les résultats de cette étude [3-29] sont présentés sur la figure 3-14.

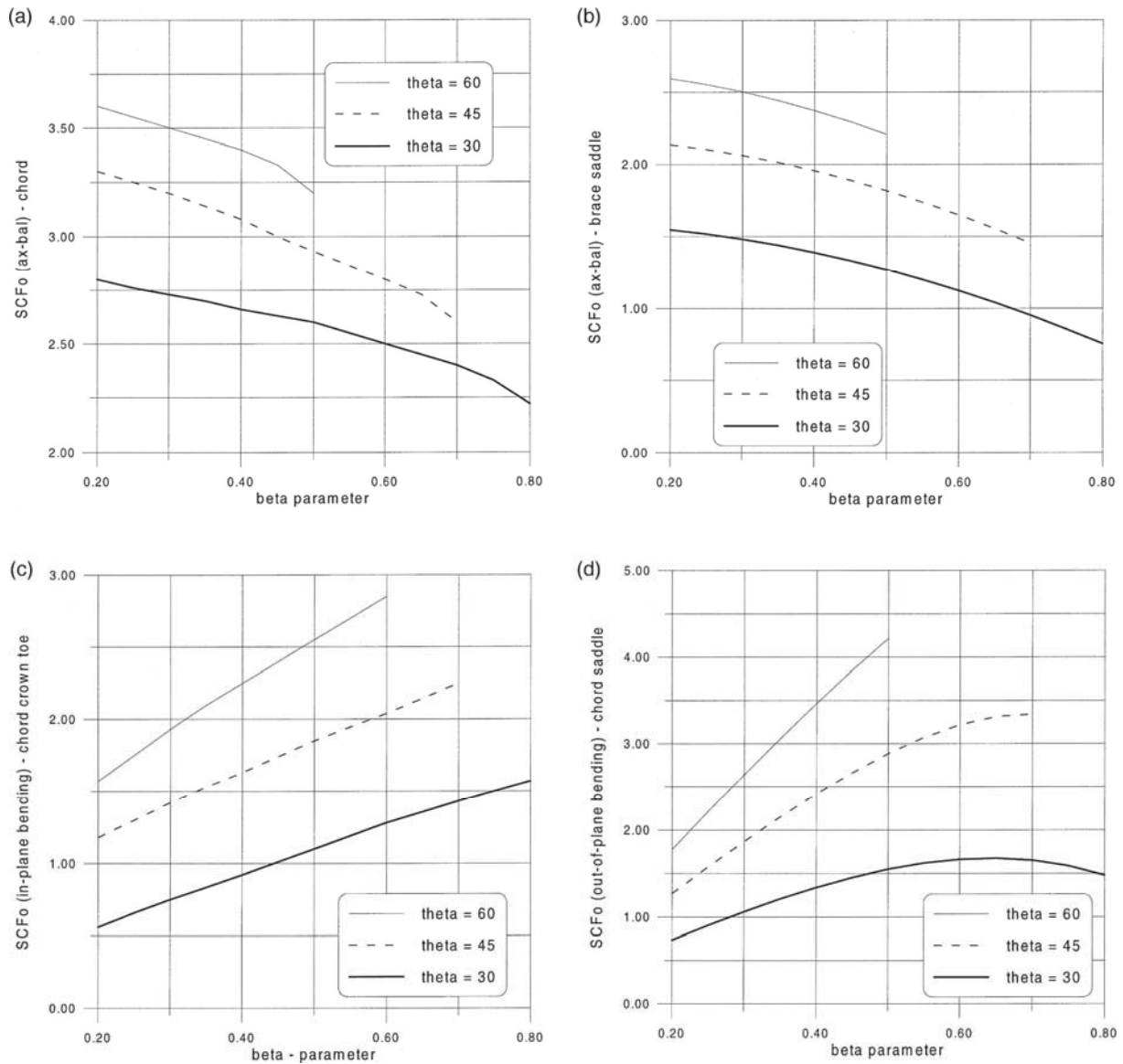


Figure 3-13 : Valeurs des coefficients de référence SCF_0 obtenues pour $\gamma=12$ et $\tau=0.5$
(a) sur le manchon pour la traction, (b) au point de quartier de l'entretoise pour la traction,
(c) à l'orteil du point d'arc du manchon pour la flexion dans le plan,
(d) au point de quartier du manchon pour la flexion hors plan [3-28]

Les courbes des figures 3-14 à 3-16 montrent les variations de la contrainte maximale en fonction de l'angle de paramétrage de la ligne d'intersection (angle ϕ - "Notation" page 8). Ces variations font apparaître la position du point chaud : courbe 3-14 pour la traction,

courbe 3-15 pour la flexion dans le plan et courbe 3-16 pour la flexion hors plan. Le point de quartier représente la position du point chaud pour la traction et la flexion hors plan (courbes 3-14 et 3-16). Le point chaud, dans le cas de la flexion dans le plan, se situe entre le point de quartier et le point d'arçon (courbe 3-15, $\phi=45^\circ$).

Les figures 3-17 à 3-20 montrent les variations des contraintes et de la position du point chaud pour des chargements combinés : traction–flexion dans le plan (figure 3-17 et 3-18) et traction–flexion hors plan (figure 3-19 et 3-20). Ces variations dépendent du rapport des contraintes de traction et de flexion imposées. La courbe 3-17 représente des chargements où la contrainte de traction est fixée à 1 MPa alors que la contrainte de flexion prend successivement les valeurs de 1, 2 et 5 MPa ; la position du point chaud varie de $\phi=67,5^\circ$ à $\phi=45^\circ$. La courbe 3-18 représente le cas inverse où la contrainte de flexion est fixée à 1 MPa alors que la contrainte de traction prend les valeurs de 1, 2 et 5 MPa ; la position du point chaud passe de $\phi=67,5^\circ$ à $\phi=90^\circ$. Les contraintes de traction et de flexion hors plan varient de la même façon pour les résultats représentés par les courbes 3-19 et 3-20; la position du point chaud reste au point de quartier.

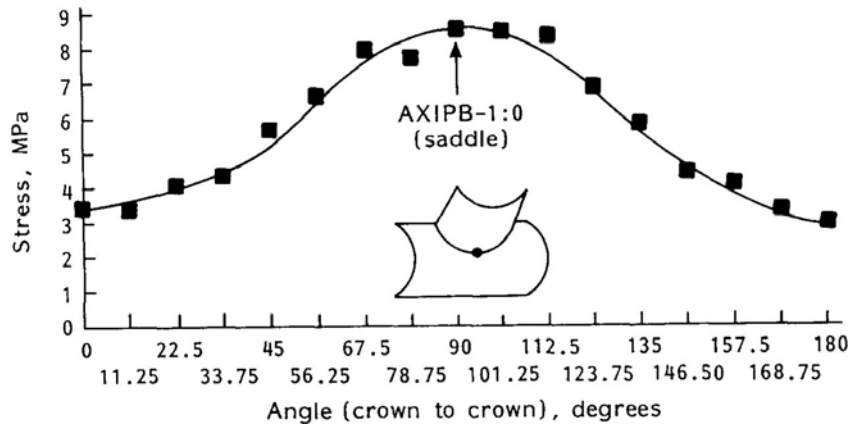


Figure 3-14 : Variations des contraintes pour le chargement de traction (AX) [3-29] (ϕ mesuré à partir de point d'arçon)

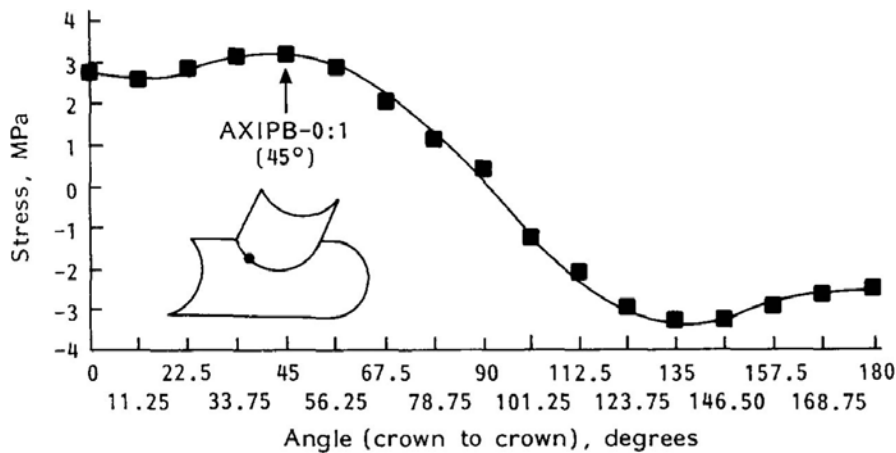


Figure 3-15 : Variations des contraintes pour le chargement de flexion dans le plan (IPB) [3-29] (ϕ mesuré à partir de point d'arçon)

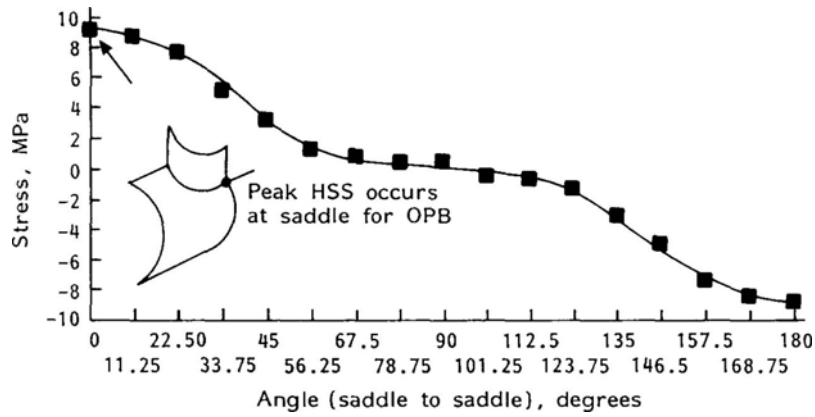


Figure 3-16 : Variations des contraintes pour le chargement de flexion hors plan (OPB) [3-29]. (ϕ mesuré à partir de point de quartier)

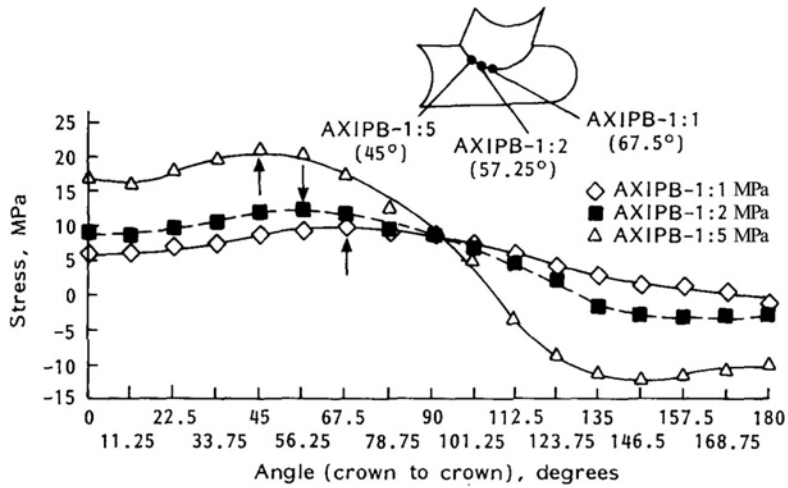


Figure 3-17 : Distribution des contraintes pour une traction de 1 MPa combinée à des flexions dans le plan de 1, 2 et 5 MPa [3-29] (ϕ mesuré à partir de point d'arçon)

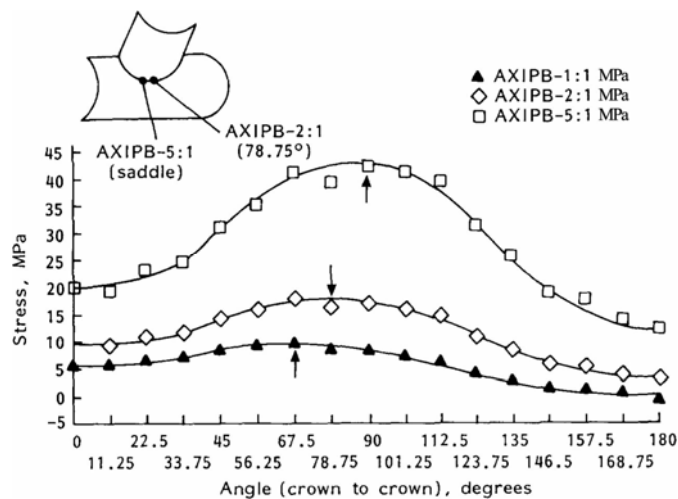


Figure 3-18 : Distribution des contraintes pour une flexion de 1 MPa combinée à des tractions de 1, 2 et 5 MPa [3-29] (ϕ mesuré à partir de point d'arçon)

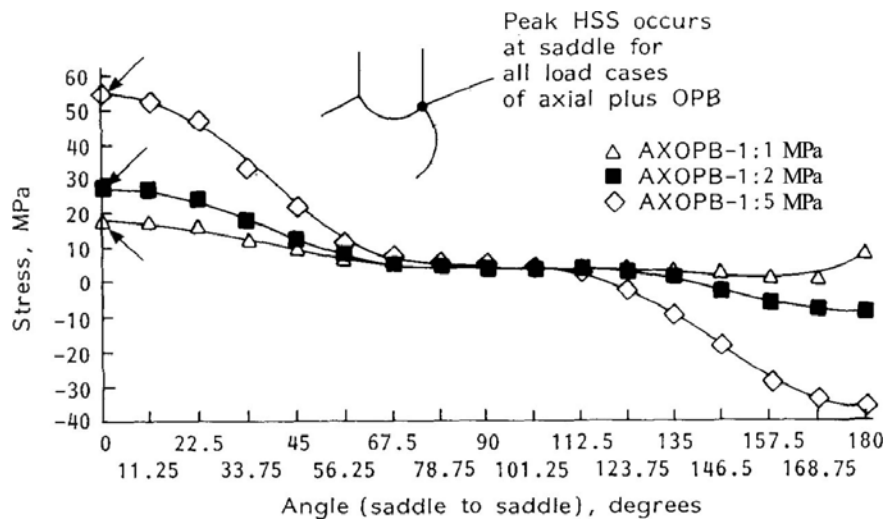


Figure 3-19 : Distribution des contraintes pour une traction de 1 MPa combinée à des flexions hors plan de 1, 2 et 5 MPa [3-29] (ϕ mesuré à partir de point de quartier)

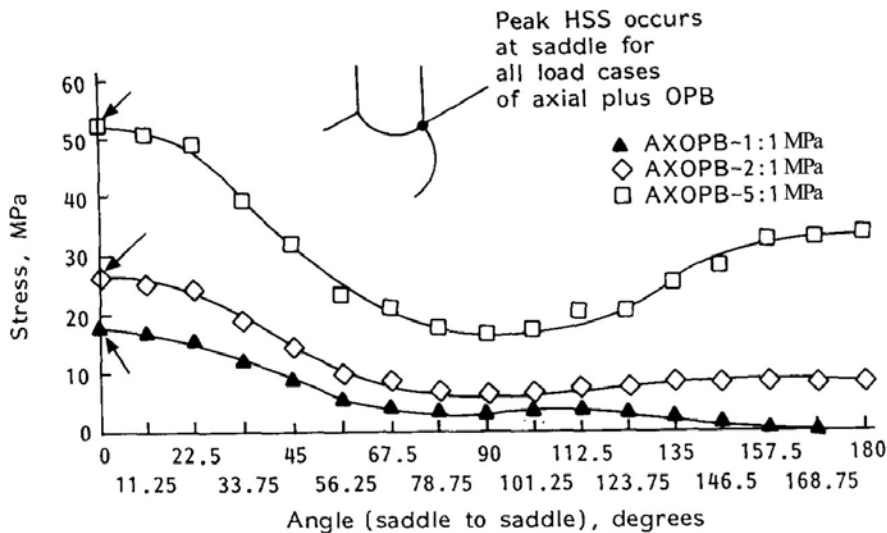


Figure 3-20 : Distribution des contraintes pour une flexion hors plan de 1 MPa combinée à des tractions de 1, 2 et 5 [3-29] (ϕ mesuré à partir de point de quartier)

Références

- [3-1] Yoshinaga Sakai, Tetsuya Hosaka, Akira Isoe, Atsushi Ichikawa & Kaoru Mitsuki, '*Experiments on concrete filled and reinforced tubular K-joints of truss girder*', Journal of Constructional Steel Research, Volume 60, Issues 3-5, Pages 683-699, March-May 2004.
- [3-2] Lee M. M. K. and Llewelyn-Parry A., '*Strength prediction for ring-stiffened DT-joints in offshore jacket structures*', Engineering Structures, Volume 27, Issue 3, Pages 421-430, February 2005.
- [3-3] Lee M. M. K. and Llewelyn-Parry A., '*Strength of ring-stiffened tubular T-joints in offshore structures : a numerical parametric study*' , Journal of Constructional Steel Research, Volume 51, Issue 3, Pages 239-264, September 1999
- [3-4] Rama Raju K. and Keshava Rao M. N., '*Elastoplastic behaviour of unstiffened and stiffened steel tubular T-joints*', Computers & Structures, Volume 55, Issue 5, Pages 907-914, 1995.
- [3-5] Lie S. T., Lee C. K. and Wong S. M., '*Model and mesh generation of cracked tubular Y-joints*', Engineering Fracture Mechanics, Volume 70, Issue 2, Pages 161-184, January 2003
- [3-6] Lee M. M. K. and Bowness D., '*Estimation of stress intensity factor solutions for weld toe cracks in offshore tubular joints*', International Journal of Fatigue, Volume 24, Issue 8, Pages 861-875, August 2002
- [3-7] Chiew S. P., Lie S. T., Lee C. K. and Huang Z. W., '*Stress intensity factors for a surface crack in a tubular T-joint, International Journal of Pressure Vessels and Piping*', Volume 78, Issue 10, Pages 677-685, October 2001
- [3-8] Lee M. M. K., '*Estimation of stress concentrations in single-sided welds in offshore tubular joints*', International Journal of Fatigue, Volume 21, Issue 9, Pages 895-908, October 1999
- [3-9] Cao J, Yang G, Packer JA., '*FE mesh generation for circular joints with or without cracks*', The Proceeding of the 7th International Offshore and Polar Engineering Conference, USA, Volume IV. Pages 98–105, 1997.
- [3-10] Van der Vegte G. J. and Wardenier J., '*The static strength of multiplanar tubular TX-joints under axial loading excluding the effects of overall chord bending moments*' , Journal of Constructional Steel Research, Volume 47, Issues 1-2, Pages 141-168. 1998.
- [3-11] Li-Chun Bian and Jae-Kyoo Lim, '*Fatigue strength and stress concentration factors of CHS-to-RHS T-joints*', Journal of Constructional Steel Research, Volume 59, Issue 5, Pages 627-640, May 2003.
- [3-12] Li-Chun Bian & Jae-Kyoo Lim. '*Fatigue fracture behaviour of hollow section joints*', Proceedings of the Conference of Korea Welding Society, Ulsan, South Korea, 2001.

- [3-13] Bortolotti E., Jaspert J.P., Pietrapertosa C., Nicaud G., Petitjean P.D. & Grimault J.P., *'Testing and modelling of welded joints between elliptical hollow sections'*, papiers techniques de INTERPIPE (<http://www.interpipe.co.uk/techpapers.html>)
- [3-14] Lie S. T., Lee C. K. & Wong S. M., *'Modelling and mesh generation of weld profile in tubular Y-joint'*, Journal of Constructional Steel Research, Volume 57, Issue 5, May 2001, Pages 547-567.
- [3-15] Hibbit, Karlsson & Sorenson Inc, *'ABAQUS/Standard User's Manual'*, Version 6.2 - 6.4, USA, 2002-2004.
- [3-16] SDRC, *'I-DEAS User Manual'*, I-DEAS Master Series 11. Ohio. 2004.
- [3-17] Swanson Analysis Systems Inc, *'ANSYS documentation'*, ANSYS Release 8.1, Houston, TX, 2004.
- [3-18] Marshall P.W. and Luyties W.H., *'Allowable stresses for fatigue design'*, Proceedings Behaviour of Offshore Structures, BOSS 82, Boston M.A., 1982.
- [3-19] Kellogg M.W., *Design of piping systems*, 2nd Edition. John Wiley, 1956.
- [3-20] Marshall P.W., *'Design of welded tubular connections'*, basis and use of AWS code provisions, Elsevier, Amsterdam, 1992.
- [3-21] American Welding Society (AWS), *'Structural welding code-steel'*, ANSI/AWS, 14th edition. Miami, 1994.
- [3-22] American Petroleum Institute (API), *'Recommended practice for planning, designing and construction fixed offshore platforms'*, API RP2A-LRFD, 1st edition, Washington, DC, 1993.
- [3-23] Kuang J.G., Potvin A.B. and Leick R.D., *'Stress concentration in tubular joints'*, Offshore Technology Conference, Paper OTC 2205, Houston, Texas, 1975.
- [3-24] Wordsworth A.C., *'Stress concentration factors at K and KT tubular joints, Fatigue of Offshore Structural Steels'*, Conference Proceedings, Pages 59-69, 1981.
- [3-25] International Institute of Welding (IIW), *'Recommended fatigue design procedure for hollow section joints : part I – hot spot stress method for nodal joints'*, Subcommission XV-E, XV-582-585, Strasbourg, France, 1985.
- [3-26] Efthymiou M. and Durkin S., *'Stress concentration in T/Y and gap/overlap K-joints, Proceedings Behavior of Offshore Structures'*, Delft, The Netherlands, Pages 429-440, 1985.
- [3-27] Efthymiou M., *'Development of SCF formulae and generalized fonctions for use in fatigue analysis'*, Offshore Technology Conference, OTC 88, Surrey, UK, 1988.
- [3-28] Karamanos S.A., Romeijn A. and Wardenier J., *'Stress concentration in tubular gap K-joints : mechanics and fatigue design'*, Engineering Structure, Volume 22, Pages 4-14, 2000.
- [3-29] Pang, H. L. J. and Lee, C. W., *'Three-dimensional finite element analysis of a tubular T-joint under combined axial and bending loading'*, International Journal of Fatigue, Volume 17, Issue 5, Pages 313-320, 1995.

Partie II

Etude d'une jonction \mathcal{T}

Chapitre 4

Modélisation numérique

Chapitre 4

Modélisation numérique

4-1 Introduction

La précision des résultats d'une analyse des contraintes par la méthode des éléments finis dans les jonctions tubulaires dépend des éléments utilisés, de la finesse du maillage, notamment près des zones de fortes concentrations des contraintes, du schéma d'intégration utilisé, de la modélisation ou non du cordon de soudure et des conditions aux limites adoptées. S'agissant du choix des éléments, il y a deux écoles. La première fait abstraction de la présence du cordon de soudure et modélise les jonctions tubulaires par des éléments coques qui consomment moins de temps CPU ; c'est le cas par exemple des études de Chang et al. [4-1] et [4-2] ou de celles de Morgan et Lee [4-3]. L'argument avancé par les tenants de cette approche consiste à dire que seules les contraintes géométriques sont prises en compte dans l'estimation des durées de vie, et la concentration de contraintes qui se manifeste en surface au voisinage du bord du cordon de soudure est elle-même très dépendante du rayon de raccordement qui n'est généralement pas modélisé en tant que tel. La seconde école modélise le cordon de soudure et les éléments utilisés sont plutôt des éléments de volume tridimensionnels. Parmi les adeptes de cette seconde approche, on peut citer Karamanos et al. [4-4] ou Chiew et al. [4-5]. Ces auteurs considèrent que la modélisation avec des éléments de coque est trop imprécise et, qu'en particulier, on ne peut pas appliquer la procédure d'extrapolation recommandée par l'IIW pour estimer les contraintes géométriques (figure 1-15 cf. chapitre 1).

La grande difficulté, lorsqu'on modélise les jonctions tubulaires est la génération des mailles, notamment dans les zones de discontinuités géométriques où les gradients de contrainte sont importants. La finesse du maillage près de l'intersection des manchons et des entretoises doit faire l'objet d'une attention particulière ; un bon traitement numérique des équations de rigidité avec une précision maximale exige que les éléments ne subissent pas d'élongations ou de distorsions excessives [4-2]. Pour représenter correctement les gradients de contrainte, la taille des mailles, lorsqu'on utilise des éléments volumiques, ne doit pas dépasser $1/70$ et $1/32$ de la longueur de l'intersection dans les directions radiale et orthoradiale, respectivement [4-4]. Deux couches d'éléments 3D sont au moins nécessaires pour décrire convenablement les variations des contraintes à travers l'épaisseur [4-6]. Les éléments les mieux adaptés sont les mailles parallélépipédiques à 20 nœuds avec intégration réduite aux 8 points de Gauss près des sommets du parallélépipède [4-4] et [4-5]. Romeijn [4-7] a montré qu'une intégration complète aux 27 points de Gauss n'apporte pas de précision supplémentaire significative par rapport à l'intégration réduite, mais consomme en revanche plus de temps de calcul. Les figures 4-1 et 4-2 reproduisent des exemples de maillage de jonctions tubulaires [4-1, 4-6 et 4-8].

Pour réduire le temps de calcul, on maille souvent la moitié des éléments tubulaires (figure 4-3). Dans ces conditions, le nombre de nœuds utilisé est divisé par deux et le temps de calcul, proportionnel en première approximation au nombre de degrés de liberté à la puissance 3, est, quant à lui, réduit dans un rapport 8, ce qui est appréciable lorsqu'on conduit une étude paramétrique à partir de plusieurs centaines de calculs. Il est cependant important

d'utiliser des conditions aux limites correctes dans le plan de symétrie pour obtenir une distribution réaliste des contraintes dans les jonctions tubulaires. Si on se réfère par exemple aux chargements de la figure 1-11 (cf. chapitre 1), il apparaît que la traction et la flexion dans le plan correspondent à des chargements symétriques, c'est-à-dire qui peuvent être étudiés en maillant la moitié de la structure, alors que la symétrie n'est pas conservée dans le cas de la flexion hors plan. Cependant, Conolly et al. [4-9] ont montré que l'on pouvait obtenir des résultats satisfaisants dans le cas de la flexion hors plan avec un maillage de la moitié de la structure, mais en appliquant des conditions aux limites appropriées. Ces conditions sont résumées sur la figure 4-3 pour une jonction de type X modélisée avec des éléments coques [4-2].

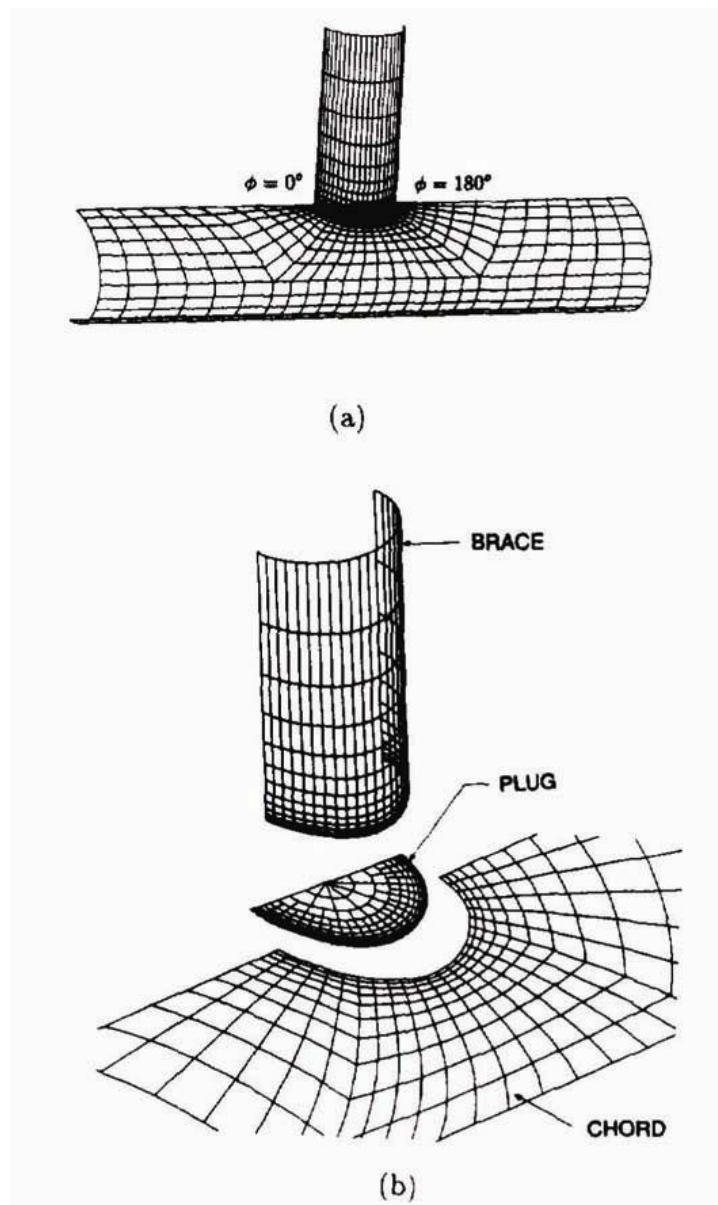


Figure 4-1 : (a) Maillage d'une jonction tubulaire de type T, (b) détail de la zone d'intersection entretoise/manchon (brace/chord) [4-8]

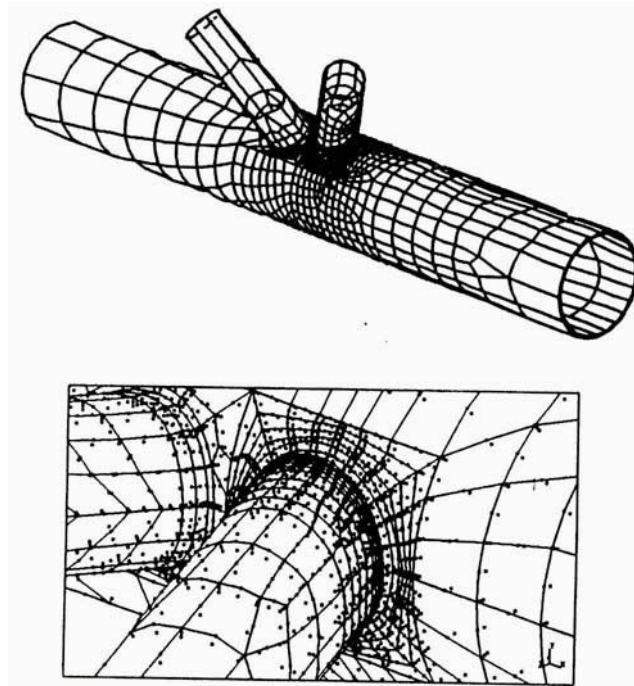
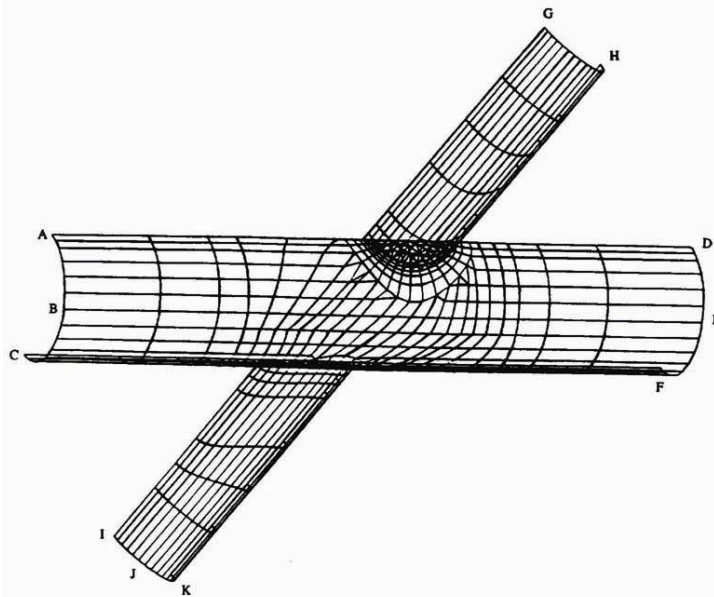


Figure 4-2 : Maillage d'une jonction tubulaire de type K [4-4]



Modes of Loading	Restrains on the following Planes			
	ABC	DEF	GACIKFDH	IJK
Single Axial	$u_x, u_y, u_z, \phi_x, \phi_y$	$u_x, u_y, u_z, \phi_x, \phi_y$	u_z, ϕ_x, ϕ_y	N/A
Single IPB	$u_x, u_y, u_z, \phi_x, \phi_y$	$u_x, u_y, u_z, \phi_x, \phi_y$	u_z, ϕ_x, ϕ_y	N/A
Single OPB	$u_x, u_y, u_z, \phi_x, \phi_y$	$u_x, u_y, u_z, \phi_x, \phi_y$	u_x, u_y	N/A
Balanced Axial	N/A	N/A	u_z, ϕ_x, ϕ_y	$u_x, u_y, u_z, \phi_x, \phi_y$
Balanced IPB	$u_x, u_y, u_z, \phi_x, \phi_y$	$u_x, u_y, u_z, \phi_x, \phi_y$	u_z, ϕ_x, ϕ_y	N/A
Balanced OPB	$u_x, u_y, u_z, \phi_x, \phi_y$	$u_x, u_y, u_z, \phi_x, \phi_y$	u_x, u_y	N/A

Figure 4-3 : Conditions aux limites pour une jonction de type X [4-2]

Les chargements appliqués à la jonction tubulaire représentée sur la figure 4-3 sont de la traction (Axial), de la flexion dans le plan (IPB) ou de la flexion hors plan (OPB) ; ces chargements sont simples (single) ou équilibrés (balanced). Les éléments utilisés sont des éléments coques à 6 degrés de liberté par nœud (3 déplacements : u_x, u_y, u_z et 3 rotations autour des axes de référence : $\varphi_x, \varphi_y, \varphi_z$) et le plan de symétrie géométrique contient les points GACIKFDH. Les chargements simples se font sur les nœuds du plan contenant les points GH et les chargements équilibrés se font en plus sur les nœuds du plan contenant les points IJK. Les nœuds des deux extrémités du manchon sont situés sur les plans contenant respectivement les points ABC et DEF.

S.T. Lie et al. [4-10 et 4-11] ont proposé une nouvelle méthode pour modéliser des jonctions tubulaires planaires de formes T, Y et K, contenant une fissure superficielle et située le long du bord de la soudure côté manchon. La fissure a été d'abord définie dans un plan (en 2D), puis elle a été mappée sur une surface en 3D. Ensuite, une technique de génération automatique de maillage a été développée pour obtenir une modélisation complète par éléments finis. Cette technique peut être réalisée en subdivisant la structure entière en zones distinctes. Dans chaque zone, le maillage est produit séparément. Après avoir accompli le maillage de toutes ces zones, la modélisation complète est obtenue en assemblant les différents maillages (figures 4-4 et 4-5). Cette méthode s'est avérée très efficace car elle permet d'optimiser la qualité du maillage dans chaque zone.

Afin de localiser le site probable d'amorçage de fissures, et donc la position des points chauds, les facteurs de concentration de contraintes (K_t) doivent être déterminés avec beaucoup de précision. Ainsi, pour évaluer la validité de la modélisation numérique, S.T. Lie et al., ont réalisé des essais de fatigue sur des jonctions tubulaires T et K soumises aux chargements suivants : chargement axial, flexion dans le plan, flexion hors plan et chargement axial combiné à une flexion dans le plan. Les résultats expérimentaux obtenus sont en bon accord avec ceux issus des simulations numériques. Par conséquent, la modélisation et la méthode proposée pour générer le maillage sont valables, de même toutes les valeurs des facteurs d'intensité de contrainte estimés pour les jonctions tubulaires étudiées peuvent être considérées comme précises et fiables.

J. Cao et al. [4-12, 4-13] ont développé une méthode de maillage tridimensionnelle pour différents types de jonctions tubulaires soudées avec ou sans fissures. Cette méthode est basée sur le principe suivant : le maillage pour une surface circulaire peut être réalisé dans un plan et ce plan est ensuite transformé en une surface cylindrique.

La figure 4-6 montre le procédé de génération du maillage pour une jonction Y :

- La première étape est la production du maillage pour le manchon dans un plan. Les éléments autour de l'intersection entretoise/manchon sont formés en utilisant des cercles (Figure 4-6-a).
- La deuxième étape est la transformation des cercles en courbes autour de l'intersection entretoise/manchon également (figure 4-6-b).
- L'étape suivante est l'enroulement du plan autour du manchon (Figure 4-6-c).
- La dernière étape consiste à mailler l'entretoise et relier ce maillage au manchon (Figure 4-6-d).

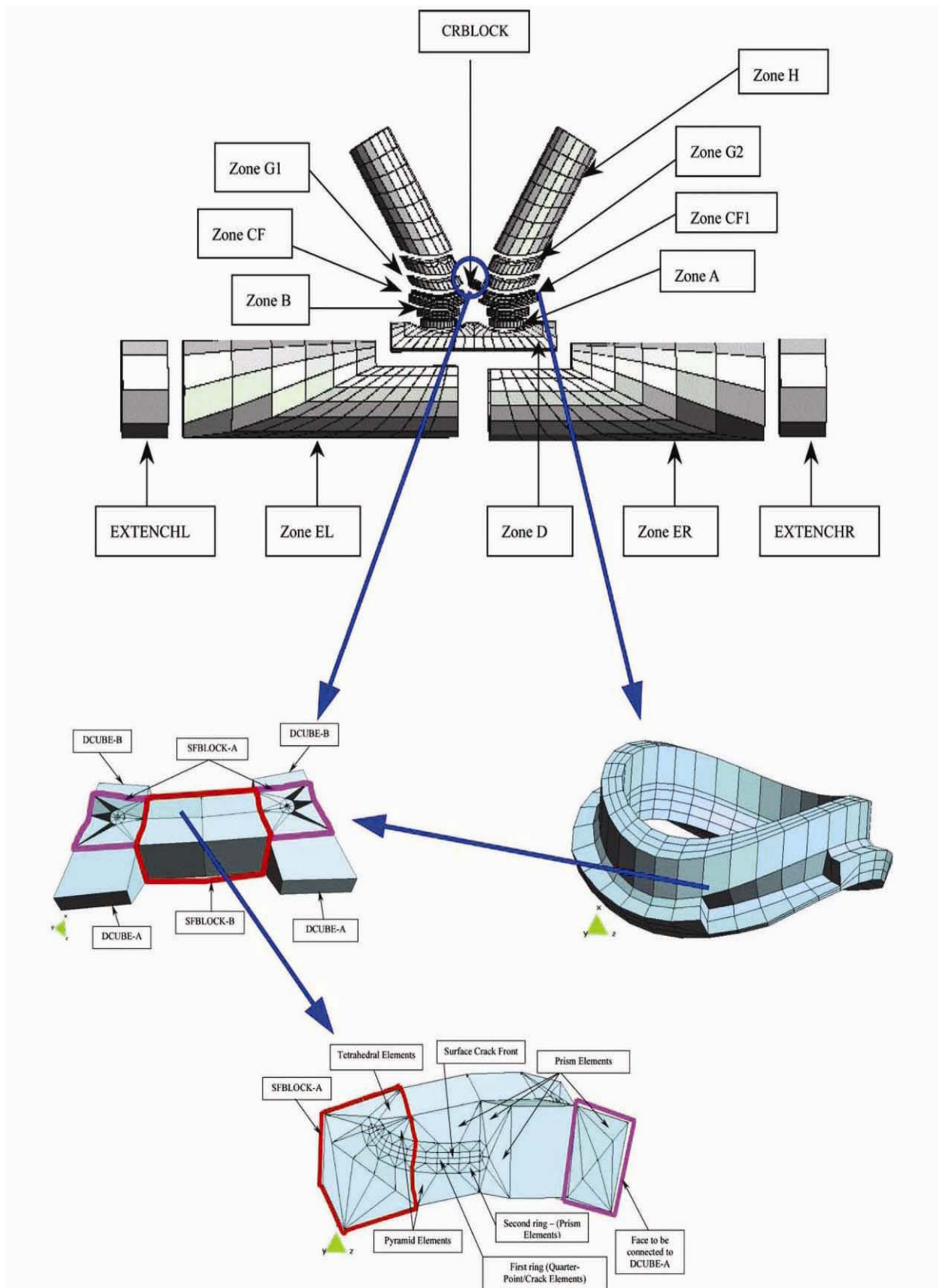


Figure 4-4 : Maillage généré dans une jonction tubulaire K divisée en différentes zones [4- 11]

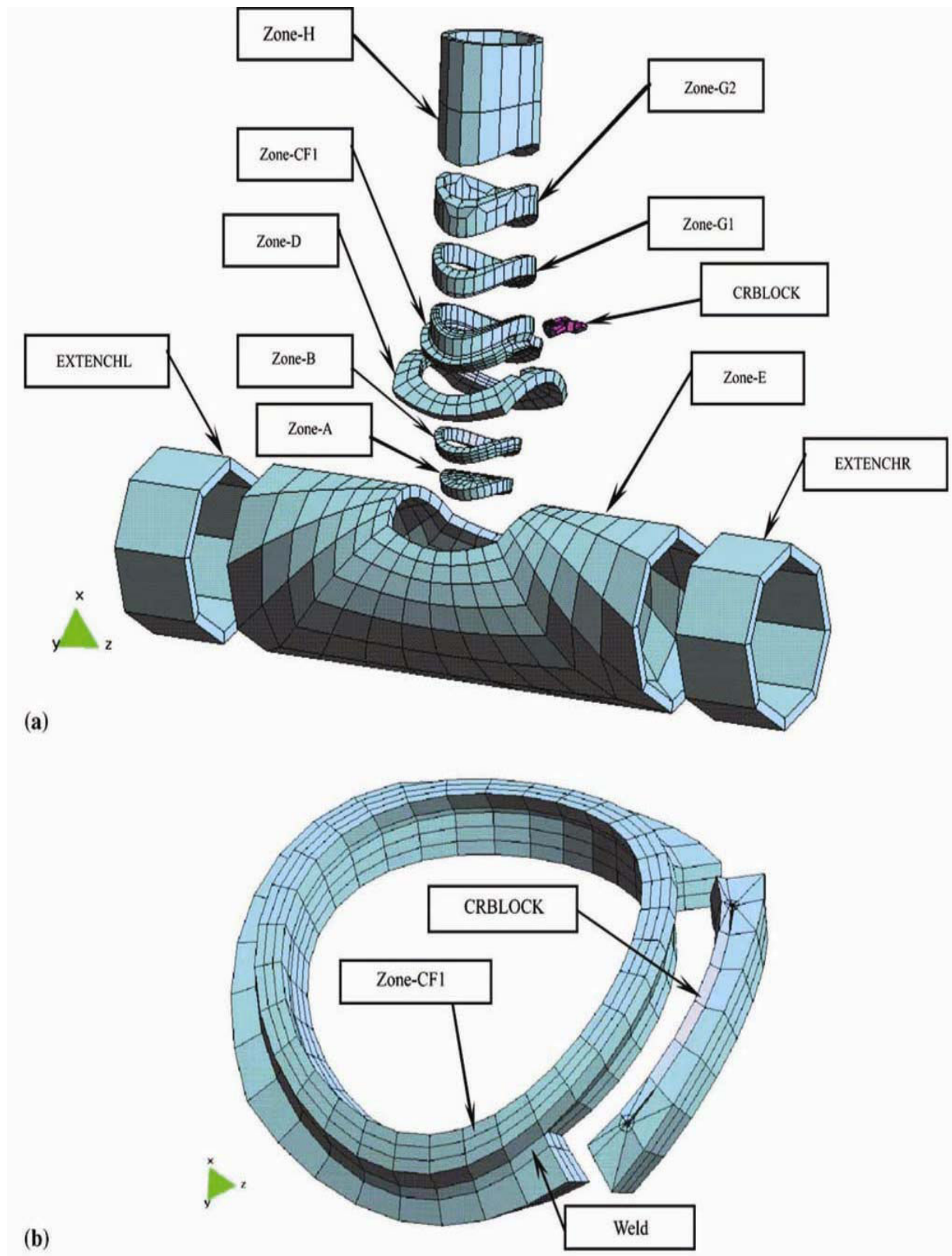
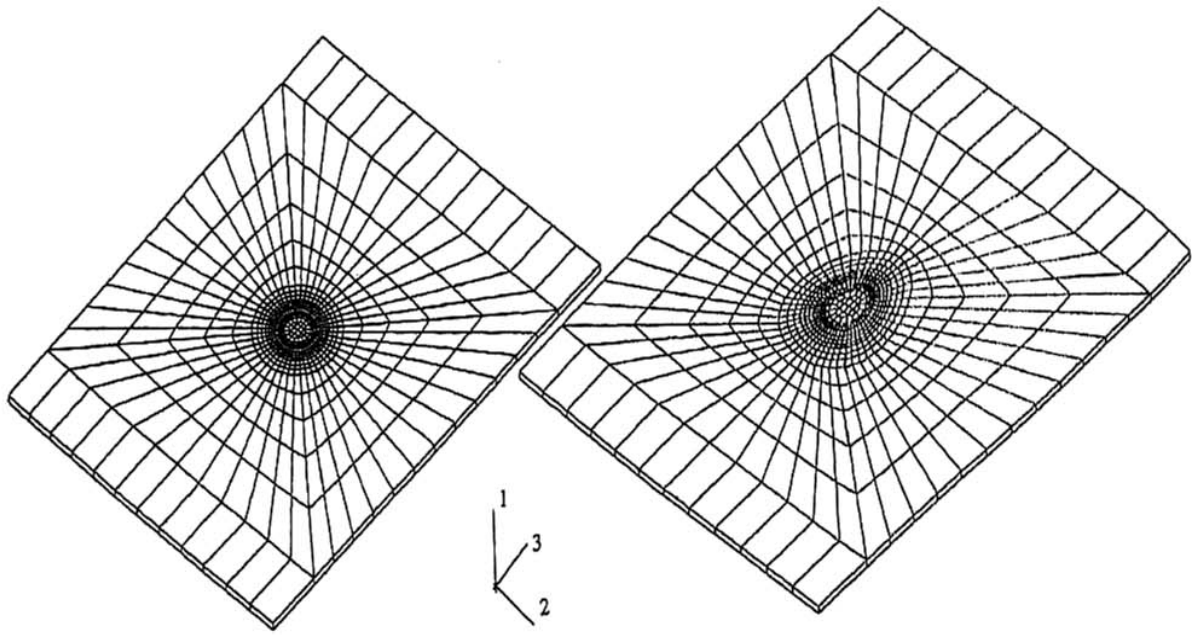
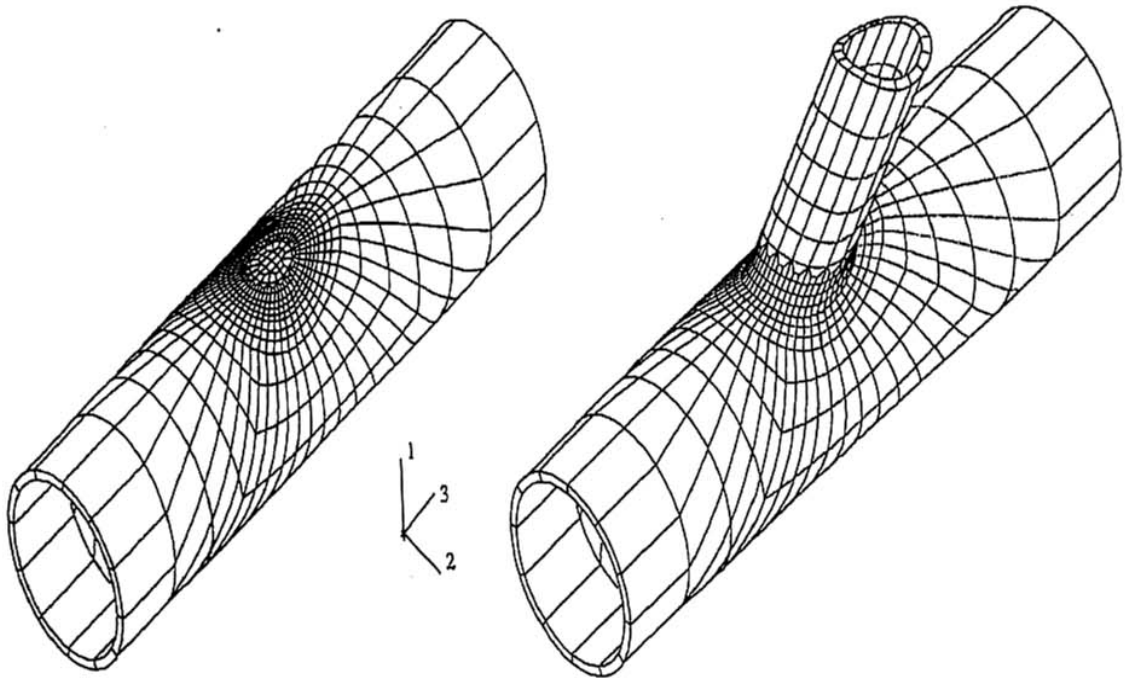


Figure 4-5 : Maillage généré dans une jonction T contenant une fissure superficielle ; (a) différentes zones de la jonction ; (b) zone CF1 et zone CRBLOCK [4- 11]



a. Mesh Generated using Circles

b. Curves Transformed from Circles



c. Chord Mapped from Plane

d. Brace Connected to Chord

Figure 4-6 : Procédé de génération du maillage pour une jonction Y

4-2 Facteur de concentration de contrainte

Le facteur de concentration de contrainte K_t est défini comme le rapport de la contrainte géométrique sur la contrainte nominale [4-14].

$$K_t = \frac{\sigma_G}{\sigma_N} \quad \text{avec:} \begin{cases} \sigma_G & \text{la contrainte géométrique qui correspond à la } \sigma_{PM} \\ \sigma_N & \text{la contrainte nominale appliquée sur l'entretoise} \\ \sigma_{PM} & \text{la contrainte principale maximale} \end{cases} \quad \text{Eq. (4-1)}$$

La contrainte géométrique σ_G inclut toutes les « composantes » de la contrainte au voisinage d'un cordon de soudure, sauf la composante non linéaire de la contrainte, due à la présence de la soudure même. La méthode d'extrapolation détaillée dans le §.1-4 (cf. chapitre 1) est utilisée pour le calcul de la contrainte géométrique à partir de la valeur de la contrainte maximale principale dans la zone de concentration de contraintes (Figure 4-7).

Pour déterminer la contrainte maximale principale, il existe deux méthodes :

- Les mesures expérimentales effectuées au moyen de jauges de déformations.
- Le calcul numérique par éléments finis.

Quant à la contrainte nominale, elle peut être déterminée simplement en appliquant la théorie des poutres ; mais dans le cas de structures complexes ou de structures hyperstatiques, il devient nécessaire d'utiliser la méthode des éléments finis [4-15]. Pour cette raison, la méthode d'extrapolation, illustrée dans la figure 4-8, est proposée pour le calcul de la contrainte nominale. Cette méthode, basée sur la même approche que celle utilisée pour déterminer la contrainte géométrique, permet un calcul plus précis de la contrainte nominale pour l'obtention du coefficient de concentration de contrainte K_t .

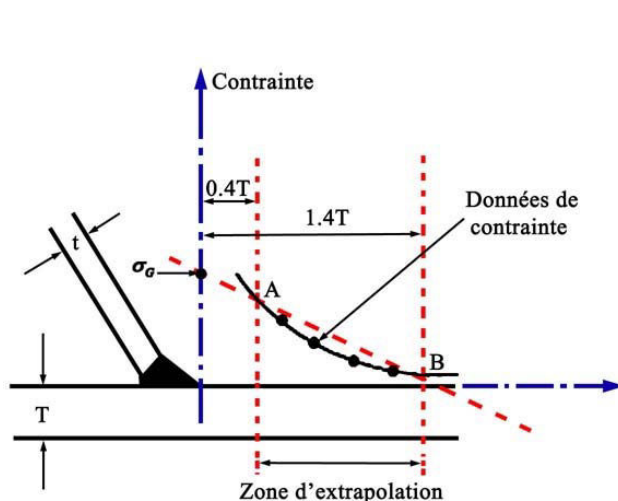


Figure 4-7 : Méthode d'extrapolation utilisée pour le calcul de la contrainte géométrique

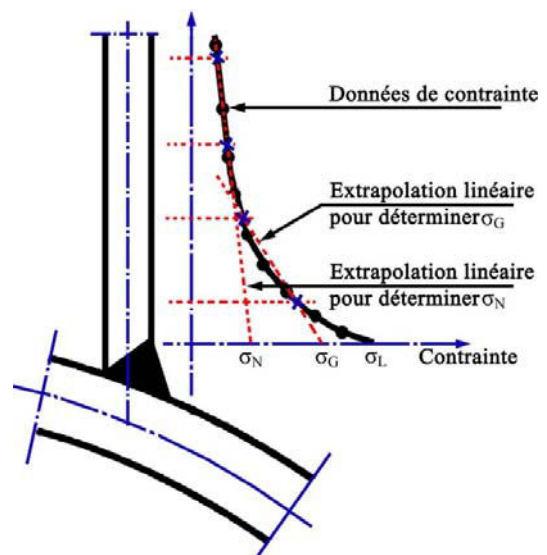


Figure 4-8 : Méthode d'extrapolation utilisée pour le calcul de la contrainte nominale

4-3 Caractéristiques géométriques de la jonction étudiée

Dans ce chapitre, nous allons étudier numériquement une jonction de type T en appliquant les deux méthodes de modélisation (2D et 3D).

Les jonctions tubulaires utilisées dans la construction des plates-formes offshore ont des dimensions relativement élevées et n'ont donc pas pu être testées en laboratoire à cette échelle. Ayant comme objectif de comparer les résultats numériques et expérimentaux, nous nous proposons d'étudier une jonction à une échelle plus réduite. Les dimensions utilisées sont les suivantes (figure 4-9) :

$D = 88,9$ mm, $2d = 44,5$ mm, $L = 700$ mm, $l = 350$ mm, $\theta = 90^\circ$, $T = 2,5$ et $t = 2,25$

Les paramètres géométriques non dimensionnels, définis précédemment, sont : $\alpha = 15,6$, $\beta = 0,5$, $\gamma = 18$ et $\tau = 0,9$.

Les structures étudiées sont en acier de construction type S235JRH de module d'Young $E = 210$ GPa et de coefficient de Poisson $\nu = 0,3$.

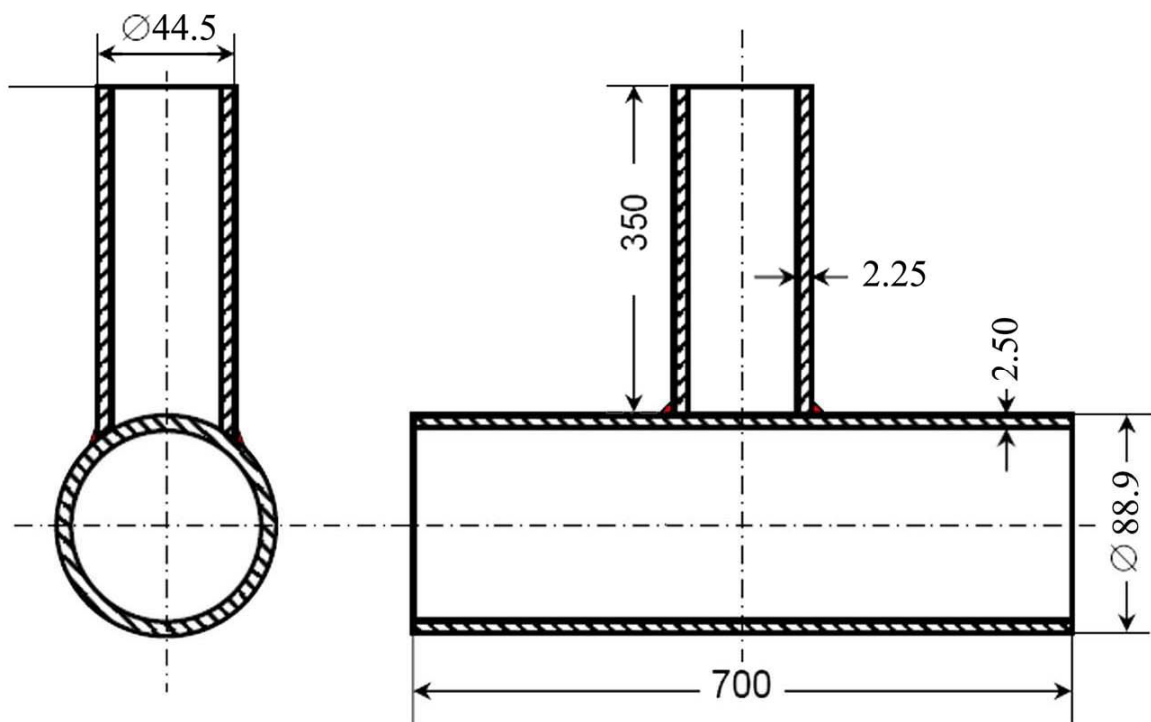


Figure 4-9 : Dimensions de la jonction T utilisée dans l'étude numérique (mm)

4-4 Modélisation de la jonction T avec des éléments coques

Les simulations numériques sont réalisées à l'aide du code de calcul par éléments finis « ABAQUS » [4-15]. Les conditions présentées dans [4-16] ont été respectées pour obtenir le maillage classiquement utilisé dans cette étude (figure 4-10) : une zone d'éléments très fins a été déployée autour de l'intersection (zone à fort gradient de contrainte) alors que des éléments de taille beaucoup plus importante ont été employés aux extrémités du manchon et

de l'entretoise. Pour cela, nous avons choisi d'utiliser des éléments coques quadrangulaires de type S4R. Pour ce type de structure complexe, le maillage utilisé nous assurera ainsi une bonne précision tout en minimisant le temps de calcul.

4-4-1 Etudes de convergence de maillage

Pour choisir la meilleure taille d'éléments assurant ces deux conditions, une étude de convergence au maillage a été effectuée. Nous avons considéré une jonction T en traction simple (avec une flèche de 1,0 mm) et quatre tailles d'éléments adjacents à la ligne d'intersection : 0,35, 0,56, 1 et 1,5 mm. Le nombre d'éléments adjacents à cette ligne est : 386, 240, 134 et 90 éléments.

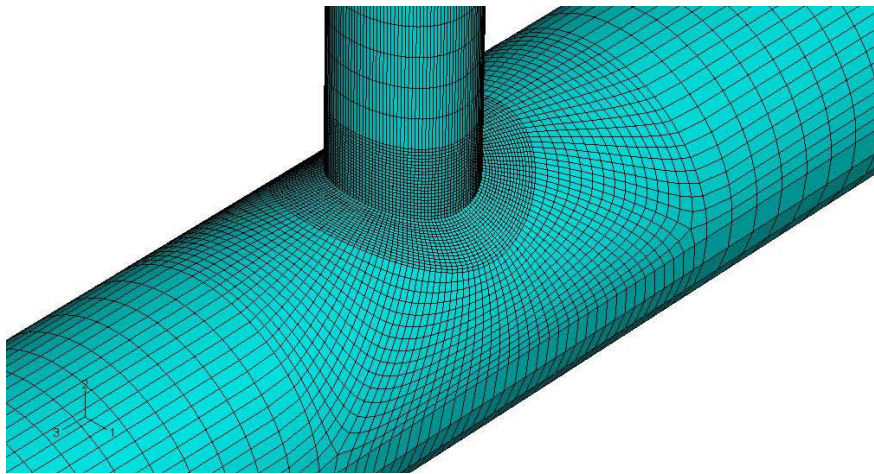


Figure 4-10 : Maillage avec des éléments coques utilisé

Les résultats obtenus sont reportés dans le tableau 4-1 et la figure 4-11. Ces résultats montrent que le maillage avec une taille d'éléments adjacents de 1 mm est un bon compromis entre la précision sur K_t et le temps CPU. Il y a peu de gain significatif à attendre de la diminution de la taille des éléments en dessous de cette valeur.

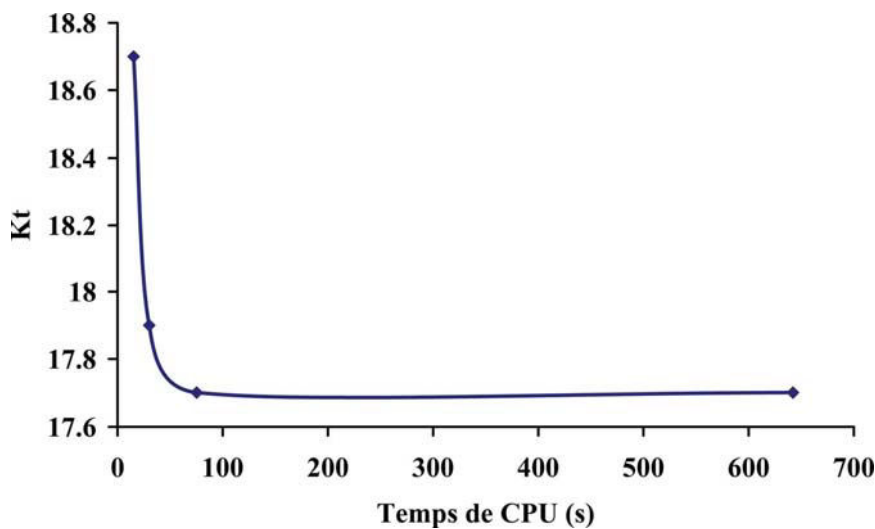


Figure 4-11 : Etude de convergence du maillage

Maillage	Nombre d'éléments à l'intersection	Taille d'éléments (mm)	Temps CPU (s)	Contraintes (GPa)	Kt	Ratio de Kt	Ration de Temps
Jonction45	90	1,5	15,3	1,35	18,7	104 %	0,5
Jonction60	134	1	30,1	1,29	17,9	100 %	1
Jonction120	240	0,56	75,2	1,27	17,7	99 %	2,5
Jonction200	386	0,35	642,1	1,27	17,7	99 %	21

Tableau 4-1 : Etude de Convergence du maillage

4-4-2 Influence des paramètres géométriques des jonctions tubulaires

Pour valider la modélisation proposée pour la simulation numérique, nous avons effectué une étude de l'influence des paramètres géométriques des jonctions tubulaires de type Y et T. Nous avons comparé les valeurs du facteur de concentration de contrainte obtenues pour les différents paramètres géométriques des jonctions (tableau 4-2) à celles calculées à l'aide des équations paramétriques d'Efthymiou et de Lloyd [4-17] (tableau 4-3).

JON	θ	β	γ	α	τ	D	L	T	d	l	t
Groupe (1) changement de τ											
T02	90	0,5	25	14	0,25	100	700	2	50	300	0,5
T03	90	0,5	25	14	0,4	100	700	2	50	300	0,8
T04	90	0,5	25	14	0,5	100	700	2	50	300	1
T05	90	0,5	25	14	0,6	100	700	2	50	300	1,2
T06	90	0,5	25	14	0,75	100	700	2	50	300	1,5
T07	90	0,5	25	14	0,8	100	700	2	50	300	1,6
T01	90	0,5	25	14	1	100	700	2	50	300	2
Groupe (2) changement de β											
T08	90	0,15	25	14	1	100	700	2	15	300	2
T09	90	0,25	25	14	1	100	700	2	25	300	2
T10	90	0,3	25	14	1	100	700	2	30	300	2
T01	90	0,5	25	14	1	100	700	2	50	300	2
T11	90	0,75	25	14	1	100	700	2	75	300	2
Groupe (3) changement de α											
T14	90	0,5	25	5	1	100	250	2	50	75	2
T15	90	0,5	25	10	1	100	500	2	50	200	2
T01	90	0,5	25	14	1	100	700	2	50	300	2
T16	90	0,5	25	25	1	100	1250	2	50	575	2
T17	90	0,5	25	30	1	100	1500	2	50	700	2
Groupe (4) changement de γ											
T18	90	0,5	10	14	1	100	700	5	50	300	5
T19	90	0,5	15	14	1	100	700	3,3	50	300	3,3
T20	90	0,5	20	14	1	100	700	2,5	50	300	2,5
T01	90	0,5	25	14	1	100	700	2	50	300	2
T21	90	0,5	30	14	1	100	700	1,67	50	300	1,67
T22	90	0,5	35	14	1	100	700	1,4	50	300	1,4
Groupe (5) changement de θ											
Y30	30	0,5	25	14	1	100	700	2	50	300	2
Y45	45	0,5	25	14	1	100	700	2	50	300	2
Y60	60	0,5	25	14	1	100	700	2	50	300	2
T90	90	0,5	25	14	1	100	700	2	50	300	2

Tableau 4-2 : Paramètres géométriques des jonctions étudiées

JON	θ	β	γ	α	τ	Kt		
						<i>Lloyd</i>	<i>Efthimiou</i>	<i>MEF</i>
Groupe (1) influence de τ								
T02	90	0,5	25	14	0,25	6,67	6,03	5,29
T03	90	0,5	25	14	0,40	10,67	10,12	9,93
T04	90	0,5	25	14	0,50	13,37	12,93	13,00
T05	90	0,5	25	14	0,60	16,00	15,80	16,09
T06	90	0,5	25	14	0,75	20,00	20,20	20,94
T07	90	0,5	25	14	0,80	21,32	21,69	22,61
T01	90	0,5	25	14	1,00	26,65	27,72	29,57
Groupe (2) influence de β								
T08	90	0,15	25	14	1	13,00	17,48	20,31
T09	90	0,25	25	14	1	19,27	22,28	25,89
T10	90	0,30	25	14	1	21,70	24,12	27,93
T01	90	0,50	25	14	1	26,65	27,72	29,57
T11	90	0,75	25	14	1	22,13	23,78	28,62
Groupe (3) influence de α								
T14	90	0,5	25	5	1	15,89	16,52	20,44
T15	90	0,5	25	10	1	23,74	24,69	28,02
T01	90	0,5	25	14	1	26,65	27,72	29,57
T16	90	0,5	25	25	1	26,65	27,72	30,50
T17	90	0,5	25	30	1	26,65	27,72	30,50
Groupe (4) influence de γ								
T18	90	0,5	10	14	1	8,88	11,09	11,36
T19	90	0,5	15	14	1	14,40	16,63	18,27
T20	90	0,5	20	14	1	20,39	22,18	24,84
T01	90	0,5	25	14	1	26,65	27,72	29,57
T21	90	0,5	30	14	1	33,17	33,26	37,00
T22	90	0,5	35	14	1	39,91	38,81	42,37
Groupe (5) influence de θ								
Y30	30	0,5	25	14	1	6,66	9,14	8,23
Y45	45	0,5	25	14	1	13,33	15,92	15,94
Y60	60	0,5	25	14	1	20,00	22,02	21,75
T90	90	0,5	25	14	1	26,65	27,72	29,57

Tableau 4-3 : Valeurs du facteur de concentration de contrainte

Cette étude concerne les variations des paramètres géométriques suivants :

$\tau = t/T$	Rapport des épaisseurs	$0,25 \leq \tau \leq 1$
$\beta = d/D$	Rapport des diamètres	$0,15 \leq \beta \leq 0,75$
$\alpha = 2L/D$	Élancement du manchon	$5 \leq \alpha \leq 30$
$\gamma = D/2T$	Minceur de la membrure	$10 \leq \gamma \leq 35$
θ	Angle d'inclinaison de l'entretoise	$30^\circ \leq \theta \leq 90^\circ$

Les résultats de notre étude restent assez proches de ceux calculés par les relations de Efthymiou et Lloyd, bien que légèrement plus élevés dans pratiquement tous les cas. D'un point de vue calcul de structure, ils sont donc plus conservatifs.

Les figures 4-12 à 4-16 permettent de comparer les résultats de notre étude à ceux déterminés à partir des relations d'Efthymiou et Lloyd. Les variations du K_t en fonction des paramètres τ , γ et θ sont quasiment linéaires (figures 4-14, 4-15 et 4-16). Les variations du K_t avec β présentent un maximum pour $\beta=0,5$ (figure 4-13). Le facteur K_t varie de façon importante pour les faibles valeurs de α ($\alpha \leq 14$) et tend à se stabiliser lorsque $\alpha > 14$ (figure 4-12).

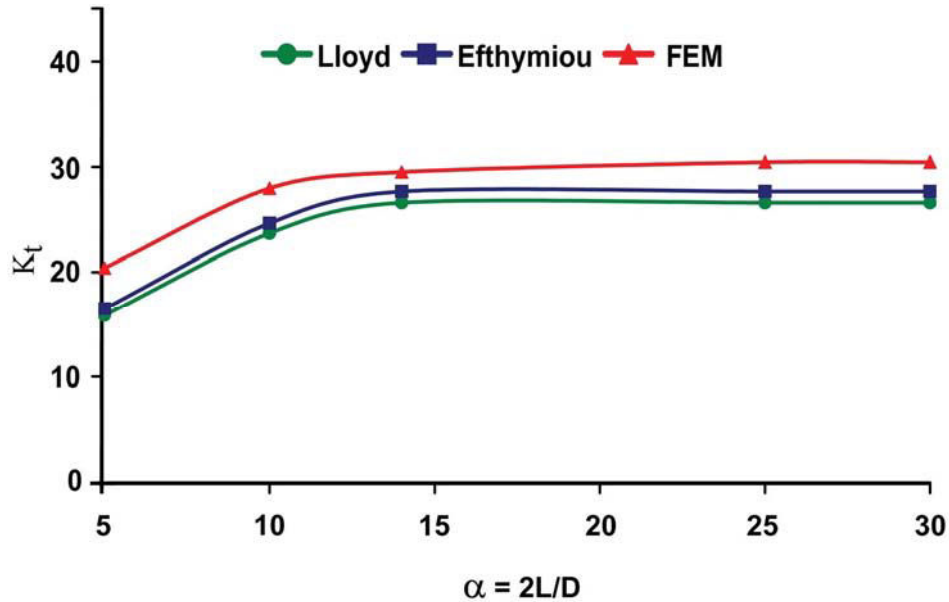


Figure 4-12 : Influence de α sur le facteur de concentration de contrainte K_t

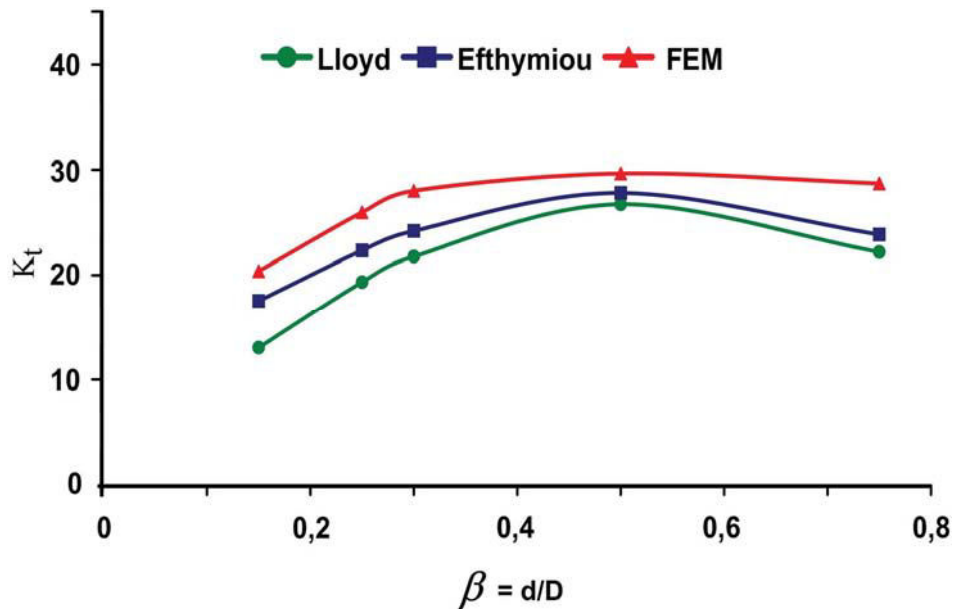


Figure 4-13 : Influence de β sur le facteur de concentration de contrainte K_t

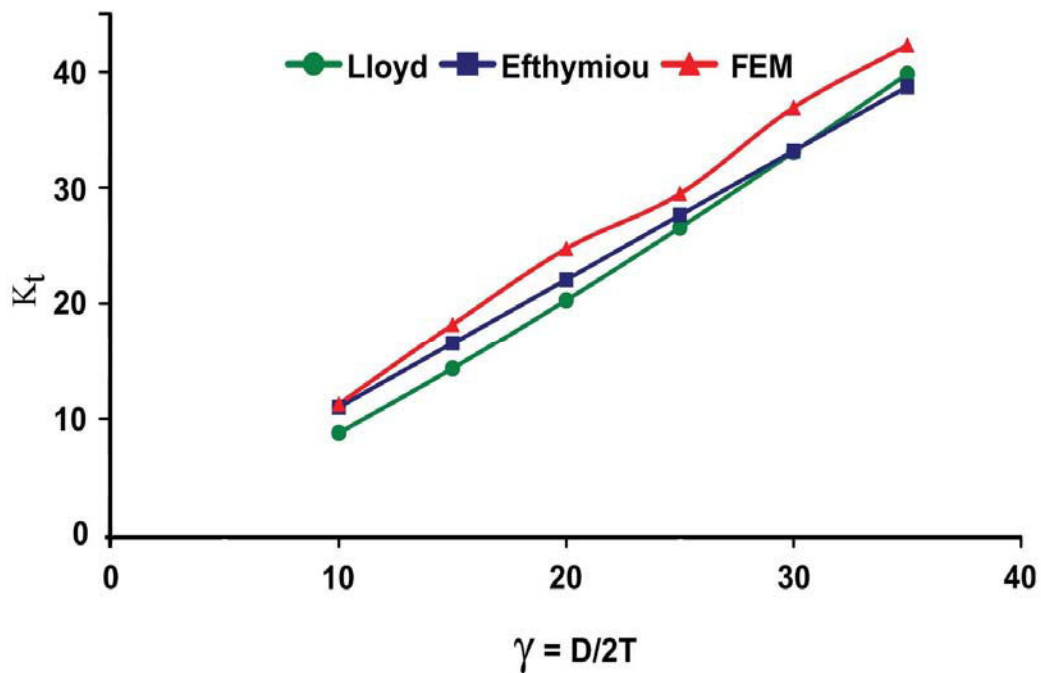


Figure 4-14 : Influence de γ sur le facteur de concentration de contrainte K_t

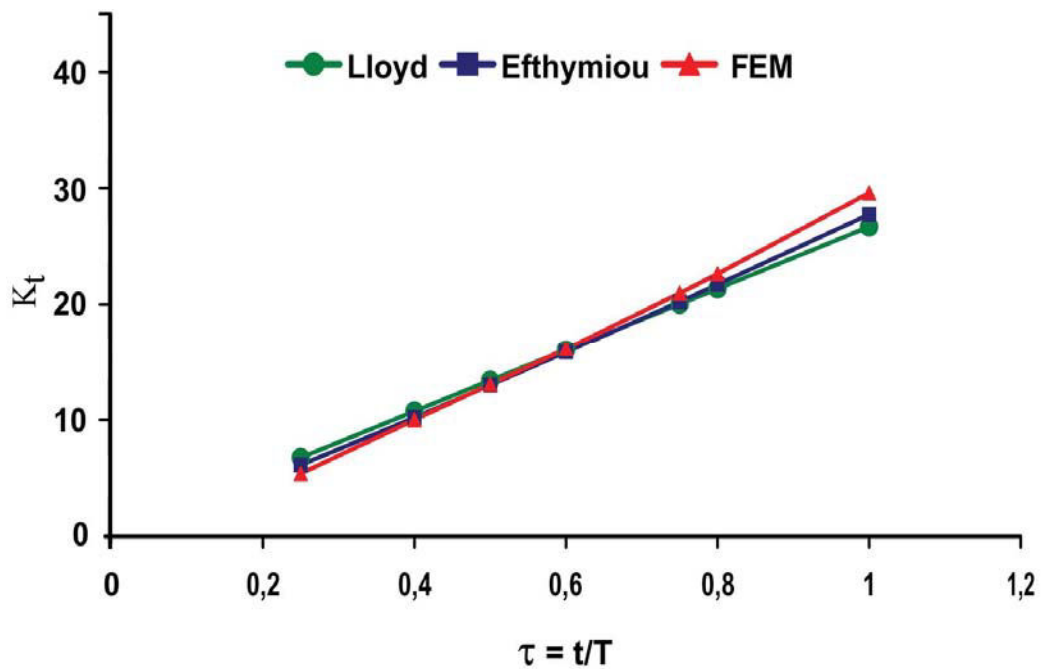


Figure 4-15 : Influence de τ sur le facteur de concentration de contrainte K_t

4-4-3 Chargements simples

Les chargements simples étudiés dans ce paragraphe sont : **Traction (TRA)**, **Flexion Dans le Plan (FDP)** et **Flexion Hors Plan (FHP)**. Pour ce type de modélisation, les conditions aux limites considérées sont : encastremets aux deux extrémités du manchon et des déplacements d'un millimètre appliqués à l'extrémité de l'entretoise selon le chargement considéré.

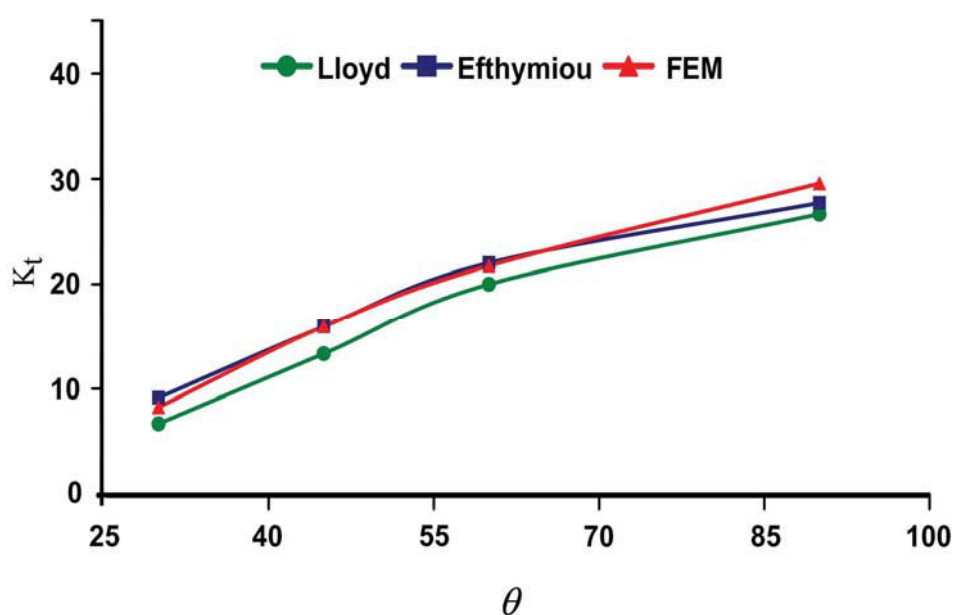


Figure 4-16 : Influence de θ sur le facteur de concentration de contrainte K_t

La figure 4-17 présente la répartition de la contrainte géométrique autour de l'intersection manchon/entretoise dans le cas de la jonction T soumise aux trois sollicitations simples, TRA, FDP et FHP. Cette figure montre que les points chauds, dans les cas des chargements de TRA et FHP, se localisent aux points de quartier, c'est-à-dire aux angles $\phi = 90^\circ$ et 270° ; par contre, ils se situent au voisinage de $\phi = \pi/4 + k\pi/2$, dans le cas de la FDP. Ces résultats sont en bon accord avec ceux de Pang et Lee [4-18].

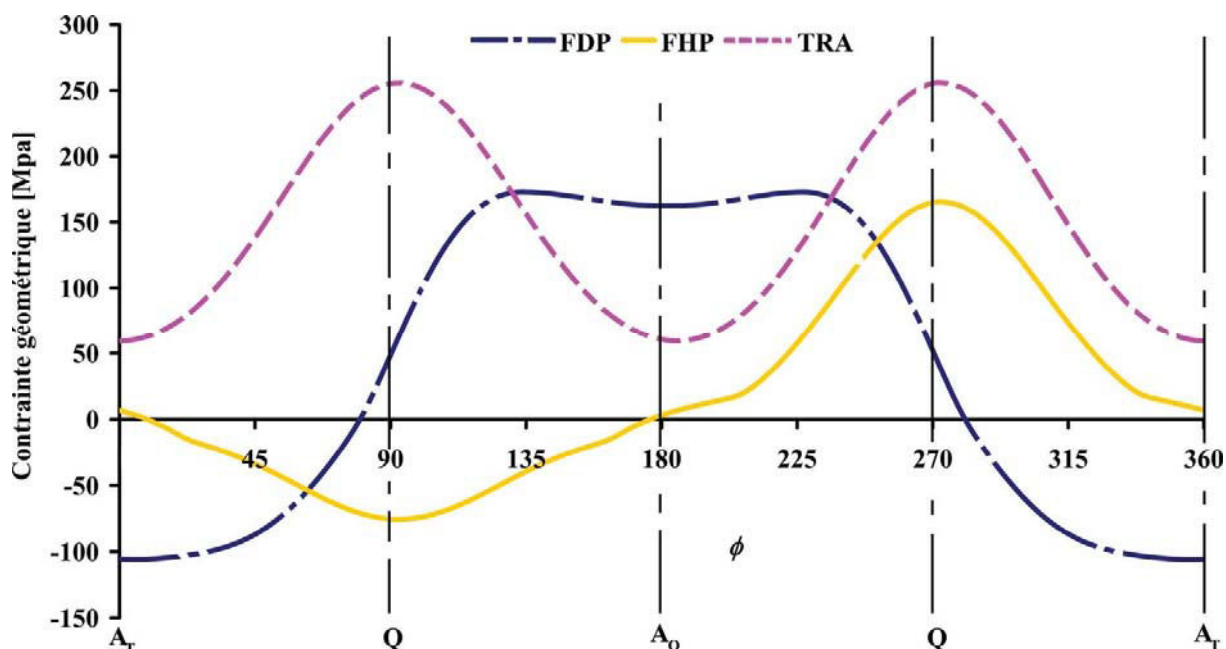


Figure 4-17 : Répartition de la contrainte géométrique autour de l'intersection manchon/entretoise d'une jonction T dans les cas de chargement TRA, FDP et FHP (A_T talon du point d'arçon, A_O orteil du point d'arçon et Q point de quartier)

Pour calculer le facteur de concentration de contrainte K_t , nous utilisons l'équation Eq. (4-1). L'application de cette équation nécessite de calculer la contrainte nominale. Cette contrainte a été calculée à l'aide de la procédure d'extrapolation détaillée dans 4-2. La longueur de l'entretoise considérée correspond au point de quartier pour les cas TRA et FHP, et au point d'intersection à l'angle $\phi = 45^\circ$ pour le cas FDP. Les valeurs des contraintes nominales liées à TRA, FDP et FHP sont respectivement de 15,74, 39,3 et 13,6 MPa.

La répartition du facteur de concentration de la contrainte autour de l'intersection manchon/entretoise de la jonction T soumise aux trois sollicitations simples, TRA, FDP et FHP, est illustrée dans la figure 4-18. Par ailleurs, les valeurs du facteur de concentration de contrainte rassemblées dans le tableau 4-4 comparées à celles calculées à partir des équations paramétriques d'Efthymiou et de Lloyd [4-17], montrent une bonne concordance des résultats. Ceci nous permet de justifier l'emploi de notre modèle pour étudier la répartition des contraintes et le calcul du facteur de concentration de contrainte autour de l'intersection manchon/entretoise de la jonction T soumise à différentes combinaisons de ces chargements simples.

chargement	Kt		
	Efthymiou	Lloyd	MEF
TRA	17,7	16,1	16,2
FDP	4,4	5,2	4,4
FHP	12,6	11	12,2

Tableau 4-4 : Comparaison des valeurs de facteur de concentration de contrainte pour une jonction T soumise aux TRA, FDP et FHP (MEF = résultat de notre modèle d'élément finis)

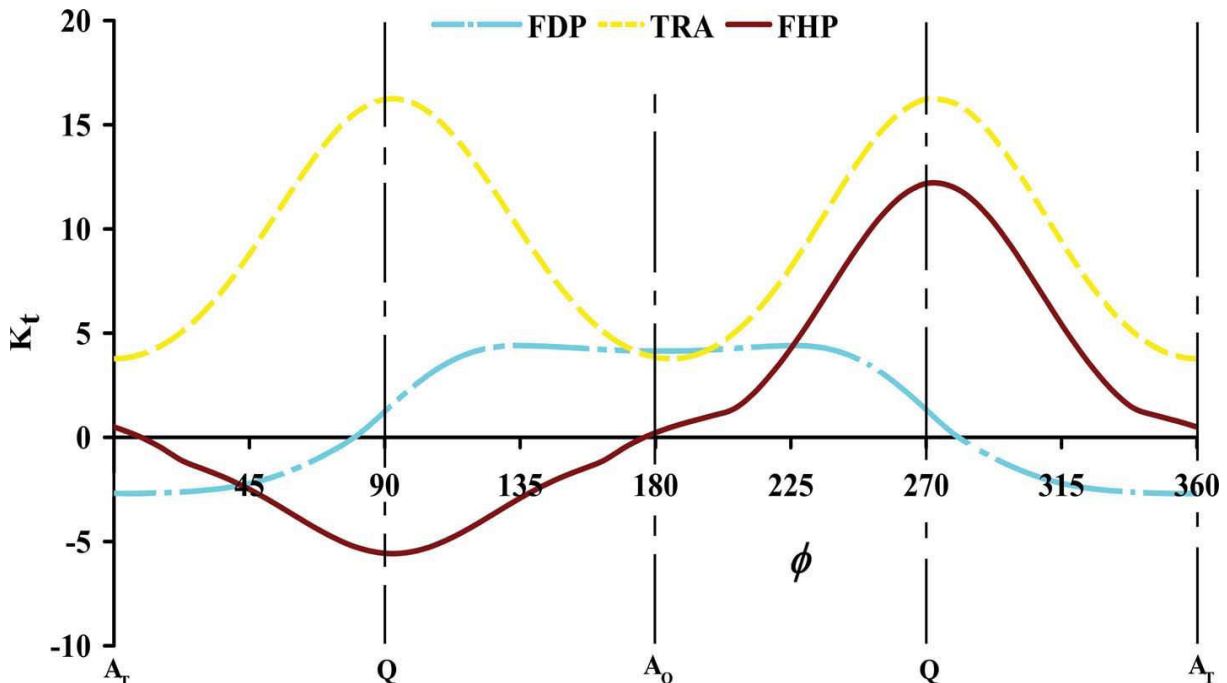


Figure 4-18 : Répartition du facteur de concentration de contrainte autour de l'intersection manchon/entretoise d'une jonction T dans les cas de chargement TRA, FDP et FHP (A_T talon du point d'arçon, A_0 orteil du point d'arçon et Q point de quartier)

4-4-4 Chargement de flexion rotative

Le chargement de flexion rotative (FRO) étudié dans ce paragraphe est constitué d'une succession de flexions déviées obtenue en faisant tourner le centre de l'extrémité de l'entretoise de l'élément tubulaire sur un cercle. D'un point de vue pratique, ceci sera réalisé en 36 étapes, c'est-à-dire avec un intervalle de 10 degrés pour l'angle de déplacement ϕ' (tableau 4-5). Les conditions aux limites considérées sont : encastresments aux deux extrémités du manchon et déplacement de 1 millimètre appliqué à l'extrémité de l'entretoise selon les équations suivantes :

$$u_1 = 1 * \cos \phi' \quad (\text{mm})$$

$$u_2 = 1 * \sin \phi' \quad (\text{mm})$$

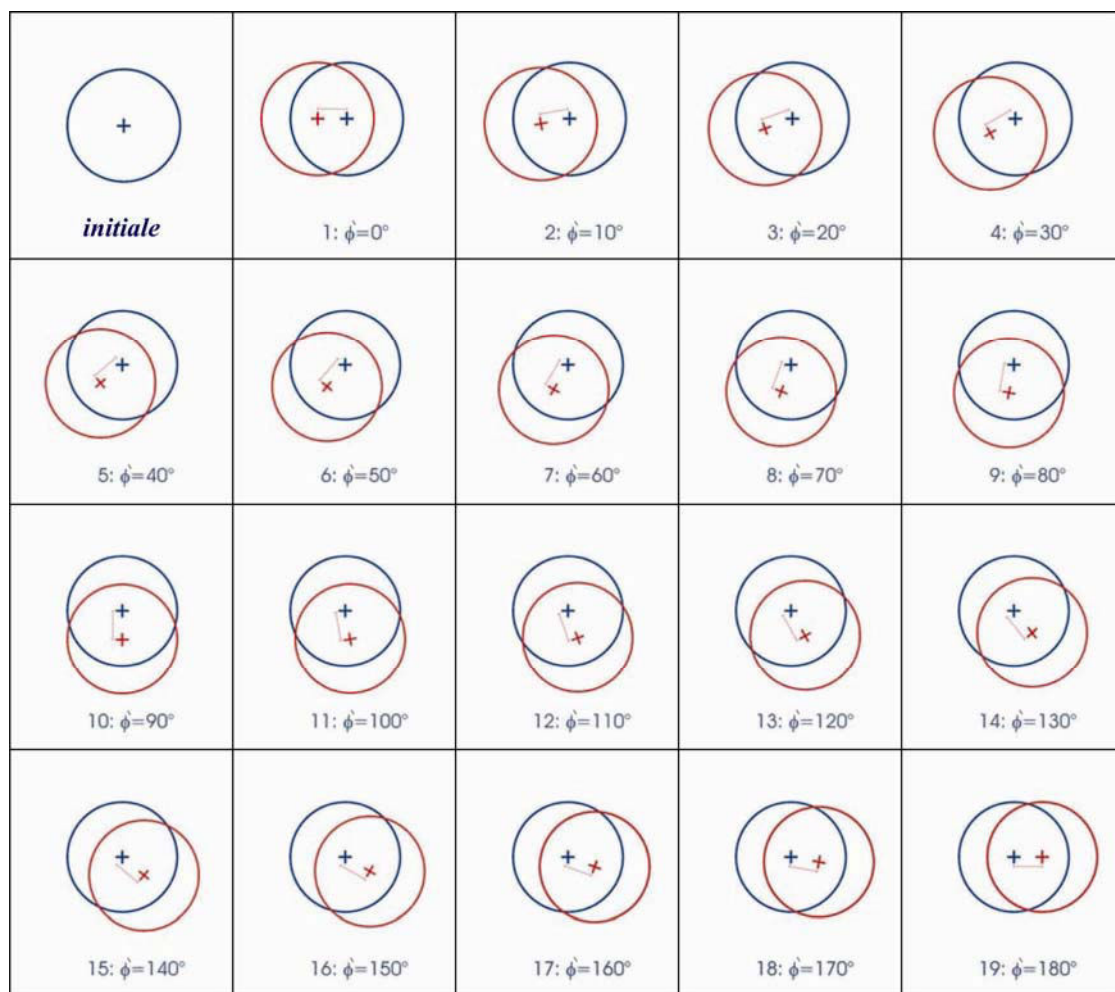


Tableau 4-5 : Séquence du chargement FRO pour un demi-cycle de chargement

La figure 4-19 présente la répartition de contrainte autour de l'intersection manchon/entretoise de la jonction T soumise au chargement de FRO. Cette répartition montre que la localisation des points chauds varie selon l'angle de déplacement ϕ' . Pour mieux exploiter le faisceau représentant les courbes relatives aux différentes étapes du chargement de flexion rotative,

nous proposons de tracer deux courbes correspondant aux maximums et minimums de ce faisceau (figure 4-20). Ces deux courbes, appelées respectivement Courbe de Contrainte **Maximale** (CC_{Max}) et Courbe de Contrainte **Minimale** (CC_{Min}), représentent plus facilement la répartition de contrainte pour le chargement FRO. La figure 4-20 montre que dans le cas de chargement de FRO appliqué à une jonction T, les points chauds se situent à $\phi = \pi/4 + k \pi/2$.

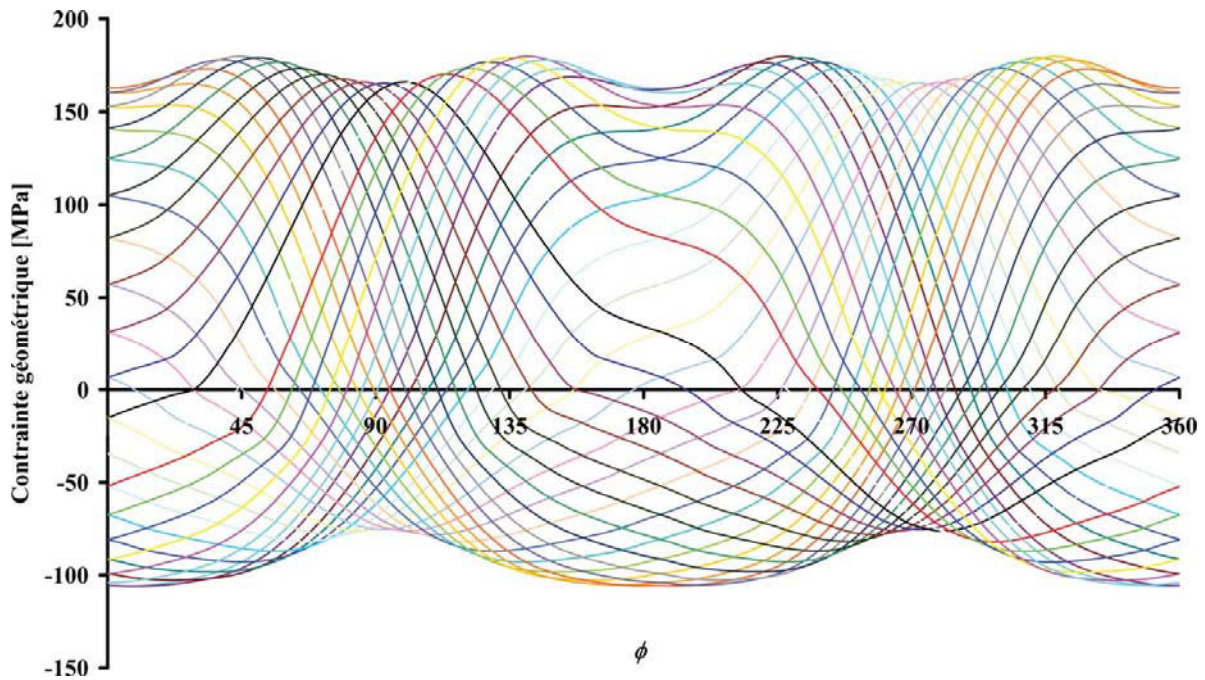


Figure 4-19 : Répartition de la contrainte géométrique autour de l'intersection manchon/entretoise d'une jonction T dans le cas du chargement FRO

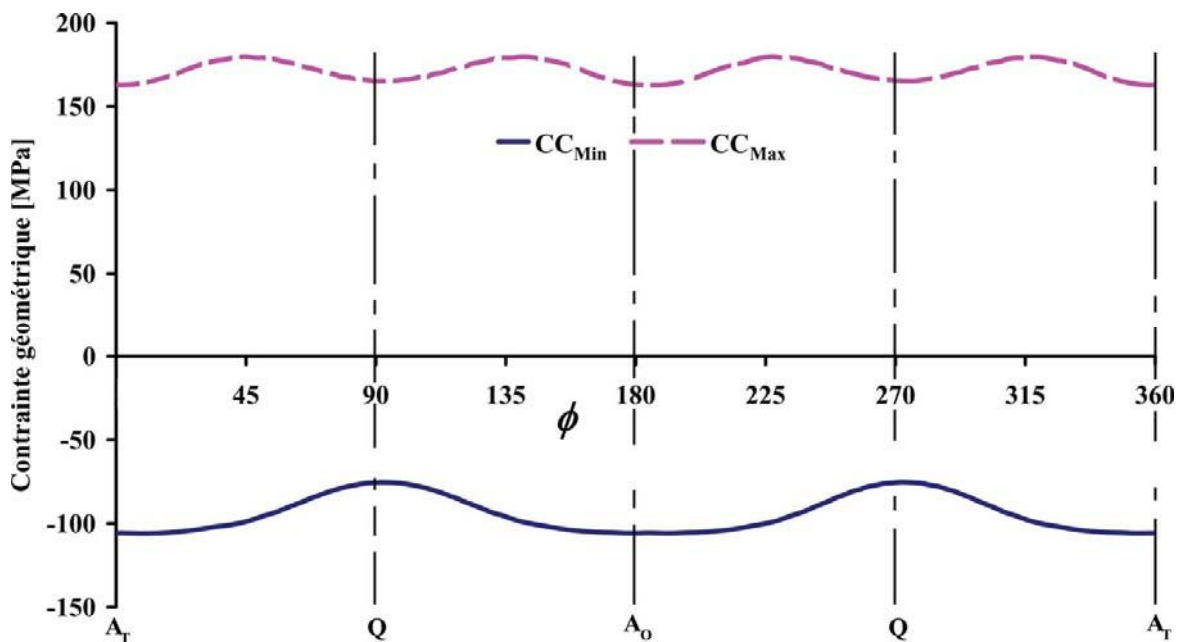


Figure 4-20 : Courbe de Contrainte Maximale (CC_{Max}) et Courbe de Contrainte Minimale (CC_{Min}) (A_T talon du point d'arçon, A_O orteil du point d'arçon et Q point de quartier)

Les figures 4-21 et 4-22 montrent respectivement la répartition de l'amplitude du chargement $\Delta\sigma$ et du rapport de charge R autour de l'intersection manchon/entretoise de la jonction T soumise au chargement FRO. On notera que l'amplitude du chargement est maximale pour des ϕ voisins de $\pi/4+k\pi/2$. Le rapport de charge correspondant est de l'ordre de -0,55

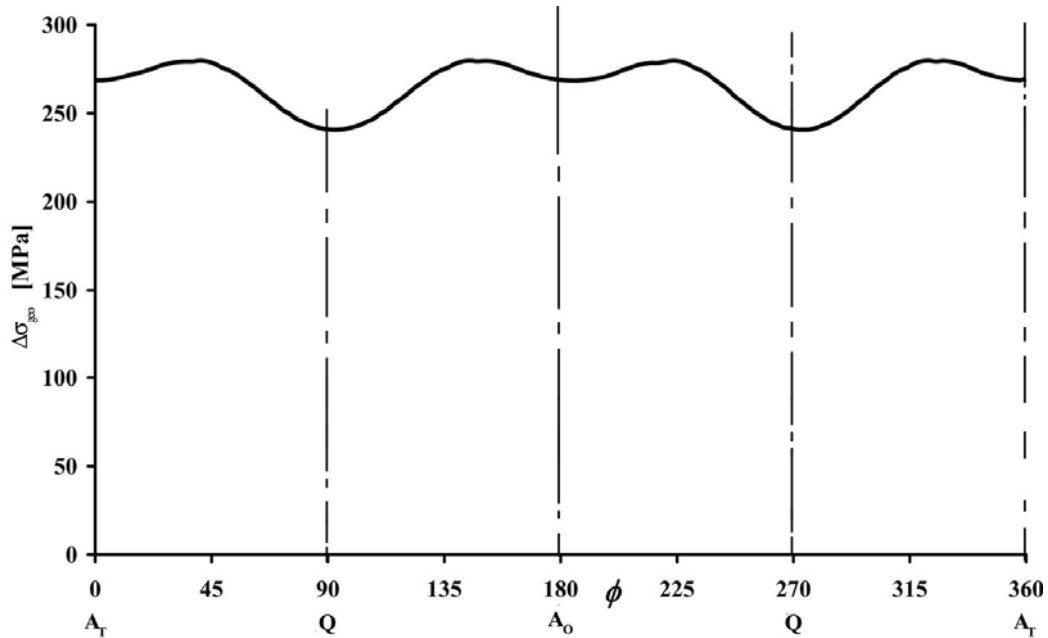


Figure 4-21 : Amplitude de la contrainte géométrique autour de l'intersection manchon/entretoise d'une jonction T dans le cas du chargement FRO
(A_T talon du point d'arçon, A_O orteil du point d'arçon et Q point de quartier)

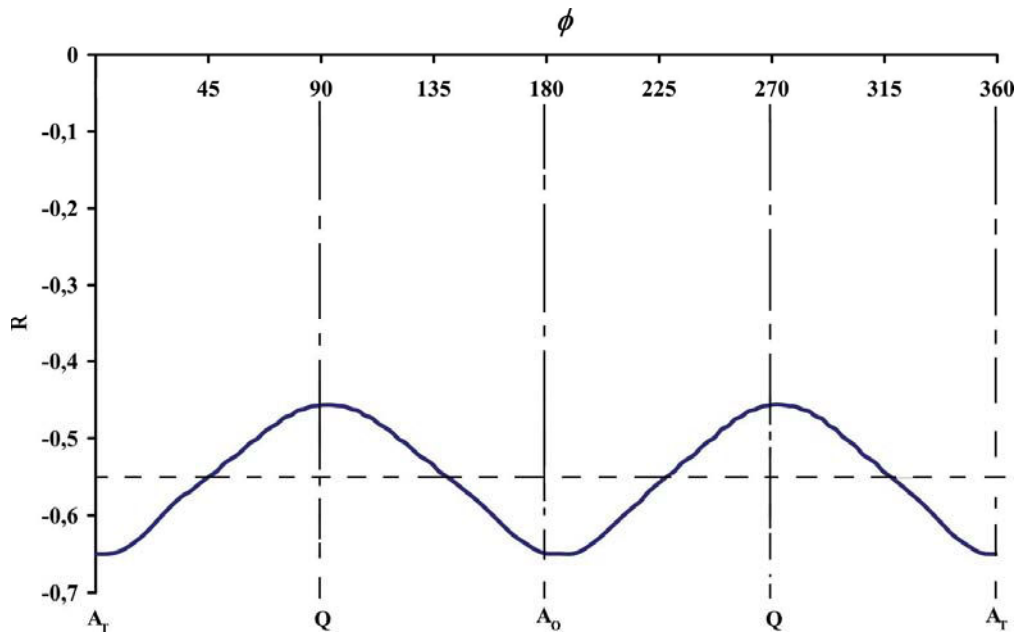


Figure 4-22 : Evolution du rapport de charge autour de l'intersection manchon/entretoise d'une jonction T dans le cas du chargement FRO
(A_T talon du point d'arçon, A_O orteil du point d'arçon et Q point de quartier)

Pour tracer la courbe de répartition du facteur de concentration de contrainte autour de l'intersection manchon/entretoise de la jonction T soumise au chargement FRO, nous avons calculé la contrainte nominale à chaque étape du chargement à l'aide de la procédure d'extrapolation détaillée dans le §.4-2 : la longueur de l'entretoise considérée a pour origine le point d'intersection où la contrainte géométrique est la plus élevée selon chaque étape de charge. Le tableau 4-6 donne les valeurs de la contrainte nominale correspondant aux différents angles de chargement ϕ' .

ϕ'				σ_N [MPa]
0°	180°			39,3
10°	170°	190°	350°	38,8
20°	160°	200°	340°	37,2
30°	150°	210°	330°	34,7
40°	140°	220°	320°	31,4
50°	130°	230°	310°	27,3
60°	120°	240°	300°	22,9
70°	110°	250°	290°	18,5
80°	100°	250°	280°	15,0
90°		270°		13,6

Tableau 4-6 : Valeurs de la contrainte nominale correspondant aux différents angles ϕ' de chargement de flexion rotative

A partir du faisceau regroupant les courbes représentant les contraintes géométriques aux différentes étapes du chargement de flexion rotative, nous avons tracé les courbes de répartition du facteur de concentration de contrainte à chaque étape du chargement puis, de la même manière que pour les courbes (CC_{Max}) et (CC_{Min}), nous avons tracé une courbe représentant la répartition globale du facteur de concentration du chargement FRO (figure 4-23).

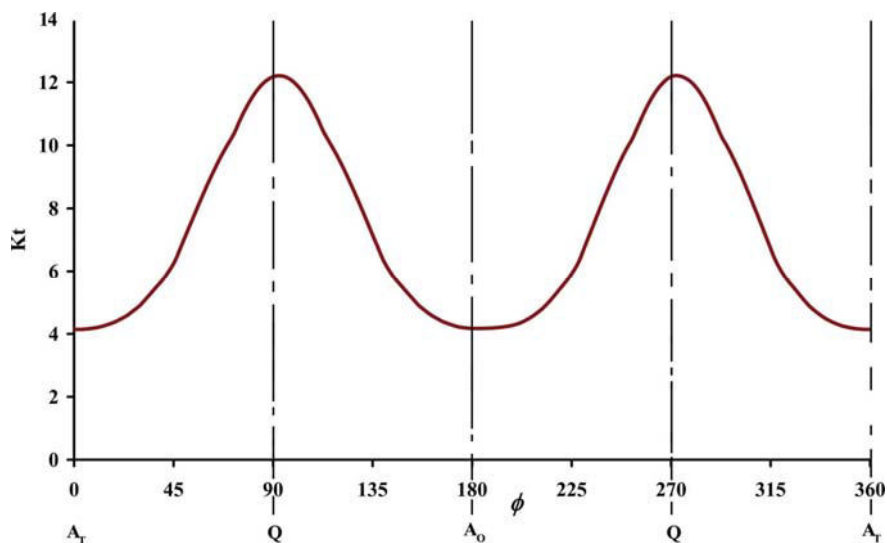


Figure 4-23 : Répartition du facteur de concentration de contrainte autour de l'intersection manchon/entretoise d'une jonction T dans les cas de chargement FRO.

4-5 Modélisation de la jonction T avec des éléments volumiques

La difficulté dans la simulation numérique à l'aide d'éléments volumiques 3D est de modéliser les jonctions tubulaires avec le cordon de soudure. Le pré-processeur d'ABAQUS n'étant pas vraiment adapté à ce type de structure, la modélisation en 3D avec cordon de soudure a posé de grosses difficultés liées à la complexité de ces structures. Pour surmonter ces difficultés, nous avons développé une méthode pour réaliser ce type de modélisation et pour représenter les cordons de soudure. Cette méthode est basée sur l'association des deux logiciels de calcul de structure "ABAQUS" et "I-DEAS", le logiciel "I-DEAS" étant mieux adapté pour représenter les cordons de soudure dans les structures complexes. Elle comporte les éléments suivants :

- 1- Création avec "I-DEAS" du modèle d'éléments finis de la jonction avec cordon de soudure.
- 2- Exportation de ce modèle dans "ABAQUS" où on définit le type d'éléments, les chargements et les conditions aux limites.
- 3- Calcul sur "ABAQUS".
- 4- Exploitation des résultats à l'aide du post-processeur CAE.

Les conditions présentées dans le §.4-4 ont été respectées pour obtenir le maillage utilisé dans cette partie de la modélisation (figure 4-24) : une zone d'éléments très fins a été déployée autour de l'intersection (zone de concentration de contrainte), alors que des éléments de taille beaucoup plus importante ont été utilisés pour modéliser les extrémités du manchon et de l'entretoise. Pour cela, nous avons choisi d'utiliser des éléments de type hexaédrique linéaires à 8 noeuds à intégration réduite « C3D8R ». Pour ce type de structure complexe, le maillage utilisé nous assurera ainsi une bonne précision tout en conservant un temps de calcul minimum.

L'analyse des résultats numériques issus des calculs 3D montre que les valeurs de K_t sont différentes par rapport aux résultats de la modélisation par des éléments coques validés par l'étude de l'influence des paramètres géométriques présentée dans le § 4-4-2. Ces valeurs sont proches pour la flexion hors plan alors qu'elles sont inférieures pour les deux autres sollicitations, notamment dans le cas du chargement de traction.

Le tableau 4-7 donne une comparaison entre les valeurs du facteur de concentration de contrainte calculées à partir des équations paramétriques d'Efthymiou et de Lloyd [4-17] et les calculs numériques à l'aide des éléments coques et volumiques. Cette comparaison montre une bonne concordance entre les résultats des équations paramétriques et les résultats du calcul numérique à l'aide des éléments coques. Les résultats obtenus à l'aide des éléments volumiques sont moins conservatifs et dépendent fortement de la taille du maillage au niveau du raccord cordon/manchon. De plus, ces calculs 3D sont très gourmands en temps CPU.

Cette étude numérique préliminaire sur la jonction T nous permet de justifier par la suite l'emploi de notre modèle de simulation numérique par des éléments coques, pour étudier la répartition des contraintes et calculer le facteur de concentration de contrainte autour de l'intersection manchon/entretoise dans les autres jonctions.

chargement	Kt			
	Efthymiou	Lloyd	MEF (coque)	MEF (3D)
TRA	17,7	16,1	16,2	10,7
FDP	4,4	5,2	4,4	3,3
FHP	12,6	11	12,2	11,9

Tableau 4-7 : Comparaison des valeurs de facteur de concentration de contrainte pour une jonction T soumise aux TRA, FDP et FHP (MEF = résultat de notre modèle d'élément finis)

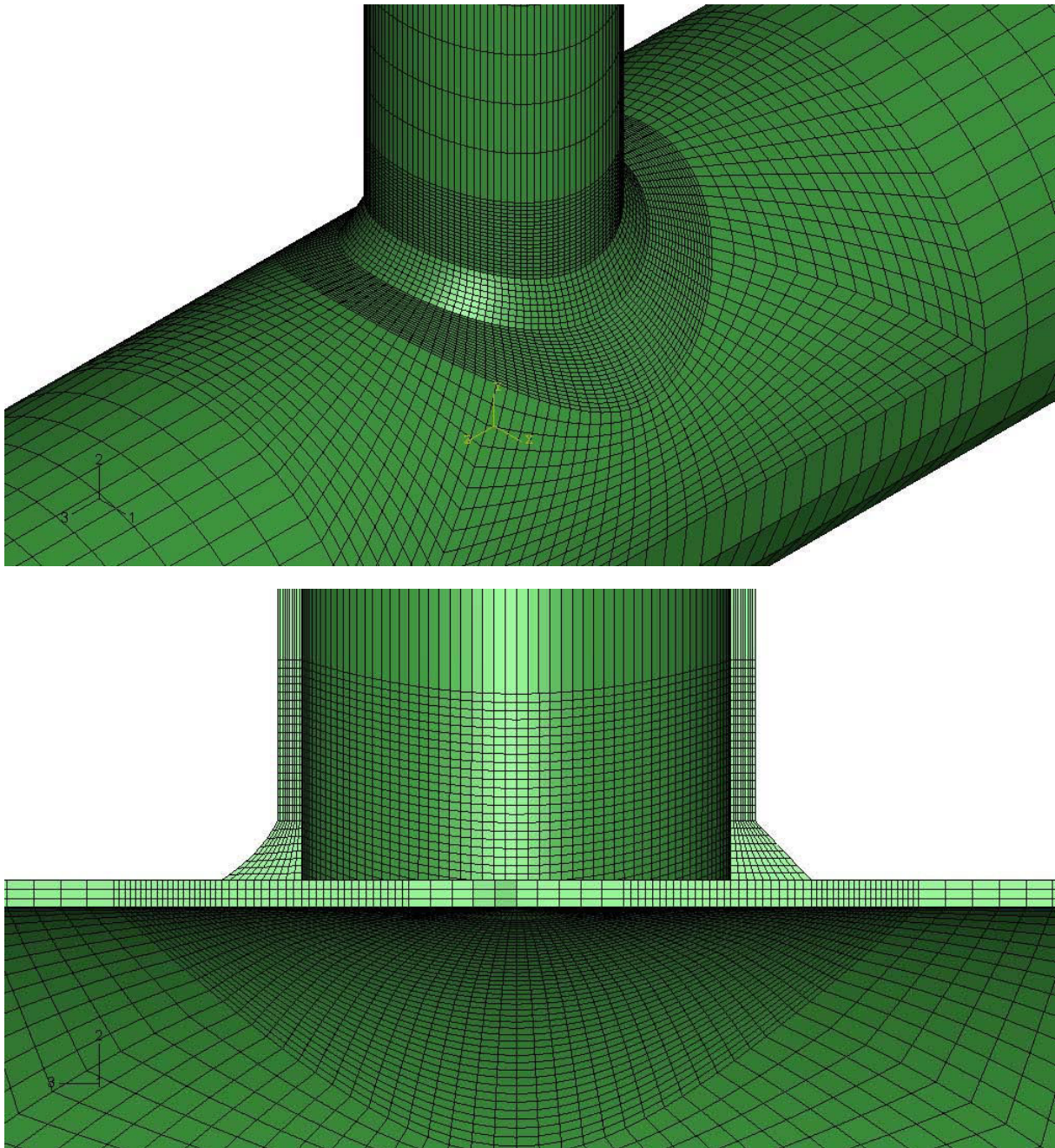


Figure 4-24 : Maillage avec des éléments volumiques

Références

- [4-1] Chang E. and Dover W.D., '*Parametric equations to predict stress distribution along the intersection of tubular X and DT joints*', International Journal of Fatigue, Volume 21, Pages 619-635, 1999
- [4-2] Chang E. and Dover W.D., '*Stress concentration factor parametric equations for tubular X and DT joints*', International Journal of Fatigue, Volume 18, Pages 363-387, 1996
- [4-3] Morgan M.R. and Lee M.K., '*Parametric equations for distributing of stress concentration factors in tubular K-joints under out-of-plane moment loading*', International Journal of Fatigue, Volume 20, Pages 449-461, 1998
- [4-4] Karamanos S.A., Romeijn A. and Wardenier J., '*Stress concentration in tubular gap K-joints : mechanics and fatigue design*', Engineering Structure, Volume 22, Pages 4-14, 2000.
- [4-5] Chiew S.P., Soh C.K. and Wu N.W., '*General SCF design equations for steel multiplanar tubular XX-joints*', International Journal of Fatigue, Volume 22, Pages 283-293, 2000
- [4-6] Lee M.M.K., '*Estimation of stress concentration in single-sided welds in offshore tubular joints*', International Journal of Fatigue, Volume 21, Pages 895-908, 1999
- [4-7] Romeijn A., '*Stress and strain concentration factors of welded multiplanar tubular joints*', Ph.D. Thesis, Delft University of Technology, The Netherlands, 1994
- [4-8] Nwosu D.I., Swamidass S.J. and Olowokere D.O., '*Local strain computation of crack initiation life of an unstiffened steel tubular T-joint*', Computers and Structures, Volume 57, n° 2, Pages 267-275, 1995
- [4-9] Conolly M.P., Hellier A.K., Dover W.D. and Sutomo J., '*A parametric study of the ratio of bending to membrane stress in tubular Y and T-joint*', International Journal of Fatigue, Volume 12, Pages 3-11, 1992
- [4-10] Lie S.T., Lee C.K., Chiew S.P. and Shao Y.B., '*Mesh modelling and analysis of cracked uni-planar tubular K-joints*', Journal of Constructional Steel Research, Volume 61, Issue 2, Pages 235-264, February 2005.
- [4-11] Lee C. K., Lie S. T., Chiew S. P. and Shao Y. B., '*Numerical models verification of cracked tubular T, Y and K-joints under combined loads*', Engineering Fracture Mechanics, Volume 72, Issue 7, May 2005, Pages 983-1009
- [4-12] Cao J. J., Yang G. J., Packer J. A. and Burdekin F. M., '*Crack modeling in FE analysis of circular tubular joints*', Engineering Fracture Mechanics, Volume 61, Issues 5-6, Pages 537-553, 1998.
- [4-13] Cao J, Yang G, Packer JA., '*FE mesh generation for circular joints with or without cracks*', The Proceeding of the 7th International Offshore and Polar Engineering Conference, USA, Volume IV. Pages 98–105, 1997.

- [4-14] International Institute of Welding (IIW), '*Fatigue design of welded joints and components*', XIII-1539-96/XV-845-96, Abington Publishing, 1996.
- [4-15] Hibbit, Karlsson & Sorenson Inc, '*ABAQUS/Standard User's Manual*', Version 6.2 - 6.4, USA, 2002-2004.
- [4-16] ARSEM, '*Welded tubular joints*', Paris Technip, 1987
- [4-17] Lloyd's Register of Shipping, '*Stress concentration factors for simple tubular joints*', HSE books, 1997.
- [4-18] Pang, H. L. J. and Lee, C. W., '*Three-dimensional finite element analysis of a tubular T-joint under combined axial and bending loading*', International Journal of Fatigue, Volume17, Issue 5, Pages 313-320, 1995.

Chapitre 5

Introduction aux essais de fatigue des structures tubulaires

Chapitre 5

Introduction aux essais de fatigue des structures tubulaires

5-1 Introduction

La modélisation numérique utilisée pour étudier le comportement d'un équipement industriel dans les conditions de service, n'est jamais à elle seule suffisante et doit toujours être comparée à des résultats obtenus expérimentalement, et ainsi validée.

Les essais constituent un outil précieux permettant d'avoir [5-1] :

- des éléments de prise de décision dans tout le cycle de vie d'un équipement industriel (étude, conception, réalisation, exploitation) ;
- le lien indispensable entre les spécifications fixées au départ, lors de l'étude et la conception, et celles obtenues après réalisation de l'équipement industriel ;
- une procédure permanente de surveillance de la qualité à tous les stades de réalisation d'un équipement industriel, depuis le choix des matières premières et des outils de fabrication jusqu'au contrôles finaux, avec comme souci permanent d'améliorer le rapport qualité / prix de cet équipement industriel ;
- une possibilité de certification ou d'homologation de l'équipement industriel.

L'objectif du présent chapitre est de présenter les principes des méthodes d'essais de fatigue effectués sur les jonctions tubulaires des plateformes offshore pour obtenir les données nécessaires à la prévision des durées de vie à la fatigue.

5-2 Étude expérimentale des jonctions tubulaires

Bien que les essais expérimentaux sur les jonctions tubulaires à l'échelle industrielle soient difficiles et très coûteux, ils restent néanmoins indispensables pour valider les modèles, qu'ils soient numériques ou analytiques. Pour cette raison, quelques travaux expérimentaux ont été réalisés. Par exemple :

Li-Chun Bian, Jae-Kyoo Lim [5-2], ont étudié expérimentalement le comportement statique et le comportement en fatigue de huit jonctions T, de différentes tailles et soumises à des chargements de traction et de flexion dans le plan.

La figure 5-1 montre le diagramme schématique de l'installation expérimentale utilisée. Chaque extrémité du manchon a été encastrée. Les charges statiques et de fatigue ont été appliquées à l'extrémité de l'entretoise. Les échantillons ont été équipés de jauges de déformation (Figure 5-2) permettant les mesures lors des essais statiques. Le chargement a été appliqué par un système hydraulique piloté par ordinateur.

Des travaux expérimentaux ont été réalisés par U. Zerbst, J. Heerens et K.H. Schwalbe [5-3], pour étudier le comportement en fatigue des jonctions tubulaires soudées de type T.

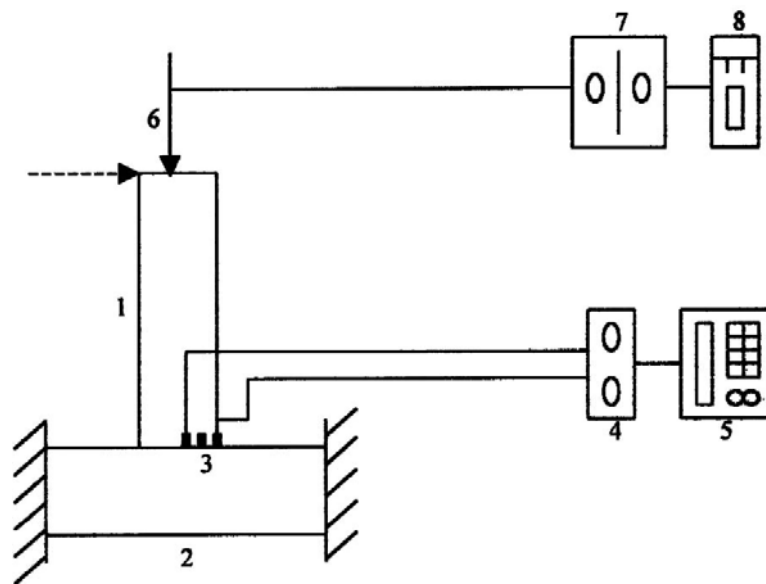


Figure 5-1 : Diagramme synoptique du système expérimental

1. Entretoise ; 2. Manchon ; 3. Jauges de déformation ; 4. Amplificateur ; 5. Enregistreur de la contrainte ; 6. Charges (statique / fatigue) ; 7. Unité de commande du déclencheur ; 8. Compteur de cycle de la fatigue.

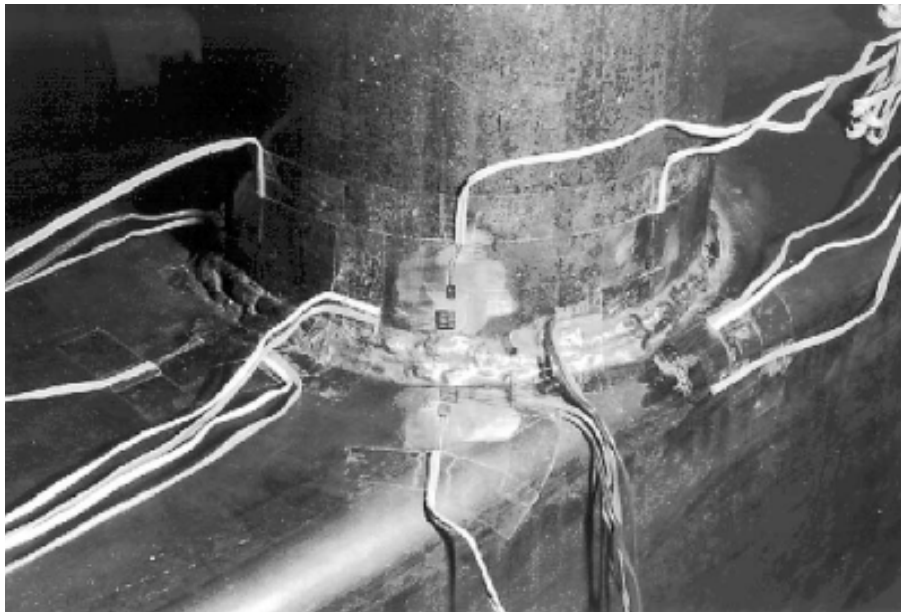


Figure 5-2 : Jauges de déformation sur l'éprouvette testée

Quatre jonctions soumises à un chargement de flexion trois points ont été examinées. Leur géométrie est présentée dans les figures 5-3 et 5-4. Toutes les jonctions présentent une fissure traversante identique près de leurs points de quartier. Une pré-fissuration des jonctions a été réalisée près du point de quartier par électro-érosion à une distance de deux millimètres du pied de cordon. L'angle entre la surface de l'entaille et la direction de chargement est de 66° afin d'assurer une propagation rectiligne de la fissure par fatigue.

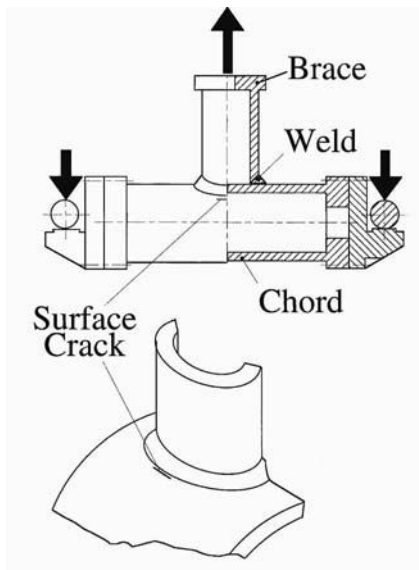


Figure 5-3 : Géométrie, position de fissure et configuration de chargement

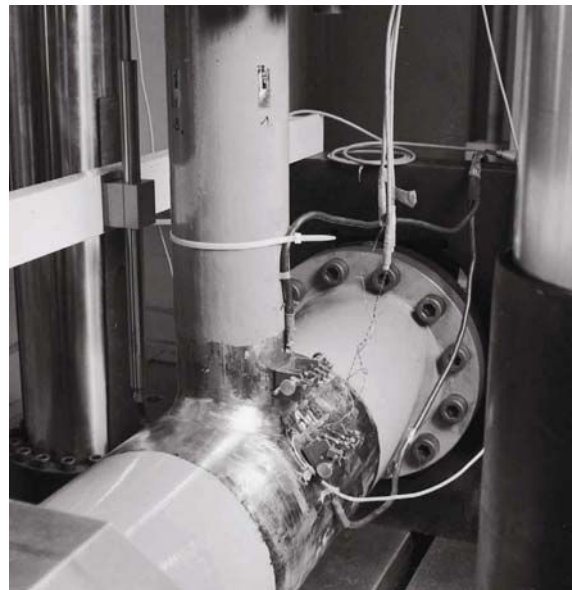


Figure 5-4 : Installation expérimentale pour une jonction T

Y.B. Shao [5-4] et S.T. Lie et al. [5-5, 5-6 et 5-7] ont employé le montage d'essai représenté sur la figure 5-5 pour étudier des jonctions K soumises à une combinaison de traction et de flexion dans le plan. L'installation est destinée à appliquer :

- le chargement statique sur une éprouvette pour déterminer les distributions de contrainte au point chaud dans la jonction ;
- le chargement cyclique pour étudier le comportement en fatigue et analyser la rupture du joint soudé.



Figure 5-5 : Vue générale du montage d'essai pour une jonction K

C.K. Lee et al. [5-8] ont également utilisé ce montage pour étudier des jonctions T,Y et K soumises à des chargements uniaxiaux et multiaxiaux. Ils ont tout d'abord effectué des essais statiques pour étudier la distribution des contraintes et déterminer la position des points chauds autour de l'intersection manchon/entretoise. Pour l'étude du comportement en fatigue, les éprouvettes ont été testées, sous un chargement sinusoïdal d'amplitude constante jusqu'à rupture. Au cours de l'essai, un rapport de charge de $R=0$ et des fréquences de 0.2 à 1 Hz, ont été employés.

Le montage se compose essentiellement de deux vérins hydrauliques de capacité 250kN et d'un vérin de 100kN permettant de réaliser les trois cas de chargement simple. Les charges ont été appliquées selon deux axes perpendiculaires. Les vérins peuvent également être utilisés en phase ou avec un déphasage dans le cas des chargements multiaxiaux. Les vérins ont été employés pour appliquer respectivement des chargements de TRA/COP, FDP et FHP. Un chargement de traction (TRA) est défini lorsque la charge est positive et la compression (COP) est définie lorsque la charge est négative pour tous les vérins.

Dans le cadre du travail de W.M. Gho et al. [5-9 et 5-10], une éprouvette tubulaire a été étudiée dans les cas de chargements simples AX, FDP et FHP afin de déterminer la concentration de contrainte aux intersections des jonctions. L'effet des combinaisons de ces chargements a également été étudié. Une comparaison de la contrainte au point chaud déterminée pendant les essais, calculée à partir des équations proposées par Gulati et al. [5-11] et issue des recommandations de conception des structures offshore (API RP2A [5-12]), fut réalisée afin d'évaluer la validité de ces équations qui permettent d'estimer la contrainte au point chaud d'une jonction tubulaire dans le cas de chargements combinés. La figure 5-6 montre la configuration du montage d'essai ainsi que l'éprouvette utilisée par W.M. Gho et al.



Figure 5-6 : Vue générale du montage d'essai des jonctions TY

B. Talei-Faz et al. [5-13] ainsi que L.S. Etube et al. [5-14] ont étudié neuf jonctions tubulaires soudées : six jonctions T et trois jonctions Y, construites en acier soudable de haute résistance. Ces jonctions étaient pré-fissurées au moins d'un côté. La figure 5-7 indique le pourcentage et la position des zones fissurées pour les différentes éprouvettes. L'installation d'essai pour les jonctions T, composée d'un vérin hydraulique de capacité 2500kN, est représentée sur la figure 5-8.

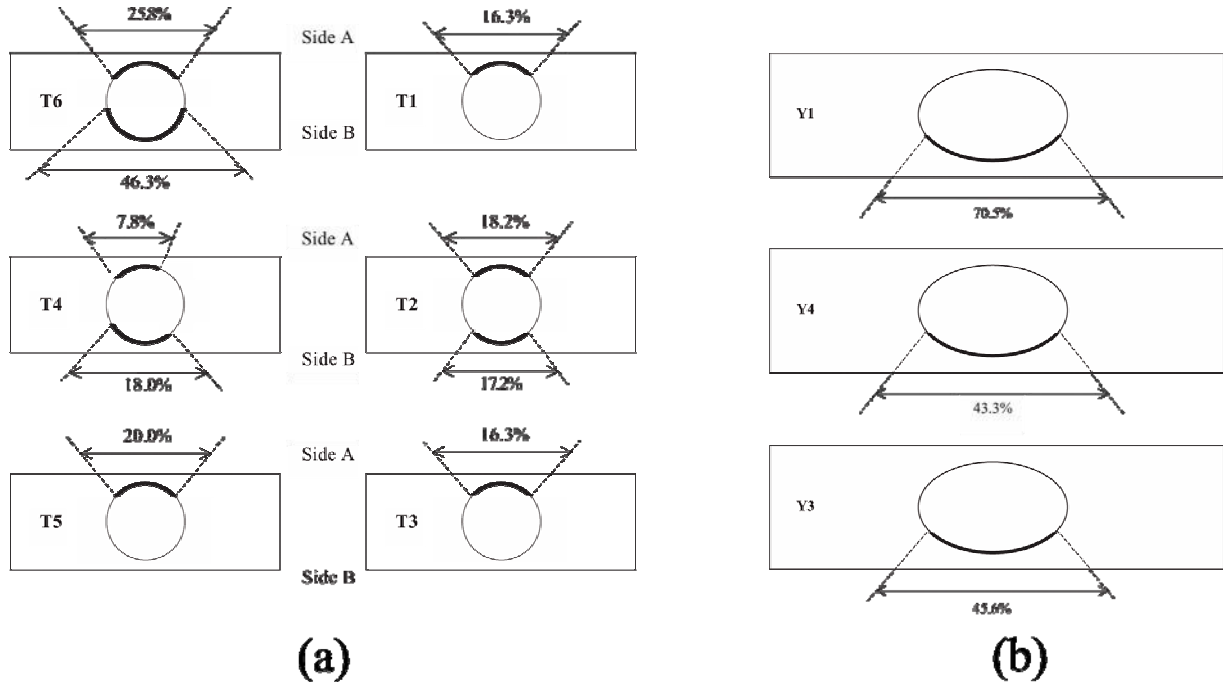


Figure 5-7 : Pourcentage et position des zones fissurées (a) éprouvettes de forme T; (b) éprouvettes de forme Y

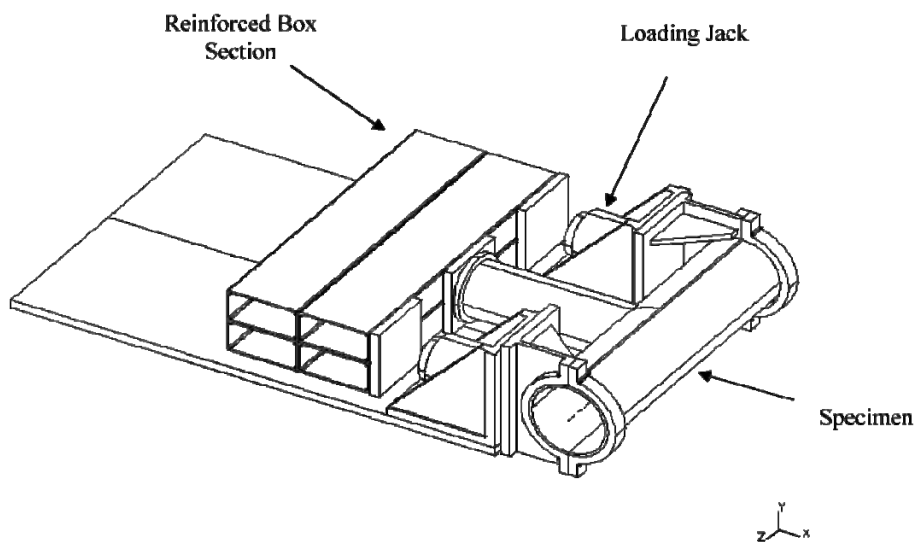


Figure 5-8 : Montage d'essai des jonctions T

Les jonctions Y ont été testées grâce à une installation constituée d'un vérin de 500kN d'une longueur de course de 100mm capable d'appliquer le chargement de FOP sur l'entretoise des jonctions Y et K. Le dispositif expérimental est représenté sur la figure 5-9. Les deux extrémités du manchon ont été encastrées.

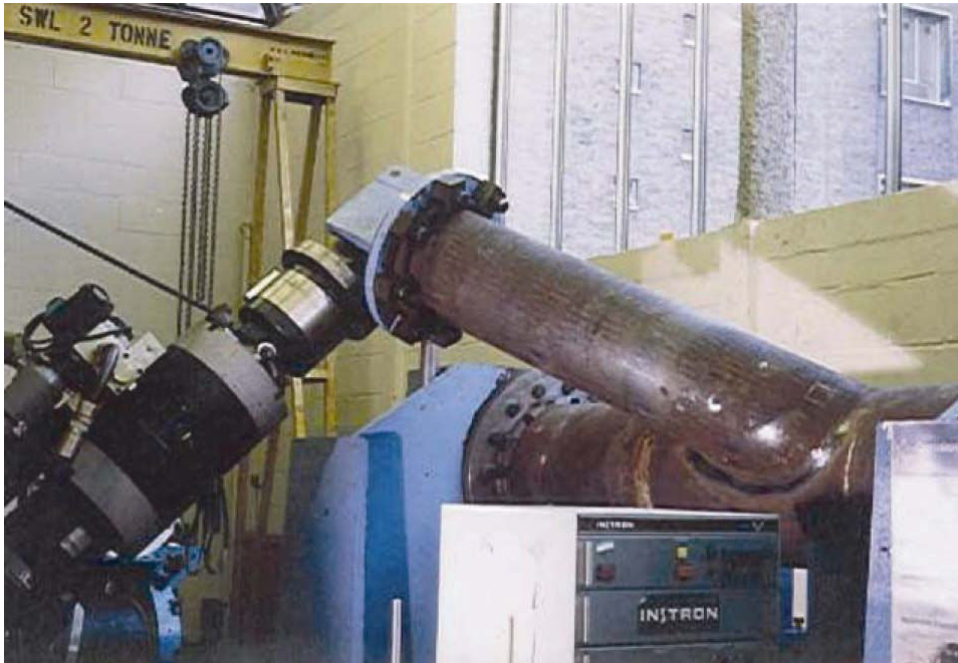


Figure 5-9 : Montage d'essai des jonctions Y ou K

5-3 Essais de fissuration par fatigue

Le tracé de la courbe de Wöhler permet de déterminer la limite de fatigue que l'on peut considérer comme la contrainte maximale supportée par le matériau sans que s'amorce une fissure ; or l'expérience a montré que, dans les pièces en service, il peut exister des défauts d'usinage, de soudage, de fonderie, des piqûres de corrosion, à partir desquels une fissure de fatigue peut se propager.

Cela est encore plus vrai pour des structures réelles pour lesquelles la majeure partie de la durée de vie correspond à la propagation d'une fissure. D'où l'intérêt, à côté des essais d'endurance, de l'étude de la propagation des fissures. C'est aussi le seul moyen de déterminer de façon précise la durée de vie résiduelle d'une pièce en service.

Mesure de la longueur de fissure

Un objectif important des essais de fatigue est de détecter l'amorçage d'une fissure puis, de suivre sa propagation par la mesure de sa longueur au cours du temps. Il existe différentes méthodes pour effectuer cette mesure.

a. Mesure optique

À l'aide d'une loupe binoculaire et d'un dispositif stroboscopique, on mesure l'avancement de la fissure à la surface de l'éprouvette (sensibilité 0,1 mm).

b. Mesure par courants de Foucault

On produit des courants de Foucault dans le métal à l'aide de deux bobines montées en pont de Thomson. La présence de la fissure sous l'une des deux bobines modifie la répartition des courants de Foucault dans l'éprouvette et, par conséquent, l'impédance de la branche correspondante du pont. La tension de déséquilibre est utilisée pour un moteur pas à pas qui déplace le capteur d'une quantité égale à l'avancement de la fissure (sensibilité 0,05 mm).

c. Mesure par jauges de fissuration

On colle sur la face de l'éprouvette, perpendiculairement au plan de fissuration, une jauge formée de brins espacés régulièrement (0,5 mm) reliés entre eux comme autant de résistances en parallèle, perpendiculaires à la fissure. L'alliage de la jauge est tel que chaque brin se rompt dès que la fissure l'atteint. La jauge est alimentée sous 12 V et l'on enregistre la variation de résistance au cours de l'essai (sensibilité 0,5 mm).

d. Mesure par ultrasons

La longueur de fissure est mesurée par l'intermédiaire d'un capteur à ultrasons (10 MHz) placé à la face supérieure de l'éprouvette, parallèlement au plan de fissuration. Dans le cas d'un capteur fixe, on enregistre le niveau de l'écho de la fissure au cours de l'essai. Le dispositif nécessite un étalonnage préalable de l'amplitude d'écho. Dans le cas d'un capteur mobile, un montage déclenche son déplacement dès que l'écho de la fissure a atteint un niveau donné ; le mouvement s'arrête lorsque l'écho est de nouveau inférieur au seuil de déclenchement. Le déplacement du capteur est alors égal à l'avancement de la fissure, à l'intérieur de l'éprouvette (sensibilité 0,05 mm).

e. Mesures potentiométriques

La variation de résistance électrique de l'éprouvette est mesurée au cours de l'essai et reliée à la longueur de la fissure par un étalonnage préalable à l'aide de l'une des méthodes précédentes (a, b, c et d) ; sensibilité : 0,01 à 0,05 mm. L'éprouvette est instrumentée pour être alimentée par un courant d'intensité constante et pour mesurer la différence de potentiel entre deux points situés de part et d'autre de l'entaille mécanique.

On trouve :

- soit une alimentation en courant continu (5 à 50A sous 4V)
- soit une alimentation en courant alternatif (0 à 50A sous 50Hz) branchée sur deux éprouvettes dont une de référence ; les tensions de mesure sont montées en opposition de phase.

5-4 Fissuration des jonctions tubulaires

Ann Schumachera et Alain Nussbaumer [5-19] ont étudié 8 poutres en treillis soumises aux chargements statique et dynamique. Chaque poutre en treillis se compose de quatre jonctions K soudées le long du manchon inférieur (Figure 5-10).

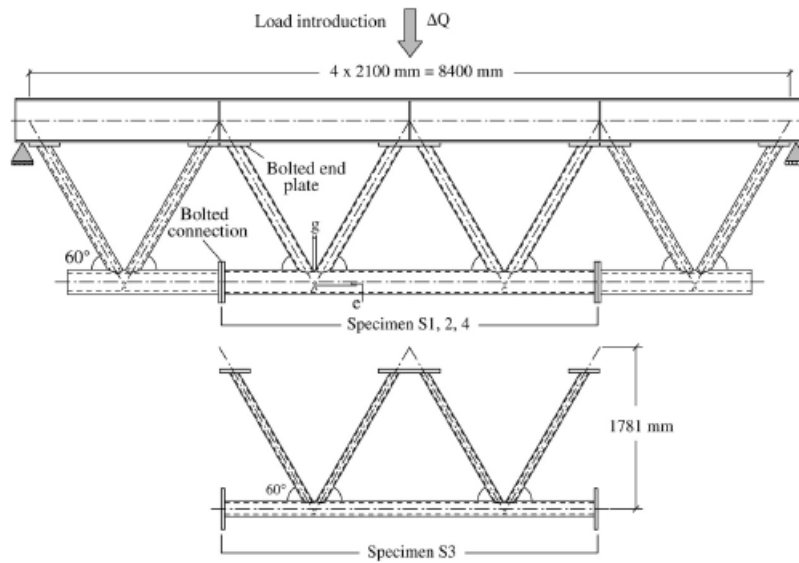


Figure 5-10 : Poutre en treillis composé de quatre jonctions K

Pour quelques séries d'essais, ils ont trouvé que la fissuration de toutes les éprouvettes testées s'est produite à l'orteil de point d'arçon (position 1 - Figure 5-11) i.e. à l'endroit de la plus forte concentration de contrainte mesurée. Cette fissure fut suivie par deux fissures identiques apparues symétriquement de part et d'autre du point d'arçon. Puis, la fissure s'est propagée le long du bord de la soudure du manchon vers le point de quartier. La figure 5-12 montre le trajet de fissuration dans l'épaisseur du manchon à partir du point d'arçon. Les fissures se propagent selon un plan incliné, autrement dit, elles ne restent pas perpendiculaires à la génératrice du manchon. Cette inclinaison reste constante lors de la propagation de la fissure le long du bord de la soudure (loin de l'endroit 1). De ce fait, le résultat est une fissure doublement incurvée. La présence d'un plan de fissuration incliné influe sur la direction de la contrainte principale (et donc de la force contrôlant l'avancée de la fissure) à cet endroit.

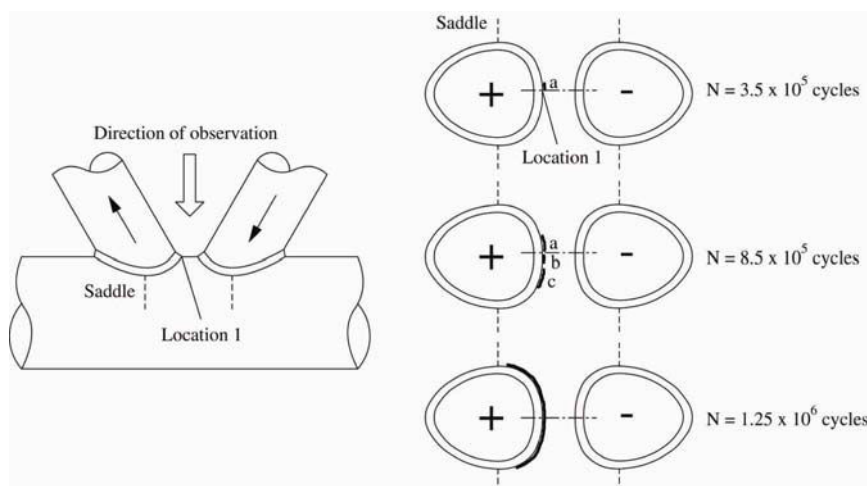


Figure 5-11 : Exemple de développement de fissuration par fatigue

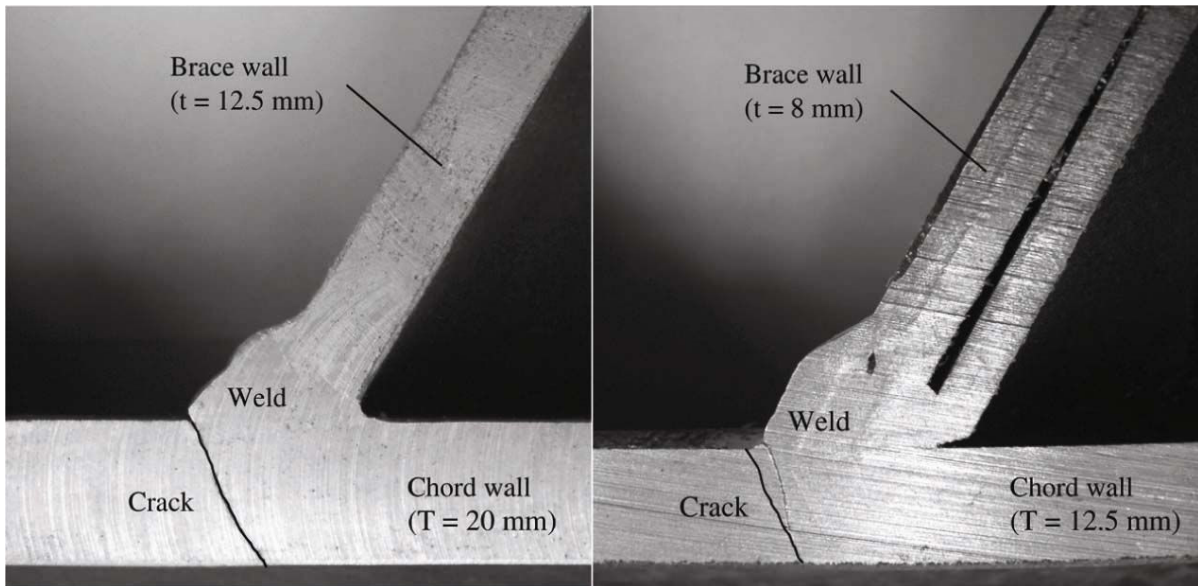


Figure 5-12: Deux exemples de fissures propagées dans l'épaisseur du manchon

Les résultats d'A. Schumachera et A. Nussbaumer ont été confirmés par Y.B. Shao [5-4] et S.T. Lie et al.[5-5, 5-6 et 5-7] qui ont noté que des fissures sont apparues symétriquement par rapport au point d'arçon (Figure 5-13). La surface réelle de la fissure est représentée sur la figure 5-14a. La figure 5-14b et c montre d'autres vues de la surface fissurée d'aspect mat. Pour vérifier la forme du front de fissure, son profil a également été mesuré par la méthode ACPD (alternating current potential drop) [5-20]. Ces mesures manuelles et par ACPD relativement proches montrent que le profil du front de fissure tend à devenir semi elliptique (figure 5-15).

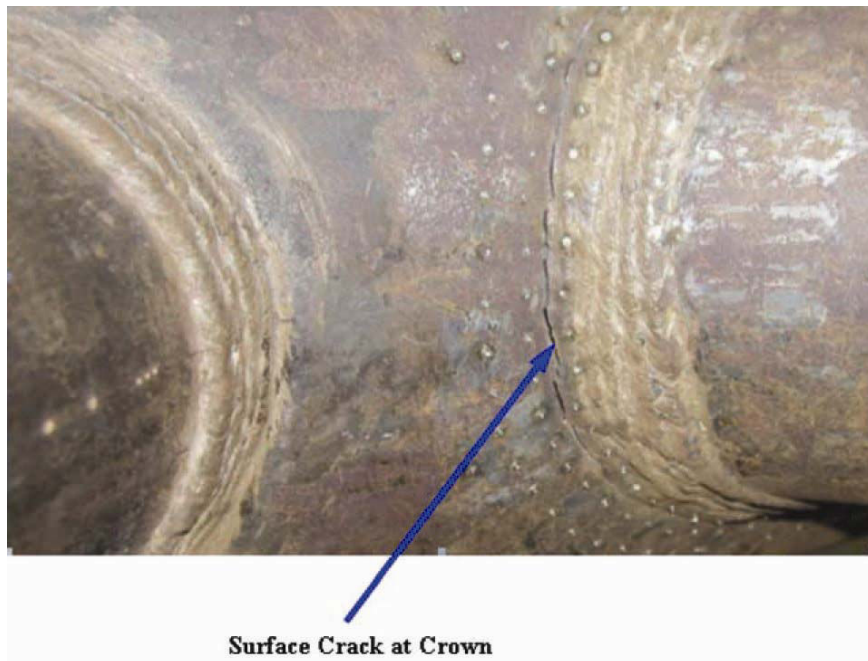


Figure 5-13: Fissure près du point d'arçon d'une jonction K

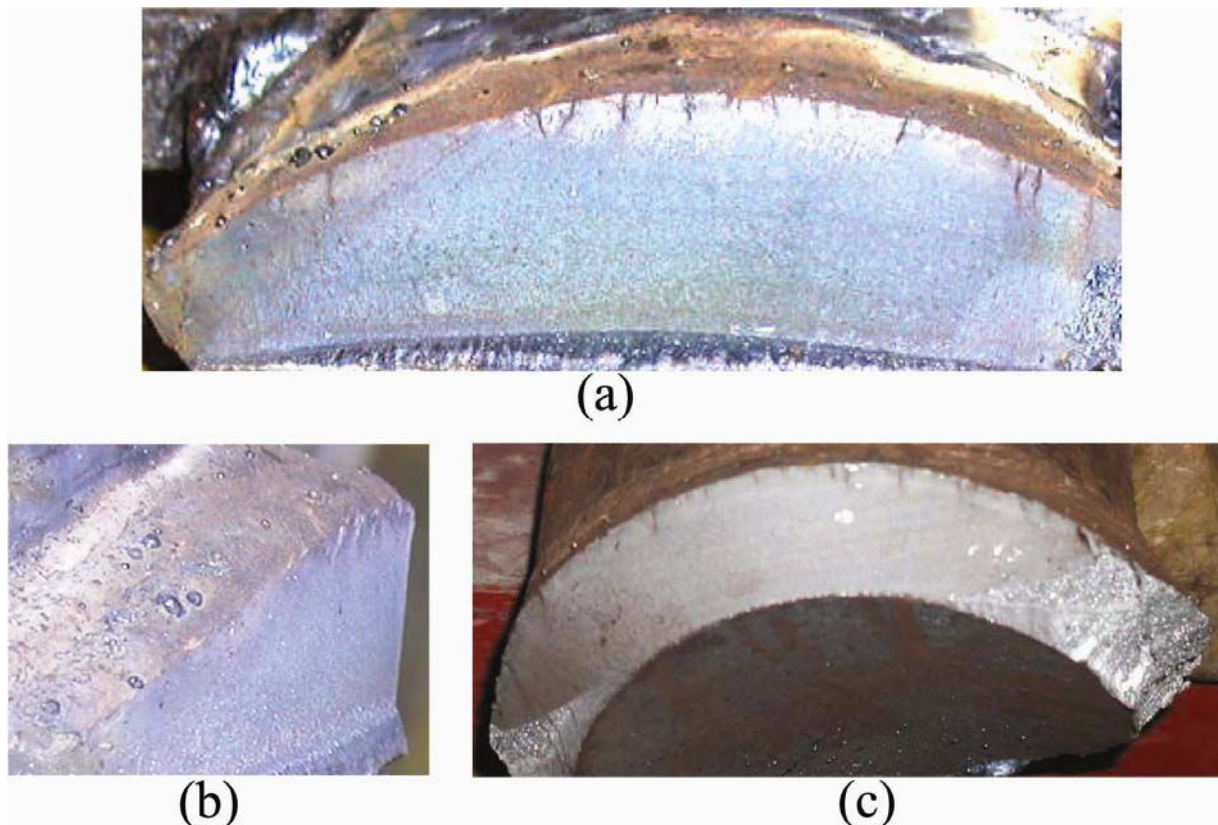


Figure 5-14 : Différentes vues "(a), (b) et (c)" du faciès de rupture

La technique ACPD a été employée pour suivre la propagation d'une fissure de fatigue dans une jonction K. L'évolution du front de fissuration a été enregistrée tous les 10 000 cycles. Une fois que la fissure s'est propagée dans l'épaisseur du manchon, l'essai est arrêté automatiquement. Les formes du front de la fissure enregistrées au cours de la propagation sont reproduites dans la figure 5-16. La fissure amorcée au point d'arçon (point chaud déterminé lors du calcul de structures), semble adopter un profil de front qui, bien qu'irrégulier, tend à devenir semi elliptique.

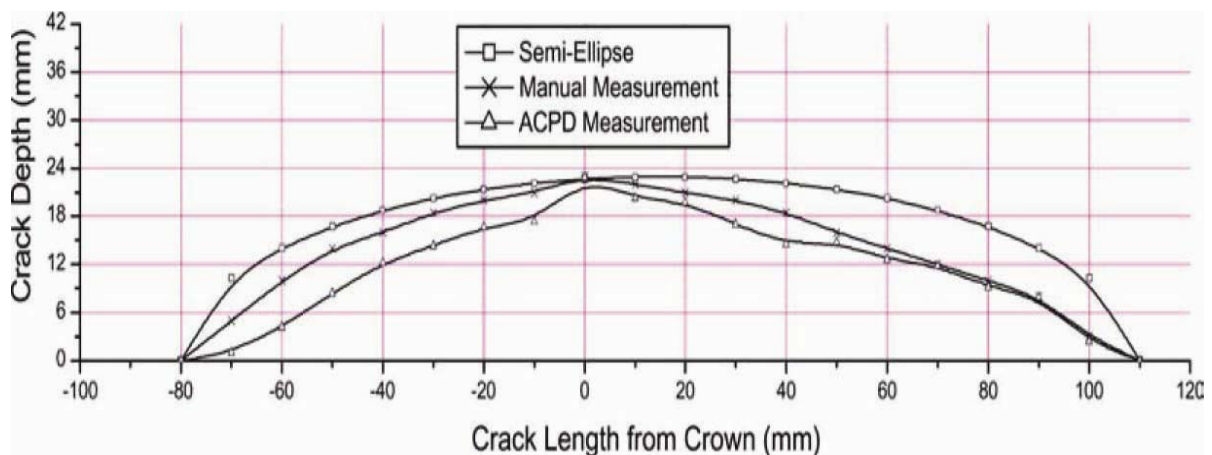


Figure 5-15 : Comparaison de différentes formes de fissure

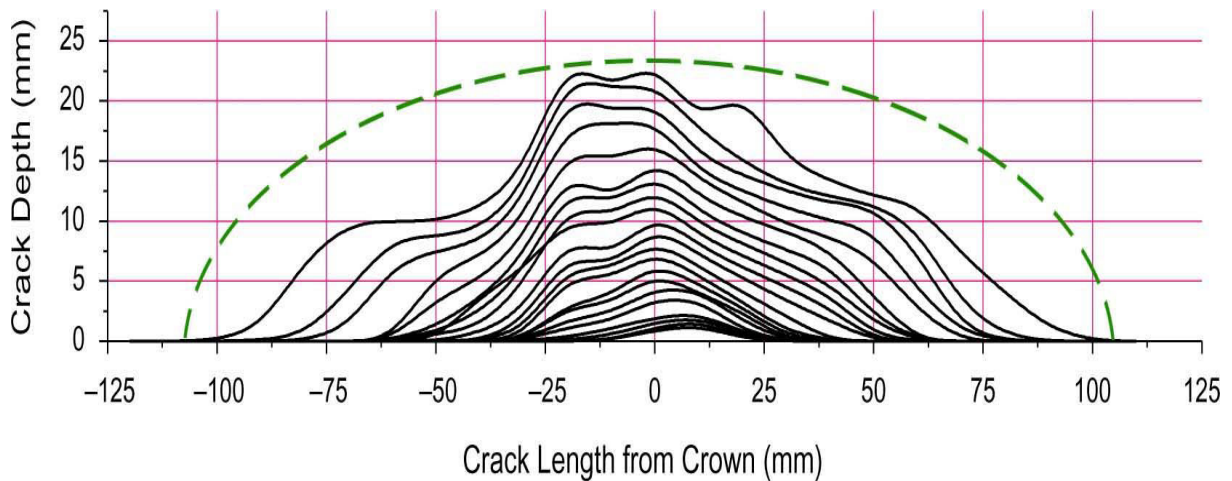


Figure 5-16: Profils de la fissure, tracés aux pas de 10.000 cycles

La courbe de la figure 5-17, tracée à partir des mesures ACPD, représente la vitesse de propagation da/dN en fonction de a/T . À l'étape initiale, la fissure se propage lentement dans la profondeur de l'échantillon puis, plus rapidement aux deux fronts de fissure. Lorsque la profondeur de la fissure atteint une certaine valeur ($a/T \approx 0,05$), la vitesse de fissuration augmente plus rapidement jusqu'à ce qu'elle atteigne 10^{-4} mm/cycle pour la valeur a/T égale à 0,1. À partir de cette étape, la progression de la fissure reste à peu près constante jusqu'à a/T égale à 0,5 puis augmente graduellement.

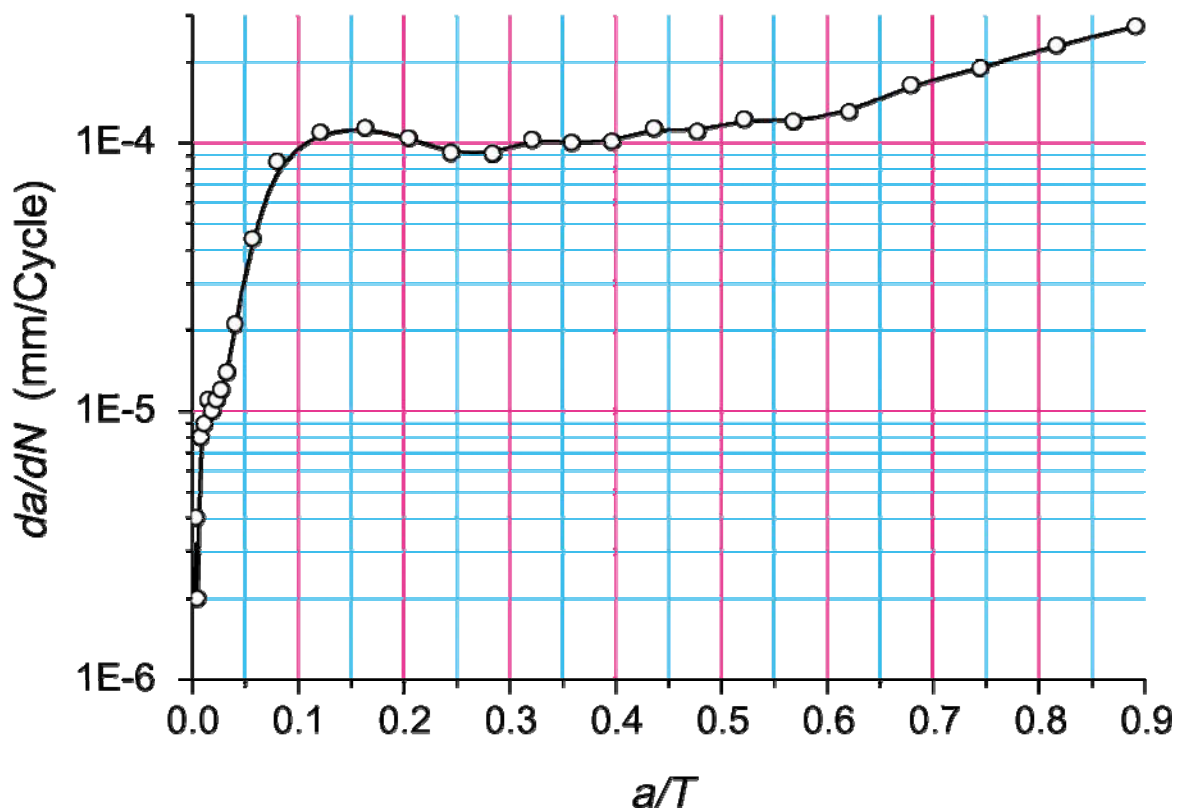


Figure 5-17 : Vitesse de fissuration au point le plus profond

Références

- [5-1] LEROY P., 'Essais', Techniques de l'ingénieur, T7800, 2005
- [5-2] Li-Chun Bian and Jae-Kyoo Lim, 'Fatigue strength and stress concentration factors of CHS-to-RHS T-joints', Journal of Constructional Steel Research, Volume 59, Issue 5, Pages 627-640, May 2003.
- [5-3] Uwe Zerbst, Jürgen Heerens and Karl-Heinz Schwalbe, 'The fracture behaviour of a welded tubular joint—an ESIS TC1.3 round robin on failure assessment methods: Part I: experimental data base and brief summary of the results', Engineering Fracture Mechanics, Volume 69, Issue 10, Pages 1093-1110, 2002.
- [5-4] Shao Y.B., 'Analysis of stress intensity factor (SIF) for cracked tubular K-joints subjected to balanced axial load', Engineering Failure Analysis, Volume 13, Issue 1, Pages 44-64, 2006.
- [5-5] Shao Y.B. & Lie S.T., 'Parametric equation of stress intensity factor for tubular K-joint under balanced axial loads', International Journal of Fatigue, Volume 27, Issue 6, Pages 666-679, 2005.
- [5-6] Lie S.T., Lee C.K., Chiew S.P. and Shao Y.B., 'Validation of surface crack stress intensity factors of a tubular K-joint', International Journal of Pressure Vessels and Piping, Volume 82, Issue 8, Pages 610-617, 2005.
- [5-7] Lie S.T., Lee C.K., Chiew S.P. and Shao Y.B., 'Mesh modelling and analysis of cracked uni-planar tubular K-joints', Journal of Constructional Steel Research, Volume 61, Issue 2, Pages 235-264, February 2005.
- [5-8] Lee C.K., Lie S.T., Chiew S.P. and Shao Y.B., 'Numerical models verification of cracked tubular T, Y and K-joints under combined loads', Engineering Fracture Mechanics, Volume 72, Issue 7, Pages 983-1009, 2005.
- [5-9] Gho W.M., Gao F. and Yang Y., 'Load combination effects on stress and strain concentration of completely overlapped tubular K(N)-joints', Thin-Walled Structures, Volume 43, Issue 8, Pages 1243-1263, 2005.
- [5-10] Gho W.M. and Gao F., 'Parametric equations for stress concentration factors in completely overlapped tubular K(N)-joints', Journal of Constructional Steel Research, Volume 60, Issue 12, p. 1761-1782, 2004
- [5-11] Gulati K.C., Wang W.J., Kan D.K.Y., 'An analytical study of stress concentration effects in multibrace joints under combined loading'. Proceedings of the 14th annual offshore technology conference, OTC 4407, Houston, TX, Pages 337-355. May 1982.
- [5-12] American Petroleum Institute (API), 'Recommended practice for planning, designing and constructing fixed offshore platforms-working stress design', API RP2A, 21st edition, 2000.
- [5-13] Talei-Faz B., F.P. Brennan and W.D. Dover, 'Residual static strength of high strength steel cracked tubular joints', Marine Structures, Volume 17, Issues 3-4, Pages 291-309, 2004.

- [5-14] Etube L.S., Myers P.T., Brennan F.P., Dover W.D., Stacey A., '*Constant and variable amplitude corrosion fatigue performance of a high strength jack-up steel*', Proceedings of the International Society of Offshore and Polar Engineers conference, Volume IV, Pages 123-30, Montreal, 1998.
- [5-15] RABBE P., H.-P. LIEURADE, A. GALTIER, '*Essais de fatigue, Partie I*', Techniques de l'Ingénieur, M4170, 2005.
- [5-16] RABBE P., H.-P. LIEURADE, A. GALTIER, '*Essais de fatigue, Partie II*', Techniques de l'Ingénieur, M4171, 2005.
- [5-17] Zeghloul A., '*Mécanismes d'endommagement des structures*', Université de Metz, France, 2003.
- [5-18] EL MALKI ALAOUI A., thèse de docteur en Sciences de l'ingénieur, '*Influence du chargement sur la propagation en fatigue de fissures courtes dans un acier de construction navale*', Université de Metz, France, février 2005.
- [5-19] Ann Schumacher and Alain Nussbaumer, '*Experimental study on the fatigue behaviour of welded tubular K-joints for bridges*', Engineering Structures, Volume 28, Issue 5, Pages 745-755, 2006.
- [5-20] Dover W.D., Dharmavasan S., Brennan S.P. & Marsh K.J., '*Fatigue crack growth in offshore structures*', London, UK, Engineering Materials Advisory Services (EMAS) Ltd, Chameleon Press, 1995.

Chapitre 6

Préparation des éprouvettes

Chapitre 6

Préparation des éprouvettes

6-1 Introduction

La préparation des éprouvettes est une importante étape pour la réalisation des essais, car avoir des éprouvettes non conformes aux recommandations ou non représentatives des conditions réelles de réalisation des structures tubulaires, influencerait négativement les résultats et donnerait des valeurs non comparables avec celles du modèle numérique proposé.

Les éprouvettes utilisées pour effectuer les essais de flexion rotative consistent en des jonctions tubulaires de type T. Ces jonctions ont été soudées manuellement en suivant les mêmes procédures de soudage que celles utilisées dans les plateformes offshore [6-2]. Nous avons ensuite inspecté les joints soudés à l'aide des méthodes standard de contrôle non destructif pour nous assurer de l'absence de défaut de soudure, comme les fissures.

Dans ce chapitre nous allons présenter quelques recommandations pour la préparation des jonctions tubulaires, puis nous allons détailler la procédure utilisée pour préparer les jonctions servant à l'étude expérimentale.

6-2 Conditions relatives à la préparation des bords des tubes et au profil du cordon de soudure

L'intersection de deux (ou plusieurs) tubes forme un nœud d'assemblage pour lequel les concentrations de contraintes se produisent dans la zone de l'intersection; ces concentrations de contraintes sont fortement influencées par la géométrie locale du cordon de soudure, c'est pourquoi il y a lieu d'apporter beaucoup de soin à la réalisation de cordon de soudure situé à l'interface des tubes.

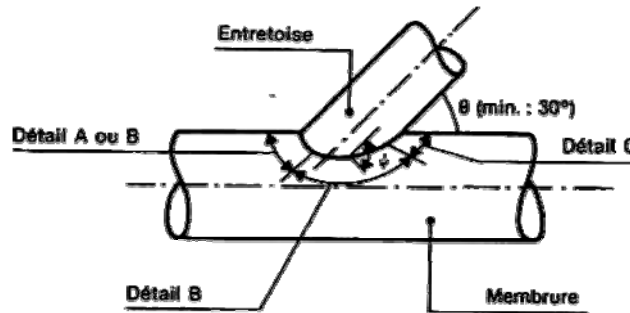
Nous ne considérons que le cas où il n'est pas possible de reprendre à l'envers les joints soudés car nos éprouvettes se composent de tubes avec des diamètres relativement petits, les règles à respecter dans ce cas -proposé par ARSEM [6-1]- sont données à la figure 6-1. Le tube venant se fixer sur une membrure doit respecter une certaine distance d'accostage (g) définie au tableau 6-1. Cette distance est assurée par calage et pointage.

La distance de la racine au pied du cordon de soudure est donnée dans le tableau 6-2 en fonction de l'angle ψ .

La tolérance sur l'angle du chanfrein (ϕ) ($\phi = \psi - \alpha$) est de $+ 5^\circ$. Si la saignée se referme, en raison des conditions de retrait différentiel consécutif à l'opération de soudage, on peut réouvrir la saignée par gougeage à l'arc, en respectant les conditions de sillon de la figure 6-2.

Si les pièces sont relativement épaisses, les points de soudure pour le pointage seront exécutés avec une électrode de plus petit diamètre que celles employées pour les passes de soudage, afin d'être sûr de leur pénétration à fond de saignée. Les dimensions de ces points seront

suffisantes (20 mm par exemple), pour qu'ils ne risquent pas de se rompre pendant le soudage sous l'effet des déformations des pièces pendant le soudage.



Préparation et profil des cordons de soudure

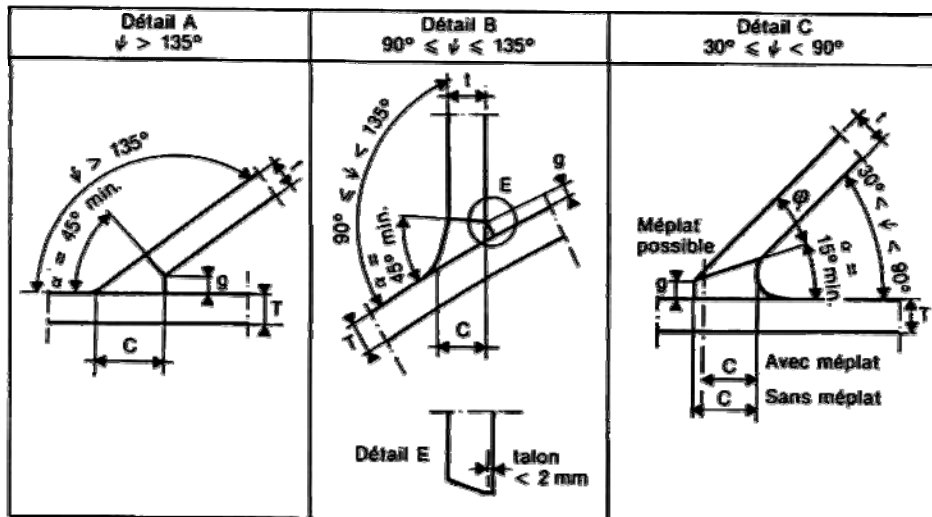


Figure 6-1 : Règles à respecter pour réaliser les jonctions tubulaires soudées

Angle d'ouverture α	Ecartement g (mm)
$\alpha < 45^\circ$	3,0 à 6,5
$45^\circ \leq \alpha \leq 90^\circ$	1,5 à 5,0
$\alpha > 90^\circ$	0,0 à 5,0

Tableau 6-1 : Distance d'accostage (g)

Détail	Inclinaison	Min. C
A	$\psi > 135^\circ$	min. $\left\{ \begin{array}{l} 1,75 t \\ t/\sin \psi \end{array} \right.$
B	$90^\circ \leq \psi \leq 135^\circ$	1,25 t
C	$50^\circ \leq \psi < 90^\circ$	1,25 t
	$35^\circ \leq \psi < 50^\circ$	1,50 t
	$30^\circ \leq \psi < 35^\circ$	1,75 t

Tableau 6-2 : Distance de la racine au pied du cordon de soudure (C)

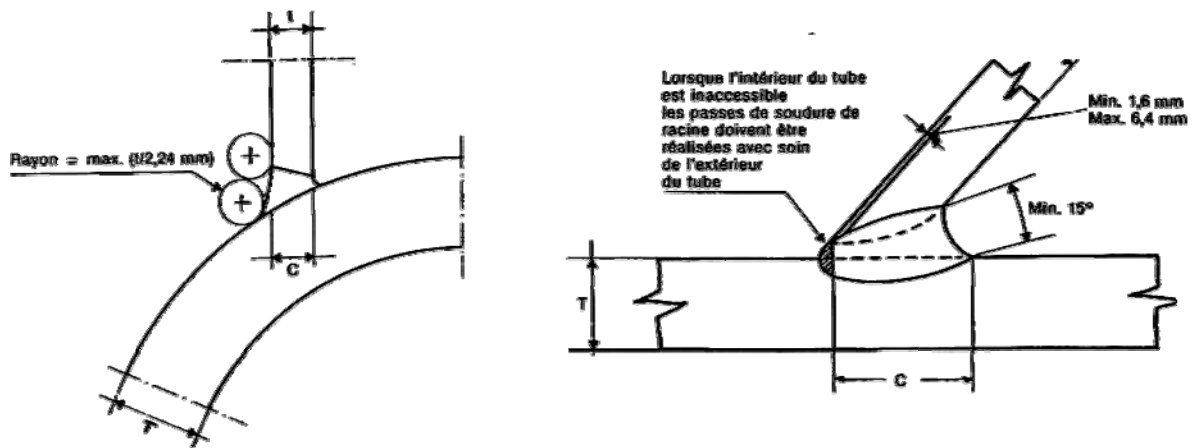


Figure 6-2 : Condition de recevabilité d'un profil de cordon de soudure

6-3 Caractéristiques des éprouvettes

Les tubes servant à la fabrication des jonctions T sont des tubes ronds formés à froid et soudés sans apport de matière, suivant la norme de fabrication EN 10305-3. Ces tubes sont en acier de construction faiblement allié et à grain fins « S235JRH », comme celui généralement employé dans les structures offshore. Selon le certificat de matière établi par le fabricant des tubes, suite à des contrôles effectués par son service de qualité, les caractéristiques mécaniques de cet acier sont les suivantes :

- Module d'élasticité, $E = 210 \text{ GPa}$
- Limite d'élasticité, $\sigma_y = 265 \text{ MPa}$.
- Résistance à la rupture par traction, $\sigma_R = 365 \text{ MPa}$
- Allongement 20%
- Coefficient de Poisson, $\nu = 0.3$

Le tableau 6-3 récapitule la composition de l'acier S235RJH selon le certificat de matière :

Composition chimique % en masse					
C	Mn	Si	P	S	N
0.068	0,425	0.017	0.013	0.012	0.045

Tableau 6-3 : Composition chimique de l'acier S235RJH

La figure 6-3 représente les différentes caractéristiques géométriques de la jonction soudée T. Les paramètres géométriques non dimensionnels, définis précédemment, sont : $\alpha = 15.75$, $\beta = 0.5$, $\gamma = 17.78$ et $\tau = 0.9$.

6-4 Fabrication des jonctions

La fabrication des jonctions se compose de deux opérations essentielles:

- La préparation du bord des tubes.
- Le soudage des tubes.

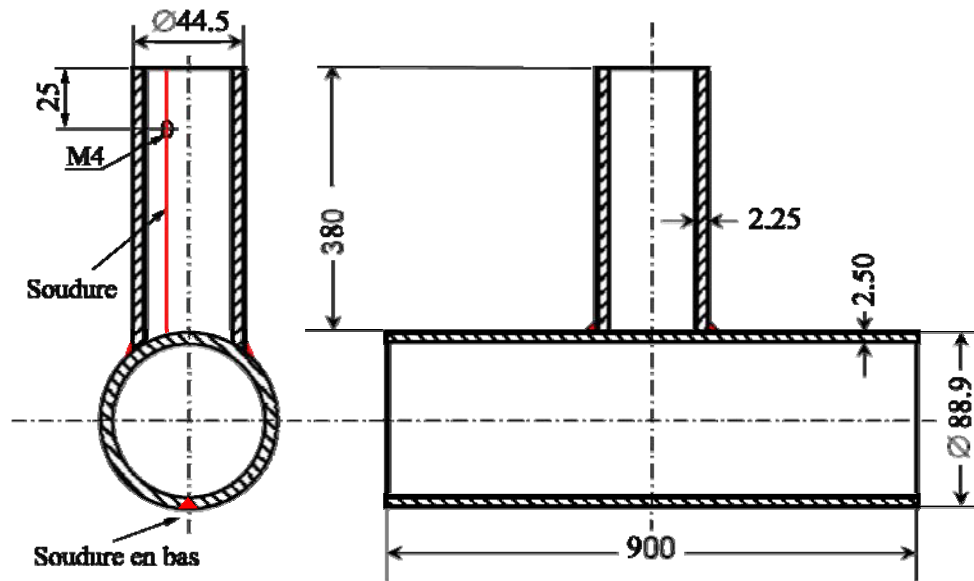


Figure 6-3 : Dimension de la jonction soudée T utilisée dans les essais de flexion rotative (mm)

6-4-1 Préparation de bord des tubes

La réalisation des assemblages tubulaires implique certaines difficultés. Ces difficultés commencent par la préparation des bords des tubes et surtout le côté de l'entretoise qui se joint au manchon, car celui-ci doit s'adapter au profil circulaire du manchon. La figure 6-4 montre l'usinage du bord de l'entretoise avant soudage sur le manchon.



Figure 6-4 : Bord de l'entretoise adapté au manchon

6-4-2 Soudage des tubes

La liaison des deux parties de la jonction a été effectuée à l'aide d'un support (figure 6-5) spécialement conçu pour assurer la perpendicularité entre l'entretoise et le manchon.

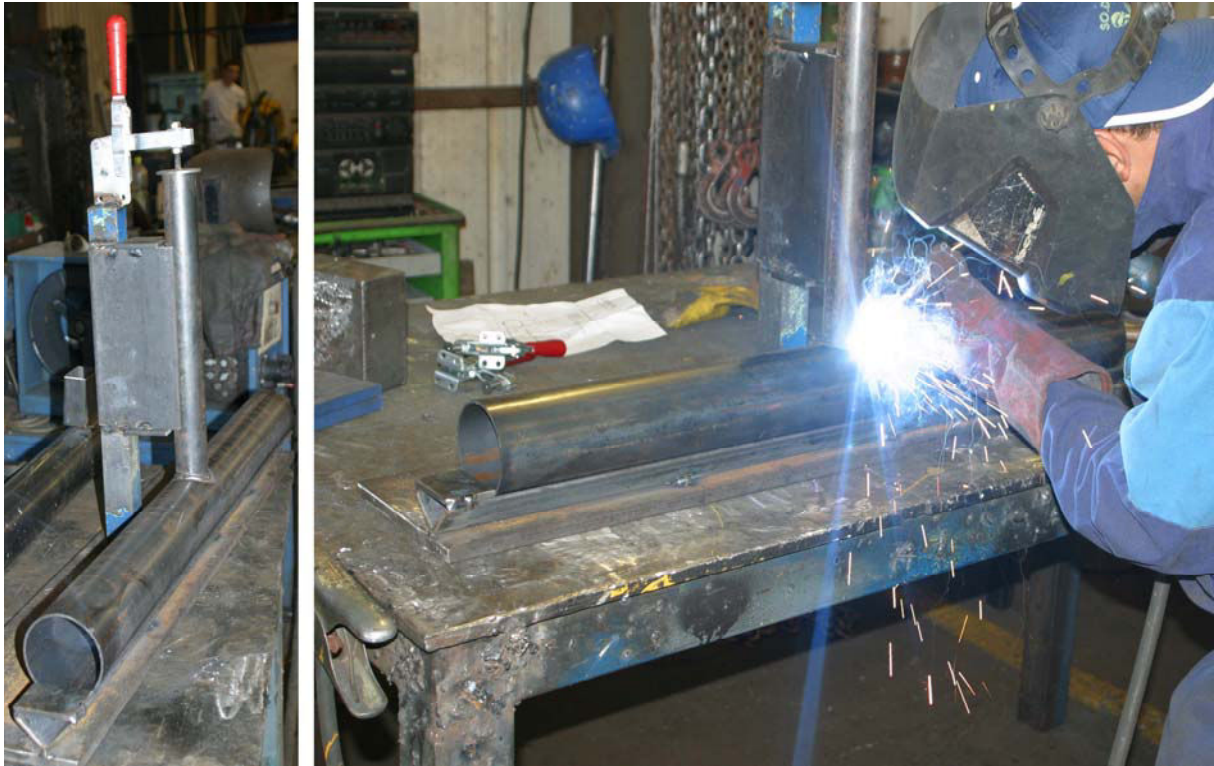


Figure 6-5 Soudage des tubes

Une soudure semi-automatique par un procédé MAG (Metal Active Gaz) a été utilisée. Le gaz employé est FERROMAXX 7 X30S. A ce procédé, on demandera :

- Une bonne continuité géométrique du cordon de soudure, sans défauts de surface qui pourraient constituer des amorces de corrosion.
- Une bonne conservation de la résistance à la corrosion de l'assemblage.
- Une bonne tenue mécanique qui sera généralement obtenue si la géométrie de l'assemblage et la structure du métal fondu sont satisfaisantes.

La fusion est obtenue grâce à un arc électrique s'établissant entre le fil-électrode, continu et fusible, et le métal de base. Le fil utilisé est « Castolin 45 251 Ø1,2), les caractéristiques mécaniques de ce fil sont :

- Résistance à la rupture : 750 à 800 MPa
- Limite élastique : 650 MPa (mini)
- Allongement (5d) : 16 à 22 %
- Résilience KCV à -20°C : 50 – 80 J/cm²

6-5 Contrôle des jonctions soudées

L'inspection des éprouvettes est très importante pour s'assurer de l'absence de défaut de soudure comme les fissures, manque de fusion, défauts de forme, etc.. Pour ce faire, nous avons contrôlé toutes les jonctions par deux méthodes de contrôle non-destructif : contrôle visuel et contrôle par ressuage.

6-5-1 Examen visuel

L'examen visuel est le plus simple et le premier des procédés de contrôle et doit précéder tout autre type d'investigation. Il consiste à examiner à l'œil nu, dans des conditions d'éclairage satisfaisantes et à la distance appropriée, la surface des matériaux, soudures et équipement. Il peut être complété par l'utilisation de moyens optiques : loupe, binoculaire, endoscope ... et de jauges ou moyens de mesures (pied à coulisse ...).

L'examen visuel permet, d'une part, de déceler les défauts de forme et autres défauts débouchant en surface du joint soudé, d'autre part, de fournir les indications (aspect du métal, largeur des cordons, inclinaisons des stries ...) qui renseignent l'observateur sur les conditions dans lesquelles la soudure a été exécutée, et par la suite, sur la probabilité de l'existence de défauts internes. C'est l'étape préliminaire indispensable à tous les examens conventionnels de surface (ressuage et magnétoscopie) et de compacité (radiographie et ultrasons). Dans le cas où ceux-ci ne sont pas imposés, c'est souvent le contrôle visuel qui permet de décider d'un examen plus complet. Les difficultés d'interprétation rencontrées lors de ces investigations sont souvent dues à des défauts d'aspect.

Tout défaut d'échantillon a été évalué pour en valider la conformité aux normes applicables. L'examen permet de déceler plusieurs défauts, tels le laitier (slag), la porosité, une pénétration insuffisante des soudures, un manque de fusion latérale et un mauvais profil de soudure. On vérifie la présence de tels défauts par examen visuel standard.

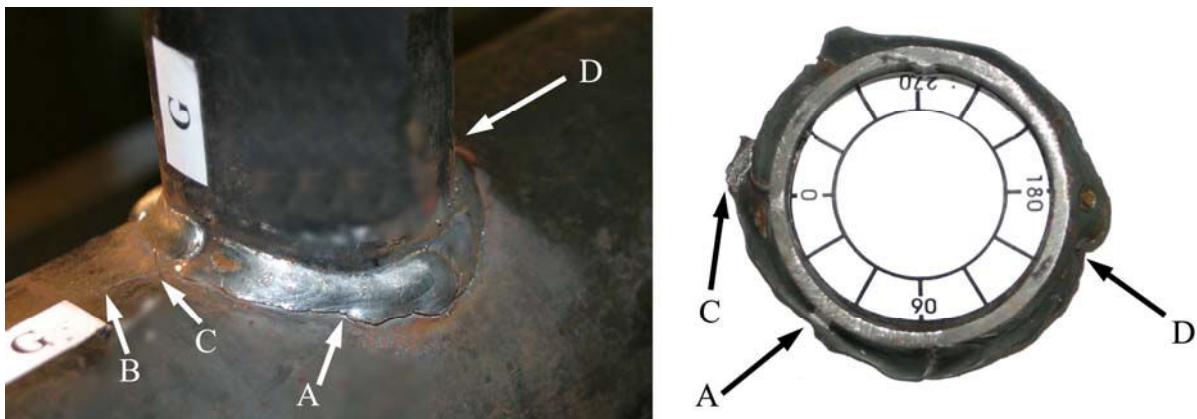


Figure 6-6 : Influence de l'irrégularité du cordon de soudure sur la propagation d'une fissure

Des photos ont été prises autour de cordon de soudure pour chaque éprouvette afin d'étudier l'influence de la forme de ce cordon sur l'initiation et la propagation de fissure et évaluer l'anormalité du comportement de la fissuration. Par exemple, la vérification du profil du cordon de soudure d'une éprouvette, illustré dans la figure (6-6), explique le changement dans le chemin de propagation de fissure au talon du point d'arçon ($\phi = 0$). La fissure s'est initiée à l'angle $\phi = 55^\circ \sim 60^\circ$ "point A de la figure 6-6", puis s'est propagée dans les deux directions vers les deux points d'arçon. Au moment où la fissure est arrivée au talon du point d'arçon, elle a changé son orientation vers le point 'B' puis elle s'est dirigée de nouveau vers le point 'C' pour reprendre ensuite son chemin initial autour du cordon de soudure. Ce changement est lié à un changement brutal de la section du cordon de soudure au point 'B' d'une grande

section à une petite. Au côté opposé, au moment où la fissure est arrivée à l'orteil du point d'arçon ($\phi = 180$) 'point D', elle s'est trouvée bloquée par un autre changement brutal de la section du cordon de soudure, mais de ce côté le changement a été d'une petite section à une grande. Un grand nombre de cycles fut nécessaire pour que la fissure change son orientation en reprenant de nouveau son chemin initial autour du cordon de soudure.

6-5-2 Contrôle par ressuage

L'essai de ressuage a pour but de révéler la présence de défauts débouchant à la surface d'une pièce. Ces discontinuités ne peuvent généralement pas être décelées par un simple examen visuel. L'essai de ressuage peut être résumé en quatre phases, décrites à la figure 6-7 :

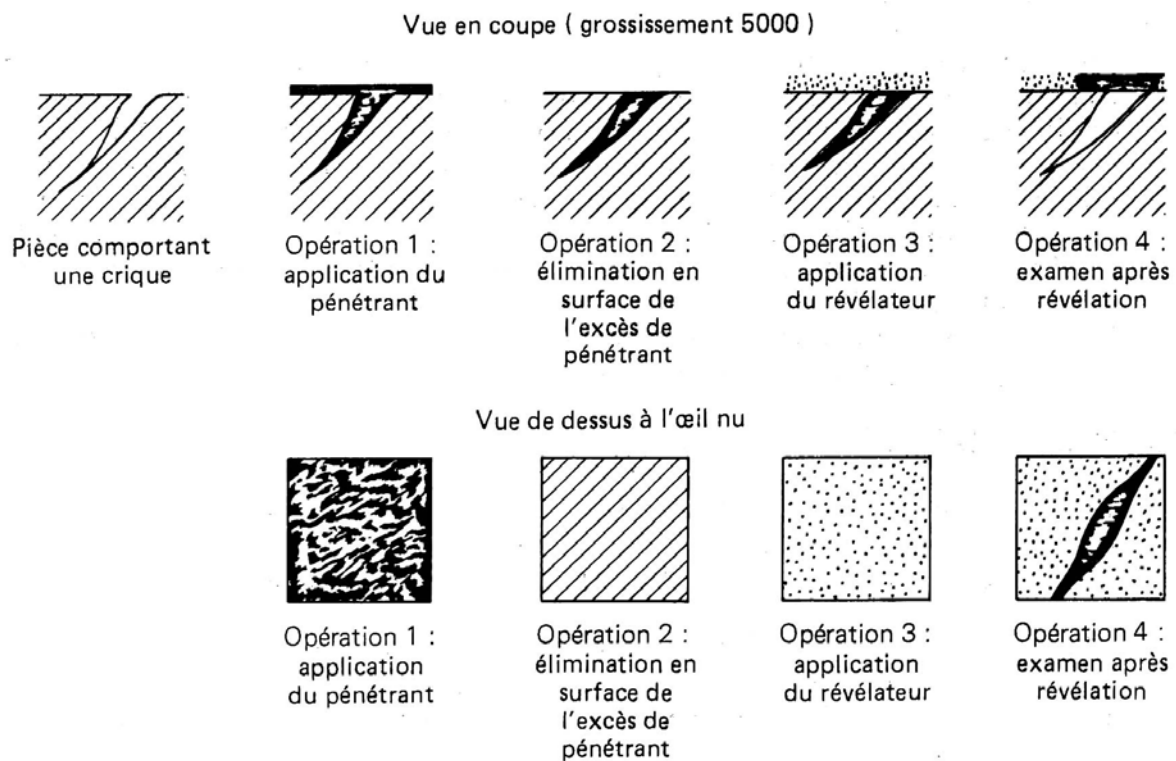


Figure 6-7 : Principe de la méthode de contrôle par ressuage

- 1° La pièce à contrôle est mise en contact avec un produit liquide contenant des traceurs colorés ou fluorescents (liquide d'imprégnation ou de pénétration). Par capillarité, ce liquide pénètre dans tous les défauts débouchants (opération 1).
- 2° Après une période d'attente (temps d'imprégnation), l'excès de pénétrant sur la surface de la pièce est éliminé (opération 2).
- 3° Un produit révélateur est appliqué sur la surface de la pièce, de manière à absorber le liquide d'imprégnation présent dans les discontinuités (opération 3). En diffusant dans le révélateur, le liquide de pénétration forme une tache colorée à la surface de la pièce (opération 4). L'apparition de ces taches indique au contrôleur la présence de défauts débouchants.

Les différentes opérations du ressage appliquées en contrôle des jonctions étudiées en fatigue sont indiquées sur la figure 6-8.

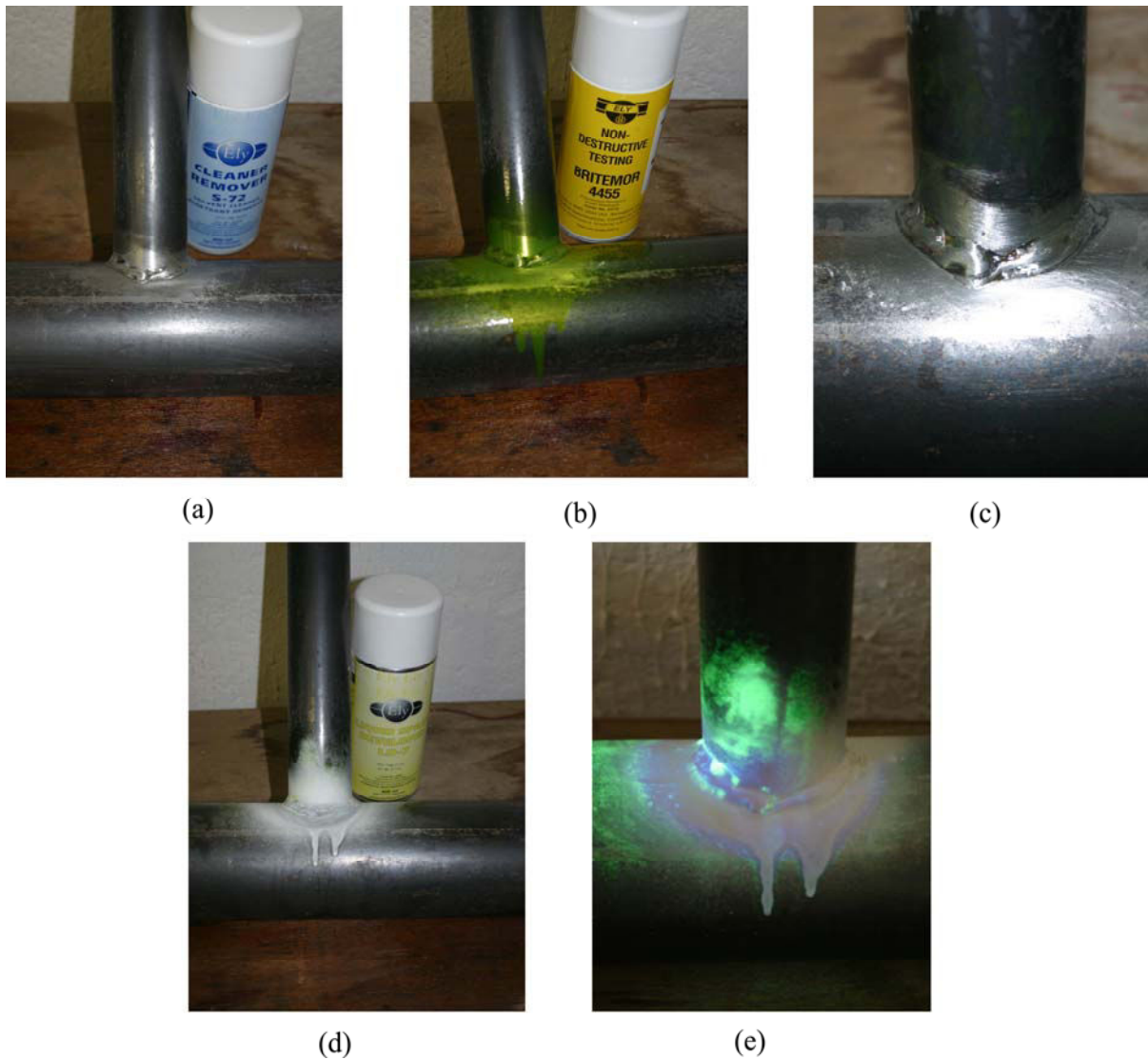


Figure 6-8 : Procédé de contrôle par ressage

(a) Nettoyage de la surface, (b) Application du pénétrant, (c) Elimination de l'excès de pénétrant en surface, (d) Application du révélateur, (e) Examen

Références

- [6-1] ARSEM, '*Welded tubular joints*', Paris Technip, 1987
- [6-2] DET Norske Veritas, '*Fabrication and testing of offshore structures*', Offshore standard DNV-OS-C401,2004
- [6-3] DUMONT-FILLON J., '*Contrôle non destructif*', R1400, Techniques de l'ingénieur.
- [6-4] LASNIER J., WACHE G., GUILPIN C. et TEQUI C., '*Ressuage*', Niveau 1, CETIM, 1990.
- [6-5] GHANAMEH M.F., '*Utilisation du CND pour inspecter les défauts sur éléments de machines*', Rapport de Diplôme d'études supérieures en science et génie des matériaux, 1999

Chapitre 7

Essais statiques

Chapitre 7

Essais statiques

7-1 Introduction

Les essais statiques nous permettent de connaître avec précision la localisation des points chauds, les valeurs des contraintes correspondantes ainsi que la flèche maximale appliquée à l'extrémité de l'entretoise pour atteindre la limite d'élasticité du matériau constitutif de la jonction. Ce chapitre présente le dispositif d'essai statique utilisé ainsi que les résultats obtenus. Les mesures de déformation ont été réalisées à l'aide de rosettes de jauges montées en pont de Wheatstone (l'annexe V présente les jauges extensométriques et le principe de mesure associé). Enfin, une comparaison entre ces résultats et les résultats obtenus par la simulation numérique par éléments finis sera établie.

7-2 Mesure de déformations par rosette de jauges

Pour les rosettes rectangulaires utilisées dans notre étude (figure V-4 de l'annexe V), les contraintes principales déduites directement des déformations mesurées sur les jauges a, b et c, sont données par

$$\sigma_{\max} = \frac{E}{2(1-\nu^2)} \left[(1+\nu)(\varepsilon_a + \varepsilon_c) + (1-\nu) \sqrt{2\{(\varepsilon_a - \varepsilon_b)^2 + (\varepsilon_b - \varepsilon_c)^2\}} \right] \quad \text{Eq. 7-1}$$

$$\sigma_{\min} = \frac{E}{2(1-\nu^2)} \left[(1+\nu)(\varepsilon_a + \varepsilon_c) - (1-\nu) \sqrt{2\{(\varepsilon_a - \varepsilon_b)^2 + (\varepsilon_b - \varepsilon_c)^2\}} \right] \quad \text{Eq. 7-2}$$

La contrainte de cisaillement maximum est calculée à partir de la formule :

$$\tau_{\max} = \frac{E}{2(1-\nu)} \sqrt{2\{(\varepsilon_a - \varepsilon_b)^2 + (\varepsilon_b - \varepsilon_c)^2\}} \quad \text{Eq. 7-3}$$

7-3 Dispositif d'essai statique

L'installation expérimentale illustrée en figure 7-1 montre trois parties principales :

- 1-l'encastrement des extrémités du manchon ;
- 2-le déplacement appliqué à l'extrémité de l'entretoise ;
- 3-le système d'acquisition des résultats.

7-3-1 Encastrement des extrémités du manchon

Les deux extrémités du manchon de la jonction T sont bridées au plateau de la machine par l'intermédiaire de deux collerettes (Figure 7-2 a).

La liaison entre cette fixation et le plateau de la machine est effectuée grâce aux rainures en T du plateau.

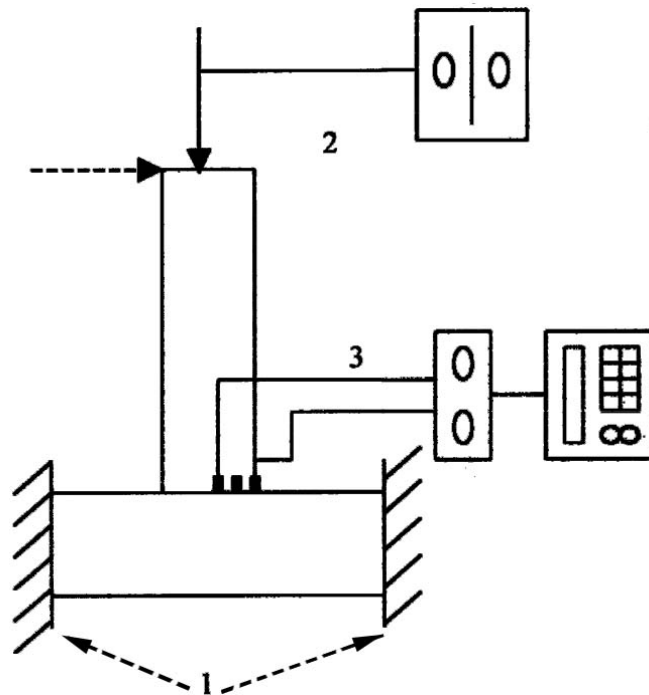
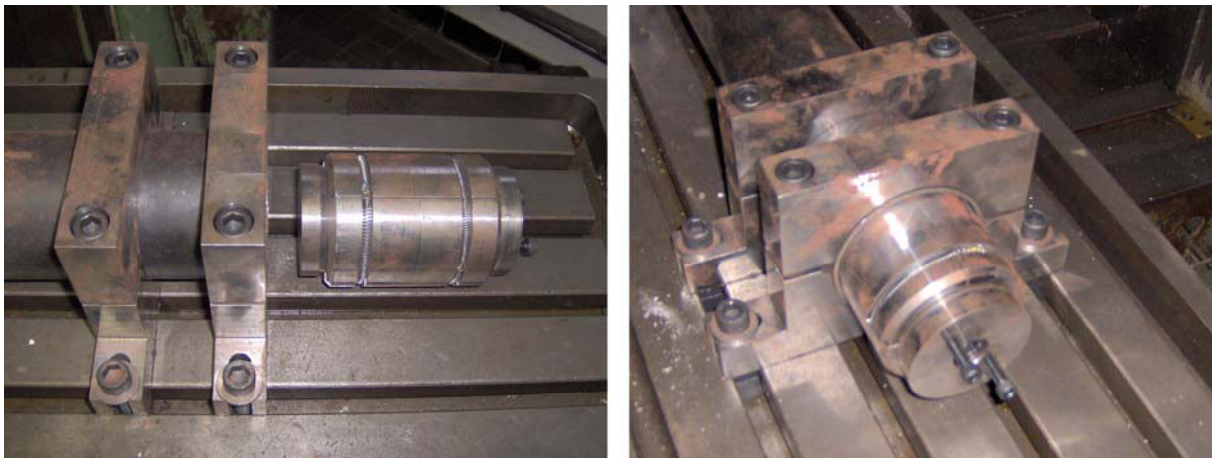


Figure 7-1 : Schéma du dispositif d'essai statique.
1. encastrement, 2. déplacement appliqué, 3. système d'acquisition.



(a)

(b)

Figure 7-2 : Encastrement des extrémités du manchon

Afin d'éviter toute déformation du manchon pendant et après le serrage grâce à la première fixation, on installe préalablement un dispositif anti écrasement à l'intérieur même du manchon (Figure 7-2 b). Ce dispositif applique par son expansion une pression sur la surface intérieure du tube dans la zone de fixation sur table.

7-3-2 Déplacement appliqué à l'extrémité de l'entretoise

Les chargements appliqués à l'extrémité de l'entretoise sont des déplacements imposés suivant les deux directions horizontales, par translation du plateau de la machine où sont

fixées les extrémités du manchon (Figure 7-3). Ces déplacements s'expriment par les équations suivantes :

$$\begin{aligned}u_1 &= 1 * \cos \phi' \quad (\text{mm}) \\u_2 &= 1 * \sin \phi' \quad (\text{mm})\end{aligned}\tag{Eq. 7-4}$$

L'extrémité de l'entretoise se déplace aussi excentriquement suivant un cercle.

7-3-3 Système d'acquisition

Une chaîne d'acquisition permet d'enregistrer en temps réel les déformations subies dans différentes zones de l'éprouvette. Pour cela, la jonction tubulaire a bien entendu été instrumentée par de nombreuses jauges de déformations collées sur l'entretoise, mais également sur le manchon (Figure 7-3). L'ensemble des signaux recueillis peut être visualisé durant l'essai sur l'écran d'un oscilloscope ou d'un ordinateur. Pour déterminer les directions principales de déformation, nous avons utilisé des rosettes à 45° permettant de mesurer les déformations dans trois directions (0°, 45° et 90°).

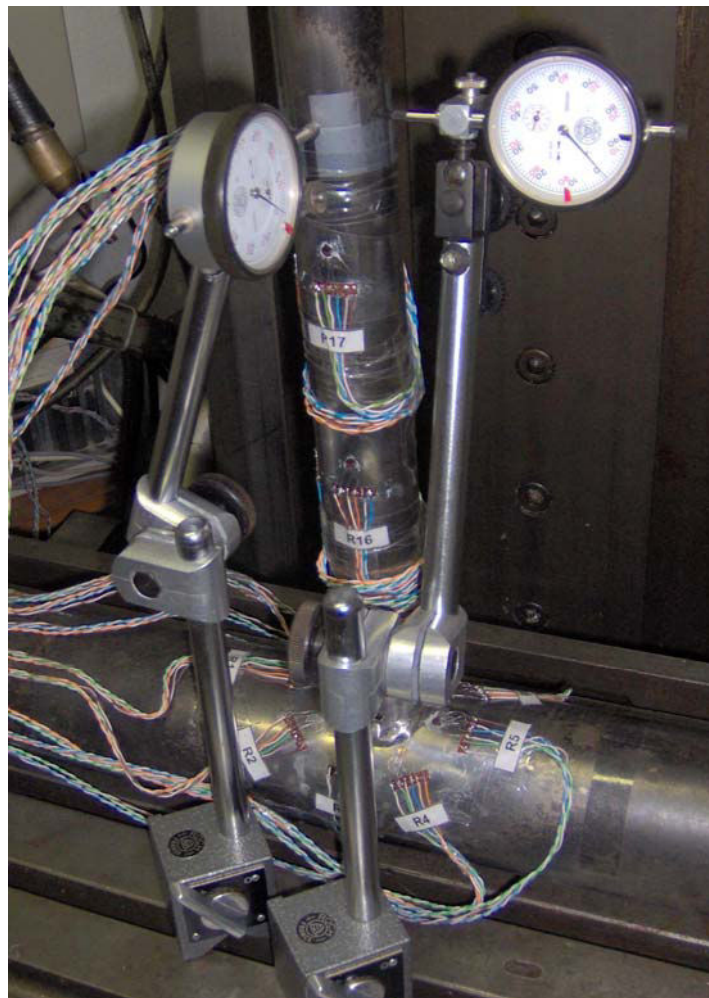


Figure 7-3 : Mesure des déplacements

Deux jonctions ont été dédiées aux tests statiques et instrumentées.

Jonction test T01S :

Pour valider notre système d'acquisition, nous avons instrumenté une première jonction sur un quart d'éprouvette autour de l'intersection entretoise/manchon à l'aide de six rosettes installées pour des valeurs de Φ égales à : 0° , 45° et 90° , trois sur l'entretoise et trois sur le manchon (figure 7-4).

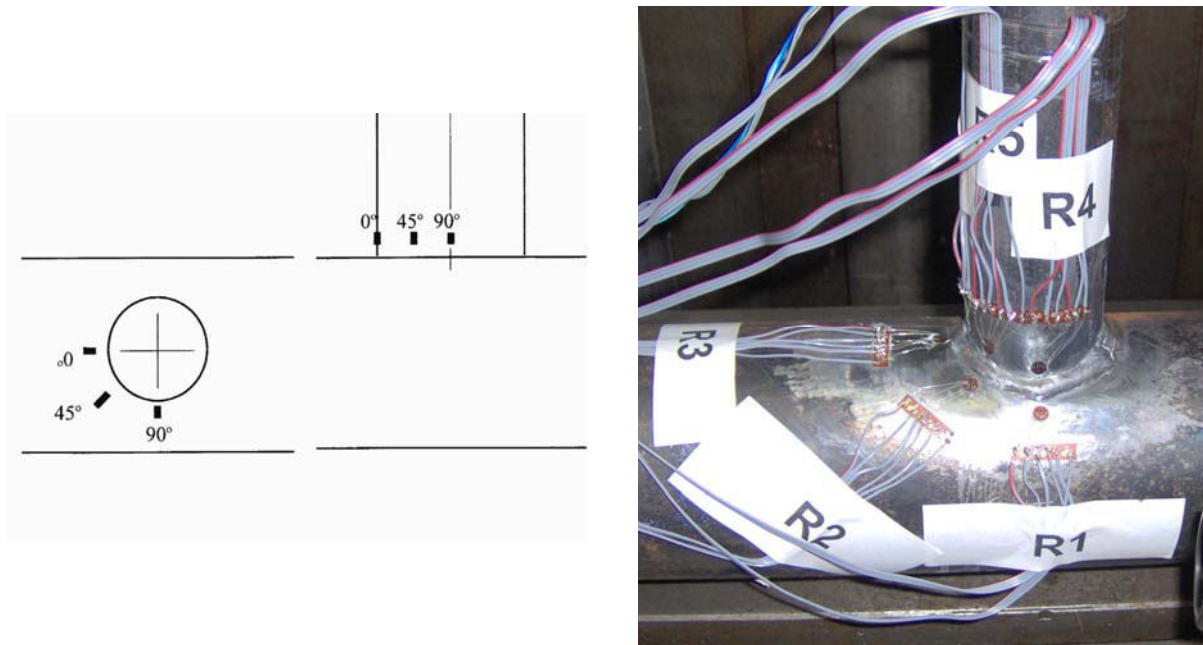


Figure 7-4 : Instrumentation de l'éprouvette T01S

Jonction d'essai statique T02S :

Seize rosettes ont été mises en place sur la jonction (Figure 7-5) :

- Neuf rosettes (identifiées R1 à R9) ont été collées sur le manchon autour de l'intersection entretoise/manchon avec un pas angulaire de 40° (valeurs de Φ égales à 0° , 40° , 80° , 120° , 160° , 200° , 240° , 280° et 320°).
- Trois rosettes (R11 à R13) orientées respectivement à 0° , 45° et 90° ont été collées sur l'entretoise à proximité de la liaison avec le manchon.
- Les quatre dernières rosettes (R14 à R17), destinées à la détermination de la contrainte nominale, ont été installées à deux hauteurs différentes de l'entretoise (200 et 250 mm) pour des valeurs de Φ égales à 0° et 90° .

7-4 Résultats des essais statiques

Au cours de l'application du déplacement à l'extrémité de l'entretoise, des changements de la résistance de chaque jauge installée sur la jonction vont se produire. Ces changements sont enregistrés par le système d'acquisition sous forme d'une variation de la tension. Grâce à la

valeur de cette variation et à l'aide de l'équation Eq. V-7, on peut calculer la déformation au niveau de chaque jauge. Les équations Eq. 7-1 et Eq. 7-2 permettent aussi la détermination des contraintes maximale et minimale principales pour chaque rosette.

La comparaison des résultats des deux jonctions *T01S* et *T02S* montre une bonne concordance entre ces deux résultats, si bien que nous ne présentons ci-dessous que les résultats de la jonction *T02S*. Celle-ci nous donne plus d'informations tout autour de l'intersection manchon/entretoise et nous permet aussi de vérifier les valeurs de la contrainte nominale.

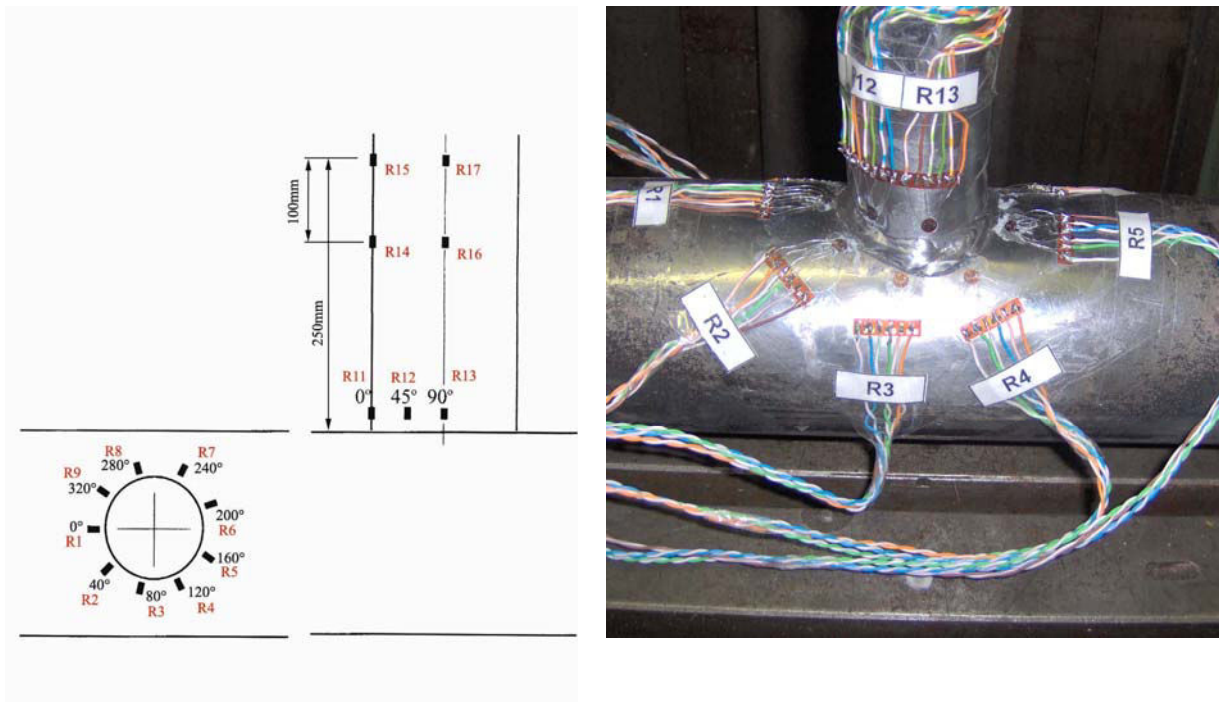
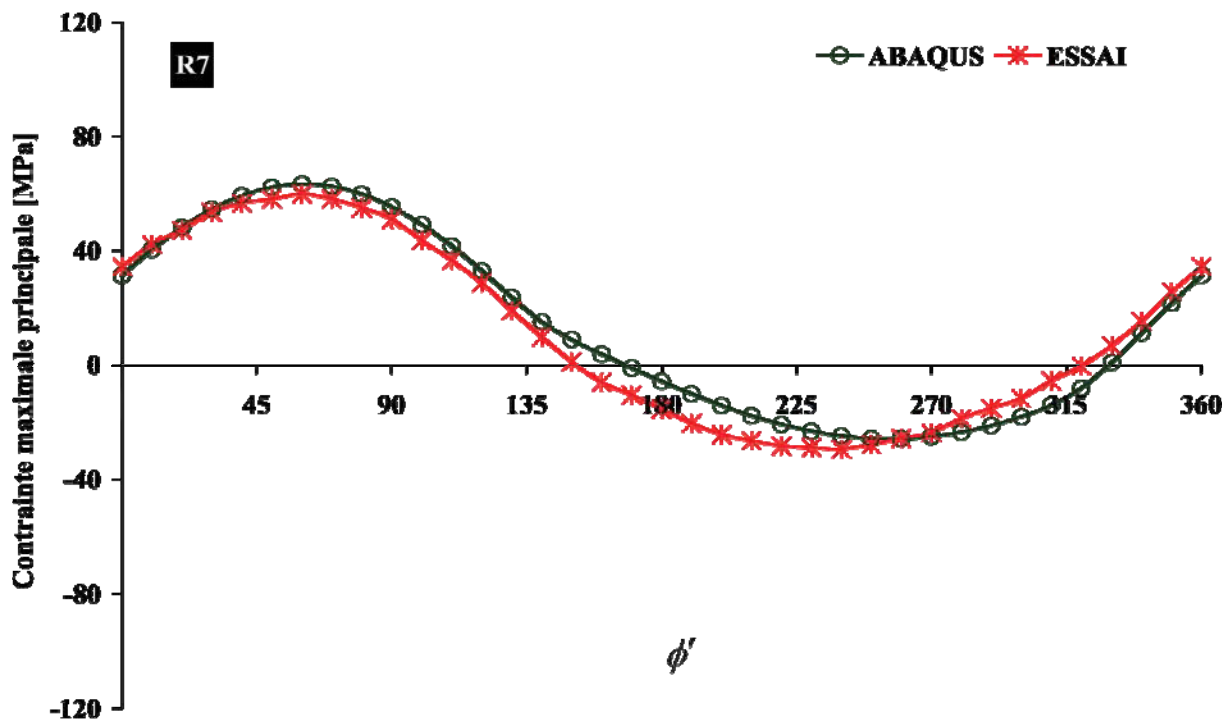
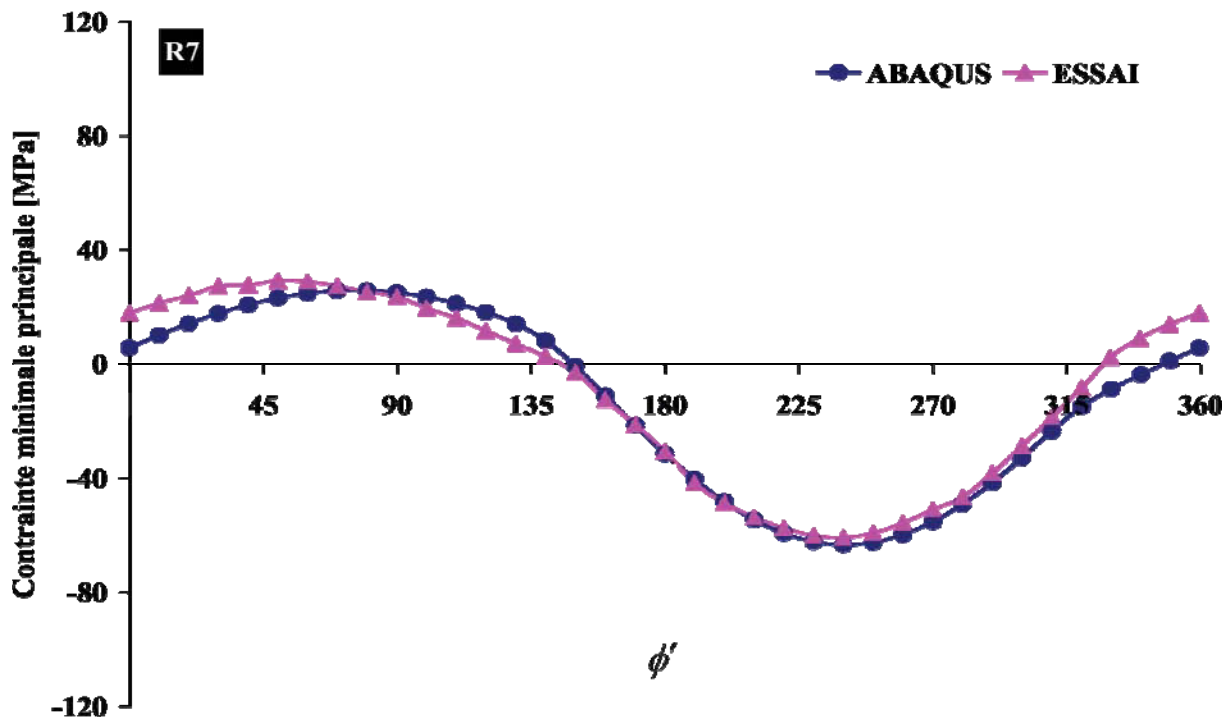


Figure 7-5 : Instrumentation de l'éprouvette *T02S*

La figure 7-6 montre à titre d'exemple la comparaison entre les variations des contraintes maximale et minimale principales, calculées numériquement par le modèle utilisé des éléments coques et celles mesurées expérimentalement sur la rosette R7 en fonction de l'angle de chargement en flexion rotative (ϕ). Les résultats relatifs aux autres rosettes sont présentés dans l'annexe VI. On observe une assez bonne concordance entre les résultats numériques et les résultats expérimentaux, et on peut raisonnablement admettre la validité du modèle numérique proposé (détaillé en chapitre 4). Ce modèle sera adopté pour la suite afin d'étudier différentes formes de jonctions tubulaires.



(a)



(b)

Figure 7-6 : Comparaison des résultats numériques et expérimentaux pour la rosette R7 ($\phi=240^\circ$).
(a) contrainte maximale principale, (b) contrainte minimale principale.

Références

- [7-1] VISHAY-Micromesures, *'Théorie des capteurs à jauges'*, NT31C.
- [7-2] VISHAY-Micromesures, *'Théorie des jauges électriques d'extensometrie'*, NT56C.
- [7-3] Jean-luc LE GOËR et Jean AVRIL, *'Capteurs à jauges extensométriques'*, R1860, Techniques de l'ingénieur.
- [7-4] VISHAY-Micromesures, *'Dépouillement des mesures par jauges électriques'*, NT57, 1991.
- [7-5] KYOWA, *'How strain gages work?'*

Chapitre 8

Essais de fatigue

Chapitre 8

Essais de fatigue

8-1 Introduction

Afin de définir plus précisément les durées de vies des structures tubulaires sollicitées avec des chargements composés, nous avons développé un dispositif d'essai de fatigue réalisant des chargements de flexion rotative. Cette flexion rotative est obtenue par la translation circulaire du centre de l'extrémité libre de l'entretoise sur un cercle de rayon réglé avant l'essai. Pour les sollicitations, nous avons choisi un asservissement en déplacement.

Ce chapitre présente les essais de fatigue effectués sur des échantillons de la jonction tubulaire de forme T, préalablement étudiée numériquement et statiquement dans les chapitres précédents.

8-2 Dispositif d'essai de fatigue

Les deux extrémités du manchon de la jonction T étant bridées au plateau de la machine par l'intermédiaire de deux collerettes, l'installation expérimentale d'essai de fatigue en flexion rotative est celle utilisée pour l'essai statique (figure 7-1) à laquelle on adjoint :

- 1- le système d'entraînement de la flexion rotative ;
- 2- le système de comptage des cycles et de suivi de la fissure.

8-2-1 Système d'entraînement de la flexion rotative

Pour solliciter les jonctions T en flexion rotative, un montage spécifique a dû être réalisé. Ce montage d'essai de fatigue correspond à un porte-doigt qui est fixé sur la broche de la machine. L'amplitude de déformation est réglée par l'intermédiaire de deux parties excentriques. La rotation de la broche de la machine assure l'entraînement en translation circulaire du doigt qui est introduit dans l'extrémité de l'entretoise. Celle-ci est ainsi sollicitée en flexion circulaire.

Le porte-outil est constitué de différentes parties (figure 8-1):

- Le cône d'accrochage
- Le porte entraîneur
- Le fourreau excentrique
- Le couvercle
- Le doigt entraîneur
- L'axe de roulement
- Le roulement à rotule

Choix des excentrations

Nous avons fait le choix d'installer des excentrations identiques de 3 mm sur le cône et sur la bague excentrique mobile (figure 8-2).

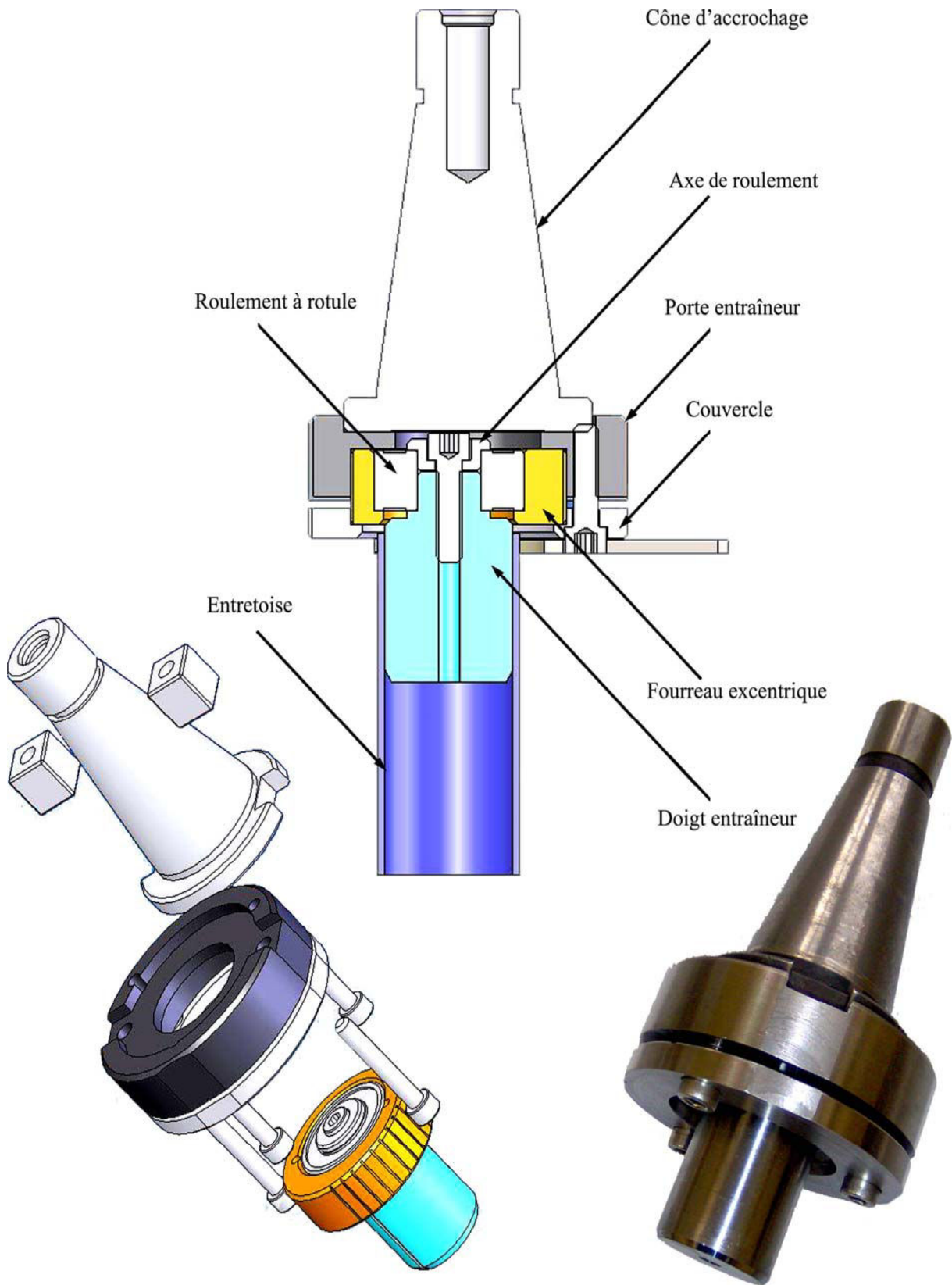


Figure 8-1 : Système de sollicitation en flexion rotative

Ce choix nous permet d'obtenir des excentrations résultantes de 0 à 6 mm, avec une bonne finesse de réglage pour les valeurs supérieures d'excentrations (3 à 6 mm) correspondant aux déformations maximales de l'éprouvette.

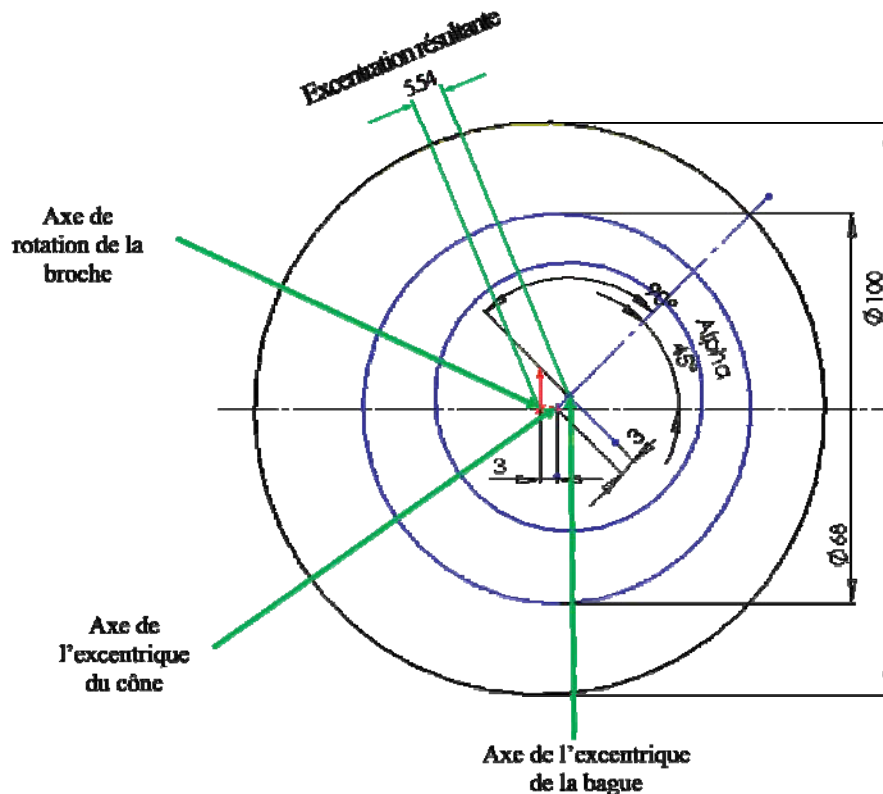


Figure 8-2 : Représentation schématique de l'excentration résultante

Réglage de l'excentration résultante

La figure 8-3 montre le graphique permettant de faire le choix d'un angle de réglage pour obtenir l'excentration correspondant au chargement cherché. Par exemple, pour obtenir une excentration de l'ordre de 3,7 mm au niveau du roulement à rotule, il faudra viser un angle d'environ 105° .

En fonction de la distance de l'emboîtement de l'éprouvette sur l'entraîneur, il faudra déterminer la flèche imposée à l'extrémité de l'entretoise. Compte tenu de la rotation de la rotule, cette flèche sera nécessairement plus faible que l'excentration au niveau du centre de la rotule (figure 8-4).

Déplacement appliqué à l'extrémité de l'entretoise

Les chargements sont appliqués à l'extrémité de l'entretoise par le système excentrique permettant d'assurer le déplacement du centre de l'entretoise suivant un cercle. Le déplacement respectera les équations suivantes :

$$u_1 = u_0 \cos \phi' \quad (\text{mm})$$

$$u_2 = u_0 \sin \phi' \quad (\text{mm})$$

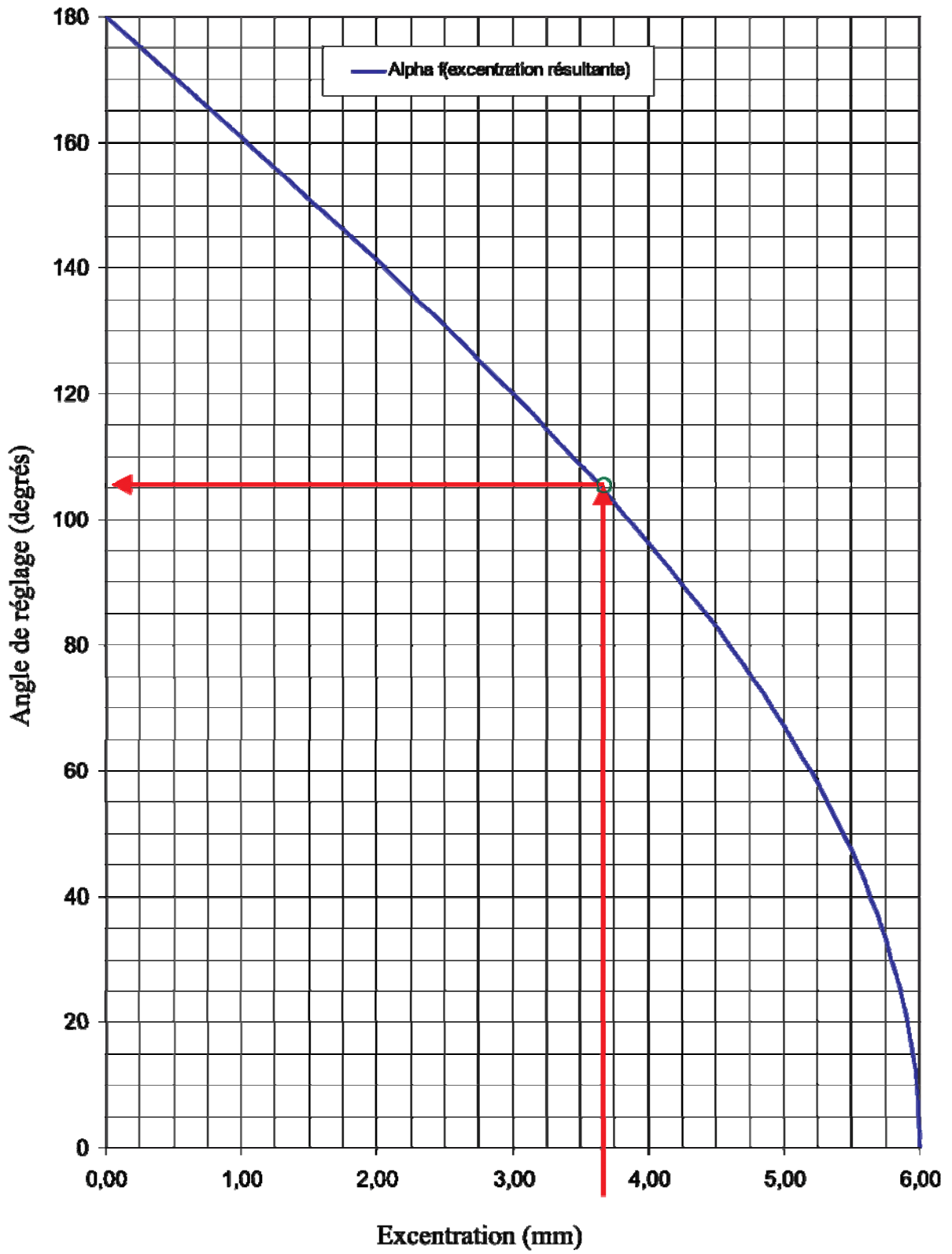


Figure 8-3 : Excentration en fonction de l'angle de réglage

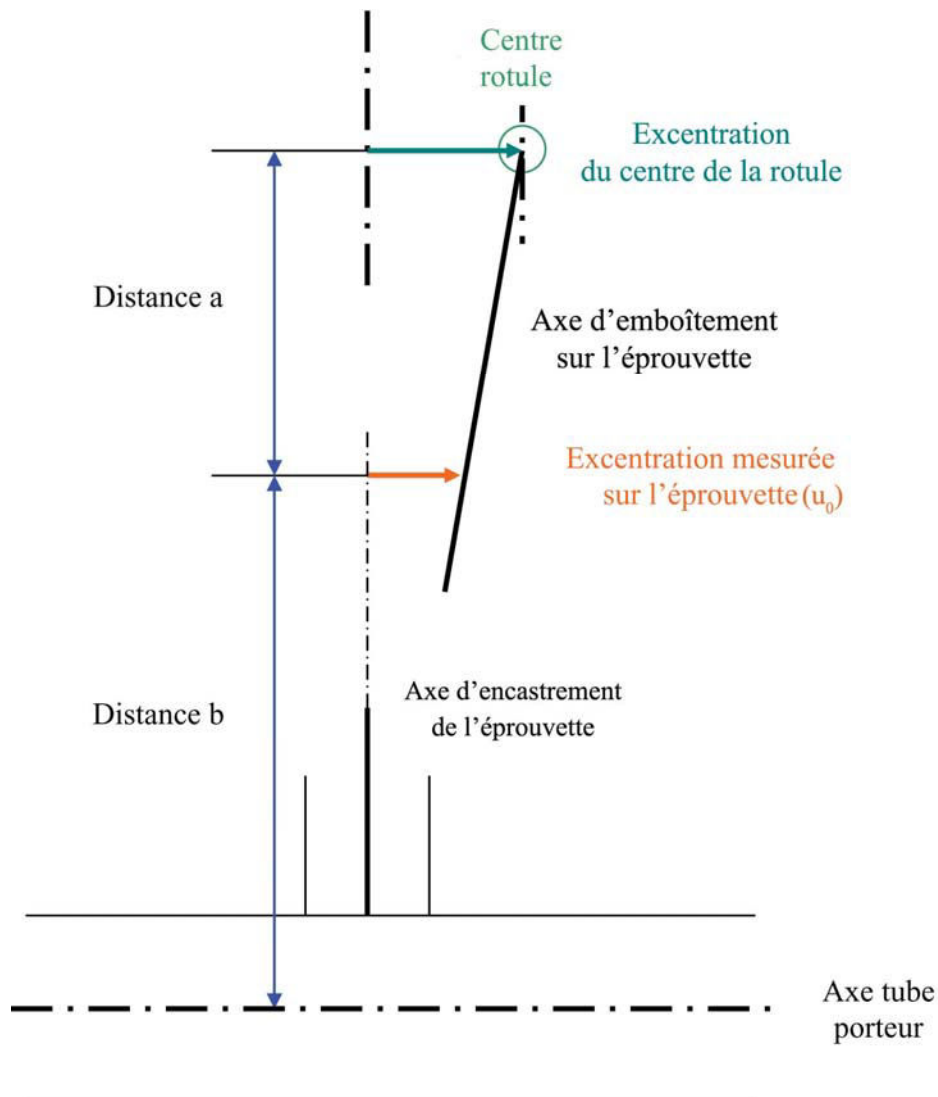


Figure 8-4 : Excentration correspondant au chargement cherché en fonction de l'angle de réglage

La vitesse de rotation de la broche est comprise entre 900 et 1800 tr/min, ce qui correspond à des fréquences d'essai comprises entre 15 et 30 Hz.

8-2-2-Système de comptage des cycles et de suivi de la fissure

Ce système est conçu pour donner le nombre de cycles et arrêter la machine après amorçage. La fissure d'amorçage étant ensuite détectée, on suit sa propagation le long de l'intersection manchon/entretoise.

• Mise en place d'un système de comptage des cycles

Le comptage des cycles a été réalisé à l'aide d'une capture de proximité liée à une carte d'acquisition installée sur un PC. Le contrôle de cette carte est fait par un programme "Visual Basic". Ce programme permet de compter les nombres de cycles et de les enregistrer sur un fichier.

• **Mise en place d'un système d'arrêt automatique de la machine après rupture**

L'arrêt de la machine se fait grâce à quatre jauges de détection de fissure, préalablement collées sur le cordon aux angles $\phi = 45^\circ, 135^\circ, 225^\circ$ et 315° . La rupture d'une de ces jauges après amorçage de la fissure coupe la liaison avec la carte d'acquisition, et conduit à l'arrêt de la machine.

Une autre méthode a été utilisée dans certains essais. Cette méthode est basée sur l'utilisation du contrôle non destructif par ressuage, qui visualise mieux l'endroit de l'amorçage. Une série de contrôles successifs avec arrêts de la machine permet le suivi de la propagation en fatigue le long du cordon de soudure.

• **Dispositifs de mesure de l'évolution des fissures**

Deux méthodes ont été proposées pour le suivi de la propagation de fissure :

- 1- Jauges collées sur le cordon de soudure.
- 2- Série de contrôle par ressuage tous les 5000 cycles et mesure de l'évolution de la fissure.

8-3 Essais réalisés

Les flèches u_0 appliquées lors des essais de fatigue en flexion rotative des jonctions T varient de $u_0 = 1,94mm$ à $u_0 = 3,75mm$. Le tableau 8-1 reproduit l'ensemble des essais effectués.

Eprouvette	$u_0 (mm)$	$\Delta\sigma_{Max} (MPa)$	$N_a (Cycles)$	Etat de rupture
J08	1,94	217	1 394 000	Fissure non vue
J08	2,14	240	1 372 000	Fissure non vue
J02	2,60	291	166 000	Fissure vue
J06	2,60	291	184 000	Fissure vue
J07	2,60	291	260 000	Fissure vue
J04	3,15	353	174 000	Fissure vue
J05	3,15	353	165 000	Fissure vue
J09	3,40	381	153 000	Fissure vue
J15	3,40	381	57 000	Fissure vue
J08	3,75	420	31 000	Fissure vue
J11	3,75	420	49 000	Fissure vue
J12	3,75	420	48 000	Fissure vue

Tableau 8-1 : Essais réalisés

Les étendues maximales des contraintes géométriques ($\Delta\sigma_{Max}$) correspondantes aux flèches appliquées sont déterminées à partir des résultats de calculs aux éléments finis du chapitre 4.

Les résultats du tableau 8-1 montrent une forte dispersion pour certains essais. Les cordons de soudure n'étant pas d'une régularité parfaite, les écarts des durées de vie entre, par exemple,

les trois essais à $\Delta\sigma_{Max} = 291MPa$ s'expliquent lorsqu'on examine les faciès de rupture et notamment les zones d'amorçage.

8-4 Amorçage de fissuration

L'observation de l'amorçage dans les différentes éprouvettes testées montre que la fissure s'initie au voisinage de l'angle $\phi = \pi/4 + k \pi/2$ "avec $k = 0,1,2$ ou 3 " (position 0 à 3 figure 8-5). Ces lieux d'amorçage correspondent aux zones de forte concentration de contrainte déterminée numériquement (figure 4-21 du chapitre 4). Après amorçage, la fissure se propage le long du cordon de soudure vers le point d'arçon et le point de quartier.

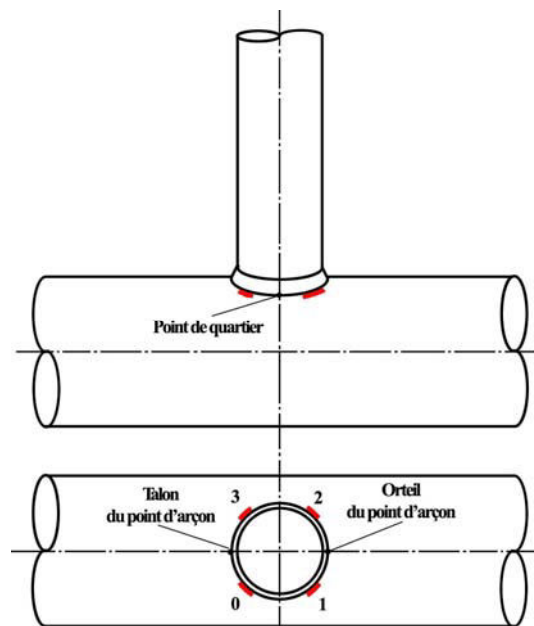


Figure 8-5 : Repérage des points d'amorçage

Dans certaines éprouvettes, nous avons pu remarquer que la vitesse de propagation vers le point d'arçon est plus élevée que celle observée vers le point de quartier. Ces observations sont conformes à la répartition de l'amplitude de contrainte indiquée sur la figure 4-21 du chapitre 4. Par ailleurs, la première fissure d'amorçage est parfois suivie par d'autres fissures initiées de part et d'autre du point d'amorçage.

La figure 8-6 indique la profondeur de fissuration aux points B et C situés entre le point A d'amorçage et le point d'arçon. Les coupes effectuées (figure 8-6 b et 8-6 c) montrent que la fissure se propage selon un plan incliné dans l'épaisseur du manchon. Il en résulte, compte tenu du profil de l'intersection cordon de soudure/manchon, une fissure doublement incurvée. Ce trajet de fissuration est proche de celui observé par Ann Schumachera et Alain Nussbaumer [8-1] dans des jonctions de type K sollicitées en fatigue par traction équilibrée.

La surface fissurée en fatigue est représentée sur la figure 8-7. Cette figure montre que le profil du front de fissure tend à devenir semi elliptique. Ce résultat est en bon accord avec les observations d'A. Schumachera et A. Nussbaumer [8-1], Y.B. Shao [8-2] et S.T. Lie et al. [8-3 à 8-5]

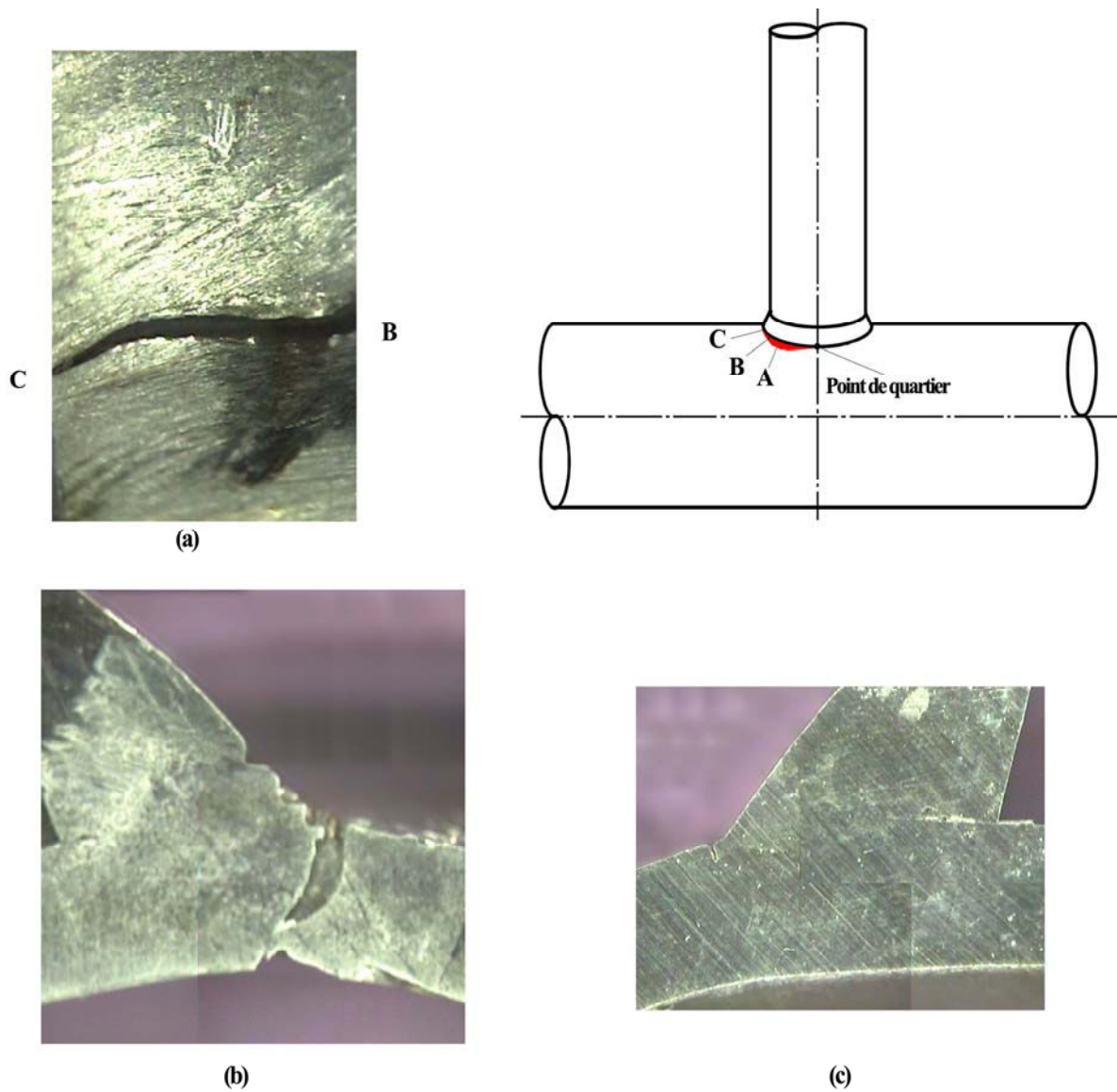


Figure 8-6 : Fissure propagée dans l'épaisseur du manchon : (a) vue de dessus entre le point B et C, (b) coupe au point B et (c) coupe au point C

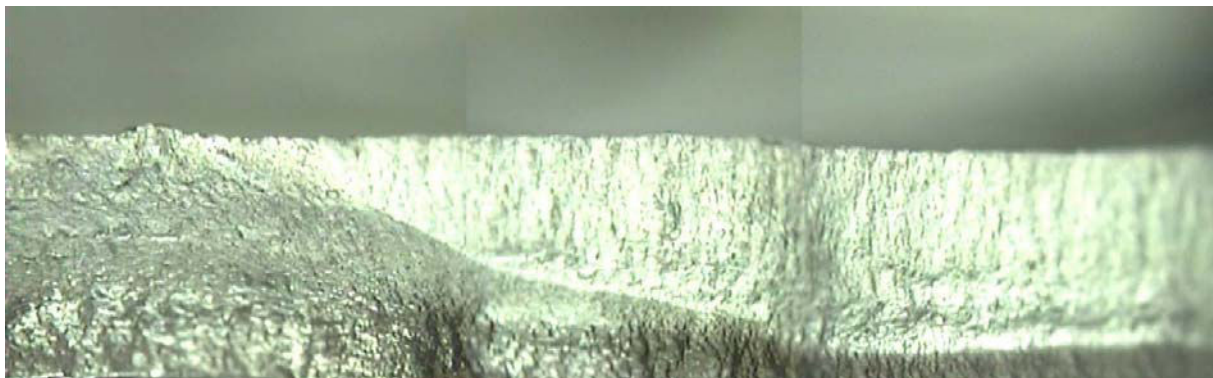


Figure 8-7 : Faciès de rupture

8-5 Observations au MEB

Les faciès de rupture en fatigue ont été observés au Microscope Electronique à Balayage (MEB) à des grossissements variant entre 50 et 10000. Les zones d'amorçage ont pu être identifiées et analysées.

8-5-1 Amorçage

Les figures 8-8 à 8-10 représentent les zones d'amorçage pour les trois essais effectués à $\Delta\sigma_{Max} = 291MPa$ sur les jonctions J02, J06 et J07. Les durées de vies à amorçage pour les jonctions J02 et J06 sont proches, alors que celle déterminée pour la jonction J07 est plus élevée (tableau 8-1). Ces constatations sont corroborées par les observations au MEB où il apparaît que l'amorçage dans les jonctions J02 et J06 (figures 8-8 et 8-9) s'est produit sur une irrégularité du cordon de soudure. Ce type d'irrégularité provoque inévitablement une augmentation de $\Delta\sigma_{Max}$ qui n'est pas prise en compte par les calculs numériques. Les faciès de rupture correspondants montrent des zones fortement cisailées. Pour la jonction J07, en revanche, l'amorçage s'est produit autour d'une inclusion située près de la surface à l'intersection cordon/manchon (figure 8-10).

Sur les figures 8-11 et 8-12 représentatives des essais à $\Delta\sigma_{Max} = 353MPa$ dans les jonctions J04 et J05, l'amorçage s'est aussi produit en surface autour d'une inclusion dans la jonction J05 (figure 8-12) et sans présence d'inclusion apparente dans la jonction J04. Les durées de vie pour ces deux essais sont cependant assez proches.

8-5-2 Caractéristiques des faciès de rupture

Les figures 8-13 à 8-15 représentent les faciès de rupture correspondant aux jonctions J02, J04 et J11. Ces trois jonctions sont sollicitées à des amplitudes de contrainte différentes ($\Delta\sigma_{Max} = 291MPa$, $\Delta\sigma_{Max} = 353MPa$ et $\Delta\sigma_{Max} = 420MPa$), mais les faciès de rupture transgranulaire sont de même type et semblent assez proches des faciès où le mécanisme de rupture par clivage est opérant.

Cependant, sur les figures 8-16 et 8-17 prises dans des zones relativement proches des zones d'amorçage (figure 8-16) et de rupture finale (figure 8-17), apparaissent des stries pas très bien définies. Ces deux figures sont représentatives des observations microscopiques du faciès de rupture de la jonction J02 sollicitée à la plus faible amplitude de contrainte. Les mesures de l'interstrie dans ces deux plages de propagation correspondent à des vitesses de fissuration de $6 \cdot 10^{-4} mm / cycle$ (figure 8-16) et de $2 \cdot 10^{-3} mm / cycle$ (figure 8-17).

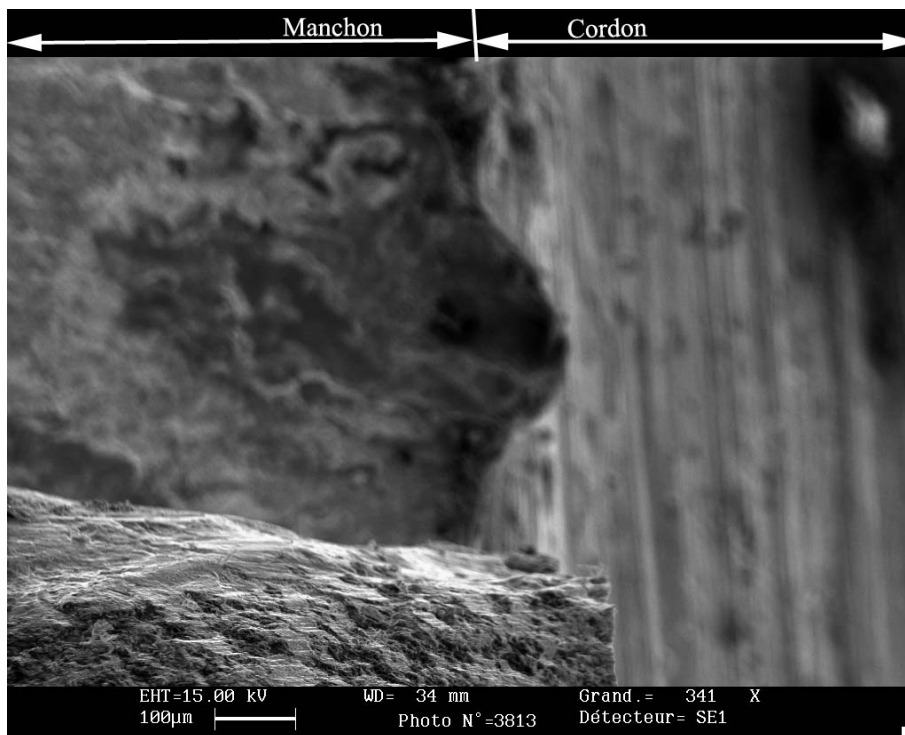


Figure 8-8 : Faciès de rupture de la jonction J02
($u_0 = 2,6\text{mm}$, $\Delta\sigma_{Max} = 291\text{MPa}$, $N_a = 166000$ Cycles)

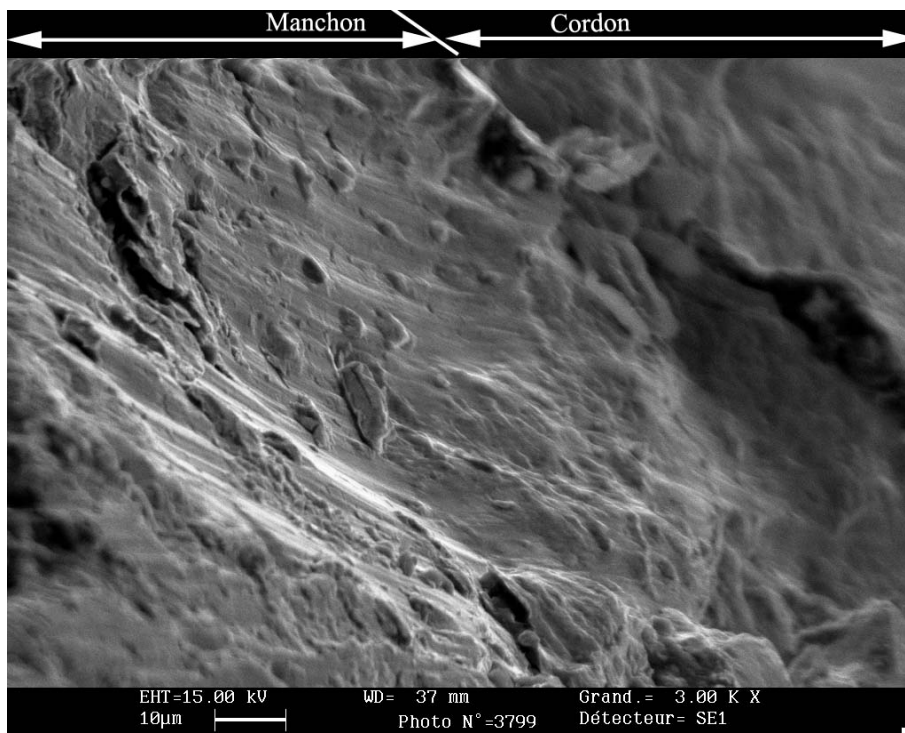


Figure 8-9 : Faciès de rupture de la jonction J06
($u_0 = 2,6\text{mm}$, $\Delta\sigma_{Max} = 291\text{MPa}$, $N_a = 184000$ Cycles)

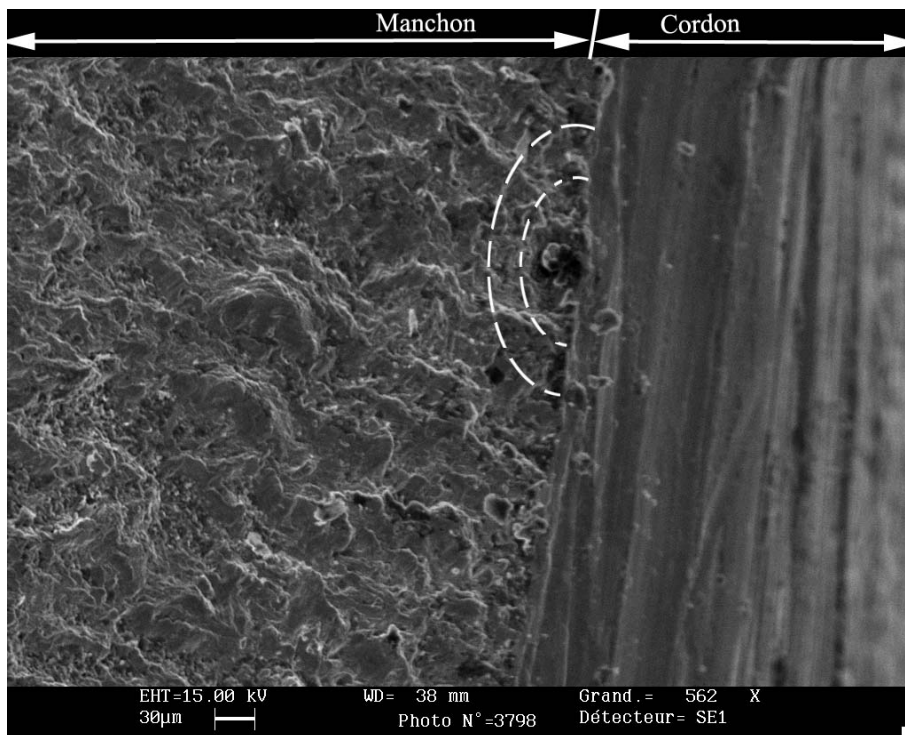


Figure 8-10: Faciès de rupture de la jonction J07
 ($u_0 = 2,60\text{mm}$, $\Delta\sigma_{Max} = 291\text{MPa}$, $N_a = 260000$ Cycles)

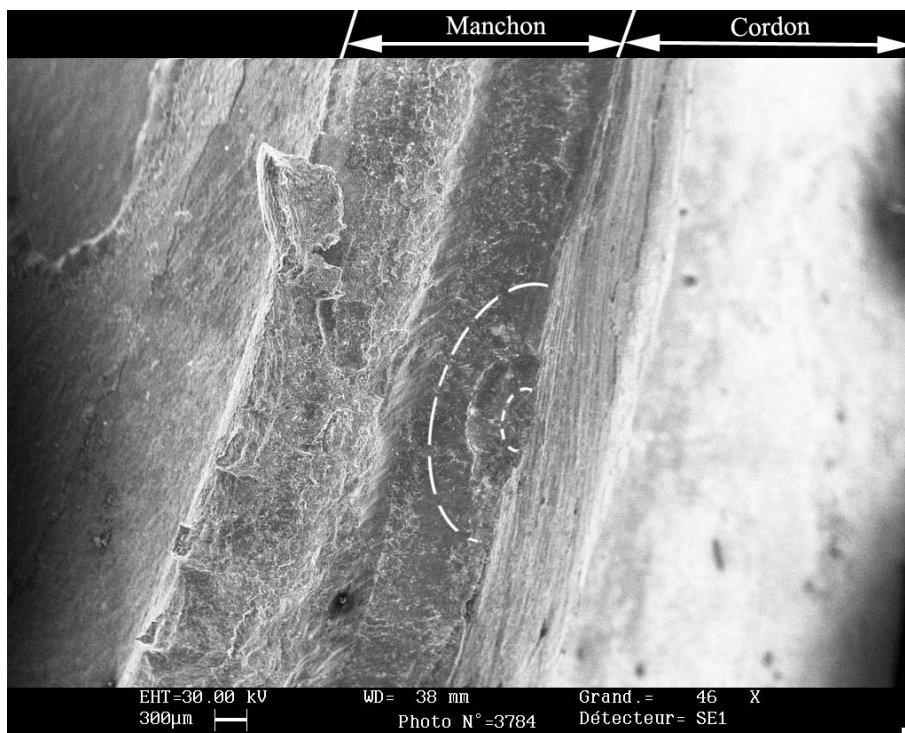


Figure 8-11 : Faciès de rupture de la jonction J04
 ($u_0 = 3,15\text{mm}$, $\Delta\sigma_{Max} = 353\text{MPa}$, $N_a = 174000$ Cycles)

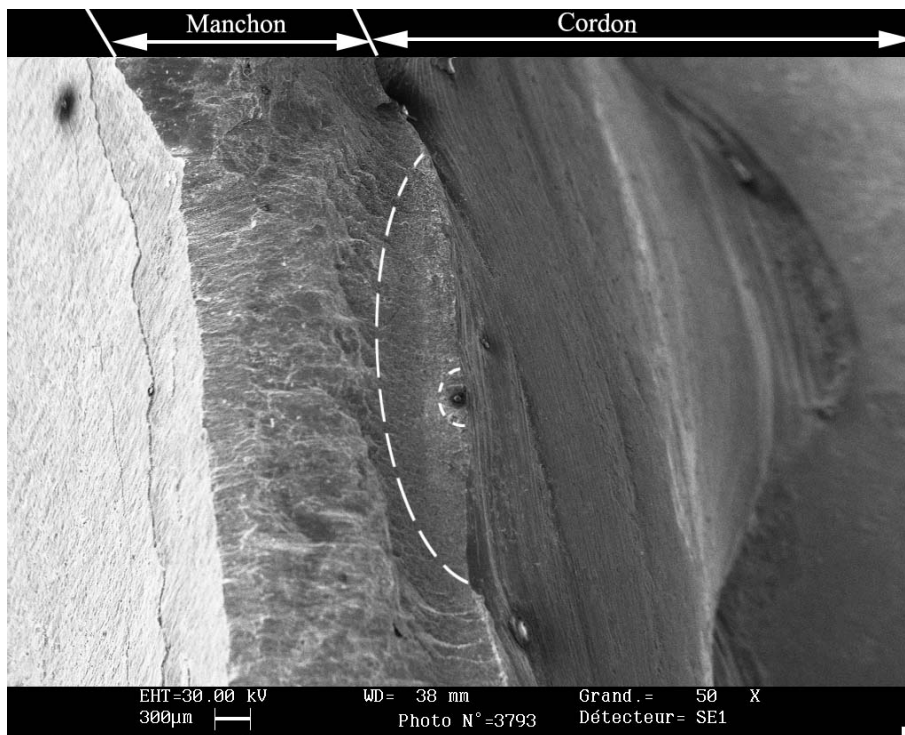


Figure 8-12 : Faciès de rupture de la jonction J05
($u_0 = 3,15\text{mm}$, $\Delta\sigma_{Max} = 353\text{MPa}$, $N_a = 165000$ Cycles)

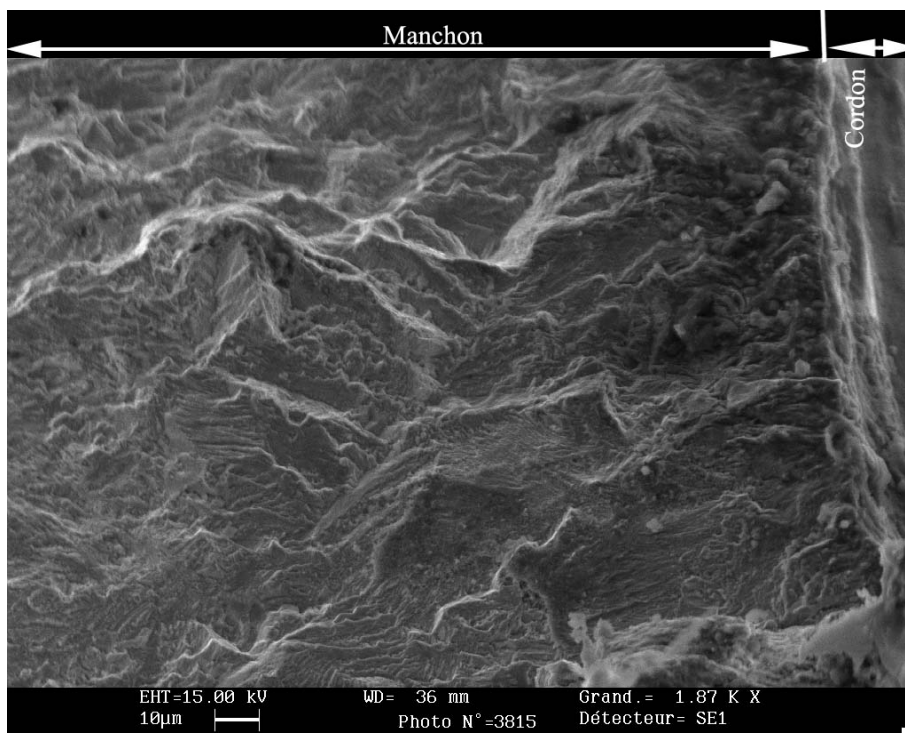


Figure 8-13 : Faciès de rupture de la jonction J02
($u_0 = 2,6\text{mm}$, $\Delta\sigma_{Max} = 291\text{MPa}$, $N_a = 166000$ Cycles)

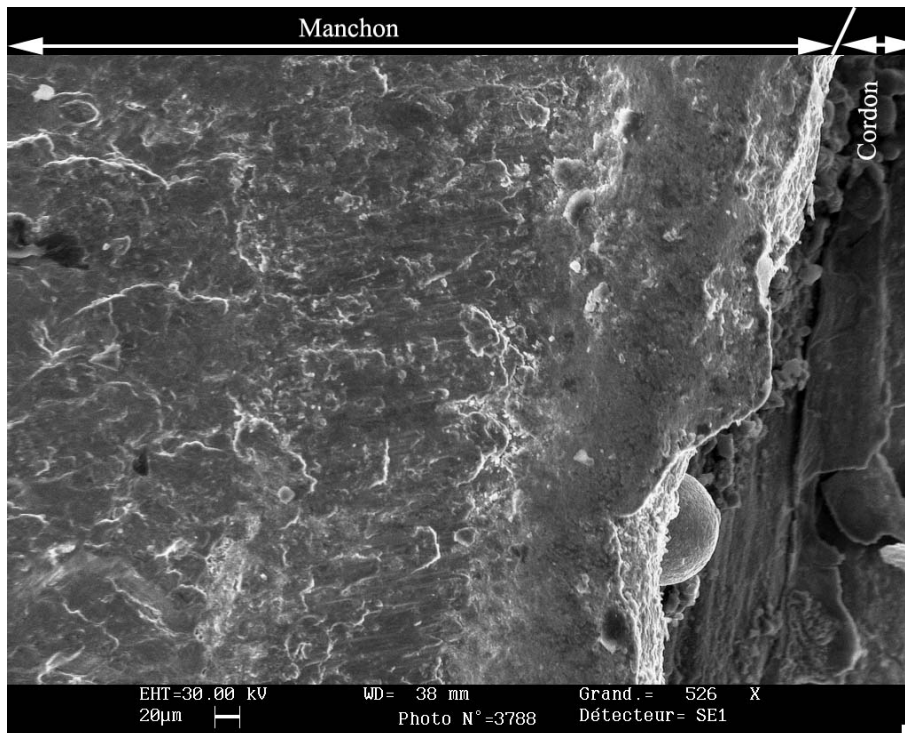


Figure 8-14 : Faciès de rupture de la jonction J04
 ($u_0 = 3,15\text{mm}$, $\Delta\sigma_{Max} = 353\text{MPa}$, $N_a = 174000$ Cycles)

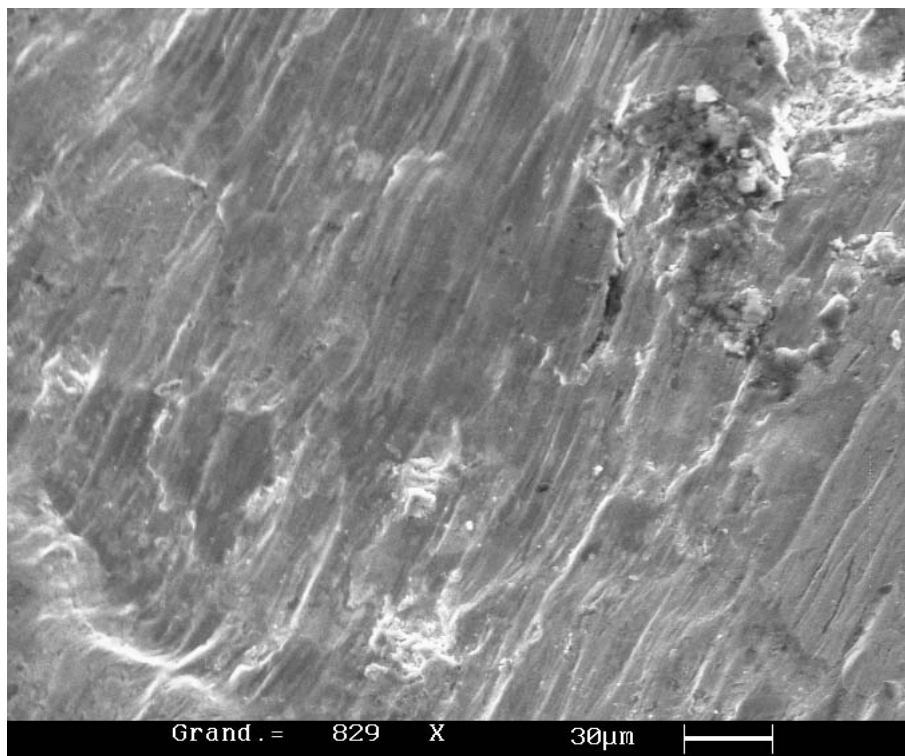


Figure 8-15 : Faciès de rupture de la jonction J11
 ($u_0 = 3,75\text{mm}$, $\Delta\sigma_{Max} = 420\text{MPa}$, $N_a = 49000$ Cycles)

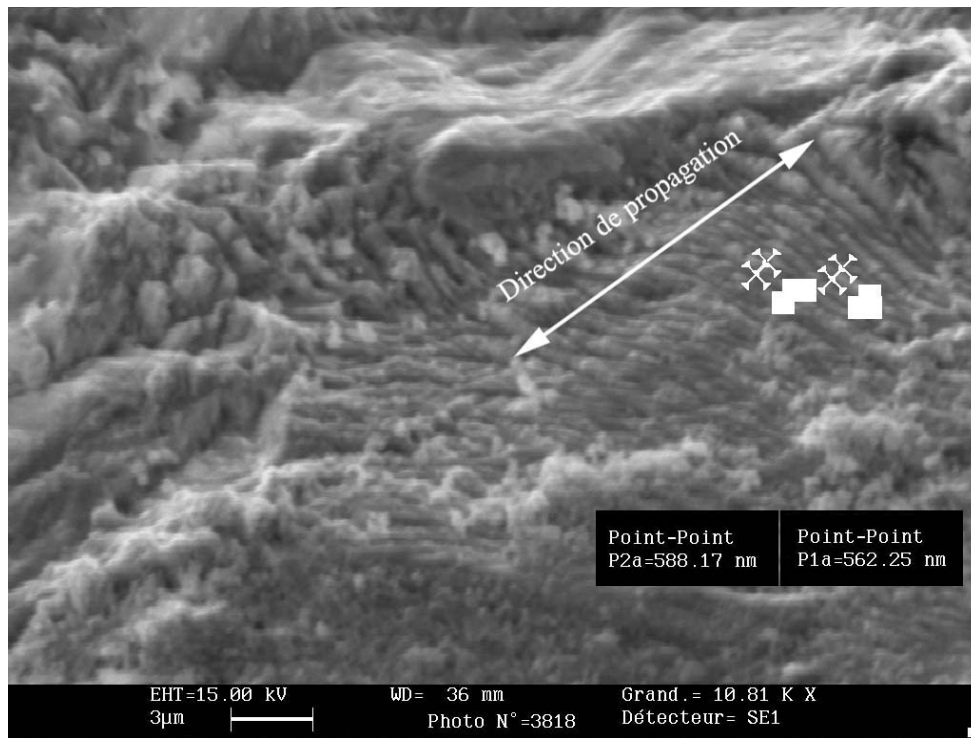


Figure 8-16 : Faciès de rupture de la jonction J02
 ($u_0 = 2,6mm$, $\Delta\sigma_{Max} = 291MPa$, $N_a = 166000$ Cycles)

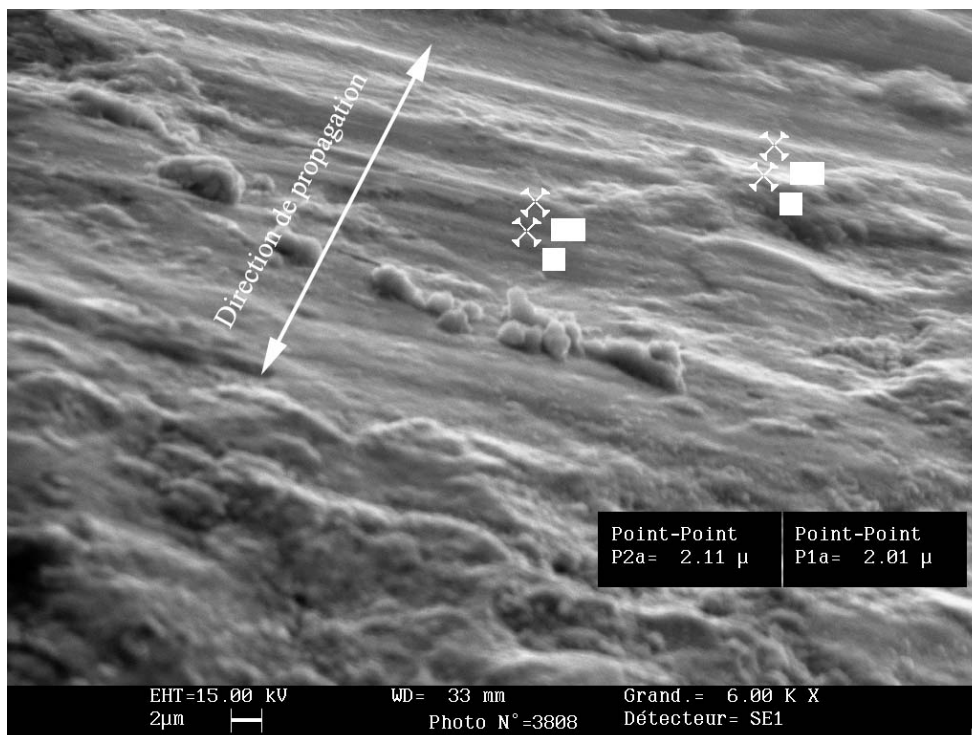


Figure 8-17 : Faciès de rupture de la jonction J02
 ($u_0 = 2,6mm$, $\Delta\sigma_{Max} = 291MPa$, $N_a = 166000$ Cycles)

8-6 Calcul de durées de vie

Dans cette partie, nous avons souhaité établir une comparaison entre les durées de vie que nous avons pu mesurer expérimentalement lors de nos essais et celles estimées à partir des recommandations de l'Institut International de la Soudure (IIS) [8-10].

8-6-1 Recommandation pour la conception en fatigue d'assemblages soudés

Ces recommandations laissent le choix à l'utilisateur parmi trois méthodes utilisant trois types de contraintes :

- la contrainte nominale
- la contrainte géométrique
- la contrainte locale effective

Méthode basée sur la contrainte nominale

La contrainte nominale désigne la contrainte calculée dans l'aire de la section droite considérée. Elle ne tient toutefois pas compte des effets locaux de concentration de contrainte dus à la présence du joint soudé. La méthode reposant sur l'utilisation de la contrainte nominale (au sens de la résistance des matériaux) est la plus simple à utiliser, mais nécessite l'usage d'un catalogue de détails constructifs [8-10]. De plus, dans le cas de chargements complexes, la contrainte nominale ne peut pas être systématiquement définie. Enfin, cette méthode ne tiendra pas compte de la géométrie locale de l'assemblage.

Méthode basée sur la contrainte au point chaud

L'utilisation d'une contrainte qui prendrait en compte la géométrie locale du joint soudé serait bien entendu intéressante, mais la définition précise d'une telle contrainte sera difficile à prendre en compte. En effet, il serait nécessaire de connaître le profil tout le long du cordon de soudure. Compte tenu des variations locales de géométrie rencontrées, dues essentiellement au procédé de soudage, la détermination de la géométrie locale en serait rendue ardue. De plus, d'un point de vue numérique, les calculs à envisager pour prendre en compte ces données seraient considérablement alourdis ; ce qui rendrait, à l'heure actuelle, cette méthode inutilisable dans un outil de dimensionnement. Toutefois, il est important de noter que c'est bien cette contrainte locale qui gouvernera la durée de vie en fatigue de la jonction soudée.

Il s'agit donc d'adopter une démarche intermédiaire par l'utilisation de la contrainte au point chaud. En se référant aux recommandations de l'IIS (ou l'Eurocode 3), la contrainte au point chaud désigne la contrainte principale maximale dans le métal de base (au pied du cordon de soudure) prenant en compte les effets des discontinuités géométriques, à l'exception des effets locaux dus à la géométrie de la soudure.

Cette grandeur est donc une contrainte de dimensionnement qui ne possède pas, à proprement parler, de sens physique puisqu'elle ne contient pas d'informations sur la géométrie locale du cordon de soudure. Comme nous l'avons vu, elle est déterminée au droit du pied de cordon et se veut avant tout représentative des contraintes au niveau de l'intersection.

Cette méthode pourra donc s'appliquer dans les cas où la « qualité » de soudure en pied de cordon demeurera constante. Nous considérerons que les jonctions T soudées utilisées lors de notre étude entrent dans cette catégorie, ce qui justifiera l'utilisation de la contrainte au point chaud dans notre cas.

Un des principaux avantages, lié à l'utilisation de la contrainte au point chaud, est de limiter le nombre de courbes S-N à employer. En effet, quels que soient le chargement et la géométrie rencontrés, une seule courbe S-N (FAT100) s'avère nécessaire.

Méthode basée sur la contrainte locale effective

Contrairement aux deux méthodes évoquées précédemment, il s'agit cette fois d'une méthode locale qui prend en compte la géométrie locale du cordon de soudure. Toutefois, celle-ci ne repose pas sur une modélisation complète de la soudure, mais est basée sur le calcul d'une contrainte locale équivalente. Cette méthode, développée initialement par Radaj et Sonsino [8-11], propose d'utiliser un rayon équivalent de 1,0 mm au point critique en pied de cordon. Elle recommande également d'employer un angle de raccordement de 30° pour les assemblages bout-à-bout et de 45° dans le cas d'une soudure d'angle. L'IIS préconise, quant à elle, d'utiliser la courbe FAT225 pour décrire le comportement en fatigue de l'assemblage.

Prise en compte du rapport de charge

Les recommandations de l'IIS envisagent trois cas de figure pour la prise en compte du rapport de charge. En effet, pour des rapports de charge R inférieurs à 0,5, un facteur de fatigue, noté f , peut être envisagé.

1. Métal de base et produits contenant des contraintes résiduelles négligeables (inférieures à 20% de la limite d'élasticité), composants détensionnés :

$$\begin{aligned} f(R) &= 1,6 && \text{pour } R < -1 \\ f(R) &= -0,4R + 1,2 && \text{pour } -1 \leq R \leq 0,5 \\ f(R) &= 1 && \text{pour } R > 0,5 \end{aligned}$$

2. Petits éléments de soudure partiellement soudés. Structures ou composants dont les extrémités sont oxycoupées :

$$\begin{aligned} f(R) &= 1,3 && \text{pour } R < -1 \\ f(R) &= -0,4R + 0,9 && \text{pour } -1 \leq R \leq -0,25 \\ f(R) &= 1 && \text{pour } R > -0,25 \end{aligned}$$

3. Composants complexes bidimensionnels ou tridimensionnels avec présence de contraintes résiduelles généralisées, composants de fortes épaisseurs :

$$f(R) = 1$$

8-6-2 Etude en fatigue de la jonction T : chargement en flexion rotative

Dans le cadre de cette étude, nous avons choisi d'employer la méthode basée sur la contrainte au point chaud pour estimer la durée de vie en fatigue des jonctions T. De plus, n'ayant pas d'informations relatives au niveau atteint par les contraintes résiduelles dans la jonction, nous avons préféré nous placer dans les cas n°3 : nous ne prendrons donc pas en compte l'influence du rapport de charge lors des calculs de durées de vie.

Nous avons reproduit, dans la figure 8-18, l'évolution des contraintes principales maximale et minimale relatives au chargement de type flexion rotative (FRO) appliqué lors des essais en fonction de la position du chargement ϕ' . Les résultats présentés dans cette figure sont relevés à une distance égale à $0,4t$ du pied de cordon à la position géométrique $\phi=45^\circ$.

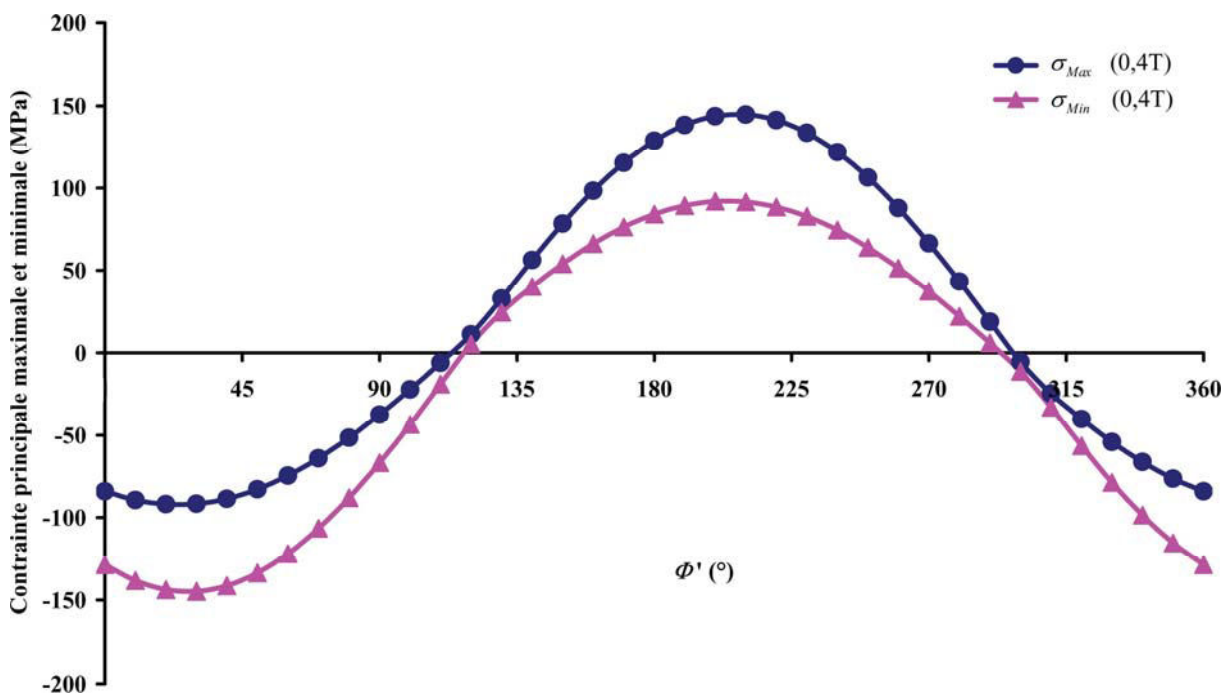


Figure 8-18 : Contraintes principales pour un chargement de type flexion rotative ($\phi=45^\circ$)

Dans la figure 8-19, nous avons cette fois comparé l'évolution de la contrainte principale maximale relevée à $0,4t$ et $1,4t$ du pied de cordon. Nous pouvons remarquer que ces deux courbes présentent un léger déphasage de l'ordre de 10 à 15°. Ce résultat n'est bien entendu pas surprenant et provient de la géométrie de la structure. Ainsi, en se plaçant sur la jonction à un angle ϕ donné, l'ensemble des points situés sur cette « ligne » ne verra pas le maximum des contraintes au même instant de chargement ϕ' . De plus, rappelons que la position du point chaud varie avec la position du chargement ϕ' .

Disposant de ces informations sur les contraintes principales, nous pouvons désormais calculer la contrainte au point chaud à l'aide de la relation linéaire suivante :

$$\sigma_{HS} = 1,4\sigma_{0,4t} - 0,4\sigma_{1,4t}$$

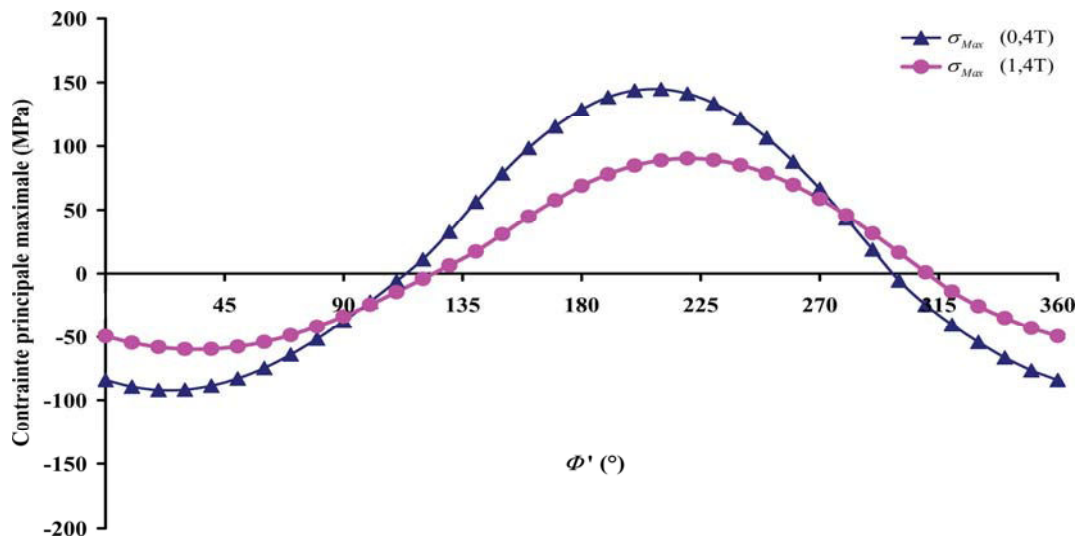


Figure 8-19 : Contraintes principales maximales à 0,4t et 1,4t pour un chargement de type flexion rotative ($\phi=45^\circ$)

et ainsi déterminer son amplitude $\Delta\sigma_{HS}$ pour la position géométrique considérée ($\phi=45^\circ$). Cette méthode sera alors appliquée à l'ensemble des essais réalisés et permettra de disposer des couples ($\Delta\sigma_{HS}$, N_R) correspondants. L'ensemble des résultats ainsi obtenus est reproduit dans les figures 8-20a et 8-20b, et comparé à la courbe FAT100 préconisée par l'IIS. Par ailleurs, on notera que c'est l'amplitude maximale de la contrainte au point chaud $\Delta\sigma_{HS}$, correspondant à un rapport de charge $R = -1$, qui a été représentée dans la figure 8-20a, alors que c'est l'amplitude correspondant à $R = -0,55$ qui a été représentée dans la figure 8-20b. Ce dernier rapport de charge correspond aux résultats numériques (figure 4-22 du chapitre 4).

L'ensemble de ces résultats fait apparaître des écarts qui peuvent être importants, dans le cas où on a utilisé $R = -1$, entre les durées de vie expérimentales et celles issues de la courbe FAT100 : les prévisions demeurent systématiquement sécuritaires pour ce rapport de charge puisque le coefficient de sécurité, relatif aux durées de vie, est compris entre 2 et 8.

8-6-3 Application d'un critère de fatigue multiaxiale

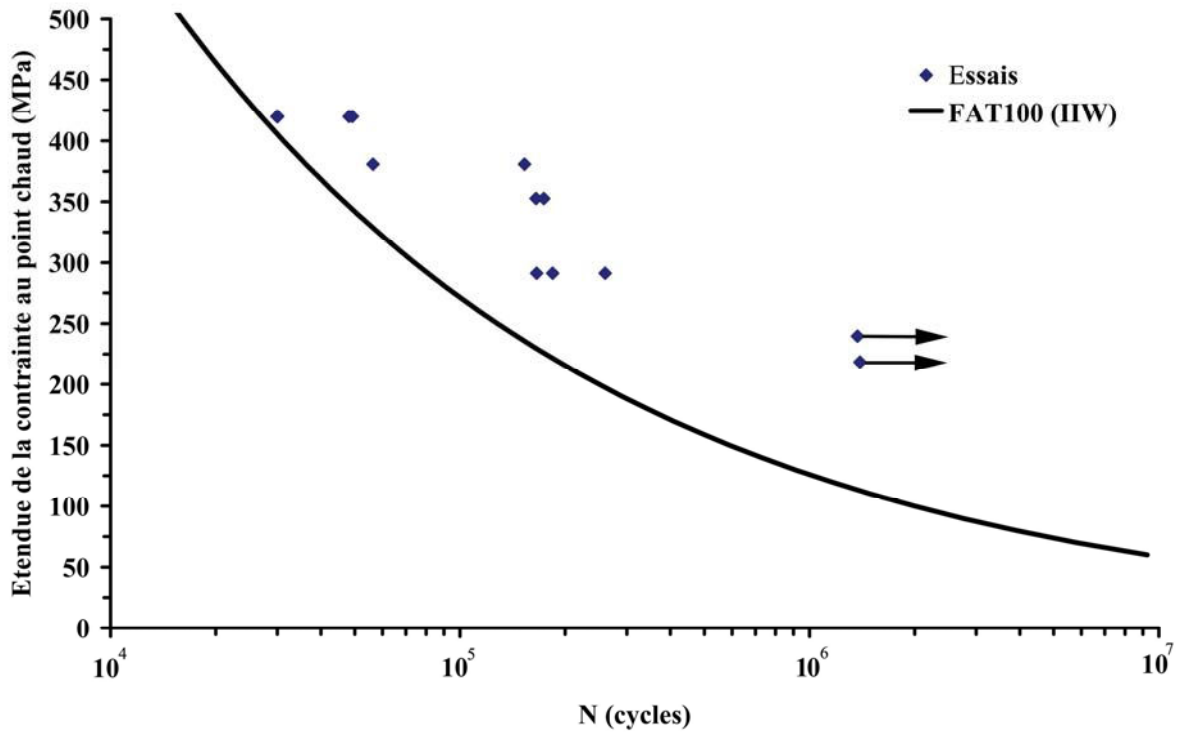
Compte tenu du fait que l'état de contrainte rencontré dans cette étude demeure multiaxial, nous avons souhaité examiner l'intérêt que pouvait présenter l'utilisation de critères de fatigue prenant réellement en compte de tels chargements. Bien qu'il existe de nombreux critères de fatigue multiaxiale, nous avons choisi de concentrer nos efforts sur le critère de Dang Van dont nous commencerons tout d'abord par rappeler les grandes lignes.

Caractérisation d'un chargement multiaxial

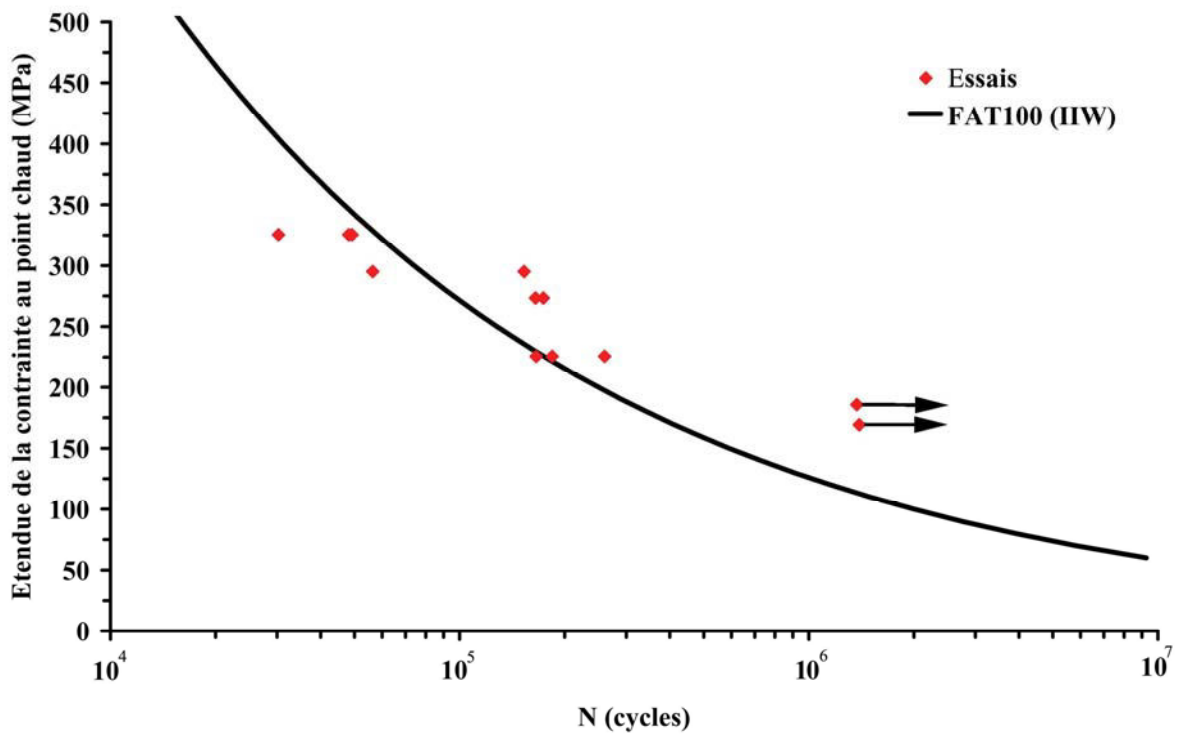
Chargement périodique

La classe de chargement la plus étudiée en fatigue est celle des chargements périodiques. Un chargement périodique, de période T, est défini par :

$$\sigma_{ij}(t+T) = \sigma_{ij}(t)$$



(a)



(b)

Figure 8-20 : Durées de vies calculées numériquement (IIW) et mesurées expérimentalement ($\phi=45^\circ$)
(a) $R = -1$, (b) $R = -0,55$

Dans l'espace des contraintes, le trajet de chargement décrit alors une courbe fermée parcourue une seule fois pendant la durée d'une période (Figure 8-21.a).

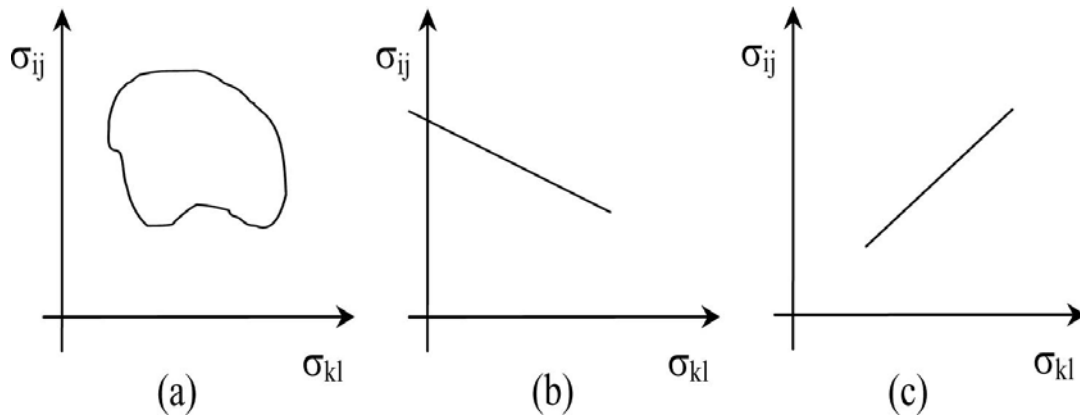


Figure 8-21: Différents types de chargement : quelconque (a) – affine (b) – radial (c)

Chargement affine

Un chargement affine (périodique) est un chargement dont le trajet dans l'espace des contraintes est un segment de droite. Au cours d'un chargement affine, il est important de noter que les directions principales du tenseur des contraintes varient. Si l'on nomme $\overline{\sigma^A}$ et $\overline{\sigma^B}$ les deux extrémités de ce segment (Figure 8-21.b), on peut alors définir le tenseur des contraintes alternées $\overline{\sigma_a}$ tel que :

$$\overline{\sigma_a} = \frac{1}{2} \left(\overline{\sigma^B} - \overline{\sigma^A} \right)$$

et le tenseur des contraintes moyennes $\overline{\sigma_m}$ tel que :

$$\overline{\sigma_m} = \frac{1}{2} \left(\overline{\sigma^B} + \overline{\sigma^A} \right)$$

Ainsi, dans le cas d'un chargement affine sinusoïdal, le tenseur des contraintes peut être décomposé en un tenseur des contraintes alternées et un tenseur des contraintes moyennes de la même manière que pour une sollicitation uniaxiale :

$$\sigma_{ij} = \sigma_{ij,m} + \sigma_{ij,a} \sin(\omega t)$$

avec $\sigma_{ij,m} = \frac{1}{2} \left(\sigma_{ij}^B + \sigma_{ij}^A \right)$ et $\sigma_{ij,a} = \frac{1}{2} \left(\sigma_{ij}^B - \sigma_{ij}^A \right)$.

Chargement proportionnel

Un chargement proportionnel est un chargement affine dont les extrémités sont une droite passant par l'origine (Figure 8-21.c). Au cours d'un chargement proportionnel, les directions principales du tenseur des contraintes restent fixes.

Critère de Dang Van

Un critère de fatigue à grand nombre de cycles est un outil qui permet de distinguer parmi tous les trajets de chargement ceux qui sont endommageants de ceux qui ne le sont pas. Le critère Dang Van (1973) fait intervenir le cisaillement alterné sur le plan critique τ_a , calculé suivant l'approche de Tresca, et la pression hydrostatique p , ces deux grandeurs variant avec le temps :

$$\tau_a(t) + B_d p(t) \leq A_d$$

où A_d et B_d sont deux constantes relatives au matériau considéré. L'identification de ces deux constantes se fait classiquement à partir des limites d'endurance en torsion et flexion purement alternées.

Dans le cas d'un chargement périodique quelconque, en utilisant la notion de tenseur des contraintes moyennes $\overline{\sigma}_m$ (figure 8-22), le cisaillement alterné instantané τ_a vaut :

$$\tau_a(t) = Tresca \left[\overline{\sigma}(t) - \overline{\sigma}_m \right]$$

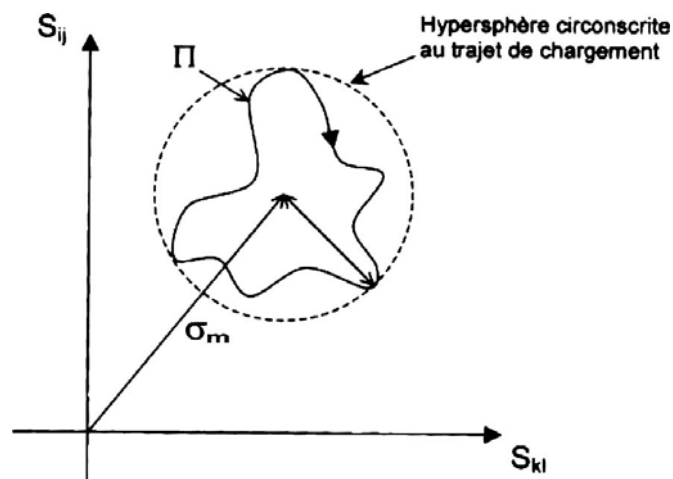


Figure 8-22 : Définition de la contrainte moyenne pour un chargement quelconque

Dans le cas d'un chargement sinusoïdal proportionnel ou affine, il est alors aisé de démontrer que le critère de Dang Van peut s'écrire :

$$\tau_{\max,a} + B_d p_{\max} \leq A_d$$

où $\tau_{\max,a} = Tresca \left(\overline{\sigma}_a \right)$.

Dans le cas d'un chargement proportionnel, où la direction du cisaillement maximal reste fixe, le calcul du cisaillement alterné $\tau_{\max,a}$ peut également s'effectuer par :

$$\tau_{\max,a} = \tau_{\max} - \tau_m$$

où τ_m désigne la contrainte moyenne de cisaillement au sens de Tresca. Toutefois, ce résultat n'est pas généralisable au cas d'un chargement quelconque (voire même affine) puisque l'opérateur Tresca n'est pas un opérateur linéaire.

La figure 8-23 représente la droite de Dang Van dans le plan (τ, p) pour des chargements critique et non critique.

8-6-4 Etat de contrainte dans la jonction T

L'évolution des composantes non nulles du tenseur des contraintes, issues du calcul par éléments finis (modèle coque), est représentée dans la figure 8-24 à la position $\phi=45^\circ$ pour un cycle de chargement de type flexion rotative (FRO). Nous observons un déphasage de l'ordre de 10° entre σ_{xx} et σ_{yy} alors que σ_{xx} et σ_{xy} sont en phase. Nous sommes donc ici en présence d'un chargement non proportionnel. Nous pouvons également remarquer que, dans cette étude, l'état de contraintes est proche d'un cas de traction biaxiale (déphasée).

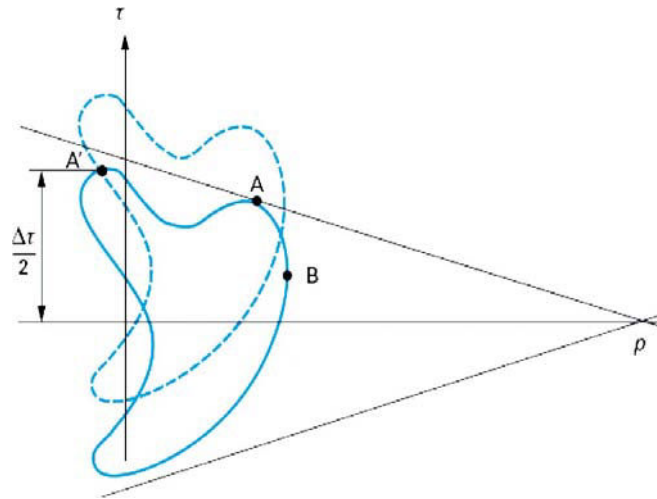


Figure 8-23 : Représentation de la droite de Dang Van dans le plan (τ, p) pour un chargement non critique (trait plein) et un chargement critique (trait pointillé) vis-à-vis de la fatigue

8-6-5 Application du critère de Dang Van

Par analogie à la méthode utilisant la notion de contrainte au point chaud extrapolée à partir de la contrainte principale maximale à $0,4T$ et $1,4T$ du pied de cordon, nous avons étendu ce concept à la seconde contrainte principale. Ceci permet alors de définir un état de contrainte biaxial au point chaud et d'appliquer un critère de fatigue multiaxial.

Les limites d'endurance utilisées pour tracer la droite de Dang Van furent celles correspondant à la courbe FAT 100 utilisée auparavant :

- une limite d'endurance en flexion de 50 MPa à $2 \cdot 10^6$ cycles (contrainte alternée) en admettant que celle-ci soit établie pour un rapport de charge de $R=0,5$. Cette valeur correspond au point A (67 MPa ; 25 MPa)
- une limite d'endurance en torsion de 50 MPa à $2 \cdot 10^6$ cycles. Cette valeur correspond au point B (0 ; 50 MPa).

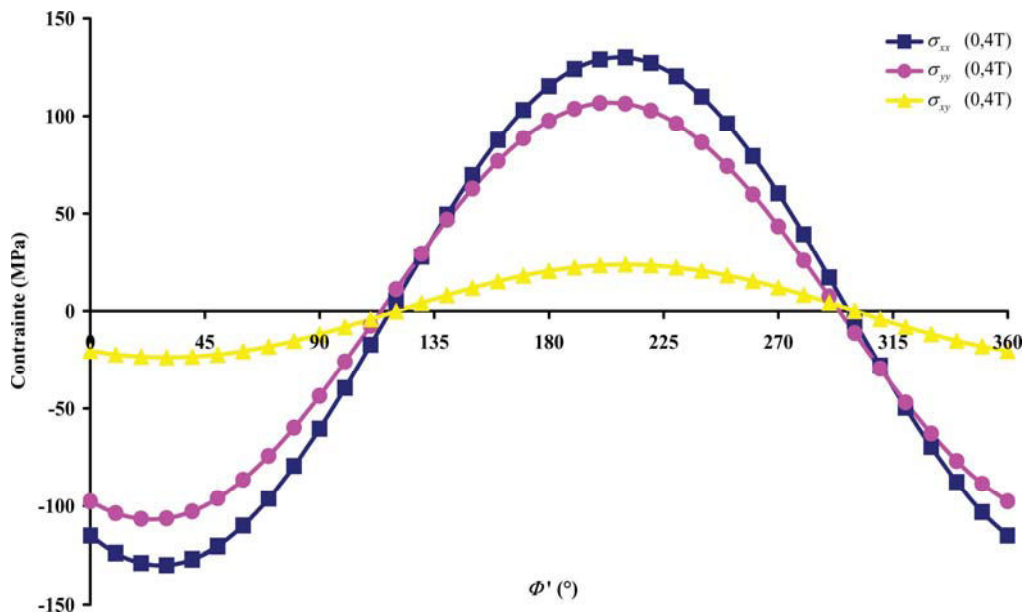


Figure 8-24 : Evolution des composantes du tenseur des contraintes ($\phi=45^\circ$)

L'utilisation de ces valeurs induit un coefficient directeur de la droite de Dang Van de -0,38, ce qui est une valeur courante pour des aciers. Nous avons représenté dans le plan (τ , p) la droite de Dang Van ainsi obtenue (figure 8-25). Les trajets de chargement correspondant aux déplacements appliqués ont également été représentés dans la figure 8-25.

On remarque que les trajets de chargement ne passent par l'origine : ce résultat provient du déphasage observé précédemment entre les contraintes σ_{xx} et σ_{yy} .

Sur la figure 8-25, nous avons également reproduit des courbes d'iso-durée de vie relatives au critère de Dang Van. Le passage au domaine de l'endurance limitée nécessite de connaître les coefficients $A_d(N)$ et $B_d(N)$ associés à un nombre de cycles donné N . Pour cela, nous avons utilisé les courbes de Wöhler en flexion ($m = 3$) et en torsion ($m = 5$) préconisées pour ce type d'assemblage par l'IIS. A l'aide de ces courbes, nous sommes alors en mesure de tracer une série de droites représentatives des durées de vie considérées. On notera que les droites ainsi obtenues ne sont pas parallèles puisque les coefficients des lois de Basquin utilisés ne sont pas égaux en flexion et en torsion.

Comme nous pouvons le constater, les points expérimentaux pour les chargements de faible amplitude ($1,94 \leq u_0 \leq 3,15 \text{ mm}$) demeurent assez éloignés des prévisions du modèle de Dang Van, ce qui apparaît cohérent avec les résultats obtenus précédemment à $R = -1$. Les prévisions de ce critère restent donc largement sécuritaires aux faibles amplitudes de chargement et notamment lorsqu'on s'approche de la limite de fatigue. Le coefficient de sécurité, relatif à la distance verticale par rapport à la droite de Dang Van, atteint une valeur de 6 pour le déplacement $u_0 = 3,15 \text{ mm}$. Rappelons par ailleurs que le cas de chargement $u_0 = 1,94 \text{ mm}$ n'avait pas conduit à une rupture par fatigue. Pour les amplitudes de chargement élevées ($3,4 \leq u_0 \leq 3,75 \text{ mm}$), le critère de Dang Van prédit des durées de vie proches des résultats expérimentaux, voire même légèrement inférieures.

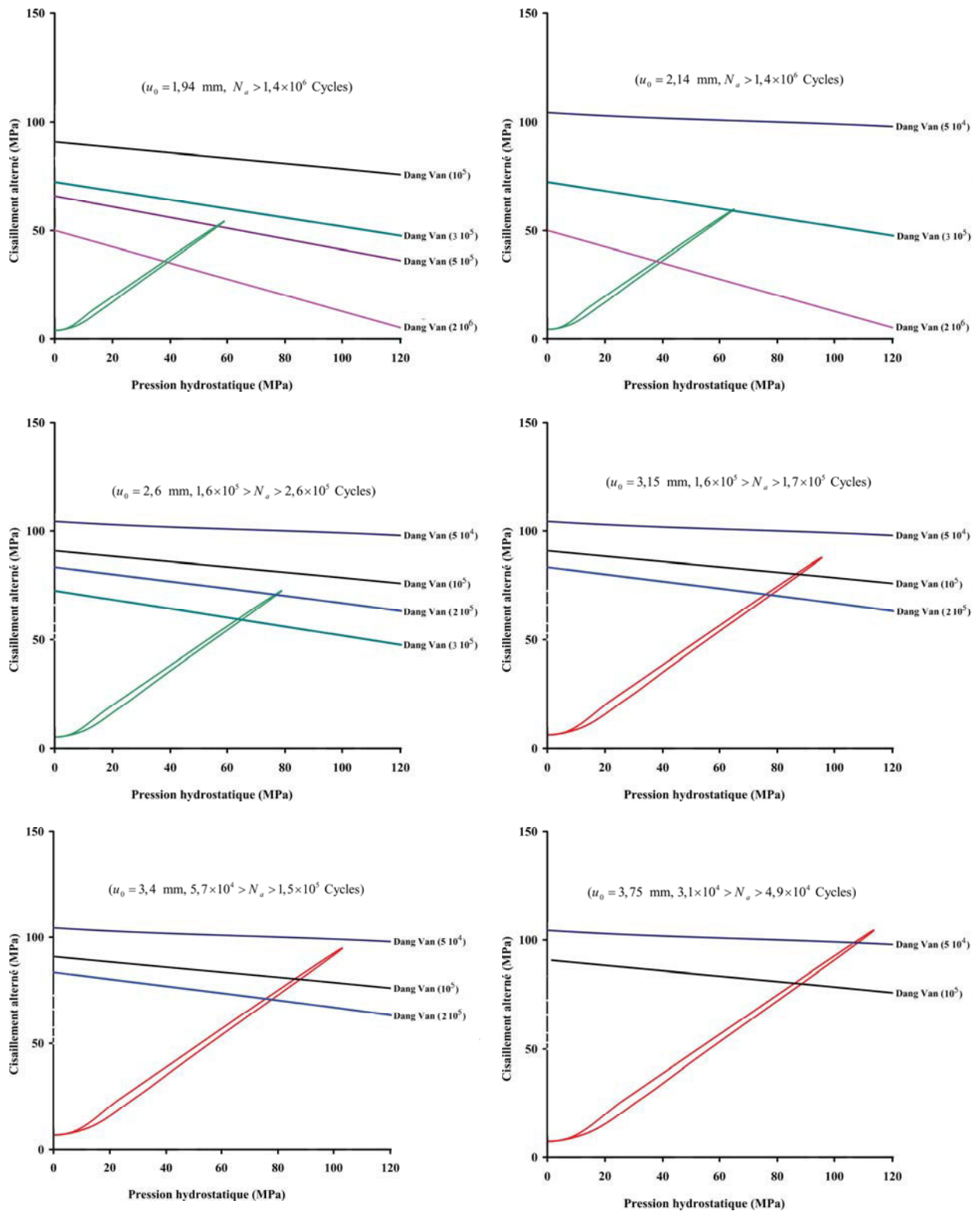


Figure 8-25: Représentation des trajets de chargement correspondant aux différents déplacements appliqués (position $\phi=45^\circ$)

Un des intérêts des critères de fatigue tels que celui de Dang Van est qu'il permet de prendre en compte la nature véritablement multiaxiale du chargement. Comme l'ont déjà montré des études antérieures [8-12], l'utilisation de ce type de critère pour le dimensionnement à la fatigue des assemblages soudés paraît donc tout à fait envisageable. On notera également que l'introduction de ce critère s'effectue sans véritablement alourdir les calculs, ce qui favorisera alors son intégration au niveau de recommandations en conception.

Même si nous avons souhaité appliquer le critère de Dang Van en maintenant le concept de contrainte au point chaud, il est important de noter que cette méthode serait mieux adaptée à un calcul par éléments finis prenant en compte la géométrie locale de la jonction T.

Références

- [8-1] Ann Schumacher and Alain Nussbaumer, '*Experimental study on the fatigue behaviour of welded tubular K-joints for bridges*', Engineering Structures, Volume 28, Issue 5, Pages 745-755, 2006.
- [8-2] Shao Y.B., '*Analysis of stress intensity factor (SIF) for cracked tubular K-joints subjected to balanced axial load*', Engineering Failure Analysis, Volume 13, Issue 1, Pages 44-64, 2006.
- [8-3] Shao Y.B. & Lie S.T., '*Parametric equation of stress intensity factor for tubular K-joint under balanced axial loads*', International Journal of Fatigue, Volume 27, Issue 6, Pages 666-679, 2005.
- [8-4] Lie S.T., Lee C.K., Chiew S.P. and Shao Y.B., '*Validation of surface crack stress intensity factors of a tubular K-joint*', International Journal of Pressure Vessels and Piping, Volume 82, Issue 8, Pages 610-617, 2005.
- [8-5] Lie S.T., Lee C.K., Chiew S.P. and Shao Y.B., '*Mesh modelling and analysis of cracked uni-planar tubular K-joints*', Journal of Constructional Steel Research, Volume 61, Issue 2, Pages 235-264, February 2005.
- [8-6] ANRT, '*Pratique du microscope électronique à balayage*', Paris, 1985.
- [8-7] SFM, '*Fatigue des assemblages soudés*', Journées de printemps, paris 4 et 5 juin 1985.
- [8-8] G. HENAFF & F. MOREL, '*Fatigue des structures*', ellipses, 2005.
- [8-9] D. FRANÇOIS, '*Endommagement et rupture des matériaux*', EDP sciences, 2004.
- [8-10] Institut international de la soudure (IIW / IIS), '*Recommandations pour la conception en fatigue des assemblages et des composants soudés*', IIW document XIII-1539-96 / XV-845-96, 1996.
- [8-11] Radaj D., Sonsino C.M., '*Fatigue Assessment of Welded Joints by Local Approaches*', Abington Publishing, 1998.
- [8-12] Janosch J.-J., Debiez S., Clerge M., Dang Van K., '*Integration of weld residual stresses into the local mechanical approach for optimising the fatigue strength of fillet welded assemblies*', Compte rendu de la conférence internationale sur 'La fatigue des structures et composants soudés', Senlis, juin 1996, Les Éditions de Physique, Pages 103–112, 1996.

Partie III

Modélisation des jonctions tubulaires

Chapitre 9

*Influence de la géométrie et du
chargement sur la concentration de
contrainte*

Chapitre 9

Influence de la géométrie et du chargement sur la concentration de contrainte

9-1 Introduction

Ce chapitre a pour objectif de modéliser numériquement douze formes de jonctions tubulaires planaires en prenant trois valeurs différentes de l'angle d'inclinaison de l'entretoise pour les cas de jonctions ayant des entretoises inclinées. Les deux jonctions sont de type : T, Y, K, X, DT, DY, DK, TY, XDT, DYDT, KT et DKDT. D'abord, nous présentons les caractéristiques géométriques et mécaniques des jonctions, les chargements étudiés et les conditions aux limites. Ensuite, nous analysons les résultats obtenus pour les différentes simulations numériques effectuées.

9-2 Caractéristiques des structures étudiées

Les jonctions tubulaires utilisées dans la construction des plateformes offshore ont des dimensions relativement élevées et ne peuvent donc pas être testées en laboratoire à cette échelle-là. Pour cette raison, nous proposons d'étudier des jonctions à une échelle plus réduite, les dimensions utilisées sont les suivantes :

$D = 2d = 100 \text{ mm}$, $L = 700 \text{ mm}$, $l = 300 \text{ mm}$; $\theta = 30^\circ$, 45° et 60° pour les entretoises inclinées; $\theta = 90^\circ$ pour les entretoises droites ; $g = 2 \text{ mm}$ et $T=t=2\text{mm}$.

Les paramètres géométriques non dimensionnels, définis précédemment, sont : $\alpha = 14$; $\beta = 0.5$, $\gamma = 25$, $\tau = 1$, $\zeta = 0.02$.

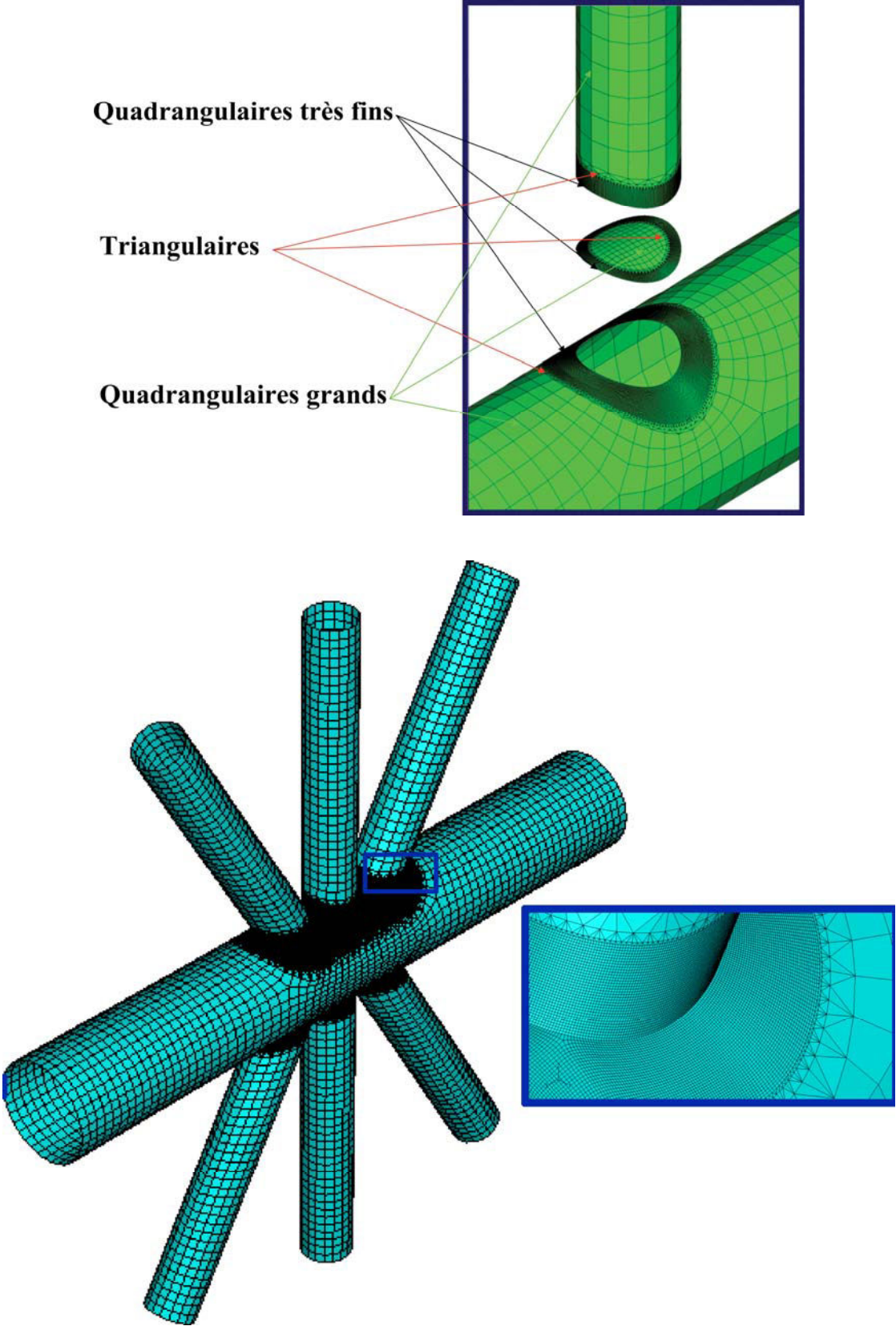
Les structures étudiées sont en acier de construction type S275 de module d'Young $E = 210 \text{ GPa}$ et de coefficient de Poisson $\nu = 0,3$.

9-3 Maillage des jonctions tubulaires

L'utilisation du modèle proposé au § 4-4 pour les jonctions avec plusieurs entretoises risque d'augmenter énormément le temps du calcul à cause de nombreux éléments utilisés pour mailler ces entretoises. Pour cette raison, nous avons proposé le modèle illustré en figure 9-1, où une zone d'éléments coques triangulaires "S3R" assure la transition entre le maillage très fin autour de l'intersection (zones de concentration de contraintes), constitué d'éléments coques quadrangulaires "S4R", et un maillage grossier en S4R aux extrémités du manchon et de l'entretoise. Cette forme de maillage assure les conditions de réalisation d'un modèle optimal d'éléments finis pour ce type de structure complexe, c'est-à-dire l'obtention de la meilleure précision avec le minimum de temps de calcul. Une étude de convergence de maillage et de validation de modèle a été effectuée pour justifier l'utilisation de ce modèle.

9-4 Chargements et conditions aux limites appliqués

Les chargements subis en service conduisent à des déplacements de « translation rotative » de la surface des plateformes. Les simulations numériques effectuées dans cette étude considèrent trois chargements simples : **Traction (TRA)**, **Flexion Dans le Plan (FDP)** et **Flexion Hors Plan (FHP)** ; et des chargements **Composés (COM)** constitués d'une traction combinée à une suite de flexions déviées. Ces derniers chargements simulent mieux les conditions réelles de service.



Pour ce type de modélisation, les conditions aux limites considérées sont des encastremets aux deux extrémités du manchon et des déplacements appliqués aux extrémités des entretoises selon le chargement considéré.

Les types de sollicitations étudiées sont :

Sollicitations simples

Les valeurs des déplacements sont choisies pour avoir des contraintes proches de la limite d'élasticité.

1. Chargement axial (traction ou compression) selon l'axe Z en appliquant un déplacement $u_3 = \pm 0.09$ mm.
2. Flexion simple dans le plan selon l'axe Y en appliquant une flèche $u_2 = \pm 0.5$ mm.
3. Flexion simple hors plan selon l'axe X en appliquant une flèche $u_1 = \pm 0.5$ mm.

Sollicitations composées

1. Traction selon l'axe Z ($u_3 = 0.09$ mm) et flexion rotative obtenue en faisant tourner le centre de l'entretoise de l'élément tubulaire autour d'un cercle en 36 étapes, c'est-à-dire tous les 10 degrés de l'angle de déplacement ϕ' ; les déplacements imposés u_1 et u_2 sont calculés selon les équations suivantes :

$$u_1 = 0,5 \cos \phi'$$

$$u_2 = 0,5 \sin \phi'$$

Pour les différentes formes de jonctions, on distingue deux types de chargement :

- 1- **Chargement simple** : appliqué dans le cas de jonctions de type T et Y.
- 2- **Chargement d'équilibre** : appliqué dans le cas des autres types de jonctions. Dans ce cas, il est possible de proposer différentes façons de solliciter les entretoises selon la direction de chaque composante de charge par rapport à la même composante appliquée aux autres entretoises. De ce fait, une étude préliminaire a été effectuée pour choisir les sollicitations les plus extrêmes du point de vue concentration de contrainte.

9-5 Chargements simples

Dans ce paragraphe, nous présentons et analysons les résultats obtenus pour toutes les formes de jonctions : T, Y, K, X, DT, DY, DK, TY, XDT, DYDT, KT et DKDT, soumises aux différents types de chargement simple : axial (Ax) « traction (TRA) ou compression (PRS) », flexion dans le plan (FDP), flexion hors plan (FHP). Nous avons vu au § 4-4-3 les courbes de répartition des contraintes géométriques d'une jonction T soumise à des chargements simples ; sur la figure 9-2, nous présentons les courbes de répartition des contraintes locales pour la jonction T respectant les dimensions indiquées au § 9-2 et soumise au chargement détaillé au § 9-4.

La répartition de la contrainte autour de l'intersection manchon/entretoise et de la jonction T montre que les points chauds, dans les cas des chargements de TRA, FHP, se localisent aux points de quartier, c'est-à-dire aux angles $\phi = 90^\circ$ et 270° ; par contre, ils se situent à $\pm 45^\circ$ du point d'arçon, dans le cas de la FDP.

Les figures 9-3 à 9-5 montrent que la courbe de répartition de la contrainte dans la jonction T présente une faible différence avec celle relative à la jonction DT. Par contre, pour les jonctions Y, X et DY, les points chauds se déplacent vers le talon du point d'arçon ($\phi = 0$) à mesure que l'angle d'inclinaison θ de l'entretoise par rapport au manchon diminue de 90° (jonctions T et DT) à 30° . Le déplacement des points chauds est observé pour les chargements Ax ou FHP (figures 9-6 à 9-7). Cependant, ces points chauds se déplacent dans le sens inverse du sens de la charge quand l'entretoise est soumise à un chargement FDP (figure 9-8). Le tableau 9-1 compare l'emplacement des points chauds entre les cas de chargement TRA, FDP et FHP pour les jonctions T et Y.

	T	Y60	Y45	Y30
TRA	90°	97°	101°	103°
FHP	90°	95°	96°	97°
FDP	45°	38°	31°	23°

Tableau 9-1 Angles ϕ représentant l'emplacement des points chauds dans des jonctions T et Y (l'angle ϕ est mesuré à partir de l'orteil de point d'arçon)

Dans les cas de jonctions soumises à une charge équilibrée antisymétrique et ayant au moins deux entretoises placées du même côté du manchon (K, DK, TY, DTDY, DTX, TK et DTDK), les emplacements des points chauds se déplacent vers la zone située entre les deux entretoises.

Dans le cas d'un chargement axial (figure 9-9), les courbes de répartition de la contrainte autour des deux entretoises sont différentes et dépendent du type de chargement : traction ou compression. Par conséquent, nous avons représenté la répartition de la contrainte la plus sévère pour laquelle l'entretoise est soumise à de la traction.

Pour le chargement FDP (figure 9-10), les répartitions de la contrainte autour des deux entretoises sont symétriques par rapport au plan médian, situé entre ces deux entretoises ; alors que dans le cas de chargement FHP (figure 9-11), ces répartitions de la contrainte sont symétriques par rapport au plan de la jonction.

Pour les jonctions TY, DTDY, TK, DTDK et DTX, contenant une entretoise droite et d'autres inclinées situées du même côté du manchon, et soumises à un chargement équilibré FDP ou FHP, les valeurs maximales de contrainte sont obtenues autour de l'entretoise droite. Par contre, dans le cas d'un chargement axial équilibré, les valeurs maximales de contrainte apparaissent autour de l'entretoise inclinée. De plus, les niveaux de contrainte relatifs à ce groupe de jonctions sont plus élevés que ceux observés dans les jonctions K et DK, où les deux entretoises, situées du même côté du manchon, sont inclinées. La figure 9-12 confirme ce résultat en comparant les répartitions de la contrainte entre les jonctions TY30 et K30, soumises à un chargement FDP.

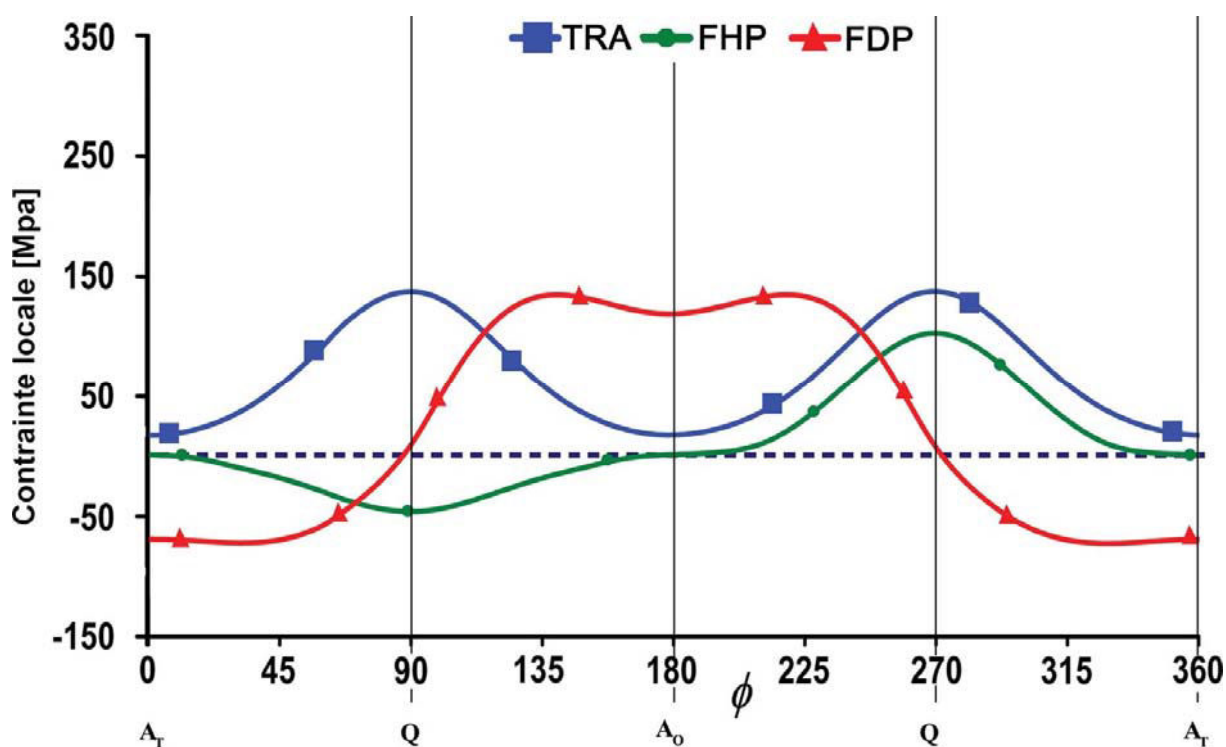


Figure 9-2 : Répartition de contrainte dans une jonction T soumise à des chargements simples (A_T talon du point d'arçon, A_O orteil du point d'arçon et Q point de quartier)

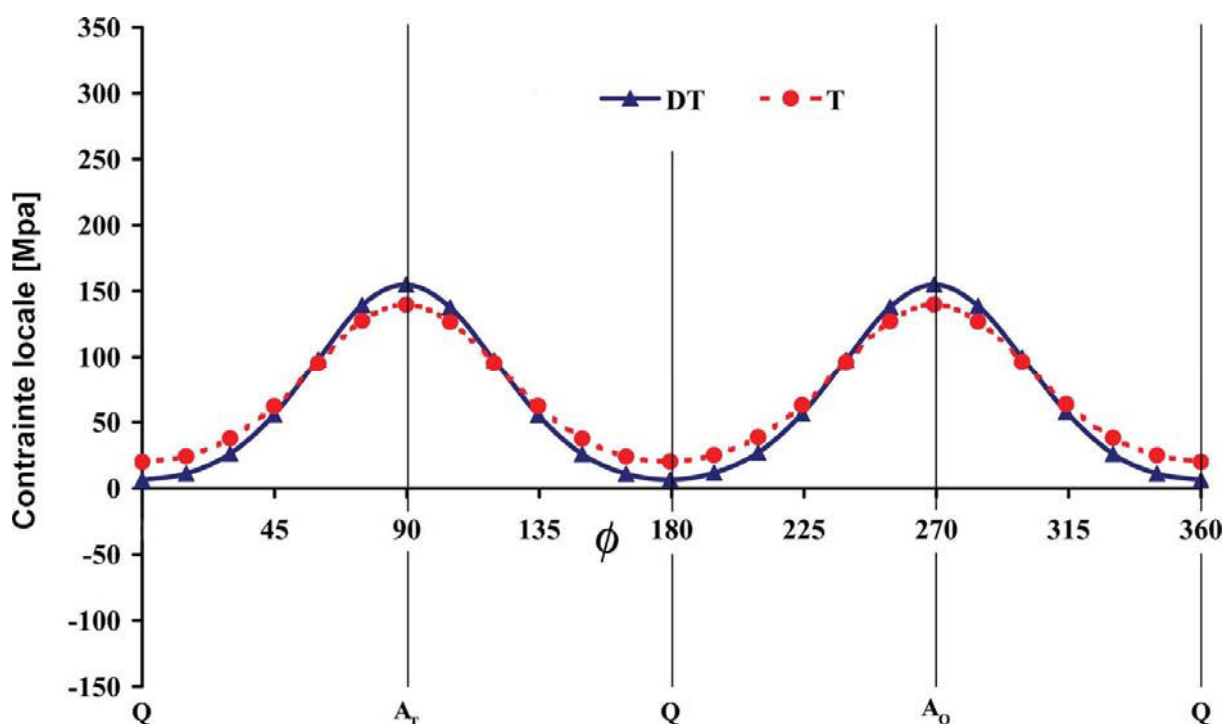


Figure 9-3 : Comparaison des courbes de répartition de contrainte de jonctions T et DT soumise à un chargement de traction (A_T talon du point d'arçon, A_O orteil du point d'arçon et Q point de quartier)

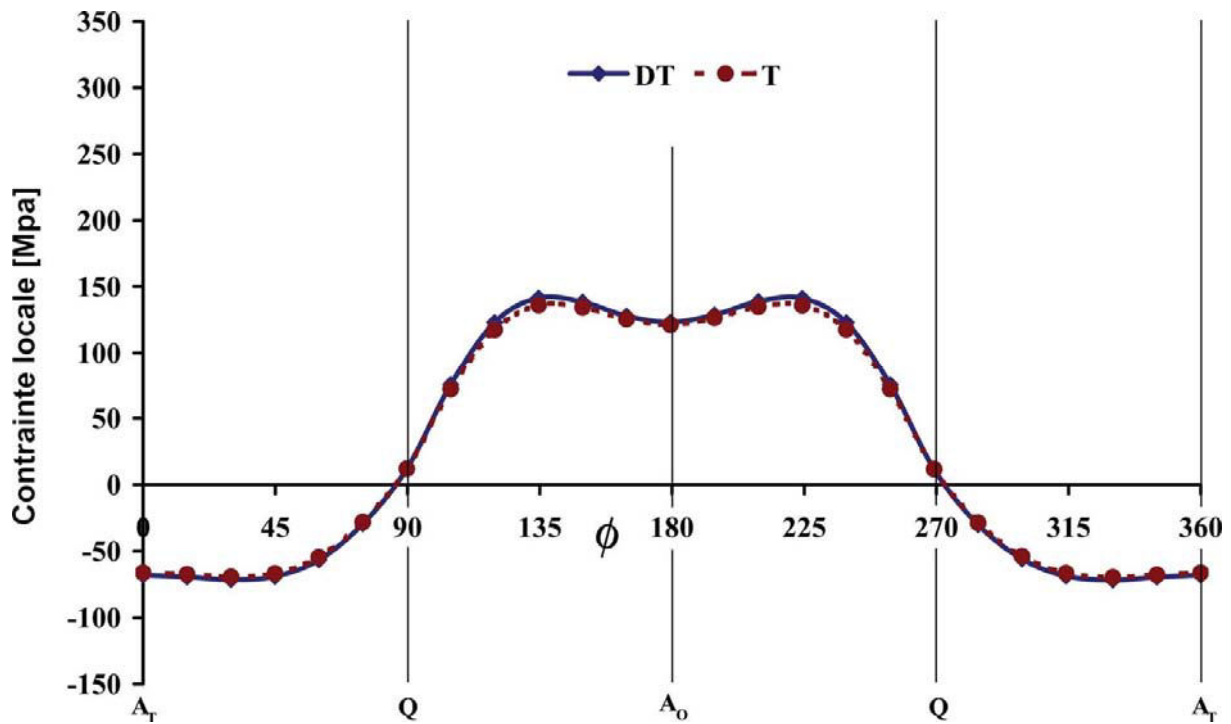


Figure 9-4 : Comparaison des courbes de répartition de contrainte de jonctions T et DT soumises à un chargement de FDP (A_T talon du point d'arçon, A_0 orteil du point d'arçon et Q point de quartier)

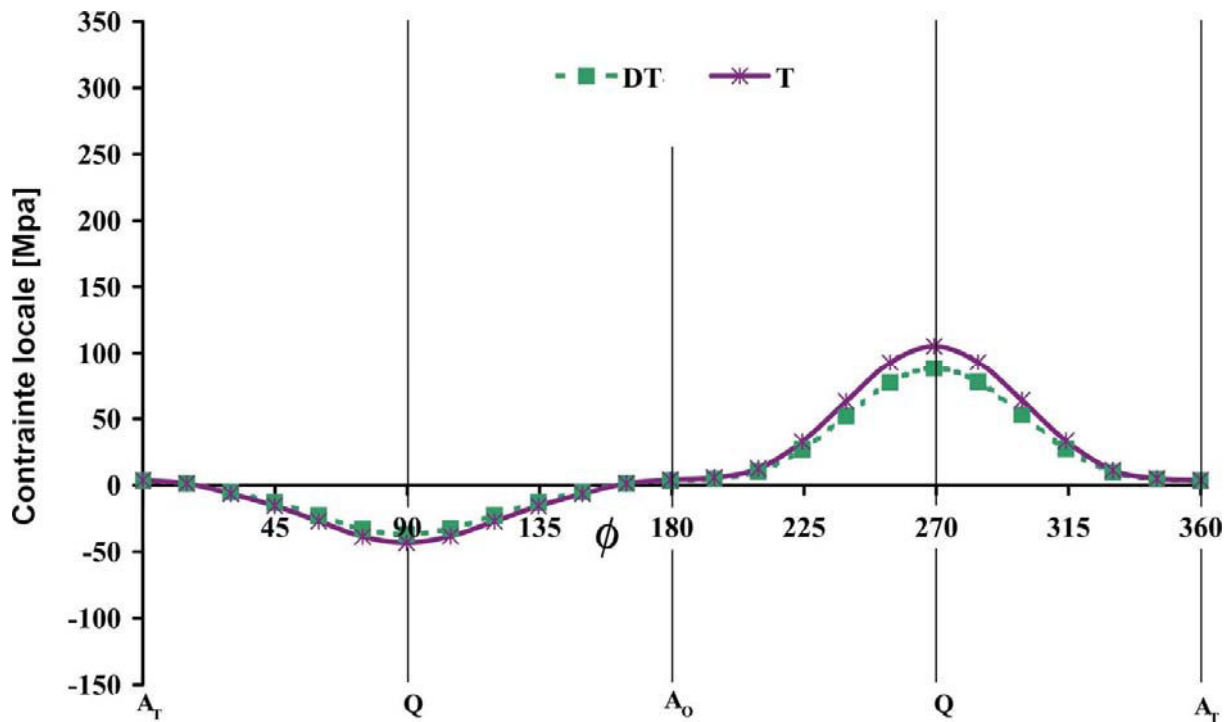


Figure 9-5 : Comparaison des courbes de répartition de contrainte de jonctions T et DT soumises à un chargement de FHP (A_T talon du point d'arçon, A_0 orteil du point d'arçon et Q point de quartier)

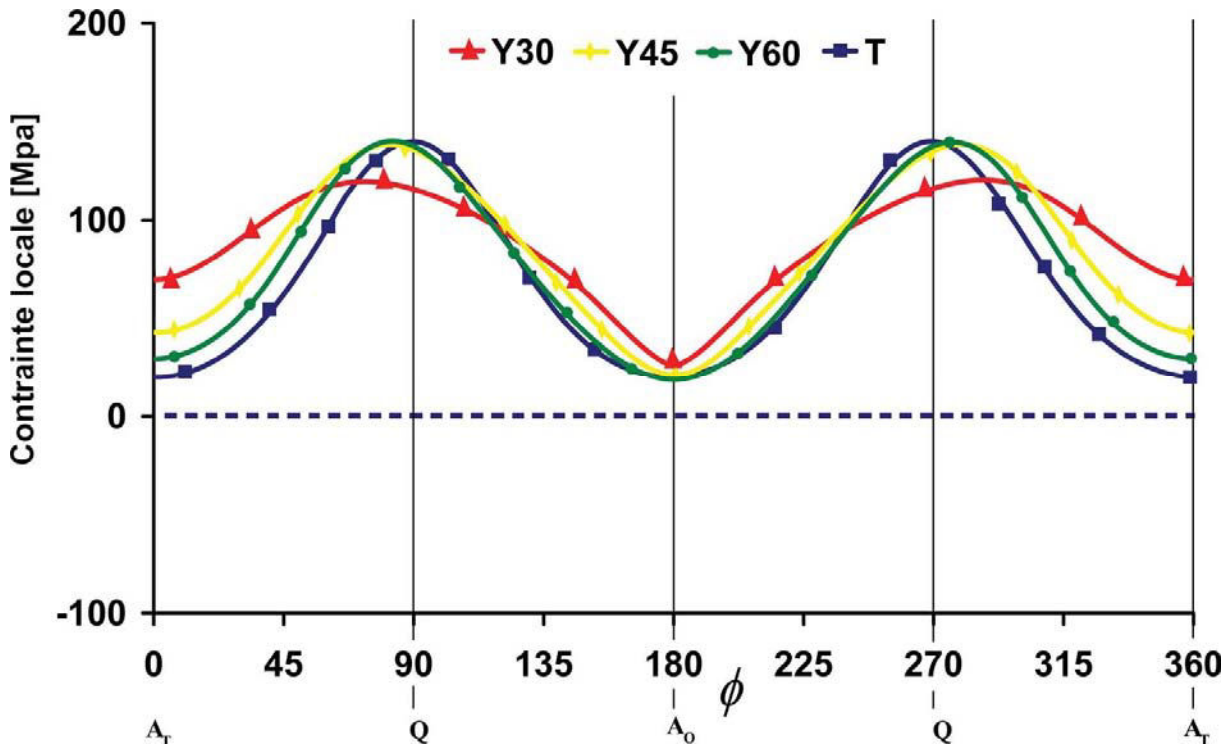


Figure 9-6 : Comparaison des courbes de répartition de contrainte de jonctions T et Y soumises à un chargement de traction (A_T talon du point d'arçon, A_O orteil du point d'arçon et Q point de quartier)

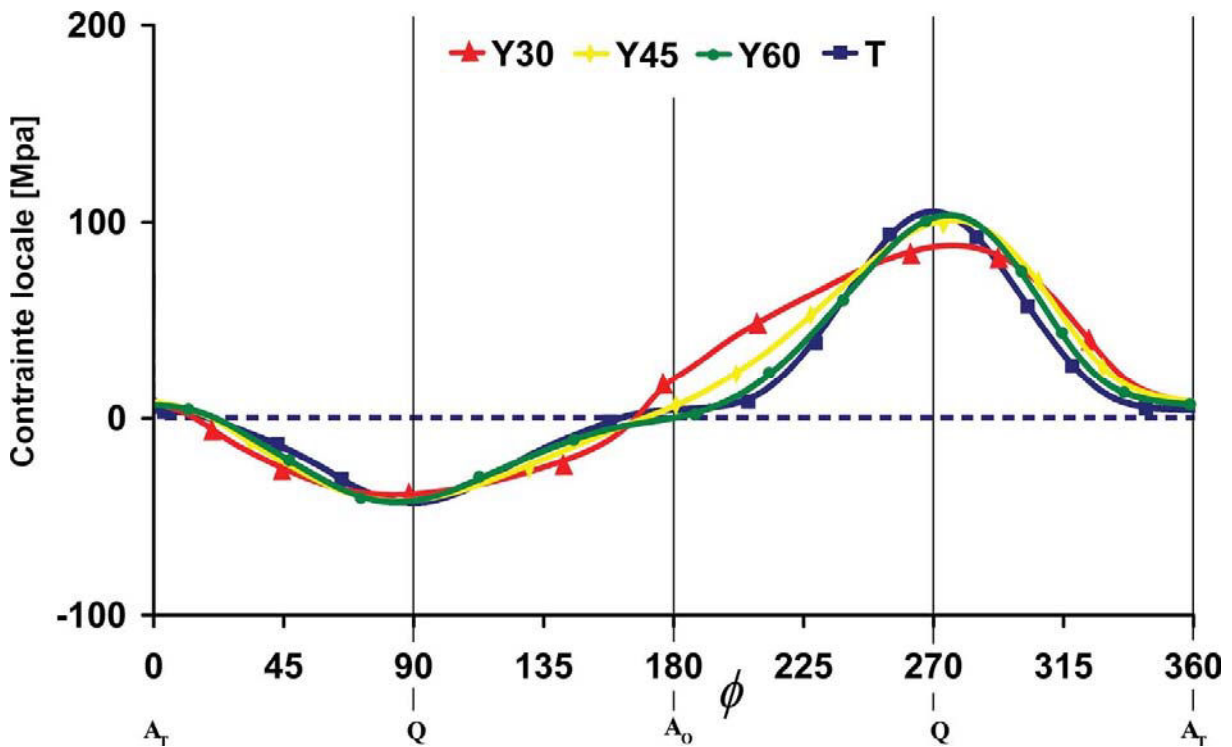


Figure 9-7 : Comparaison des courbes de répartition de contrainte des jonctions T et Y soumises à un chargement FHP (A_T talon du point d'arçon, A_O orteil du point d'arçon et Q point de quartier)

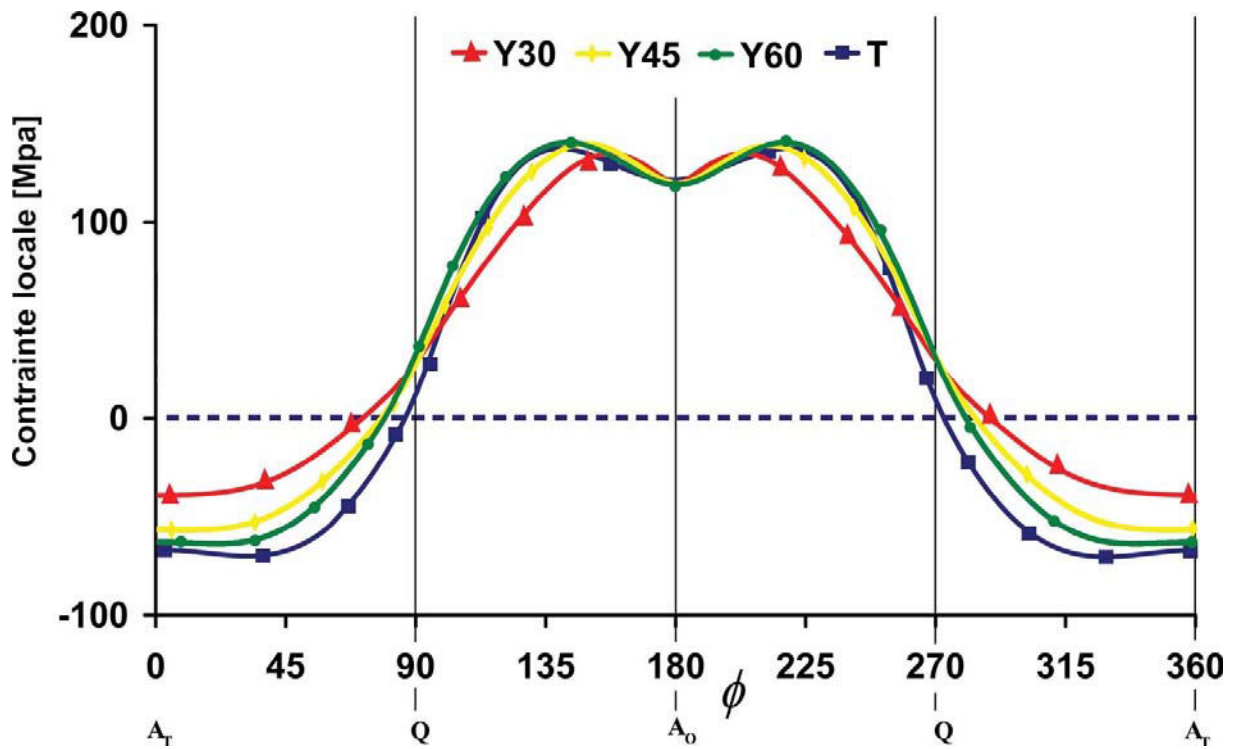


Figure 9-8 : Comparaison des courbes de répartition de contrainte de jonctions T et Y soumises à un chargement FDP (A_T talon du point d'arçon, A_O orteil du point d'arçon et Q point de quartier)

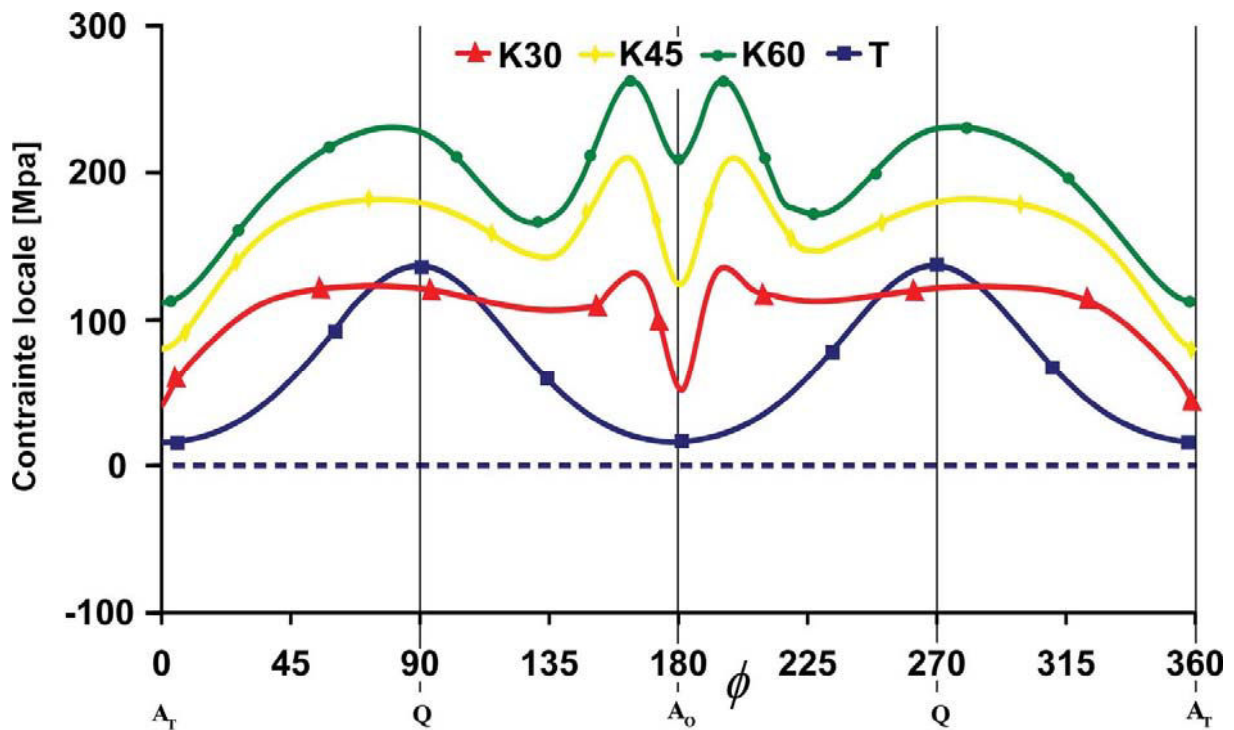


Figure 9-9 : Comparaison des courbes de répartition de contrainte de jonctions T et K soumises à un chargement TRA (A_T talon du point d'arçon, A_O orteil du point d'arçon et Q point de quartier)

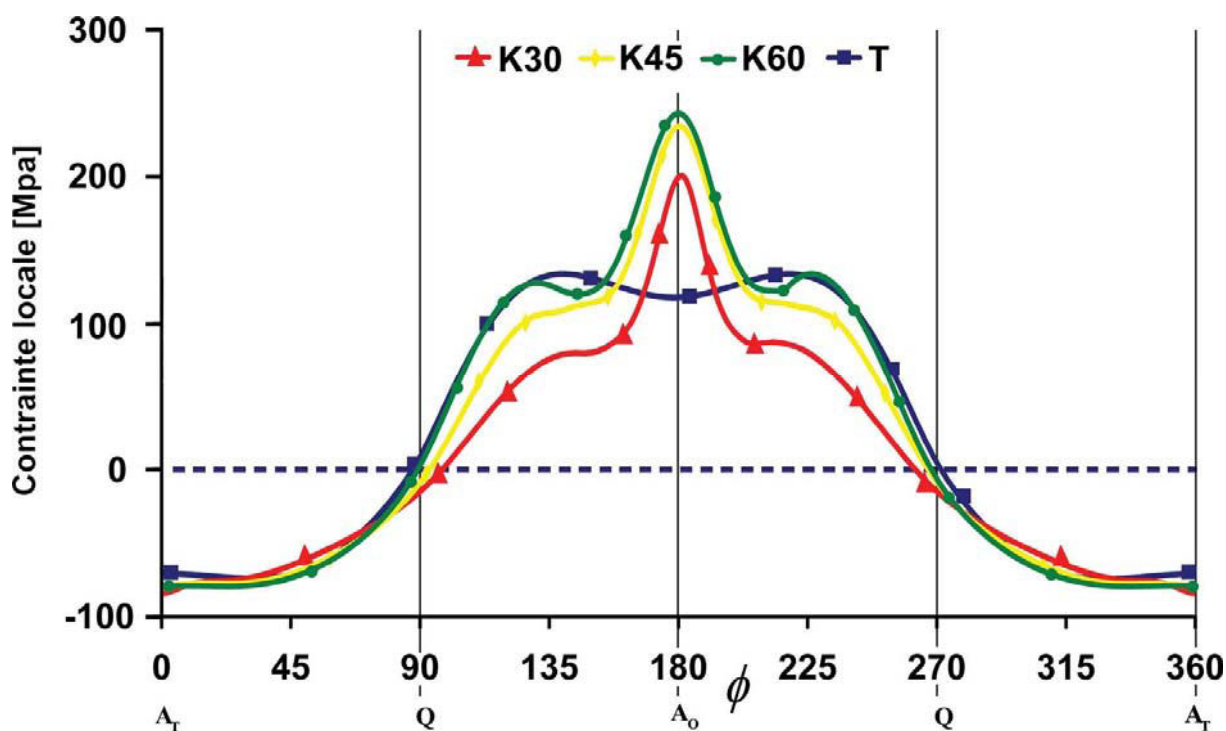


Figure 9-10 : Comparaison des courbes de répartition de contrainte de jonctions T et K soumises à un chargement FDP (A_T talon du point d'arçon, A_0 orteil du point d'arçon et Q point de quartier)

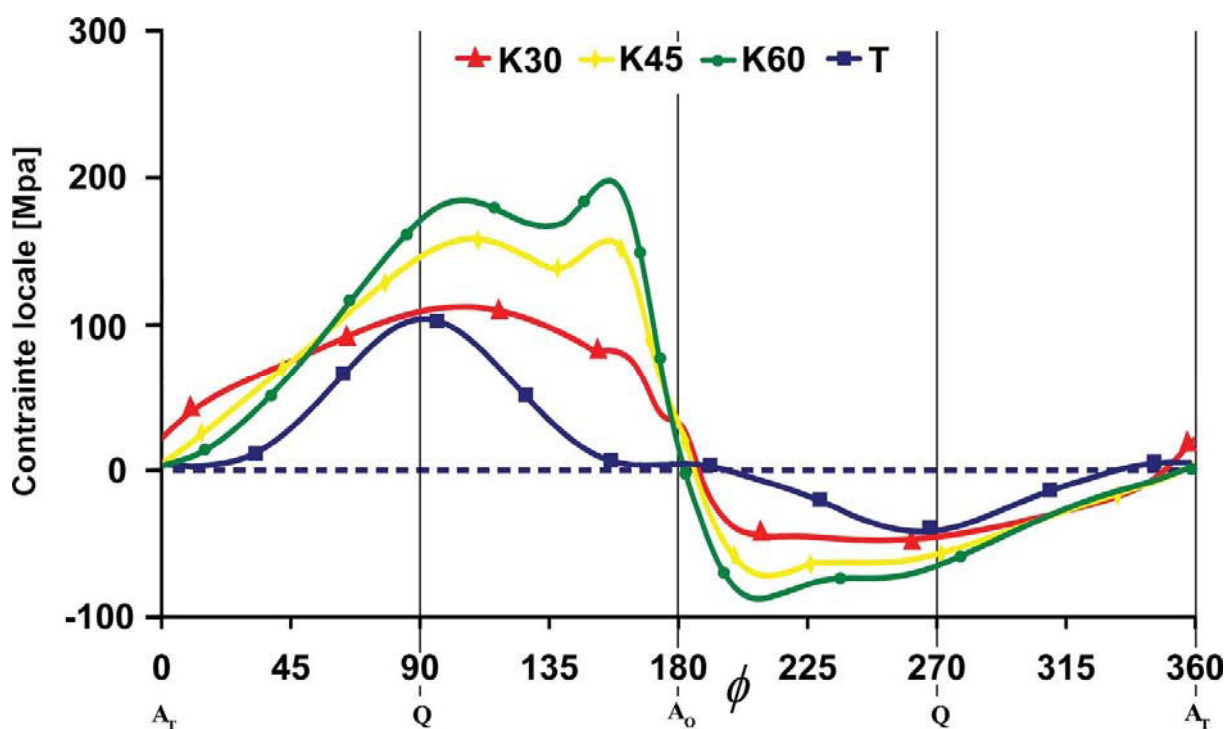


Figure 9-11 : Comparaison des courbes de répartition de contrainte de jonctions T et K soumises à un chargement FHP (A_T talon du point d'arçon, A_0 orteil du point d'arçon et Q point de quartier)

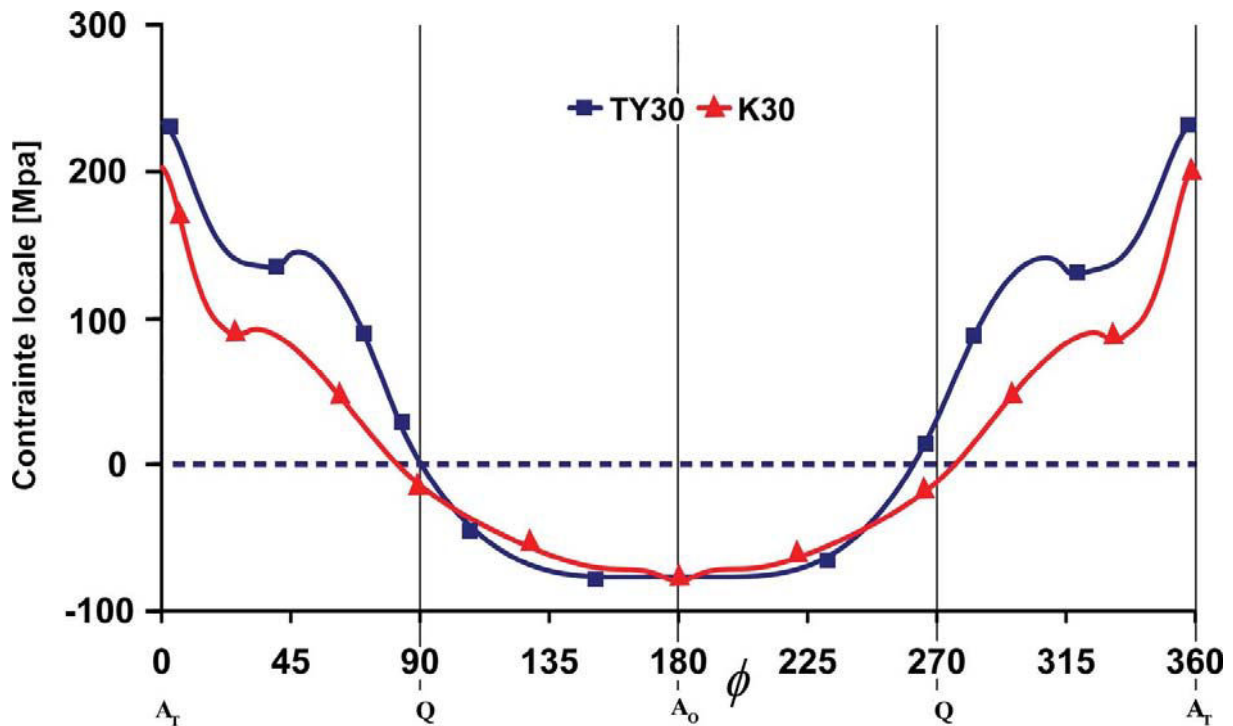


Figure 9-12 : Comparaison des courbes de répartition de contrainte de jonctions TY et K soumises à un chargement FDP (l'angle d'inclinaison d'entretoise est $\theta = 30^\circ$) (A_T talon du point d'arçon, A_0 orteil du point d'arçon et Q point de quartier)

9-6 Chargement composé

Dans le cas de chargements composés, la répartition de la contrainte autour de l'intersection manchon/entretoise montre que la localisation des points chauds varie selon l'angle de déplacement ϕ' (figure 9-13). Par conséquent, nous proposons de remplacer le terme « point chaud » par le terme « zone chaude » qui représente l'ensemble des points chauds correspondant à chaque étape de chargement. Les courbes en gras de la figure 9-13 (0° , 90° , 180° et 270°) permettent de distinguer les cas correspondant à des combinaisons de chargements simples (TRA+FDP) ou (TRA+FHP).

Pour mieux exploiter le faisceau représentant les courbes relatives aux différentes étapes du chargement composé, nous avons tracé les deux courbes correspondant aux maximums et minimums de ce faisceau, CC_{Max} et CC_{Min} définis précédemment au § 4-4-4 (figure 9-14). La figure 9-14 montre que dans le cas de chargement composé appliqué à une jonction T, il existe deux zones chaudes étendues sur $\pm 25^\circ$ de part et d'autre des points de quartier.

La courbe de répartition de la contrainte dans la jonction T soumise à des chargements composés présente une faible différence avec celle relative à la jonction DT (figure 9-15). Par contre, pour les jonctions Y, X et DY, les points chauds se déplacent vers le talon du point d'arçon ($\phi = 0^\circ$ ou 360°) à mesure que l'angle d'inclinaison θ de l'entretoise par rapport au manchon diminue de 90° (jonction DT) à 30° (figures 9-16 à 9-18). Ces résultats sont en bon accord avec ceux trouvés dans les cas des chargements simples.

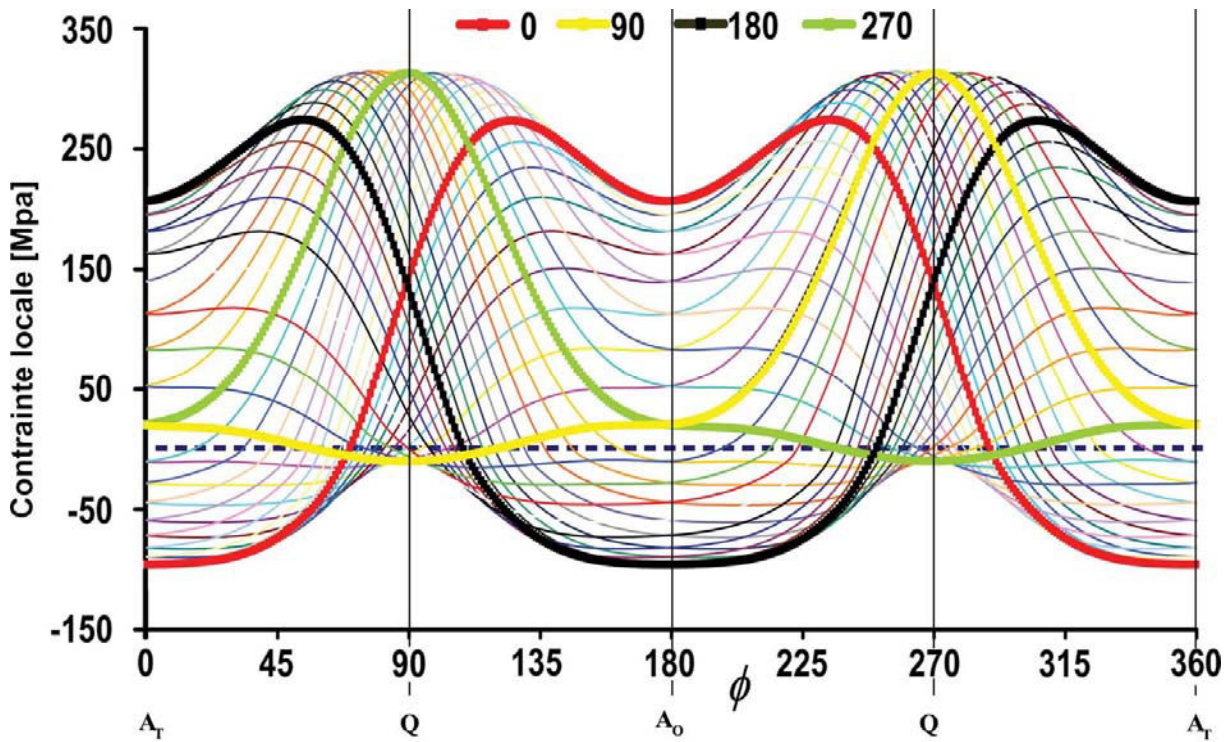


Figure 9-13 : Répartition des contraintes dans une jonction T soumise à des chargements composés (A_T talon du point d'arçon, A_O orteil du point d'arçon et Q point de quartier)

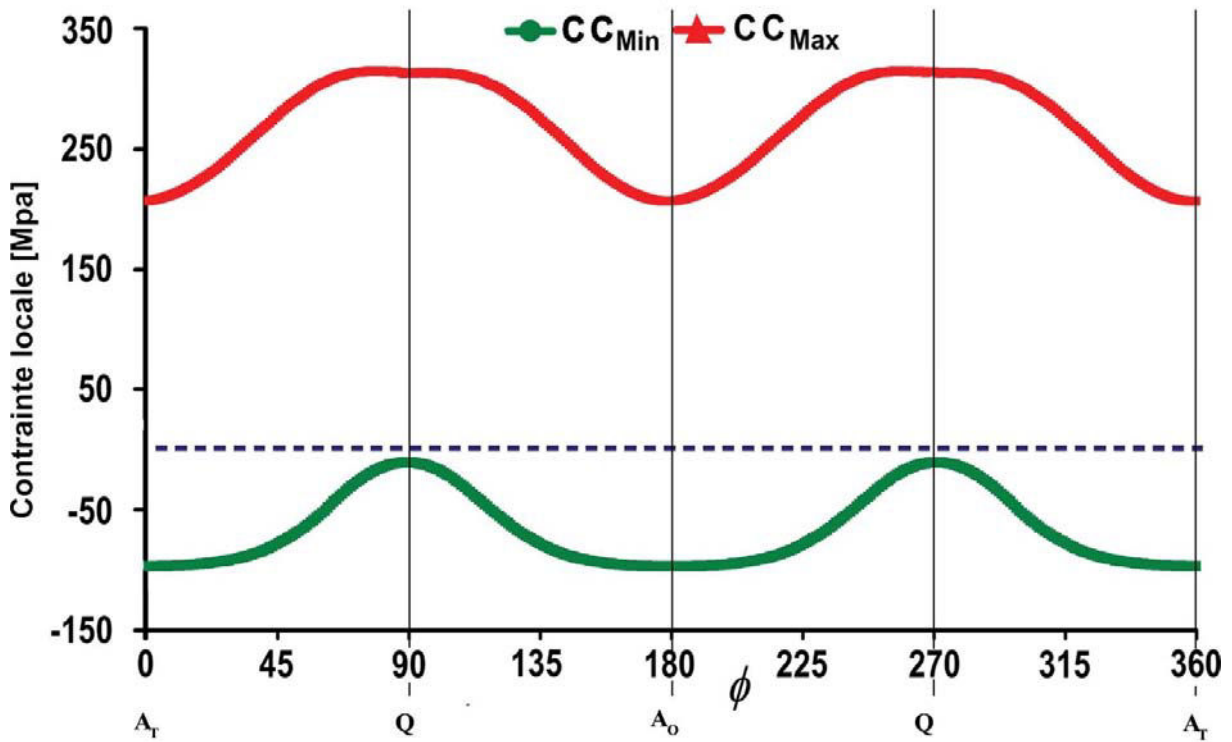


Figure 9-14 : Courbe de Contrainte Maximale (CC_{Max}) et Courbe de Contrainte Minimale (CC_{Min}) dans une jonction T (A_T talon du point d'arçon, A_O orteil du point d'arçon et Q point de quartier)

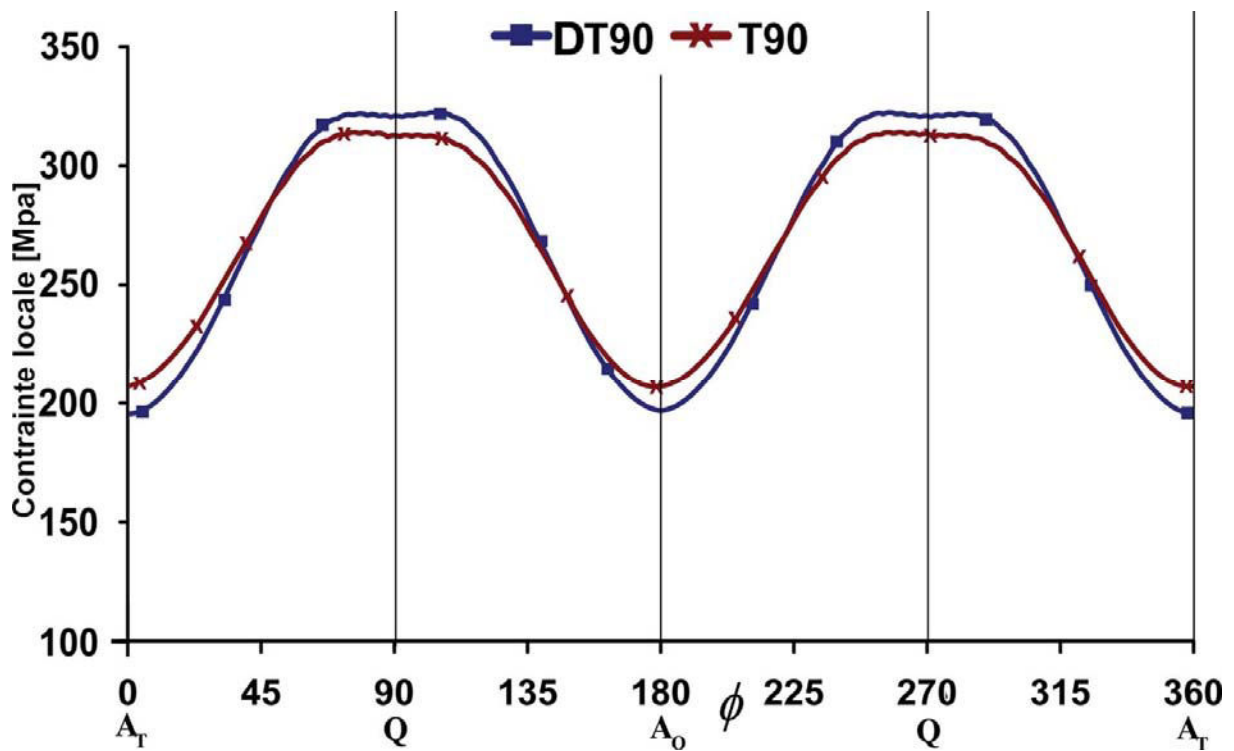


Figure 9-15 : Comparaison des CC_{Max} de jonctions T et DT soumises à des chargements composés (A_T talon du point d'arçon, A_O orteil du point d'arçon et Q point de quartier)

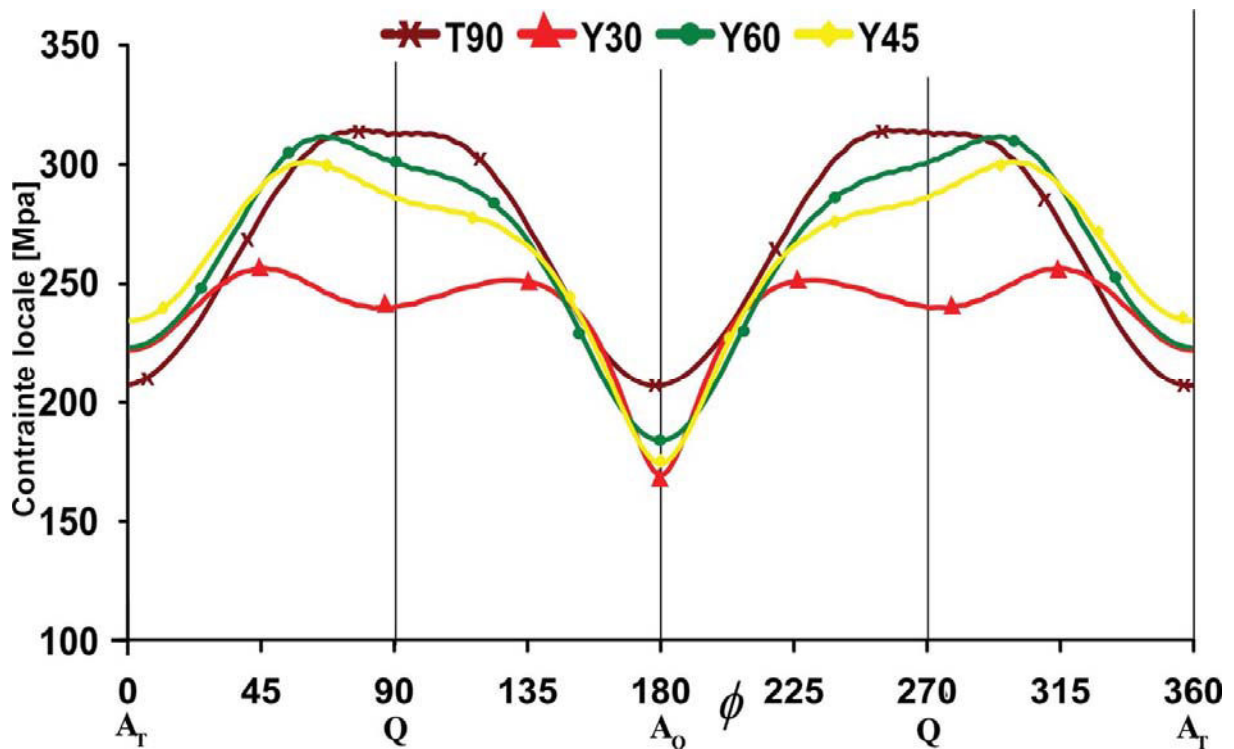


Figure 9-16 : Comparaison des CC_{max} de jonctions T et Y soumises à des chargements composés (A_T talon du point d'arçon, A_O orteil du point d'arçon et Q point de quartier)

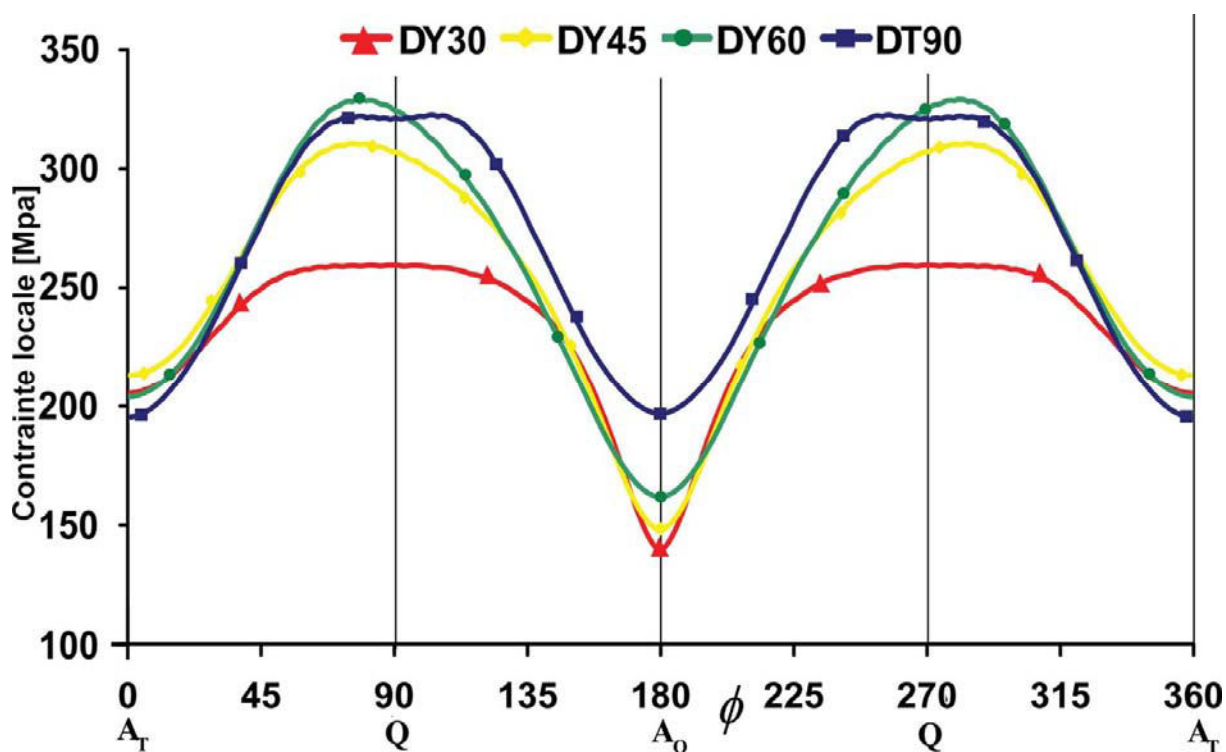


Figure 9-17 : Comparaison des CC_{Max} de jonctions DT et DY soumises à des chargements composés (A_T talon du point d'arçon, A_O orteil du point d'arçon et Q point de quartier)

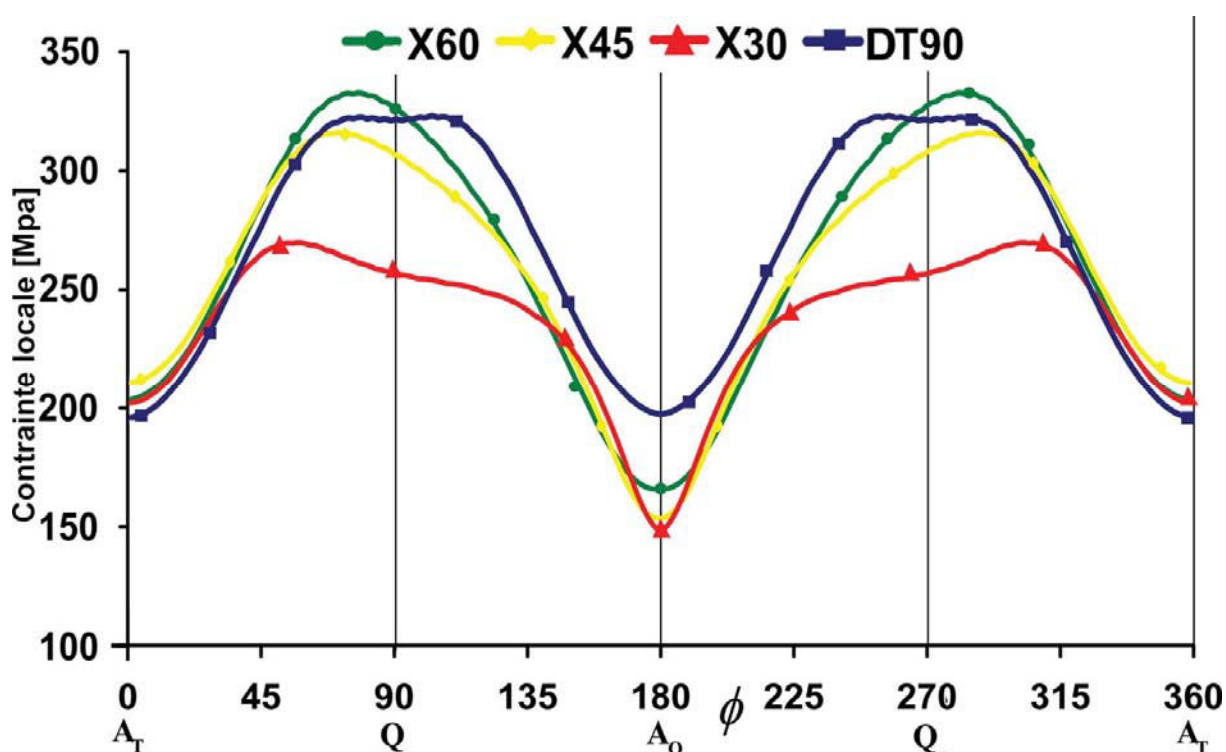


Figure 9-18 : Comparaison des CC_{Max} de jonctions X et DT soumises à des chargements composés (A_T talon du point d'arçon, A_O orteil du point d'arçon et Q point de quartier)

Dans le cas des jonctions X et DY, la concentration de la contrainte augmente avec l'angle θ pour $\theta \leq 60^\circ$; alors qu'elle diminue légèrement pour $\theta > 60^\circ$ (figures 9-17 et 9-18). Par conséquent, pour ce type de jonction, l'utilisation d'entretoises faiblement inclinées ($\theta = 30^\circ$) entraînerait moins d'endommagement.

La figure 9-19 compare les courbes CC_{max} et CC_{min} de jonctions Y, TY, K et TK, soumises à un chargement composé. Les niveaux de contrainte maximum (positifs) et minimum (négatifs) sont de plus en plus élevés lorsque, d'une part, le nombre d'entretoises, situées du même côté du manchon, augmente (passage d'une jonction Y à une jonction K, TY ou TK), et d'autre part, pour les jonctions ayant une entretoise droite (passage d'une jonction Y à T, ou K à TY).

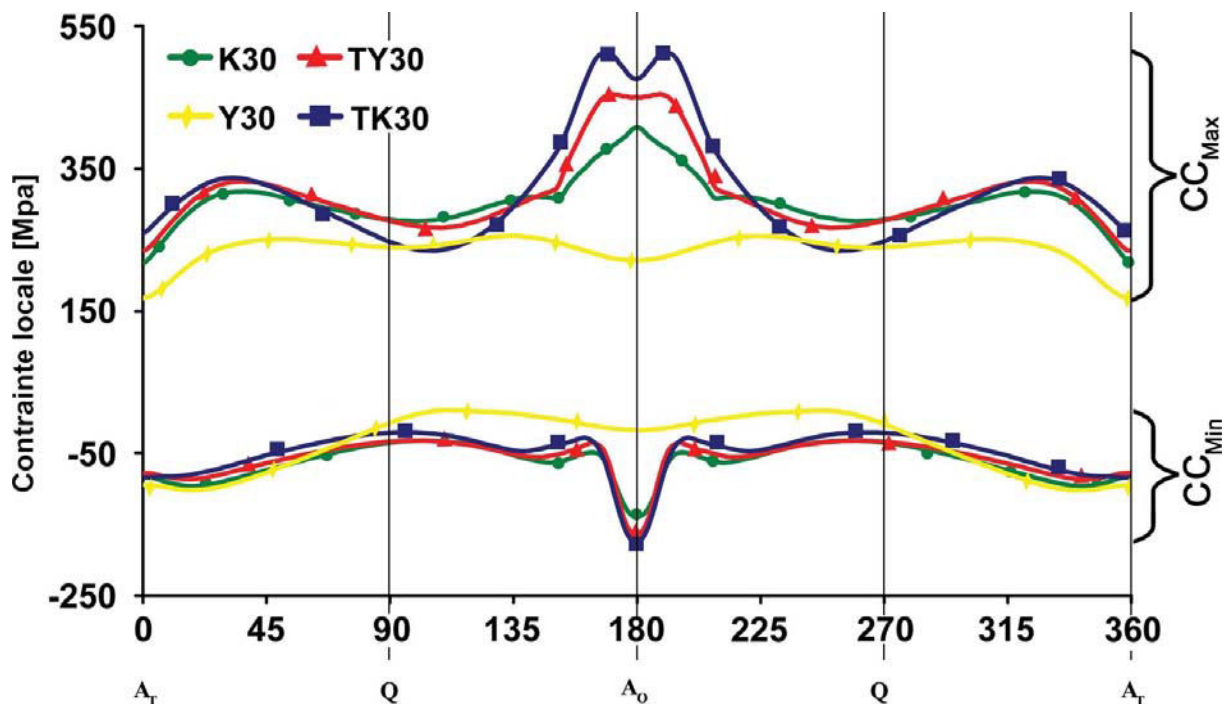


Figure 9-19 : Comparaison des CC_{Max} et CC_{Min} de jonctions Y, TY, K et TK (A_T talon du point d'arçon, A_o orteil du point d'arçon et Q point de quartier)

9-7 Courbes polaires

Un des objectifs de cette étude est d'élaborer une méthode simple pour évaluer la concentration de contrainte autour de l'intersection manchon/entretoise. Nous avons choisi pour une meilleure visualisation des résultats, de tracer en coordonnées polaires les courbes de distribution de contrainte des trois cas de chargements simples et les deux courbes CC_{max} et CC_{min} (Figure 9-20). Le tableau 9-2 présente les courbes polaires de la jonction T pour les différents types de chargement; ce tableau montre que cette méthode permet de déterminer rapidement les positions des points chauds ou des zones chaudes correspondant à chaque cas de chargement.

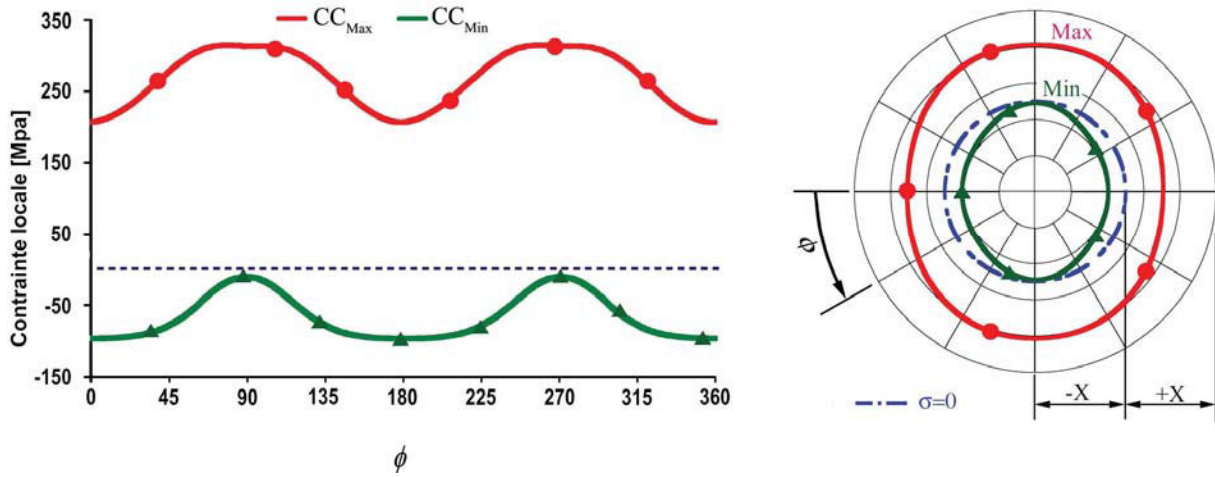


Figure 9-20: Représentation polaire des courbes CC_{Max} et CC_{Min} de la jonctions T

FHP (X1)			COM (X2)		
FDP (X1)			TRA+FHP (X2)		
TRA (X1)			TRA+FDP (X2)		

Tableau 9-2 : Représentation de la répartition de contrainte pour une jonction T en coordonnées polaires (courbes en trait plein). Les courbes en pointillé représentent la ligne de contrainte nulle.
 X1 : échelle de 250 MPa, X2 : échelle de 2*250 MPa.

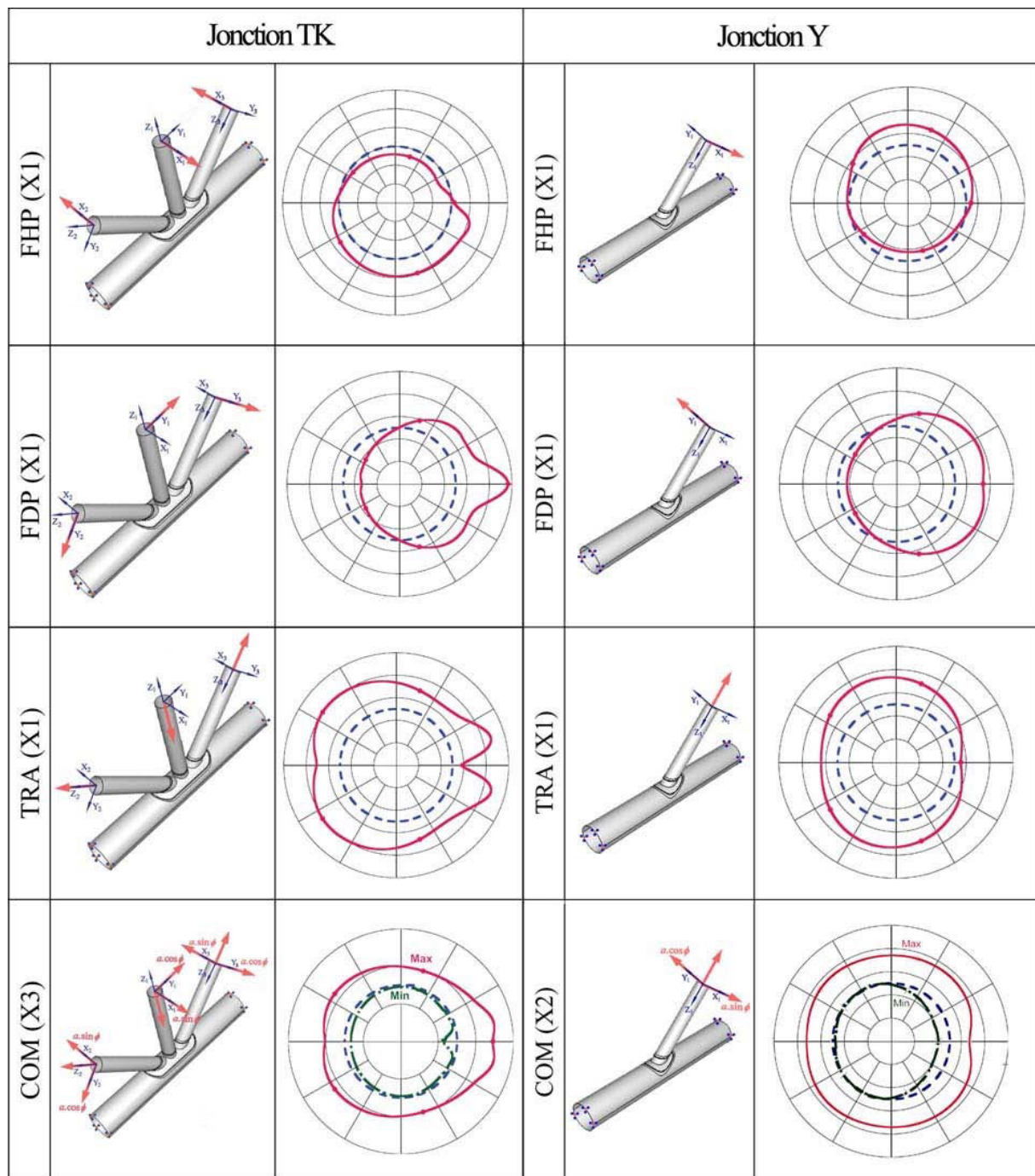


Tableau 9-3 : Comparaison des différents types de répartition de contrainte de jonctions TK et Y (courbes en trait plein). La courbe en pointillé représente la contrainte nulle.
 X1 : échelle de 250 MPa, X2 : échelle de 2*250 MPa, X3 : échelle de 3*250 MPa.

Le tableau 9-3 qui compare les courbes relatives aux jonctions Y et TK, fait apparaître deux types de distributions de contrainte observés dans les jonctions étudiées :

- 1- Type 1 : relatif à la répartition de contrainte autour de l'entretoise pour les jonctions T, Y, DT, DY et X où il n'y a qu'une seule entretoise d'un côté du manchon.

- 2- Type 2 : correspondant à la répartition de contrainte autour d'entretoises de jonctions K, TK, DX, TY, DTDY, DTDK et DTX où il y a au moins deux entretoises situées du même côté du manchon. Dans ce cas de jonctions, nous obtenons plusieurs formes de courbes selon la position de l'entretoise et la direction du chargement axial appliqué. Dans le cas de la jonction TK, le tableau 9-3 montre uniquement les courbes correspondant à l'entretoise où apparaît la plus forte concentration de contrainte, c'est-à-dire généralement autour de l'entretoise inclinée et soumise à un chargement de traction.

Les tableaux correspondant aux autres types de jonctions sont détaillés dans l'annexe VII.

Partie IV

Conclusion générale et perspectives

Chapitre 10

Conclusions et Perspectives

Chapitre 10

Conclusions et Perspectives

Les jonctions tubulaires soudées des plateformes offshore sont des structures complexes. Les dimensions réelles de ces structures sont relativement importantes puisque les diamètres des tubes peuvent atteindre 2 mètres et les épaisseurs dépasser 5 centimètres. Les cordons de soudure sont aussi très longs et suivent rarement des lignes droites. De plus, ces structures opèrent en milieu marin, environnement considéré comme très agressif, et les spectres de chargement subis en service sont complexes car dépendant de l'état de la mer et des conditions météorologiques. Ces spectres contiennent un grand nombre de cycles de faible amplitude ponctués de cycles d'amplitude importante les jours de tempête. La conception en fatigue de ces structures vise des durées de vie de 40 ans, voire plus, ce qui correspond à un grand nombre de cycles de sollicitations. Les fissures de fatigue dans ces structures sont hautement indésirables compte tenu des difficultés et des coûts des inspections. Les efforts très importants en recherche et développement sur les plateformes offshore concernent donc essentiellement les problèmes de fatigue. De multiples simulations numériques par éléments finis sont menées à l'heure actuelle pour obtenir des distributions réalistes de contrainte au pied des cordons de soudure reliant les éléments tubulaires de ces structures. Ces distributions doivent en particulier indiquer les endroits critiques vis-à-vis de la fatigue par exemple afin d'orienter le contrôle des structures pour la maintenance. Les niveaux de contrainte atteints dans ces endroits critiques sont utilisés pour une estimation approximative des durées de vie s'appuyant sur des courbes de fatigue issues d'essais conduits sur des échantillons standard. Mais la similitude entre les éléments tubulaires des structures offshore et les éprouvettes de laboratoire est tout à fait incertaine. De plus, pour tenir compte des chargements d'amplitude variable subis en service, on utilise la règle de cumul linéaire de l'endommagement par fatigue de Miner qui introduit d'autres incertitudes.

Peu d'essais expérimentaux à l'échelle de ces structures industrielles sont menés compte tenu à la fois de leur coût et de la complexité de l'instrumentation à mettre en œuvre. Par ailleurs, ces essais représentent rarement les conditions réelles de chargement et d'environnement ; on sait par exemple qu'il est difficile de cerner les limites d'endurance en milieu corrosif et que les lois de propagation en fatigue dépendent fortement de l'environnement. De plus, plusieurs fissures de fatigue de faible taille sont initiées simultanément dans les cordons de soudure de ces structures de grandes dimensions. Ces fissures courtes se propagent le plus souvent indépendamment les unes des autres suivant des lois différentes de celles observées pour des

fissures plus longues, jusqu'à coalescence pour former des fissures dont la taille peut devenir relativement importante. Dans ces conditions, la prévision par la mécanique de la rupture de la fissuration requiert des efforts considérables.

La problématique abordée dans cette thèse est donc très complexe et le travail réalisé dans cette étude n'a pas la prétention de répondre à toutes ces questions. Il apporte néanmoins des éléments de réponse sur un certain nombre de points.

L'étude numérique et expérimentale, en statique et en fatigue sous chargement de flexion rotative sur la jonction T, conduit aux conclusions suivantes :

- La comparaison des facteurs de concentration de contrainte calculés à l'aide des simulations numériques et ceux déterminés par les équations paramétriques de Efthymiou et Lloyd a permis de justifier le choix d'éléments coques dans la modélisation par éléments finis, qui fait donc abstraction du cordon de soudure. En effet, l'utilisation d'éléments volumiques s'est avérée difficile en raison des irrégularités du cordon de soudure et de la difficulté de représenter le rayon de raccordement entre le manchon et l'entretoise ;
- les distributions de contraintes et l'influence des paramètres géométriques sur les facteurs de concentration de contraintes sont proches mais plus conservatives que les prévisions issues des équations paramétriques de Efthymiou et Lloyd très utilisées dans l'industrie offshore ;
- les amplitudes des contraintes déduites des enveloppes des répartitions des contraintes dans les chargements de flexion rotative sont bien définies et facilement utilisables dans un calcul de structure ;
- Les essais expérimentaux sur les jonctions tubulaires sont difficiles à réaliser et très coûteux en raison de la grande capacité des machines d'essai et de la complexité des montages nécessaires à la fixation des jonctions. Dans le but de minimiser les coûts et de pouvoir réaliser des essais expérimentaux représentant le mieux les conditions de service des jonctions tubulaires, nous avons mis au point un dispositif d'essai en utilisant une fraiseuse et en réalisant les montages permettant la fixation des jonctions et des jauges de déformation, ainsi que l'application des chargements étudiés. La conception et la réalisation de ce dispositif ont constitué une partie importante du présent travail de thèse ;
- Les valeurs des contraintes maximale et minimale principales calculées numériquement sont très proches de celles mesurées expérimentalement, ce qui a

permis de prouver la validité de la modélisation numérique adoptée dans le présent travail, en utilisant des éléments coques ;

- A l'issue des essais de fatigue, les faciès de rupture ont été observés au microscope électronique à balayage dans le but d'identifier et d'analyser les zones d'amorçage de fissures ;
- la courbe de Wöhler obtenue sur une jonction soudée est plus réaliste que les courbes issues d'essais standard et peut être utilisée directement dans des calculs de prévision de durées de vie à l'amorçage de fissures de fatigue ;
- l'utilisation du critère de fatigue multiaxiale de Dang Van, bien que parfois très conservatrice, constitue une approximation raisonnable pour le dimensionnement des jonctions tubulaires soudées des plateformes offshore.

L'étude numérique menée sur les jonctions plus complexes (Y, DY, K, DK ...), validée par celle conduite sur la jonction T plus simple, permet les conclusions suivantes :

- L'étude numérique a englobé plusieurs types de jonctions tubulaires soumises à différents chargements. Les résultats originaux issus de la modélisation numérique ont été surtout obtenus dans le cas de chargements composés d'une traction combinée à une suite de flexions déviées. En effet, ces chargements se rapprochent le mieux des sollicitations réelles subies par les jonctions tubulaires dans les plateformes offshore ;
- les enveloppes des distributions de contraintes dans les chargements composés constituent une bonne base de données pour ces jonctions ;
- la représentation polaire de ces distributions permet d'identifier facilement les zones d'amplitude de contraintes élevées où il y a risque d'amorçage des fissures de fatigue ;
- l'approche utilisée peut être facilement étendue à l'étude de l'influence d'autres valeurs des paramètres géométriques des jonctions tubulaires utilisés dans cette étude.

Les perspectives pour la poursuite de ce travail sont multiples. L'étude expérimentale menée sur la jonction T concerne l'amorçage, l'aspect propagation n'a pas été étudié. L'étude de la propagation nécessite dans un premier temps des calculs numériques par éléments finis permettant d'accéder à l'intensité des contraintes pour des fissures qui se propagent en mode mixte (modes d'ouverture et de cisaillement) dans les cordons de soudure. Elle permettra ensuite l'obtention de courbes de fissuration déduites d'essais conduits directement sur des jonctions tubulaires.

Le modèle de base utilisé pour la prévision des durées de vie doit être non pas déterministe mais de nature probabiliste, compte tenu des multiples incertitudes sur les différents

paramètres (dimensions des jonctions, qualité des cordons de soudure, répartition aléatoire des défauts dans les cordons, aspects environnementaux et de chargements ...). Les lois de probabilités sur les distributions des microfissures dans les cordons de soudure, les distributions des rapports des dimensions de ces fissures, la fréquence d'existence de telles fissures ... existent pour les tubes soudés ; elles devront être adaptées à partir des données de la littérature sur les structures offshore. De même qu'existent dans la littérature les lois de probabilités sur l'initiation et la répartition de fissures multiples initiées sous environnement corrosif. L'étude de ce dernier aspect est nécessaire pour des prévisions réalistes.

Partie V

Annexes

Annexe I

Méthode des éléments finis

Annexe I

Méthode des Éléments Finis

I-1 Introduction

La prévision du comportement statique ou dynamique des structures a complètement changé depuis que la Méthode des Éléments Finis «MEF» est pleinement opérationnelle. Auparavant, le savoir-faire était essentiel; il l'est moins aujourd'hui où, avec la MEF, les ingénieurs disposent d'un outil d'analyse puissant, et dont l'emploi a été considérablement facilité par le développement de pré et de post processeurs de plus en plus efficaces.

En général, il n'existe pas d'élément universel qui permette de modéliser rapidement toutes les structures et dans toutes les conditions de chargement, c'est pourquoi il est nécessaire de faire des compromis dont dépend le résultat de la modélisation.

Il faut néanmoins penser qu'il n'existe pas un bon choix, mais un moins mauvais choix qui est valable pour une structure donnée avec un matériau défini et pour un type de chargement. Ce qui est acceptable pour une modélisation, peut devenir nettement moins bon si l'on change certains paramètres.

Le choix d'un élément est indissociable :

- de la géométrie (simple, 3D complexe) ;
- du chargement et des conditions aux limites (ponctuel, réparti, contact) ;
- de la loi de comportement (élastique, élastoplastique ...)
- du type de résolution sélectionnée (mécanique, thermomécanique).

Dans cette annexe, on va aborder la méthode de calcul des structures par éléments finis puis on va présenter le logiciel ABAQUS utilisé dans cette étude et les éléments disponibles dans ABAQUS/Standard.

I-2 Méthode des Éléments Finis

L'évaluation du comportement mécanique et/ou thermique d'une pièce par la méthode des éléments finis peut être décomposée en cinq phases comme il est illustré sur la figure (I-1).

Principe de la méthode des éléments finis

Posons le problème suivant : soit une structure quelconque (S) soumise à n sollicitations extérieures \vec{F}_i , i étant un entier de 1 à n « figure (I-2-a) ». On désire connaître le comportement mécanique (déplacements, déformations, contraintes) au point M situé quelque part dans la structure.

Les conditions aux limites de la structure (S) sont connues mais il faut atteindre un point M interne. Comment faut-il procéder ? C'est ce à quoi l'analyse par la méthode des éléments finis répond.

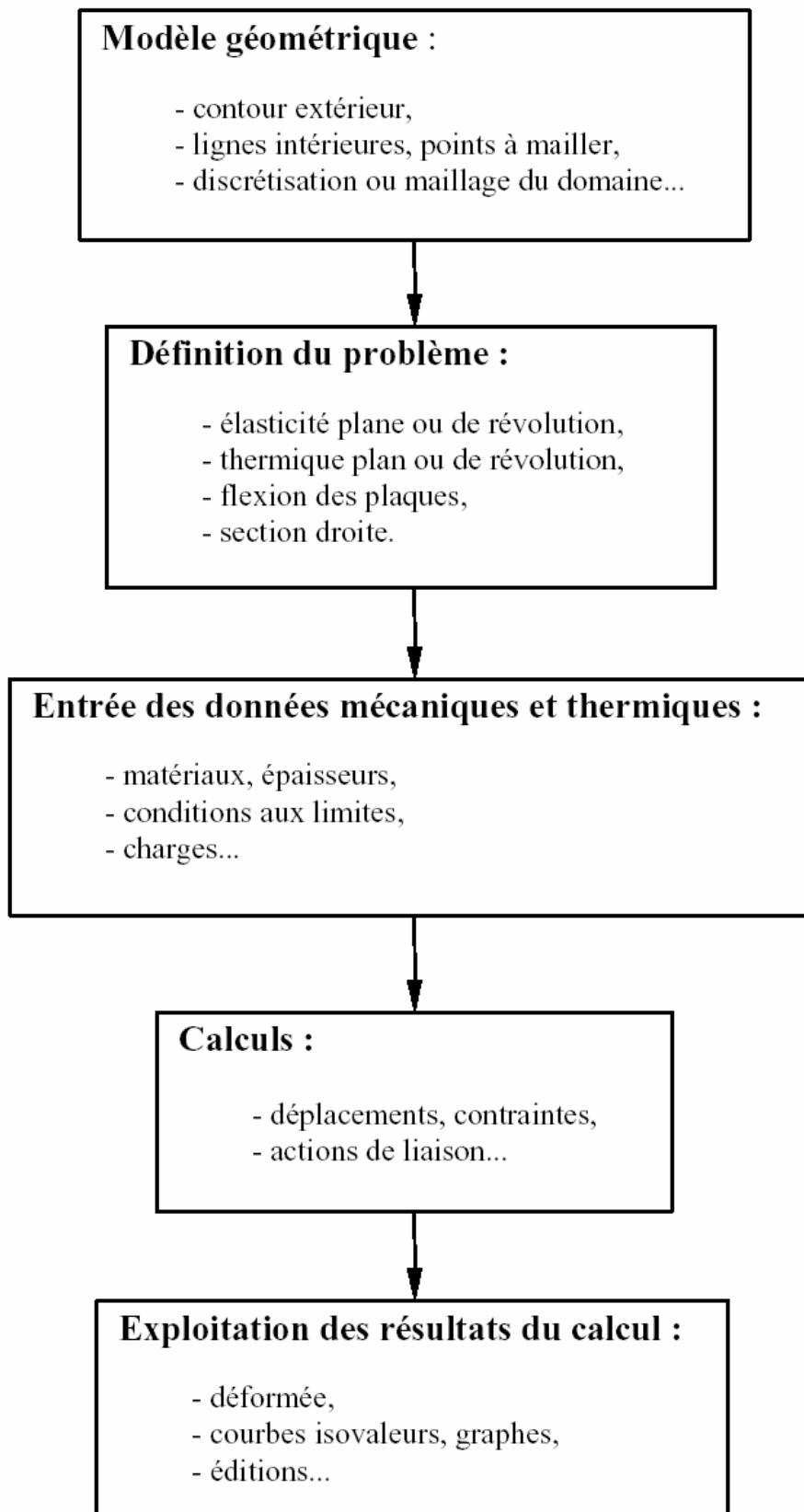


Figure I-1 : Phases d'évaluation du comportement mécanique et/ou thermique par la MEF

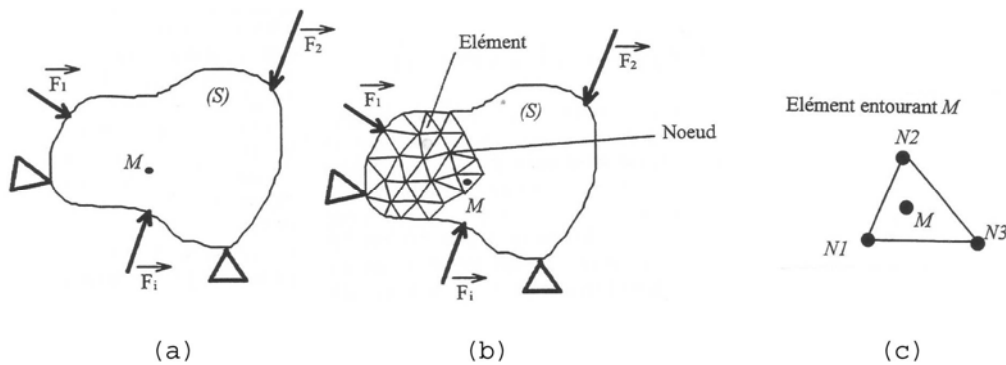


Figure I-2 Principe de la méthode des éléments finis

La structure (S) est continue. Elle comporte une infinité de points M, donc d'inconnues mécaniques (déplacements, contraintes, déformations). La méthode des éléments finis propose de passer d'un modèle continu à un modèle discret, c'est-à-dire de diviser la structure en un nombre fini de parties appelées par définition "éléments" (exemple : figure (I-2-b), éléments de forme triangulaire). Chaque élément est un morceau de la structure et comporte lui-même une infinité de points. On définit alors des points privilégiés de chacun de ces éléments qui sont les points liant les éléments entre eux. On les nomme "noeuds" (exemple figure (I-2-c), noeuds N1, N2 et N3). On obtient un modèle de la structure (S) comportant un nombre fini d'éléments et de noeuds.

Le comportement réel de la structure est approché à l'intérieur de chaque élément par un modèle adéquat qui est une fonction mathématique d'interpolation des résultats en chaque noeud. Ces résultats peuvent être de type déplacement, température ... Sur la figure (I-2-c), le comportement du point M est calculé à partir des résultats aux noeuds N1, N2 et N3.

La modélisation d'une structure permet d'attribuer à chaque élément et à ses noeuds les caractéristiques (raideur, conductivité, masse volumique ...) nécessaires à la détermination de son comportement en réponse aux sollicitations extérieures.

L'opération de discrétisation géométrique consiste à définir les éléments et les noeuds décomposant la structure réelle en un modèle approché constitué d'un nombre fini de points de calcul. Cette opération s'appelle le "maillage". C'est une étape longue et déterminante dans la résolution d'un problème et qui se situe dans la partie "pré-processeur" des progiciels de calcul. Parfois, le maillage est en relation directe avec un système DAO.

Chaque élément et ses noeuds sont repérés par des numéros (figure I-3) permettant la mise en données informatiques sous forme matricielle, donc de tableaux. Les noeuds sont repérés par leurs coordonnées dans le repère global (axes en minuscules) du progiciel de calcul. Par contre, on associe à chaque élément un repère local (axes en majuscules) facilitant l'approximation par le calcul de son comportement propre. Le programme gère le passage d'un repère à l'autre.

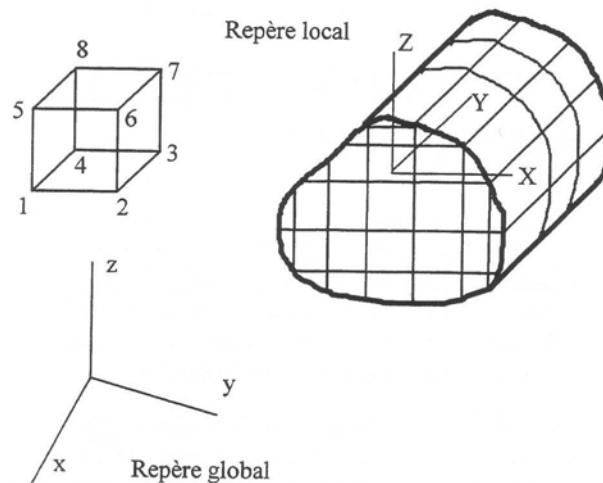


Figure I-3 Repère lié à l'élément

Au cours d'une étude, aussi bien pour la mise en données que pour les résultats, on se référera tantôt au repère global, tantôt au repère local.

Une fois la structure maillée, les étapes de modélisation mécanique de la structure sont les suivantes (exemple figure (I-4)) :

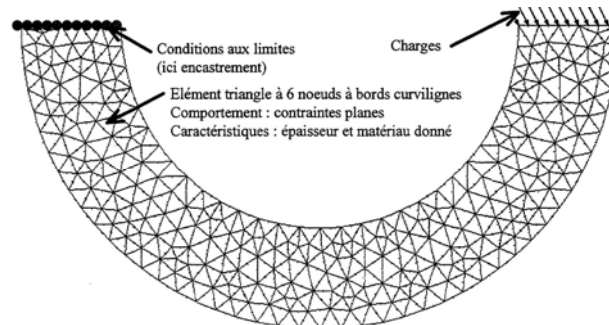


Figure I-4 : Finalisation du modèle

- attribution des caractéristiques physiques et mécaniques des éléments (matériaux et ses caractéristiques, épaisseur ...)
- définition des liaisons de la structure avec l'extérieur ou "conditions aux limites" aux noeuds.
- définition des sollicitations extérieures s'exerçant sur la structure et attribution de celles-ci sous forme de charges aux noeuds (forces, pression ...).

Ces étapes de modélisation diffèrent néanmoins suivant le type de problème traité : statique, thermique, dynamique, électromagnétique, ...

A l'étape de calcul, la mise en données est terminée. A partir de la structure réelle est constituée une maquette numérique intégrant les différentes données physiques (géométrie, matériaux, sollicitations extérieures, liaisons) en données numériques (noeuds, éléments, variables physiques et mécaniques, charges, conditions aux limites).

Cette maquette numérique constitue le modèle de calcul. Dans le cas d'une étude thermo élastique classique, celui-ci comporte trois groupes principaux de données stockés sous forme matricielle :

- la matrice des forces $\{F\}$ résultant de tous les chargements,
- la matrice des déplacements des noeuds $\{D\}$ dont les seules variables connues sont les conditions aux limites,
- les rigidités élémentaires de chaque élément $\{k\}$ résultant des caractéristiques du matériau (module d'élasticité, ...) et du comportement mécanique supposé (comportement isotrope, orthotrope, ...).

Le traitement numérique de ce modèle est une phase masquée pour l'utilisateur. Le solveur, coeur du progiciel, effectue différentes étapes qui sont principalement :

- calcul des rigidités élémentaires de chaque élément et assemblage de celles-ci sous forme d'une matrice globale de rigidité $\{K\}$;
- traitement de cette matrice pour l'obtention des déplacements aux nœuds ; le programme utilise les résultats de la théorie qui permet d'écrire la relation matricielle $\{F\} = \{K\}\{D\}$; ensuite, la résolution numérique consiste à calculer les composantes de la matrice $\{D\}$ par inversion du système matriciel ;
- calcul des contraintes, actions de liaisons et autres résultats issus de la loi de comportement.

La résolution numérique terminée, les progiciels permettent d'accéder aux différents résultats : déplacements, efforts, contraintes, ...

L'utilisateur devra néanmoins vérifier que les résultats sont en accord avec les différentes hypothèses de modélisation. Nous verrons plus en détail quelles sont les hypothèses habituellement retenues dans la conduite d'une étude. Néanmoins, voici quelques exemples de points à vérifier:

- hypothèses sur les matériaux : respect du domaine élastique, ...
- hypothèses sur les déformations : restriction aux petites déformations, ...
- hypothèses sur le comportement des éléments ...

Limites de la méthode :

Nous l'avons vu, la méthode des éléments finis implique le passage d'une structure réelle à un modèle numérique comportant plusieurs hypothèses. C'est pour cela que son utilisation et l'interprétation des résultats restent délicates. Nous allons exposer les principales contraintes que l'on rencontre dans l'utilisation des codes de calcul par éléments finis.

1-Limites numériques

La création de multiples noeuds et éléments avec leurs données associées entraîne l'utilisation du calcul matriciel donc de tableaux de données parfois de plusieurs milliers de lignes. Les nombreuses opérations effectuées sur ces données entraînent un problème de précision numérique des calculs.

Les erreurs de calcul trouvent leur origine dans la façon de coder les nombres manipulés (entiers, nombres réels de grandeurs très différentes) et de traiter les opérations (arrondi, ...)

Exemple: comment traiter une opération du type $10^{25} + 0.000001 = ?$

Le codage des réels sur un nombre important de bits informatiques (32 bits, 64 bits, ...) permet de limiter les erreurs. Néanmoins, il est nécessaire de vérifier la cohérence des unités et ordres de grandeurs des nombres manipulés, l'homogénéité du maillage, les matériaux utilisés, les chargements, etc...

2-Etude locale ou globale

En raison des limites numériques exposées ci-dessus et du coût que cela impliquerait, les codes de calcul par la méthode des éléments finis ne peuvent résoudre en même temps les problèmes de comportements globaux et locaux d'une structure. On se confronte en effet à un maillage qui n'est pas homogène et engendre des résultats inexploitable.

Face à un tel besoin, on procède en général en deux étapes :

- étude globale de la structure sans prise en compte des détails locaux,
- étude locale d'une zone de la structure à partir des résultats de l'étude globale introduits autour de celle-ci.

Il n'est pas nécessaire d'effectuer systématiquement les deux types d'étude dans un problème si toutes les précautions sont prises. Lors des études globales, le problème des simplifications à effectuer se pose pourtant : des congés, arrondis ou trous de faible diamètre peuvent être éventuellement négligés à condition de ne pas perturber ou masquer un problème. Les choix de modélisation sont imposés par les caractéristiques des éléments retenus pour le maillage. Ceux-ci ne permettent pas toujours de modéliser tous les détails de forme. Malgré cela, une entaille se trouvant dans une zone fortement sollicitée ne devra pas être négligée sans précaution et devra être étudiée localement. C'est dans ce cas qu'entrent en jeu l'expérience et l'attention du technicien calculateur.

3-Elaboration du maillage

Le soin apporté au maillage a une influence importante sur la qualité des résultats. Un maillage mal élaboré peut fausser complètement une étude, même si à l'écran et lors des calculs, le progiciel n'indique aucune erreur de traitement des données.

Un bon maillage doit posséder :

- 1) **Un nombre suffisant d'éléments pour une précision acceptable des résultats de calcul** : en effet, plus la finesse du maillage augmente, plus les résultats sont précis, mais cette précision atteint vite une limite (figure I-5). Néanmoins, utiliser un maillage très fin avec des éléments peu performants est parfois moins valable qu'un maillage moins dense mais utilisant des éléments dont l'interpolation mathématique associée est très précise.

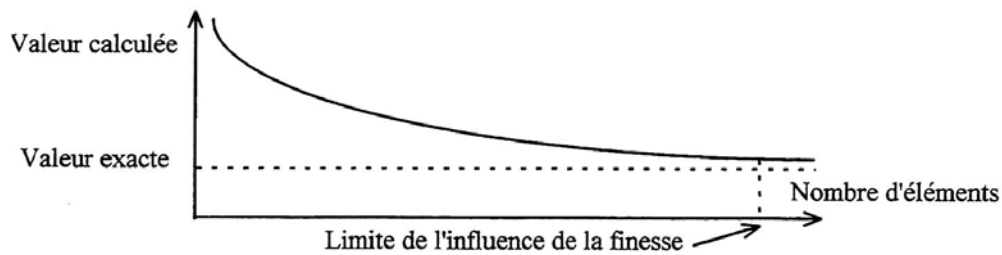


Figure (I-5) Influence de la finesse du maillage

- 2) **Une forme géométrique de chaque élément offrant une bonne qualité d'interpolation mathématique** : il faut éviter les angles trop aigus ou obtus et les dimensions relatives trop grandes (figure I-6). Dans le cas contraire, la qualité d'interpolation est fortement dégradée et fausse les résultats.

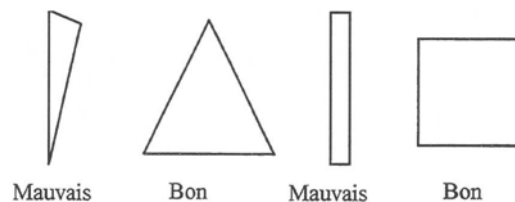


Figure I-6 : Forme des éléments

- 3) **Des éléments de type cohérent avec le comportement attendu de la structure (nombre de noeuds, comportement mécanique de l'élément adapté au type de calcul, ...)** : une pièce se déformant de façon complexe doit être calculée à l'aide d'éléments dont le modèle d'interpolation des résultats est suffisamment fin pour approcher ces déformations.

Aussi, du maillage vont également dépendre la durée de la modélisation, du temps de calcul et d'analyse des résultats, donc du coût de l'étude. On aborde là les limites économiques de l'utilisation des codes de calcul. Si une étude est menée avec méthode, cette contrainte économique ne s'applique que pour des calculs de très grande taille. Ce n'est pas la majorité des besoins de l'industrie.

Les gains de productivité et de qualité restent les arguments principaux d'utilisation des outils de calcul.

I-3 ABAQUS/standard

ABAQUS/standard est un logiciel de calcul de structures par éléments réalisé par HKS (Hibbitt, Karlsson & Sorensen, Inc.). Ce code de calcul dispose d'un pré-processeur (ABAQUS CAE) et d'un post-processeur (ABAQUS Viewer) qui facilitent le maillage des structures et la visualisation des résultats. La figure (I-7) présente le schéma de mise en données.

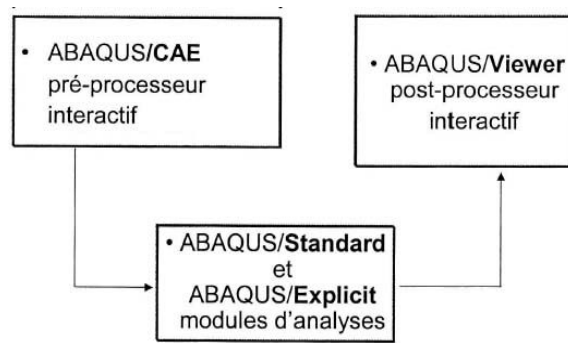


Figure I-7 : Chaîne de mise en données d'ABAQUS

I-4 Éléments dans ABAQUS/standard

La grande variété d'éléments de la librairie du code offre une importante flexibilité de modélisation géométrique et de comportement structural, chacun de ces éléments pouvant être caractérisé selon différents critères : famille, nombre de nœuds, degrés de liberté, formulation et intégration numérique.

Les éléments se classent en trois grandes familles (Figure (I-8)) : des éléments continus 'solides' (1D - 2D - 3D), des éléments structuraux (coques, poutres) et des éléments dits spéciaux (ressorts, amortisseurs, éléments rigides ...). Chaque famille d'éléments peut être utilisée seule ou combinée.

Les éléments structuraux sont des représentations 1D ou 2D d'un problème 3D, ils permettent de réduire considérablement le temps de calcul. Les éléments spéciaux permettent de modéliser certaines parties de structures ou certaines conditions aux limites, plus précisément.

La fonction d'interpolation détermine le nombre de nœuds associé à une forme d'élément. ABAQUS utilise des éléments du premier et du second ordre. (Figure I-9).

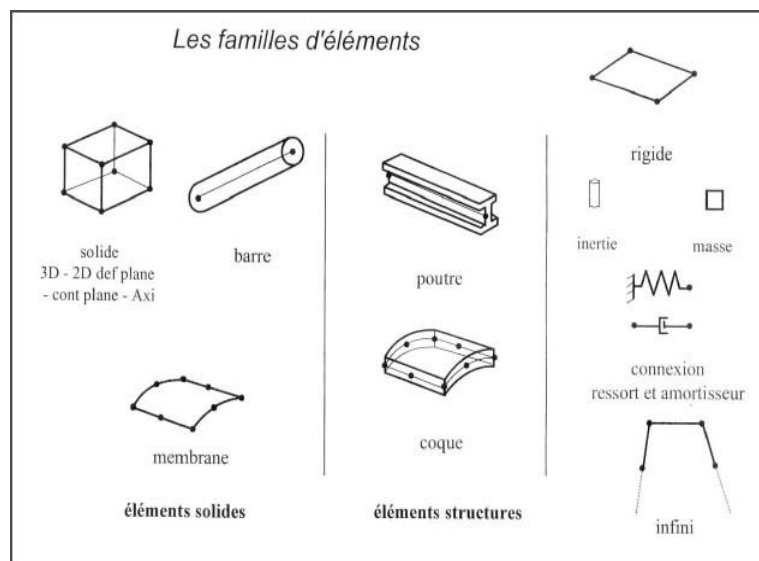


Figure I-8 : Les familles des éléments

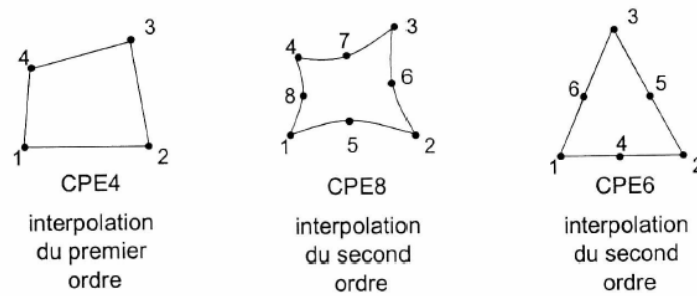


Figure I-9 : Eléments selon le nombre de nœuds

Les variables élémentaires existant aux nœuds des éléments sont appelées degrés de liberté (ddl) dans un modèle d'éléments finis. Comme, par exemple, les déplacements 'ddl numéro 1 à 3', les rotations 'ddl numéro 4 à 6', la température 'ddl numéro supérieur à 11' et le potentiel électrique 'ddl numéro 9'.

Certains éléments ont des degrés de liberté internes, indépendants des degrés de liberté associés aux nœuds.

La formulation mathématique utilisée pour décrire le comportement d'un élément constitue un autre critère de classification des éléments (figure (I-10)).

• déformations planes	(ex : <i>Plane strain CPE4, CPE8, ..</i>)
• contraintes planes	(ex : <i>Plane stress CPS4, CPS8, .</i>)
• coques générales	(ex : <i>S4, S4R, S3, S3R, ...</i>)
• coques minces, petites déformations	(ex : <i>STR13, STR165, ...</i>)
• coques épaisses	(ex : <i>S8R, S8RT</i>)
• éléments hybrides	(ex : <i>T2D2H, CPE4H, ...</i>)
• éléments à mode incompatible	(ex : <i>CPE4I, CPS4I, ...</i>)
• éléments de déformations planes généralisées	(ex : <i>CPEG8, CPEG6, ...</i>)
• éléments continus à géométrie et déformation axisymétrique	(ex : <i>CAX3, CAX4, ...</i>)
• éléments continus à géométrie axisymétrique et déformation non linéaire et non axisymétrique	(ex : <i>CAXA4n , CAXA8n, ...</i>)

Figure I-10 : Eléments de la librairie ABAQUS

Les matrices de raideur et de masse ou équivalentes sont dans la plupart des cas calculées à l'aide d'une méthode d'intégration numérique.

Le schéma d'intégration utilisé peut influencer le comportement de l'élément, notamment en analyse mécanique. ABAQUS contient à la fois des éléments à intégration complète (aux points de GAUSS) et à intégration réduite (figure I-11).

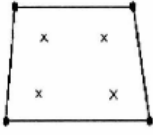
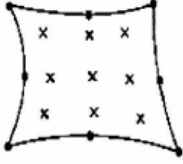
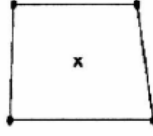
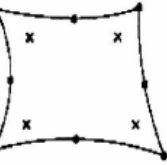
	Interpolation du premier ordre	Interpolation du second ordre
<p>Intégration complète :</p> <p>L'intégration minimale nécessaire pour intégrer de manière exacte l'énergie de déformation d'un élément non distordu avec des propriétés matérielles linéaires.</p>		
<p>Intégration réduite :</p> <p>Le schéma d'intégration est d'un ordre de moins que pour l'intégration complète</p>		

Figure I-11 : Eléments selon le type d'intégration

Références

- [I-1] Hibbit, Karlsson & Sorenson Inc, 'ABAQUS/Standard User's Manual', Version 6.2 - 6.4, USA, 2002-2004.
- [I-2] Gmür T., 'Méthode des éléments finis en mécanique des structures', 2000
- [I-3] Lerouge F., Rossetto M., Agati P., 'Découvrir Le Calcul de Structure', édition Adéquation, 1996.

Annexe II

*Relations paramétriques pour
calculer \mathcal{K}_t (SCF)*

Annexe I

Relations paramétriques pour calculer K_t (SCF)

II-1 Nomenclature

SCF_{CS}	Facteur de concentration de contrainte au point de quartier au manchon
SCF_{CC}	Facteur de concentration de contrainte au point d'arçon au manchon
SCF_{BS}	Facteur de concentration de contrainte au point de quartier à l'entretoise
SCF_{BC}	Facteur de concentration de contrainte au point d'arçon à l'entretoise
F_n	Facteur de correction pour les courts manchons ($n = 1 \dots 4$)
C	Paramètre de la fixation des extrémités du manchon $0.5 \leq C \leq 1$
x_{ij}	Paramètre d'écartement
B_n	Facteur d'approximation de la flexion dans le plan du manchon ($n = 1$ ou 2)
$IF_{n_{ij}}$	Facteur des jonctions K et KT ($n = 1 \dots 8$)
$S_{n_{ij}}$	L'effet de renforcement d'une entretoise supplémentaire ($n = 1$ ou 2)
X_n	Facteur des jonctions X ($n = 1 \dots 8$)
T_n	Facteur des jonctions T et Y ($n = 1 \dots 8$)
i, j	Indice de l'entretoise (A, B ou C)

II-2 Introduction

Cette annexe présente l'ensemble des équations paramétriques proposées par Efthymiou et LLOYD pour calculer le facteur de concentration de contrainte. Les expressions des différents termes intervenant dans les relations sont données en fin d'annexe.

Pour les courts manchons ($\alpha < 12$), la valeur du facteur de concentration de contrainte au point de quartier doit être multipliée par un facteur de correction F_n avec $n = 1 \dots 4$. Dans le cas du chargement axial, on applique F_1 pour $C < 0,7$ et F_2 pour $C \geq 0,7$.

Pour la jonction K, les expressions sont déterminées à partir des paramètres géométriques de l'entretoise A.

Pour la jonction KT les expressions sont calculées à partir des paramètres géométriques des deux entretoises : entretoise centrale B ou entretoise extérieure A.

II-3 Relations paramétriques de Efthymiou

Les relations de Efthymiou ont été établies pour les intervalles suivants des paramètres géométriques des jonctions :

$$\begin{aligned} 0.2 &\leq \beta \leq 1 \\ 8 &\leq \gamma \leq 32 \\ 0.2 &\leq \tau \leq 1 \\ 20^\circ &\leq \theta \leq 90^\circ \\ 4 &\leq \alpha \leq 40 \\ 0 &\leq \zeta \leq 1 \end{aligned}$$

II-3-1 Jonctions T ou Y

Chargement de traction simple

$$\begin{aligned} SCF_{CS} &= \tau^{1.1} \cdot \gamma \cdot \left[1.11 - 3(2.12 - 2\beta)^2 \right] \cdot \sin^{1.6} \theta \\ &\quad + (2C - 1)(0.8\alpha - 6) \tau \cdot \beta^2 \cdot (1 - \beta^2)^{0.5} \cdot \sin^2 2\theta \end{aligned} \quad (F_1 \text{ ou } F_2)$$

$$SCF_{CC} = \tau \cdot \gamma^{0.2} \cdot \left[2.65 + 5(\beta - 0.65)^2 \right] + \tau \cdot \beta \cdot (0.5C \cdot \alpha - 3) \cdot \sin^2 \theta$$

$$SCF_{BS} = 1.3 + \tau^{0.52} \cdot \gamma \cdot \alpha^{0.1} \cdot \left[0.187 - 1.25\beta^{1.1} (\beta - 0.96) \right] \cdot \sin^{(2.7 - 0.01\alpha)} \theta \quad (F_1 \text{ ou } F_2)$$

$$SCF_{BC} = 3 + \gamma^{1.2} \cdot \left[e^{-4\beta} + 0.011\beta^2 - 0.045 \right] + \tau \cdot \beta \cdot (0.5C \cdot \alpha - 1.2)$$

Chargement de flexion dans le plan

$$SCF_{CS} = 1.45 \tau^{0.85} \cdot \gamma^{(1 - 0.68\beta)} \cdot \beta \cdot \sin^{0.7} \theta$$

$$SCF_{BC} = 1 + 0.65 \beta \tau^{0.4} \cdot \gamma^{(1.09 - 0.77\beta)} \cdot \sin^{(0.06\gamma - 1.16)} \theta$$

Chargement de flexion hors plan

$$SCF_{CS} = \tau \cdot \gamma \cdot \beta \cdot (1.7 - 1.05\beta^3) \cdot \sin^{1.6} \theta$$

$$SCF_{BC} = \tau^{-0.54} \gamma^{-0.05} (0.99 - 0.47\beta - 0.08\beta^4) SCF_{CS}$$

II-3-2 Jonctions X

Chargement équilibré de traction

$$SCF_{CS} = 3.87 \cdot \tau \cdot \gamma \cdot \beta \cdot (1.10 - \beta^{1.8}) \cdot \sin^{1.7} \theta \quad (F_1 \text{ ou } F_2)$$

$$SCF_{CC} = \tau \cdot \gamma^{0.2} \cdot \left[2.65 + 5(\beta - 0.65)^2 \right] - 3 \cdot \tau \cdot \beta \cdot \sin \theta$$

$$SCF_{BS} = 1 + \tau^{0.5} \cdot \gamma \cdot \beta^{0.9} \cdot (1.09 - \beta^{1.7}) \cdot \sin^{2.5} \theta \quad (F_1 \text{ ou } F_2)$$

$$SCF_{BC} = 3 + \gamma^{1.2} \cdot \left[0.12e^{-4\beta} + 0.011\beta^2 - 0.045 \right]$$

Chargement équilibré de flexion dans le plan

$$SCF_{CS} = 1.45\tau^{0.85} \cdot \gamma^{(1-0.68\beta)} \cdot \beta \cdot \sin^{0.7} \theta$$

$$SCF_{BS} = 1 + 0.65\beta\tau^{0.4} \cdot \gamma^{(1.09-0.77\beta)} \cdot \sin^{(0.06\gamma-1.16)} \theta$$

Chargement équilibré de flexion hors plan

$$SCF_{CS} = \tau \cdot \gamma \cdot \beta \cdot (1.7 - 1.05\beta^3) \cdot \sin^{1.6} \theta \quad (F_1)$$

$$SCF_B = \tau^{-0.54} \cdot \gamma^{-0.05} \cdot (0.99 - 0.47\beta - 0.08\beta^4) \cdot SCF_{CS} \quad (F_1)$$

II-3-3 Jonction K

Les expressions proposées utilisent les données géométriques de l'entretoise A.

Chargement de traction

$$SCF_{CS} = \tau_A^{1.1} \cdot \gamma \cdot [1.11 - 3(\beta_A - 0.52)^2] \cdot \sin^{1.6} \theta_A$$

$$+ (2C - 1)(0.8\alpha - 6)\tau_A \cdot \beta_A^2 \cdot (1 - \beta_A^2)^{0.5} \cdot \sin^2 2\theta_A \quad (F_1 \text{ ou } F_2)$$

$$SCF_{CC} = \tau \cdot \gamma^{0.2} \cdot [2.65 + 5(\beta_A - 0.65)^2] + \tau_A \cdot \beta_A \cdot (0.5C \cdot \alpha - 3) \cdot \sin^2 \theta_A$$

$$SCF_{BS} = 1.3 + \tau_A^{0.52} \cdot \gamma \cdot \alpha^{0.1} \cdot [0.187 - 1.25\beta_A^{1.1}(\beta_A - 0.96)] \cdot \sin^{(2.7-0.01\alpha)} \theta_A \quad (F_1 \text{ ou } F_2)$$

$$SCF_{BC} = 3 + \gamma^{1.2} \cdot [0.12e^{-4\beta_A} + 0.011\beta_A^2 - 0.045] + \tau_A \cdot \beta_A \cdot (0.2C \cdot \alpha - 1.2)$$

Chargement équilibré de traction

$$SCF_{CS} = \gamma^{0.5} \cdot \tau_A^{0.9} \cdot (0.67 - \beta_A^3 + 1.16\beta_A) \cdot \sin \theta_A \cdot \left[\frac{\sin \theta_{\max}}{\sin \theta_{\min}} \right]^{0.3} \cdot \left[\frac{\beta_{\max}}{\beta_{\min}} \right]^{0.3} \cdot [164 + 0.29\beta_A^{-0.38} \text{ATAN}(8\zeta)]$$

$$SCF_{BS} = 1 + SCF_C \cdot (1.97 - 1.57\beta_A^{0.25}) \cdot \tau_A^{-0.14} \cdot \sin^{0.7} \theta_A$$

Chargement de flexion hors plan

$$SCF_{CS} = [\gamma \cdot \tau_A \cdot \beta_A \cdot (1.7 - 1.05\beta_A^3) \cdot \sin^{0.7} \theta_A] [1 - 0.08(\beta_B \cdot \gamma)^{0.5} \cdot e^{(-0.8x)}] \quad (F_3)$$

$$SCF_{BS} = \tau_A^{-0.54} \cdot \gamma^{-0.05} \cdot (0.99 + 0.08\beta_A^4 - 0.47\beta_A) \cdot SCF_{CS} \quad (F_3)$$

Chargement non équilibré de flexion hors plan

$$SCF_{CS} = [\gamma \cdot \tau_A \cdot \beta_A \cdot (1.7 - 1.05\beta_A^3) \cdot \sin^{1.6} \theta_A] [1 - 0.08(\beta_B \cdot \gamma)^{0.5} \cdot e^{(-0.8x)}] +$$

$$[\gamma \cdot \tau_B \cdot \beta_B \cdot (1.7 - 1.05\beta_B^3) \cdot \sin^{1.6} \theta_A] [1 - 0.08(\beta_A \cdot \gamma)^{0.5} \cdot e^{(-0.8x)}] *$$

$$[2.05\beta_{\max}^5 \cdot e^{(-1.3x)}] \quad (F_4)$$

$$SCF_{BS} = \tau_A^{-0.54} \cdot \gamma^{-0.05} \cdot (0.99 + 0.08\beta_A^4 - 0.47\beta_A) \cdot SCF_{CS} \quad (F_4)$$

Chargement de flexion dans le plan

$$SCF_{CS} = 1.45 \tau_A^{0.85} \cdot \gamma^{(1-0.68\beta_A)} \cdot \beta_A \cdot \sin^{0.7} \theta_A$$

$$SCF_{BS} = 1 + 0.65 \beta_A \tau_A^{0.4} \cdot \gamma^{(1.09-0.77\beta_A)} \cdot \sin^{(0.06\gamma-1.16)} \theta_A$$

Chargement équilibré de flexion dans le plan

$$SCF_{CS} = 1.45 \tau_A^{0.85} \cdot \gamma^{(1-0.68\beta_A)} \cdot \beta_A \cdot \sin^{0.7} \theta_A \cdot [1 + 0.46 \beta_A^{1.2} \cdot e^{-3\zeta}]$$

$$SCF_B = 1 + 0.65 \beta_A \tau_A^{0.4} \cdot \gamma^{(1.09-0.77\beta_A)} \cdot \sin^{(0.06\gamma-1.16)} \theta_A$$

II-3-4 Jonction KT

Chargement équilibré de traction (Entretoise centrale B)

$$SCF_C = \gamma^{0.5} \cdot \tau_B^{0.9} \cdot (0.67 - \beta_B^3 + 1.16\beta_B) \cdot \sin \theta_B \cdot \left[\frac{\sin \theta_{\max}}{\sin \theta_{\min}} \right]^{0.3} \cdot \left[\frac{\beta_{\max}}{\beta_{\min}} \right]^{0.3}$$

$$\left[164 + 0.29 \beta_A^{-0.38} \cdot ATAN(8 \text{Max}(\zeta_{AB}, \zeta_{BC})) \right]$$

$$SCF_B = 1 + SCF_C \cdot (1.97 - 1.57 \beta_B^{0.25}) \cdot \tau_B^{-0.14} \cdot \sin^{0.7} \theta_B$$

Chargement équilibré de traction (Entretoise extérieure A)

$$SCF_C = \gamma^{0.5} \cdot \tau_A^{0.9} \cdot (0.67 - \beta_A^3 + 1.16\beta_A) \cdot \sin \theta_A \cdot \left[\frac{\text{Max}(\sin \theta_A, \sin \theta_C)}{\text{Min}(\sin \theta_A, \sin \theta_C)} \right]^{0.3} \cdot \left[\frac{\text{Max}(\beta_A, \beta_C)}{\text{Min}(\beta_A, \beta_C)} \right]^{0.3} *$$

$$\left[164 + 0.29 \beta_B^{-0.38} \cdot ATAN(8\zeta_{AC}) \right]$$

$$SCF_B = 1 + SCF_C \cdot (1.97 - 1.57 \beta_A^{0.25}) \cdot \tau_A^{-0.14} \cdot \sin^{0.7} \theta_A$$

Chargement non équilibré de flexion hors plan (Entretoise centrale B)

$$SCF_C = \left\{ \left[\gamma \cdot \tau_B \cdot \beta_B \cdot (1.87 - 1.05 \beta_B^3 \cdot \sin^{1.6} \theta_B) \right] \left[1 - 0.08 (\beta_A \cdot \gamma)^{0.5} e^{(-0.8x_{AB})} \right]^{(\beta_A/\beta_B)^2} + \left[1 - 0.08 (\beta_C \cdot \gamma)^{0.5} e^{(-0.8x_{BC})} \right]^{(\beta_C/\beta_B)^2} \right\} +$$

$$\left\{ \left[\gamma \cdot \tau_A \cdot \beta_A \cdot (1.87 - 1.05 \beta_A^3 \cdot \sin^{1.6} \theta_A) \right] \left[1 - 0.08 (\beta_B \cdot \gamma)^{0.5} e^{(-0.8x_{AB})} \right] * \left[2.05 \beta_{\max}^{0.5} e^{(-1.3x_{AB})} \right] \right\} +$$

$$\left\{ \left[\gamma \cdot \tau_C \cdot \beta_C \cdot (1.87 - 1.05 \beta_C^3 \cdot \sin^{1.6} \theta_C) \right] \left[1 - 0.08 (\beta_B \cdot \gamma)^{0.5} e^{(-0.8x_{BC})} \right] * \left[2.05 \beta_{\max}^{0.5} e^{(-1.3x_{BC})} \right] \right\}$$

$$SCF_B = \tau_B^{-0.54} \cdot \gamma^{-0.05} \cdot (0.99 + 0.08 \beta_B^4 - 0.47 \beta_B) \cdot SCF_{CS}$$

Chargement non équilibré de flexion hors plan (Entretoise extérieure A)

$$SCF_C = \left\{ \begin{array}{l} \left[\gamma \cdot \tau_A \cdot \beta_A \cdot (1.7 - 1.05\beta_A^3 \cdot \sin^{1.6} \theta_A) \right] \left[1 - 0.08(\beta_B \cdot \gamma)^{0.5} \cdot e^{(-0.8x_{AB})} \right] * \\ \left[1 - 0.08(\beta_C \cdot \gamma)^{0.5} \cdot e^{(-0.8x_{AC})} \right] \end{array} \right\} +$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \left[\gamma \cdot \tau_B \cdot \beta_B \cdot (1.7 - 1.05\beta_B^3 \cdot \sin^{1.6} \theta_B) \right] \left[1 - 0.08(\beta_A \cdot \gamma)^{0.5} \cdot e^{(-0.8x_{AB})} \right] * \\ \left[2.05\beta_{\max}^{0.5} \cdot e^{(-1.3x_{AB})} \right] \end{array} \right\} +$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \left[\gamma \cdot \tau_C \cdot \beta_C \cdot (1.7 - 1.05\beta_C^3 \cdot \sin^{1.6} \theta_C) \right] \left[1 - 0.08(\beta_A \cdot \gamma)^{0.5} \cdot e^{(-0.8x_{AC})} \right] * \\ \left[2.05\beta_{\max}^{0.5} \cdot e^{(-1.3x_{AC})} \right] \end{array} \right\}$$

$$SCF_B = \tau_A^{-0.54} \cdot \gamma^{-0.05} \cdot (0.99 + 0.08\beta_A^4 - 0.47\beta_A) \cdot SCF_C$$

Chargement équilibré de flexion dans le plan (Entretoise centrale B)

$$SCF_C = 1.45\tau_B^{0.85} \cdot \gamma^{(1-0.68\beta_B)} \cdot \beta_B \cdot \sin^{0.7} \theta_B \cdot \left[1 + 0.46\beta_B^{1.2} \cdot e^{(-3 \cdot \text{Min}(\zeta_{AB}, \zeta_{BC}))} \right]$$

$$SCF_B = 1 + 0.65\beta_B \tau_B^{0.4} \cdot \gamma^{(1.09-0.77\beta_B)} \cdot \sin^{(0.06\gamma-1.16)} \theta_B$$

Chargement équilibré de flexion dans le plan (Entretoise extérieure A)

$$SCF_C = 1.45\tau_A^{0.85} \cdot \gamma^{(1-0.68\beta_A)} \cdot \beta_A \cdot \sin^{0.7} \theta_A \cdot \left[1 + 0.46\beta_A^{1.2} \cdot e^{-3\zeta_{AB}} \right]$$

$$SCF_B = 1 + 0.65\beta_A \tau_A^{0.4} \cdot \gamma^{(1.09-0.77\beta_A)} \cdot \sin^{(0.06\gamma-1.16)} \theta_A$$

II-4 Relations paramétriques de LLOYD

Les relations de LLOYD ont été établies pour les intervalles suivants des paramètres géométriques des jonctions :

$$\begin{aligned} 0.13 &\leq \beta \leq 1 \\ 10 &\leq \gamma \leq 35 \\ 0.25 &\leq \tau \leq 1 \\ 30^\circ &\leq \theta \leq 90^\circ \\ 4 &\leq \alpha \\ 0 &\leq \zeta \leq 1 \end{aligned}$$

Pour les chargements de traction simple ou de flexion hors plan, il faut remplacer la valeur du paramètre β au point de quartier ($\beta=1$) par l'expression suivante :

$$\beta = 1 - \left((\tau/\gamma) \cdot \sin^{0.65} \Psi \right)$$

Où :

Ψ est l'angle d'inclinaison du cordon de soudure ($\Psi=20^\circ$ par défaut).

II-4-1 Jonctions T ou Y

Chargement de traction simple

$$\begin{aligned} SCF_{CS} &= T_1(F_1 \text{ ou } F_2) \\ SCF_{CC} &= T_2 + B_0 \cdot B_1 \\ SCF_{BS} &= T_3(F_1 \text{ ou } F_2) \\ SCF_{BC} &= T_4 \end{aligned}$$

Chargement de flexion dans le plan

$$\begin{aligned} SCF_C &= T_7 \\ SCF_B &= T_8 \end{aligned}$$

Chargement de flexion hors plan

$$\begin{aligned} SCF_{CS} &= T_5 \cdot F_3 \\ SCF_{BS} &= T_6 \cdot F_3 \end{aligned}$$

II-4-2 Jonction X

Chargement équilibré de traction

$$\begin{aligned} SCF_{CS} &= X_1(F_1 \text{ ou } F_2) \\ SCF_{CC} &= X_2 \\ SCF_{BS} &= X_3(F_1 \text{ ou } F_2) \\ SCF_{BC} &= X_4 \end{aligned}$$

Chargement de flexion dans le plan équilibré

$$\begin{aligned} SCF_C &= X_7 \\ SCF_B &= X_8 \end{aligned}$$

Chargement de flexion hors du plan équilibré

$$\begin{aligned} SCF_{CS} &= X_5 \cdot F_3 \\ SCF_{BS} &= X_6 \cdot F_3 \end{aligned}$$

II-4-3 Jonction K

Les expressions proposées utilisent les données géométriques de l'entretoise A.

Chargement de traction simple

$$\begin{aligned} SCF_{CS} &= T_{1_A} S_{1_{AB}} (F_{1_A} \text{ ou } F_{2_A}) \\ SCF_{CC} &= T_{2_A} \cdot S_{2_{AB}} + B_{0_A} \cdot B_{1_A} \\ SCF_{BS} &= T_{3_A} \cdot S_{1_{AB}} + (F_{1_A} \text{ ou } F_{2_A}) \\ SCF_{BC} &= T_{4_A} \cdot S_{2_{AB}} \end{aligned}$$

Chargement de traction équilibré

$$SCF_{CS} = (T_{1_A} S_{1_{AB}} - T_{1_B} S_{1_{BA}} I_{F_{1_{AB}}})(F_{1_A} \text{ ou } F_{2_A})$$

$$\begin{aligned} SCF_{CC} &= (T_{2_A} S_{2_{AB}} - T_{2_B} S_{2_{BA}} IF_{2_{AB}}) + B_{0_A} \cdot B_{1_A} \\ SCF_{BS} &= (T_{3_A} S_{1_{AB}} - T_{3_B} S_{1_{BA}} IF_{3_{AB}}) + (F_{1_A} \text{ ou } F_{2_A}) \\ SCF_{BC} &= T_{4_A} S_{2_{AB}} - T_{4_B} S_{1_{BA}} IF_{4_{AB}} \end{aligned}$$

Chargement de flexion dans le plan

$$\begin{aligned} SCF_C &= T_{7_A} \\ SCF_B &= T_{8_A} \end{aligned}$$

Chargement de flexion dans le plan (équilibré)

$$\begin{aligned} SCF_C &= T_{7_A} + T_{7_B} IF_{7_{AB}} \\ SCF_C &= T_{8_A} + T_{8_B} IF_{8_{AB}} \end{aligned}$$

Chargement de flexion hors du plan

$$\begin{aligned} SCF_{CS} &= T_{5_A} S_{1_{AB}} F_{3_A} \\ SCF_{BS} &= T_{6_A} S_{1_{AB}} F_{3_A} \end{aligned}$$

Chargement de flexion hors du plan (équilibré)

$$\begin{aligned} SCF_{CS} &= (T_{5_A} S_{1_{AB}} - T_{5_B} S_{1_{BA}} IF_{5_{AB}}) \cdot F_{3_A} \\ SCF_{BS} &= (T_{6_A} S_{1_{AB}} - T_{6_B} S_{1_{BA}} IF_{6_{AB}}) \cdot F_{3_A} \end{aligned}$$

II-4-4 Jonction KT

Chargement de traction simple

$$\begin{aligned} SCF_{CS} &= T_{1_A} S_{1_{AB}} S_{1_{AC}} (F_{1_A} \text{ ou } F_{2_A}) \\ SCF_{CC} &= T_{2_A} \cdot S_{2_{AB}} + B_{0_A} \cdot B_{1_A} && \text{L'entretoise extérieure A} \\ SCF_{CC} &= T_{2_B} \cdot \text{Max}(S_{2_{BC}}, S_{2_{BA}}) + B_{0_B} \cdot B_{1_B} && \text{L'entretoise centrale B} \\ SCF_{BS} &= T_{3_A} \cdot S_{1_{AB}} \cdot S_{1_{AC}} + (F_{1_A} \text{ ou } F_{2_A}) \\ SCF_{BC} &= T_{4_A} \cdot S_{2_{AB}} && \text{L'entretoise extérieure A} \\ SCF_{BC} &= T_{4_B} \cdot \text{Max}(S_{2_{BC}}, S_{2_{BA}}) && \text{L'entretoise centrale B} \end{aligned}$$

Chargement de traction équilibré (seules les entretoises extérieures sont chargées)

Entretoise centrale B

$$\begin{aligned} SCF_{CS} &= \text{Max} \left[(T_{1_B} S_{1_{BA}} S_{1_{BC}} - T_{1_A} S_{1_{AB}} S_{1_{AC}} IF_{1_{BA}}), (T_{1_B} S_{1_{BC}} S_{1_{BA}} - T_{1_C} S_{1_{CB}} S_{1_{CA}} IF_{1_{BC}}) \right] \cdot (F_{1_B} \text{ ou } F_{2_B}) \\ SCF_{CC} &= \text{Max} \left\{ \left[(T_{2_B} S_{2_B} - T_{2_A} S_{2_A} IF_{2_{BA}}) + B_{0_B} \cdot B_{1_B} \right], \left[(T_{2_B} S_{2_B} - T_{2_C} S_{2_C} IF_{2_{BC}}) + B_{0_B} \cdot B_{1_B} \right] \right\} \\ SCF_{CS} &= \text{Max} \left[(T_{3_B} S_{1_{BA}} S_{1_{BC}} - T_{3_A} S_{1_{AB}} S_{1_{AC}} IF_{3_{BA}}), (T_{3_B} S_{1_{BC}} S_{1_{BA}} - T_{3_C} S_{1_{CB}} S_{1_{CA}} IF_{3_{BC}}) \right] \cdot (F_{1_B} \text{ ou } F_{2_B}) \\ SCF_{CC} &= \text{Max} \left[(T_{4_B} S_{2_B} - T_{4_A} S_{2_A} IF_{4_{BA}}), (T_{4_B} S_{2_B} - T_{4_C} S_{2_C} IF_{4_{BC}}) \right] \end{aligned}$$

Entretoise extérieure A

$$\begin{aligned} SCF_{CS} &= (T_{1A} S_{1AB} S_{1AC} - T_{1C} S_{1CB} S_{1CA} IF_{1AC}) (F_{1A} \text{ ou } F_{2A}) \\ SCF_{CC} &= (T_{2A} S_{1AB} - T_{2C} S_{2CB} IF_{2AC}) + B_{0A} \cdot B_{1A} \\ SCF_{BS} &= (T_{3A} S_{1AB} S_{1AC} - T_{3C} S_{1CB} S_{1CA} IF_{3AC}) + (F_{1A} \text{ ou } F_{2A}) \\ SCF_{BC} &= T_{4A} S_{2AB} - T_{4C} S_{2CB} IF_{4AC} \end{aligned}$$

Chargement de flexion dans le plan

$$\begin{aligned} SCF_C &= T_{7A} \\ SCF_B &= T_{8A} \end{aligned}$$

Chargement de flexion dans le plan équilibré (seules les entretoises extérieures A et B sont chargées)

Entretoise centrale B

$$\begin{aligned} SCF_C &= \text{Max} \left[(T_{7B} + T_{7A} IF_{7BA}), (T_{7B} + T_{7C} IF_{7BC}) \right] \\ SCF_B &= \text{Max} \left[(T_{8B} + T_{8A} IF_{8BA}), (T_{8B} + T_{8C} IF_{8BC}) \right] \end{aligned}$$

Entretoise extérieure A

$$\begin{aligned} SCF_C &= T_{7A} + T_{7C} IF_{7AC} \\ SCF_B &= T_{8A} + T_{8C} IF_{8AC} \end{aligned}$$

Chargement de flexion hors plan

$$\begin{aligned} SCF_{CS} &= T_{5A} S_{1AB} S_{1AC} F_{3A} \\ SCF_{BS} &= T_{6A} S_{1AB} S_{1AC} F_{3A} \end{aligned}$$

Chargement non équilibré de flexion hors plan (toutes les entretoises sont chargées)

$$\begin{aligned} SCF_{CS} &= (T_{5A} S_{1AB} S_{1AC} + T_{5B} S_{1BA} S_{1BC} IF_{5AB} + T_{5C} S_{1CB} S_{1CA} IF_{5AC}) \cdot F_{3A} \\ SCF_{BS} &= (T_{6A} S_{1AB} S_{1AC} + T_{6B} S_{1BA} S_{1BC} IF_{6AB} + T_{6C} S_{1CB} S_{1CA} IF_{6AC}) \cdot F_{3A} \end{aligned}$$

II-5 Facteur de correction pour les manchons courts

$$\begin{aligned} F_1 &= \begin{cases} 1 - (0.83\beta - 0.56\beta^2 - 0.02) \cdot \gamma^{0.23} \cdot e^{(-0.21\gamma^{(-1.16)}\alpha^{2.5})} & \alpha < 12 \\ 1.0 & \alpha \geq 12 \end{cases} \\ F_2 &= \begin{cases} 1 - (1.43\beta - 0.97\beta^2 - 0.03) \cdot \gamma^{0.04} \cdot e^{(-0.71\gamma^{(-1.38)}\alpha^{2.5})} & \alpha < 12 \\ 1.0 & \alpha \geq 12 \end{cases} \end{aligned}$$

$$F_3 = \begin{cases} 1 - \left(0.55\beta^{1.8} \cdot \gamma^{0.16} \cdot e^{(-0.49\gamma^{(-0.89)}\alpha^{1.8})} \right) & \alpha < 12 \\ 1.0 & \alpha \geq 12 \end{cases}$$

$$F_4 = \begin{cases} 1 - \left(107\beta^{1.88} e^{(0.16\gamma^{(61.06)}\alpha^{2.4})} \right) & \alpha < 12 \\ 1.0 & \alpha \geq 12 \end{cases}$$

II-6 Facteur d'approximation de la flexion dans le plan du manchon

$$B_0 = \begin{cases} \frac{C \cdot \tau (\beta - \tau/2\gamma) \cdot (\alpha/2 - \beta/\sin \theta) \cdot \sin \theta}{(1 - 3/(2 \cdot \gamma))} & \text{traction simple} \\ 0.0 & \text{traction équilibrée} \end{cases}$$

$$B_1 = 1.05 + \frac{30 \cdot \tau^{1.5} (1.2 - \beta) \cdot (\cos^4 \theta + 0.15)}{\gamma}$$

II-7 Paramètre de la fixation des extrémités du manchon

Le paramètre C caractérisant la fixation des extrémités du manchon prend les valeurs suivantes:

C=0.5	pour les extrémités totalement fixes.
C=1.0	pour les extrémités chevillées.
C=0.7	valeur utilisée pour le calcul de structure.

II-8 Facteur T : Facteur des jonctions T et Y

$$T_1 = \tau \cdot \gamma^{1.2} \cdot \beta \cdot (2.12 - 2\beta) \cdot \sin^2 \theta$$

$$T_2 = \tau \cdot \gamma^{0.2} \cdot (3.5 - 2.4\beta) \cdot \sin^{0.3} \theta$$

$$T_3 = 1 + \tau^{0.6} \cdot \gamma^{1.3} \cdot \beta \cdot (0.76 - 0.7\beta) \cdot \sin^{2.2} \theta$$

$$T_4 = 2.6 \cdot \gamma^{(0.3-0.5\beta)} \cdot \beta^{0.65}$$

$$T_5 = \tau \cdot \gamma \cdot \beta \cdot (1.4 - \beta^5) \cdot \sin^{1.7} \theta$$

$$T_6 = 1 + \tau^{0.6} \cdot \gamma^{1.3} \cdot \beta \cdot (0.27 - 0.2\beta^5) \cdot \sin^{1.7} \theta$$

$$T_7 = 1.22 \tau^{0.8} \cdot \gamma^{(1-0.68\beta)} \cdot \beta \cdot \sin^{(1-\beta^3)} \theta$$

$$T_8 = 1 + \tau^{0.2} \cdot \gamma \cdot \beta \cdot (0.26 - 0.21\beta) \cdot \sin^{1.5} \theta$$

II-9 Facteur X : Facteur des jonctions X

$$X_1 = \tau \cdot \gamma^{1.3} \cdot \beta \cdot (1.46 - 1.4\beta^2) \cdot \sin^2 \theta$$

$$X_2 = \left(0.36 + 1.9\tau \cdot \gamma^{0.5} \cdot e^{(-\beta^{1.5} \cdot \gamma^{0.5})} \right) \cdot (\sin \theta + 3 \cos^2 \theta)$$

$$X_3 = 1 + 0.6X_1$$

$$\begin{aligned}
 X_4 &= \left(1.3 + 0.06\tau \cdot \gamma \cdot e^{(-\beta^2 \cdot \gamma^{0.5})} - 2.4\beta\right) \cdot \sin^{-1} \theta \\
 X_5 &= \tau \cdot \gamma^{1.3} \cdot \beta \cdot (0.63 - 0.6\beta^3) \cdot \sin^2 \theta \\
 X_6 &= 1 + \tau \cdot \gamma^{1.5} \cdot \beta \cdot (0.19 - 0.185\beta^3) \cdot \sin^{7(1-\beta^2)} \theta \\
 X_7 &= \tau^{0.8} \cdot \gamma^{(0.5\beta-0.5)} \cdot \beta \cdot (1 - 0.32\beta^5) \cdot \sin^{0.5} \theta \\
 X_8 &= 1 + \tau^{0.8} \cdot \gamma \cdot \beta \cdot (0.32 - 0.25\beta) \cdot \sin^{1.5} \theta
 \end{aligned}$$

II-10 Facteur S : effet de renforcement d'une entretoise supplémentaire

$$\begin{aligned}
 S_{1_{ij}} &= 1 - 0.4e^{\left(-30x_{ij}^2(\beta_i/\beta_j)^2 \cdot (\sin \theta_i / \gamma)\right)} \\
 S_{2_{ij}} &= 1 + e^{\left(-2x_{ij}^2(\beta_i/\beta_j)^2 \cdot \sin^{-2} \theta_j \cdot \gamma^{-0.5}\right)} \\
 S_{2_B} &= \text{Max} \left(S_{2_{BA}}, S_{2_{BC}} \right) \\
 S_{2_A} &= \text{Max} \left(S_{2_{AB}}, S_{2_{AC}} \right) \\
 S_{2_C} &= \text{Max} \left(S_{2_{CA}}, S_{2_{CB}} \right)
 \end{aligned}$$

II-11 Facteur IF : Facteur des jonctions K et KT

$$\begin{aligned}
 IF_{1_{ij}} &= \gamma^{0.2} \cdot \beta_i \cdot (2.13 - 2\beta_i) \cdot \sin \theta_i \cdot \left(\frac{\sin \theta_i}{\sin \theta_j} \right)^p \cdot e^{(-0.3x_{ij})} & \text{où: } \begin{cases} p = 1 & \text{si } \theta_i > \theta_j \\ p = 5 & \text{si } \theta_i < \theta_j \end{cases} \\
 IF_{2_{ij}} &= (20 - 8(\beta_i + 1)^2) \cdot e^{(-0.3x_{ij})} \\
 IF_{3_{ij}} &= \gamma^{0.2} \cdot \beta_i \cdot (2 - 1.8\beta_i) \cdot \left(\frac{\beta_{\min}}{\beta_{\max}} \right) \cdot \left(\frac{\sin \theta_i}{\sin \theta_j} \right)^p \cdot e^{(-0.5x_{ij})} & \text{où: } \begin{cases} p = 2 & \text{si } \theta_i > \theta_j \\ p = 4 & \text{si } \theta_i < \theta_j \end{cases} \\
 IF_{5_{ij}} &= 0.6\gamma \cdot \left(\frac{\sin \theta_i}{\sin \theta_j} \right) \cdot e^{(-0.3x_{ij})} \\
 IF_{6_{ij}} &= 0.14\gamma^{1.5} \cdot \beta_i \cdot \left(\frac{\sin \theta_i}{\sin \theta_j} \right) \cdot e^{(-0.3x_{ij})} \\
 IF_{7_{ij}} &= 1.5\tau_i^{(-2)} e^{(-0.3x_{ij})} \\
 IF_{8_{ij}} &= [40(\beta_i - 0.75)^2 - 2.5] e^{(-0.3x_{ij})}
 \end{aligned}$$

II-12 Paramètre d'écartement

$$x = 1 + \zeta \cdot \frac{\sin \theta_A}{\beta_A}$$

$$x_{ij} = 1 + \frac{\zeta_{ij} \sin \theta_i}{\beta_i}$$

Où :

$$\zeta_{ij} = \frac{g_{ij}}{D_i}$$

g_{ij} Écartement entre l'entretoise i et l'entretoise j

$$x_{AB} = 1 + \zeta_{AB} \cdot \frac{\sin \theta_B}{\beta_B}$$

$$x_{BC} = 1 + \zeta_{BC} \cdot \frac{\sin \theta_B}{\beta_B}$$

$$x_{AC} = 1 + \zeta_{AC} \cdot \frac{\sin \theta_B}{\beta_B}$$

$$\zeta_{AC} = \zeta_{AB} + \zeta_{BC} + \frac{\beta_B}{\sin \theta_B}$$

Références

- [II-1] Lloyd's Register of Shipping, "*Stress concentration factors for simple tubular joints*", HSE books, 1997.

Annexe III

Spécifications internationales

Annexe III*Spécifications internationales*

Cette annexe présente une liste des quelques spécifications internationales et normes utilisées pour la conception, la fabrication et le contrôle des structures offshore.

Référence	Titres
ANSI/AWS D1.1	Structural Welding Code - Steel
ASME	Section IX, Welding and Brazing Qualifications Non-Interfiled (Boiler and Pressure Vessel Codes)
ASTME G48	Standard Test Methods for Pitting and Crevice Corrosion Resistance of Stainless Steels and Related Alloys by Use of Ferric Chloride Solution.
ASTME E562	Standard Test Methods for Determining Volume Fraction by Systematic Manual point count.
BS 7448-2	Fracture mechanics toughness tests. Method for determination of K _{Ic} , critical CTOD and Critical J values of welds in metallic materials
EN 1418	Welding personnel. Approval testing of welding operators for fusion welding and resistance weld setters for fully mechanized and automatic welding of metallic materials
IACS	Shipbuilding and Repair Quality Standard, Part A - Shipbuilding and Repair Quality Standard for New Construction and Part B- Repair Quality Standard for Existing Ships
ISO 148	Steel - Charpy impact test (V-notch)
ISO 898	Mechanical properties of fasteners made of carbon steel and alloy steel
ISO 6507-1	Metallic materials - Vickers hardness test - Part 1: Test method
ISO 8501-1	Preparation of steel substrates before application of paints and related products - Visual assessment of surface cleanliness - Part 1: Rust grades and preparation grades of uncoated steel substrates and of steel substrates after overall removal of previous coatings
ISO 9001:2000	Quality management systems - Requirements
ISO 10042	Arc-welded joints in aluminium and its weldable alloys - Guidance on quality levels for imperfections
NACE MR0175	Sulphide Stress Cracking Resistant Metallic Materials for Oilfield Equipment - Item No. 21302
DVN-OSS-101	Rules for classification of offshore drilling and support units
DVN-OSS-102	Rules for classification of floating production and storage units
DVN-OS-B101	Metallic materials
DVN-OS-C101	Design of offshore structures, general (LRFD method)
DVN-OS-C201	Structural design of offshore units (WSD method)
API 2B	Specification for fabricated structural steel pipe.
API RP 2X	Ultrasonic examination of offshore structural fabrications.
ASME	Section V, Non-destructive testing.
BS 7448	Part 1, Fracture mechanics toughness tests.

BS 7910	Guide on methods for assessing the acceptability of flaws in fusion welded structures.
DNV RP D404	Unstable fracture.
EN 287-1	Approval testing of welders - Fusion welding.
EN 288-series	Specification and qualification of welding procedures for metallic materials
EN 444 NDT	General principles for radiographic examination of metallic materials by X-rays and gamma rays.
EN 462-series	NDT - Image quality of radiographs.
EN 473	Qualification and certification of NDT personnel - General principles.
EN 719	Welding coordination - Tasks and responsibilities.
EN 729-series	Quality requirements for welding - Fusion welding of metallic materials.
EN 875	Welding - Welded joints in metallic materials - Specimen location and notch orientation for impact tests.
EN 970	Welding - Visual examination of fusion welded joints.
EN 1011-series	Welding - Recommendation for welding of metallic materials, relevant parts.
EN 1289	Non destructive examination of welds - Penetrant testing of welds - Acceptance levels.
EN 1290	NDT of welds - Magnetic particle examination of welds
EN 1291	NDT of welds - Magnetic particle examination of welds - Acceptance levels.
EN 1435	Non destructive examination of welds - Radiographic examination of welded joints.
EN 1597-1	Welding consumables - Test methods - Part 1: Test piece for all weld metal test specimens in steel, nickel and nickel alloys.
EN 1714	Non destructive examination of welds - Ultrasonic examination of welded joints.
EN 10204	Metallic products - Types of inspection documents.
EN 10225	Weldable structural steels for fixed offshore structures.
EN 26847	Covered electrodes for manual metal arc welding. Deposition of a weld pad for chemical analysis.
ISO 3690	Welding - Determination of hydrogen indeposited weld metal arising from the use of covered electrodes for welding mild and low alloy steels.
ISO 5817 (=EN 25817)	Arc welded joints in steel - Guidance on quality levels for imperfections.
NORSOK M-001	Material selection
NORSOK M-120	Material data sheets for structural steel
NORSOK N-001	Structural design
NORSOK N-004	Design of steel structures
NS 477	Welding. Rules for approval of welding inspectors.

Annexe IV

Contrôles non destructifs

Annexe IV

Contrôles non destructifs

IV-1 Introduction

L'appellation Contrôles non destructifs fait naturellement penser au diagnostic que le médecin formule lors de l'examen de son patient. Le même principe appliqué aux pièces mécaniques consiste à mettre en oeuvre des méthodes d'investigation pour permettre d'apprécier sans destruction, l'état de santé des pièces et de formuler un avis sur leur aptitude à remplir la fonction à laquelle elles sont destinées. Considérée sous cet aspect d'aptitude au bon fonctionnement, la définition suppose une bonne connaissance de tous les phénomènes mis en jeu, en particulier de la nocivité des défauts, de leur évolution dans le temps, des lois générales de la mécanique de la rupture.

Dans la pratique, les spécialistes en Contrôles non destructifs chargés de l'inspection sont davantage confrontés à des problèmes d'interprétation de résultats de contrôles par rapport à des critères établis en liaison avec le concepteur de la pièce. Dans cet esprit, la définition suivante des Contrôles Non Destructifs apparaît plus proche de la réalité industrielle : il s'agit de "qualifier, sans nécessairement quantifier, l'état d'un produit, sans altération de ses caractéristiques par rapport à des normes de recette".

L'exécution de cette tâche nécessite une bonne connaissance des techniques d'investigation mises en oeuvre, de leurs limites et surtout, une adéquation parfaite entre le pouvoir de détection de chaque technique et les critères appliqués pour la mise en oeuvre.

IV-2 Généralisation du principe aux différentes techniques

Les techniques de contrôle non destructif les plus couramment employées actuellement peuvent être classées en deux familles principales, étroitement liées à la localisation de l'anomalie sur la pièce en cours d'examen.

La première famille concerne **les méthodes dites de surface** pour lesquelles l'anomalie est localisée en surface extérieure. Elle groupe les procédés suivants:

- Examen visuel ;
- Ressuage ;
- Magnétoscopie ;
- Courants induits ou courants de foucault.

La deuxième famille concerne **les méthodes dites volumiques** pour lesquelles l'anomalie est localisée dans le volume de la pièce. Elle regroupe les procédés suivants :

- Ultrasons ;
- Rayonnements ionisants.

Des méthodes complémentaires existent dont le classement en fonction du critère de localisation de l'anomalie n'apparaît pas d'une manière aussi nette que dans les cas précédents. Ces méthodes ont cependant l'avantage d'être globales et en temps réel. Il s'agit en particulier de :

- La thermographie ;
- L'émission acoustique.

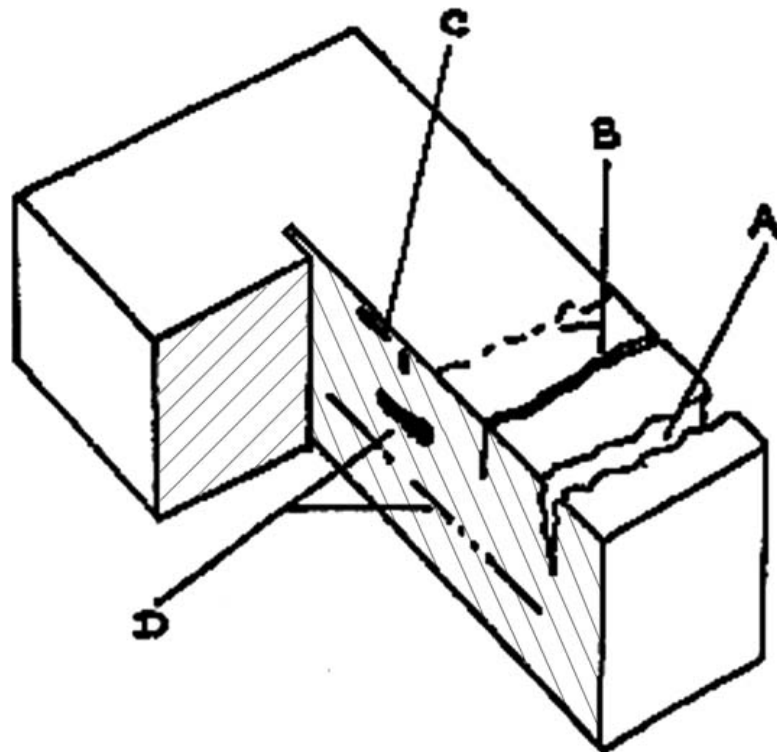


Figure IV-1 : Application des méthodes de contrôle non destructif
A- Examen visuel; B- Ressuage, Magnétoscopie et Courants de Foucault C- Magnétoscopie et Courants de Foucault; D- Ultrasons et courants de foucault.

Le processus mis en jeu, illustré par la figure IV-2, se décompose en trois phases essentielles:

- **L'excitation** souvent caractérisée par un rayonnement de nature électromagnétique ou une vibration mécanique et un champ magnétique.
- **La perturbation** est définie dans tous les cas de figure par la pièce et l'anomalie qu'elle contient.
- **La révélation** est assurée soit par l'oeil, soit par des systèmes de capteurs traduisant sous forme de signaux électriques la réaction entre l'excitation et la perturbation: il faut noter l'importance de plus en plus grande prise par l'imagerie pour la restitution des informations recueillies par les capteurs.

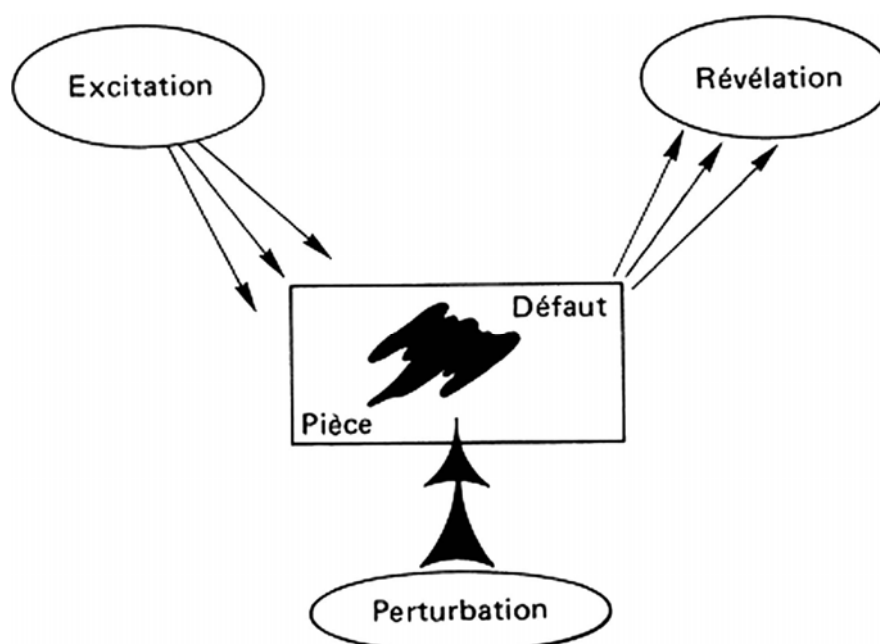


Figure IV-2 : Ensemble de procédés d'examen de pièces qui permet de s'assurer de l'absence de défauts qui pourraient nuire à leur tenue en service

Le tableau IV-1 précise de manière simplifiée les deux processus d'excitation et de révélation mis en jeu pour chaque procédé :

PROCÉDÉ	EXCITATION	RÉVÉLATION
Examen visuel	Rayonnement visible Source de lumière blanche ou monochromatique	Oeil et aides optiques tels que loupe, binoculaire, microscope, endoscope
Ressuage	Liquide d'imprégnation conjugué à un rayonnement visible ou ultraviolet pour l'observation	Fines particules absorbant le produit d'imprégnation et oeil avec aides optiques telles que loupe ou endoscope
Magnétoscopie	Champ magnétique engendré par une onde sinusoïdale basse ou moyenne fréquence	Fines particules magnétiques piégées par le champ perturbé et oeil avec aides optiques telles que loupe ou endoscope
Courants induits ou courants de Foucault	Champ magnétique engendré par une onde sinusoïdale basse ou moyenne fréquence	Bobine ou capteur dont l'impédance varie en fonction du champ perturbé et chaîne de mesure
Ultrasons	Vibration mécanique de moyenne fréquence engendrée par un transducteur de type piézoélectrique	Transducteur convertissant l'énergie mécanique perturbée en signal électrique et chaîne de mesure
Rayonnements ionisants	Rayonnement électromagnétique du type γ , α ou neutronique	Film nu, système de conversion directe ou indirecte du rayonnement en signal électrique et oeil ou moniteur
Thermographie	Rayonnement électromagnétique du type infrarouge ou source de chaleur	Caméra infrarouge et moniteur ou laque thermosensible et œil
émission acoustique	Contrainte mécanique ou bruit	Transducteur convertissant l'énergie mécanique en signal électrique et chaîne de mesure

Tableau IV-1 : Processus d'excitation et de révélation mis en jeu pour les méthodes des CND

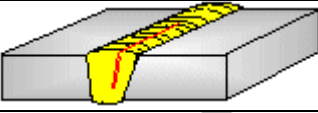


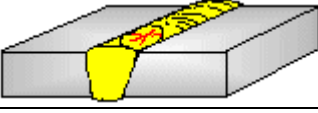
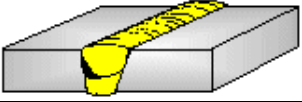
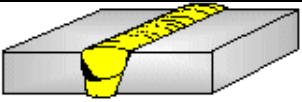
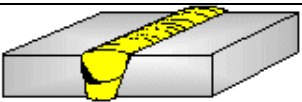
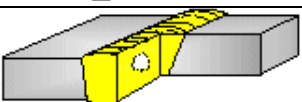
IV-3 Principaux défauts

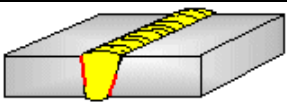
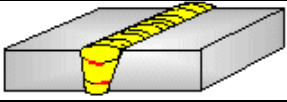
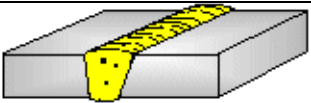
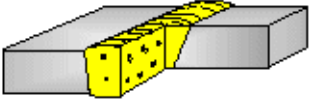
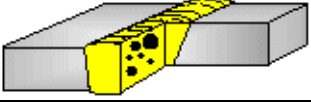






Les Contrôles Non Destructifs sont utilisés pour inspecter tous les défauts existants ou créés en service dans les pièces des machines. Ceux-ci se répartissent en :














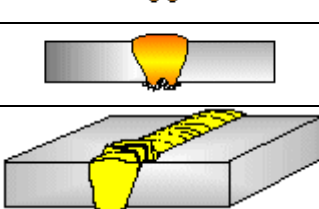
- 1- Défauts externes : comme la corrosion et les fissures.
- 2- Défauts internes : comme les inclusions gazeuses, et les inclusions de laitier, les manques de pénétration, les fissures et la corrosion interne.

Le tableau IV-2 représente les principaux défauts de soudure selon la classification réalisée conformément à la norme NF EN 26250.

Tableau IV-2 : Principaux défauts de soudure

Numéro	Désignation	Illustration	Term in English
GROUPE N° 1 – FISSURES			
101	FISSURE LONGITUDINALE		LONGITUDINAL CRACK
102	FISSURE TRANSVERSALE		TRANSVERSE CRACK
103	FISSURES RAYONNANTES		RADIATING CRACK
104	FISSURES DE CRATÈRE		CRATER CRACK
GROUPE N° 2 - INCLUSIONS SOLIDES			
301	INCLUSION DE LAITIER		SLAG INCLUSION
302	INCLUSION DE FLUX		FLUX INCLUSION
303	INCLUSION D'OXYDE		OXIDES INCLUSION
304	INCLUSION MÉTALLIQUE		METALLIC INCLUSION

Numéro	Désignation	Illustration	Term in English
GROUPE N° 3 - MANQUE DE FUSION			
4011	MANQUE DE FUSION DES BORDS ou COLLAGE		LACK OF FUSION
4012	MANQUE DE FUSION ENTRE PASSES		LACK OF FUSION
Numéro	Désignation	Illustration	Term in English
GROUPE N° 4 - CAVITÉS			
2011	SOUFFLURE SPHÉROÏDALE		GAS PORE
2012	SOUFFLURES UNIFORMÉMENT RÉPARTIES		UNIFORMLY DISTRIBUTED POROSITY
2013	NID DE SOUFFLURES		CLUSTERED POROSITY
2014	SOUFFLURES ALIGNÉES		LINEAR POROSITY
2015	SOUFFLURES ALLONGÉES		ELONGATED POROSITY
2016	SOUFFLURE VERMICULAIRE		WORM HOLE
2017	PIQÛRE		SURFACE PORE
2021	RETASSURE INTERDENTRITIQUE		INTERDENDRITIC SHRINKAGE
2024	RETASSURE DE CRATÈRE		CRATERE PIPE

Numéro	Désignation	Illustration	Term in English
GROUPE N° 5 - DÉFAUTS DE FORME			
5011	CANIVEAU		UNDERCUT
5012	MORSURE		UNDERCUT
5013	CANIVEAU À LA RACINE		SHRINKAGE GROOVE
502	SURÉPAISSEUR EXCESSIVE		EXCES WELD METAL
504	EXCÈS DE PÉNÉTRATION		EXCESSIVE PENETRATION
5041	GOUTTE OU EXCÈS LOCAL DE PÉNÉTRATION		EXCESSIVE PENETRATION
506	DÉBORDEMENT		OVERLAP
507	DÉFAUT D'ALIGNEMENT		LINEAR MISALIGNMENT
508	DÉFORMATION ANGULAIRE		ANGULAR MISALIGNMENT
509	EFFONDREMENT		SAGGING
511	MANQUE D'ÉPAISSEUR		INCOMPLETE FILLED GROOVE
515	RETASSURE À LA RACINE		ROOT CONVEXITY
516	ROCHAGE		POROSITY DUE TO CARBONE MONOXIDE
517	MAUVAISE REPRISE		POOR RESTART

IV-4 Examen visuel

Principe du contrôle visuel et dimensionnel

Le contrôle visuel et dimensionnel consiste à soumettre une surface, une préparation de chanfrein ou une soudure à une vérification visuelle de son aspect physique et de ses dimensions géométriques.

Le contrôle visuel et dimensionnel doit être réalisé sous une luminosité de 350 lux minimum (recommandé : 500 lux). L'oeil de l'observateur doit être placé à une distance inférieure à 500 mm de la surface à examiner sous un angle supérieur à 30°.

Les matériels de contrôle sont :

- Règle droite ou ruban de mesure avec graduations de 1 mm ;
- Loupe grossissante de 2 à 5 fois ;
- Jeu de jauges ou cales de 0,1 à 3 mm ;
- Jauge à vernier ou calibre de soudure ;
- Miroir ou endoscope.

Applications du contrôle visuel

La préparation du chanfrein est contrôlée pour vérifier que :

- la forme et les dimensions du joint sont conformes à la fiche de soudage ;
- les bords et la surface adjacente sont nettoyés.

La soudure est contrôlée pour s'assurer que :

- la hauteur de la surépaisseur du cordon externe et de la pénétration est conforme ;
- la surface de la soudure est saine et régulière ;
- la largeur de la soudure est constante ;
- la dénivellation ou le désalignement est dans les tolérances de la norme ;
- la faible dissymétrie du cordon de soudure d'angle est acceptable.

IV-5 Ressuage

Cette méthode a été utilisée dans notre étude ; c'est pourquoi nous allons la détailler dans cette annexe.

Méthode de mise en oeuvre du contrôle par ressuage

Le contrôle par ressuage permet de détecter des défauts de compacité, parfois très fins, débouchant en surface et non obstrués (fissures, porosités, replis, manque de liaison) sur des matériaux métalliques non poreux et non absorbants. Ce contrôle est réalisé à l'aide de produits (les pénétrants) à très faible tension superficielle qui pénètrent par capillarité dans les défauts débouchant en surface. Après élimination de l'excès de pénétrant sur la surface des pièces, l'apparition visuelle des défauts est réalisée par l'application d'un révélateur en une fine couche de poudre constituée de microscopiques tubes capillaires qui pompent le pénétrant retenu dans les discontinuités des défauts.

Applications du contrôle par ressuage

- Avant soudage : préparation des chanfreins.
- Pendant le soudage : contrôle entre passes, gougeage d'une reprise envers.
- Après soudage : défauts superficiels, étanchéité.

Avantages du contrôle par ressuage

- Facilité de mise en oeuvre avec les produits pré émulsionnés.
- Facilité de mise en oeuvre sur les pièces en service.
- Bonne sensibilité de détection des défauts débouchants.
- Contrôle relativement économique et rapide.
- Localisation précise des défauts de surface et appréciation de leur longueur en surface.
- Méthode globale en contrôle non destructif autorisant un examen de la totalité de la surface de la pièce sans influence notable de l'orientation du défaut par rapport à la direction du faisceau de la source utilisée pour l'excitation.
- Les différentes séquences de la mise en oeuvre se prêtent bien à l'automatisation.

Inconvénients du contrôle par ressuage

- Impossibilité de révéler les défauts internes et obstrués.
- Nettoyage rigoureux des pièces à contrôler.
- Les opérateurs doivent être expérimentés pour certaines techniques.
- Produits inflammables, volatils et nocifs.
- Gestion des déchets liquides rejetés à l'égout.
- L'appréciation de la profondeur des défauts n'est pas possible et l'interprétation dans la phase de révélation reste délicate, en particulier pour l'automatisation.

Produits utilisés pour la réalisation du contrôle par ressuage

Pénétrants

Il existe trois familles principales de pénétrants :

- les pénétrants colorés, qui sont généralement de coloration rouge/violette, pour lesquels l'observation se fait en lumière blanche ;
- les pénétrants fluorescents qui nécessitent un examen en lumière ultraviolette, en ambiance sombre ;
- les pénétrants mixtes qui peuvent être indifféremment examinés en lumière blanche ou en lumière ultra-violette.

Parallèlement, dans chaque famille, on peut rencontrer trois cas possibles d'utilisation (Figure IV-3) :

- le pénétrant est préémulsifié (ou préémulsionné), auquel cas il est directement rinçable à l'eau ;
- le pénétrant est à post-émulsification (ou postémulsion), auquel cas l'excès de pénétrant pour être éliminé, doit être soumis à l'action d'un émulsifiant intermédiaire ;
- le pénétrant est éliminable à l'aide d'un solvant approprié.

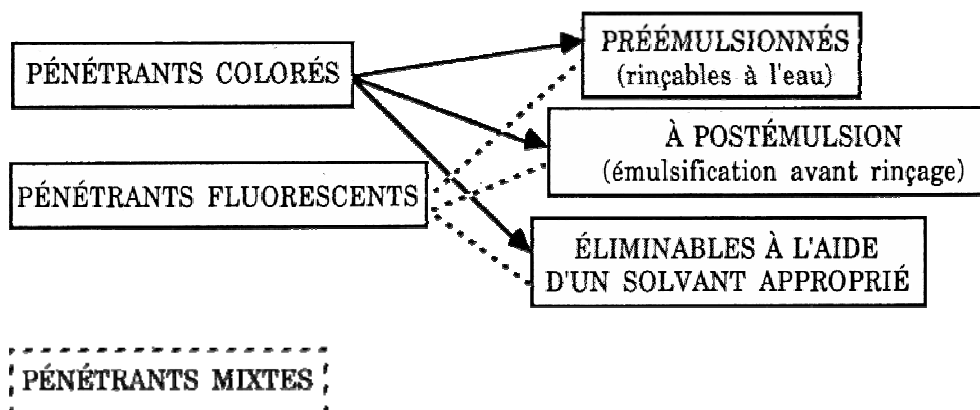


Figure IV-3 : Représentation schématique des familles de pénétrants les plus utilisées

Émulsifiant

L'émulsifiant n'est utilisé que dans le cas d'un produit pénétrant à post-émulsification pour l'enlèvement de l'excès de pénétrant en surface de la pièce : l'émulsifiant, appliqué sur la surface de la pièce, diffuse dans le pénétrant pour former une émulsion rinçable à l'eau.

Deux types d'émulsifiants peuvent être utilisés :

- les émulsifiants lipophiles (ou lipophiliques) utilisés à l'état pur, solubles dans le pénétrant ;
- les émulsifiants hydrophiles (ou hydrophiliques) utilisés en solution dans l'eau, mais peu solubles dans le pénétrant : leur action, localisée en surface, se

caractérise par une modification de la mouillabilité du pénétrant qui se déplace plus facilement sous l'action mécanique de l'eau.

Révélateurs

Il existe essentiellement deux types de révélateurs pouvant être utilisés avec les diverses familles de pénétrants et d'émulsifiants :

- les révélateurs secs se présentant sous forme de poudre : ce type de révélateur est utilisable seulement avec les pénétrants fluorescents ;
- les révélateurs humides constitués d'une poudre en suspension ou en solution dans un liquide.

Procédé de contrôle

Il existe principalement différents procédés recommandés en fonction des produits utilisés. La figure IV-4 montre une représentation schématique du procédé de contrôle par ressuage fluorescent à l'aide d'un pénétrant préémulsionné directement rinçable à l'eau. C'est un des procédés que nous avons employé pour examiner la soudure des jonctions dans nos essais de fatigue.

- Opération 1 : Nettoyage de la surface.

La surface à contrôler doit être mise à nu, propre, exempte de toute contamination organique et inorganique, de sorte que toute discontinuité éventuelle ne soit pas colmatée par des résidus. Le nettoyage préliminaire des pièces peut être effectué :

- Par méthode chimique à l'aide de produits appropriés ;
- Par méthode mécanique avec toutes les précautions nécessaires pour ne pas masquer les discontinuités par une déformation plastique ou par un colmatage qui gênerait ou empêcherait le pénétrant de s'introduire dans les discontinuités. Il est alors recommandé de compléter le nettoyage mécanique par un décapage chimique.

Ces procédés doivent naturellement éliminer tout ce qui n'est pas métal sain sans affecter les caractéristiques mécaniques et la limite de fatigue de la pièce à contrôler.

Si la surface a été nettoyée avec des produits à base aqueuse ou si les pièces ont été rincées à l'eau ou encore si elles sont humides, elles doivent être complètement séchées car l'humidité résiduelle dans les discontinuités empêcherait le pénétrant de s'y introduire.

- Opération 2 : Application du pénétrant.

Sur la surface propre et sèche est appliqué un liquide d'imprégnation, coloré et/ou fluorescent, doté d'un bas coefficient de tension superficielle, d'excellentes propriétés d'étalement et de pénétration que l'on appelle " pénétrant". Le pénétrant s'introduit dans toutes les discontinuités ouvertes et débouche en surface par capillarité. La durée d'imprégnation du pénétrant est comprise entre 5 et 60 minutes selon les normes, spécifications et codes applicables. Une durée de 20 minutes a été retenue dans le cas de nos jonctions.

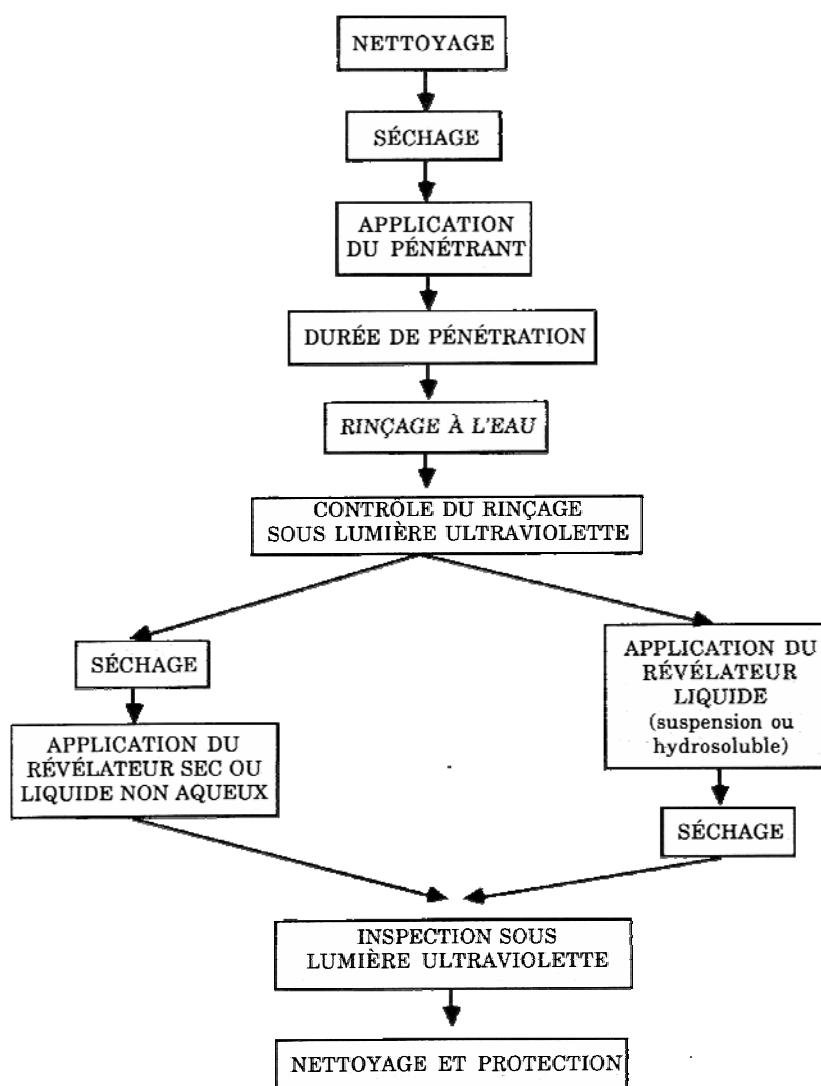


Figure IV-4 : Représentation schématique du procédé de contrôle par ressuage fluorescent à l'aide d'un pénétrant préémulsionné directement rinçable à l'eau.

- Opération 3 : Elimination de l'excès de pénétrant en surface.

Après avoir observé la durée requise d'imprégnation, la totalité de l'excès de pénétrant en surface doit être éliminée. Cette opération est naturellement critique car il ne faut pas chasser, lors de cette opération, le pénétrant retenu dans les discontinuités par phénomène capillaire.

Cette élimination de l'excès de pénétrant en surface est effectuée selon l'une des méthodes suivantes :

- Par rinçage à l'eau, dans le cas de la mise en oeuvre d'un pénétrant lavable à l'eau.
- Par rinçage à l'eau, suivi de l'application d'un émulsifiant hydrophile et d'un nouveau rinçage à l'eau dans le cas de la mise en oeuvre d'un pénétrant à post émulsion.

- Par essuyage au chiffon légèrement humecté de solvant volatil approprié, quel que soit le pénétrant utilisé.

Dans tous les cas, il est impératif de vérifier l'élimination de l'excès de pénétrant en lumière blanche ou ultraviolette selon le type de pénétrant utilisé.

- Opération 4 : Séchage des pièces

Si les pièces ont été rincées à l'eau, elles doivent être séchées à une température généralement égale ou inférieure à 70°C.

Dans le cas où l'on utilise soit un révélateur hydrosoluble, soit un révélateur constitué par une poudre mise en suspension dans l'eau, le séchage est alors effectué après l'application d'un tel type de révélateur.

- Opération 5 : Application du révélateur

Sur la surface à contrôler est ensuite appliqué le révélateur sous forme d'un voile mince, uniforme et continu. Le principe actif du révélateur est une association de poudres chimiquement inertes fortement hygroscopiques, très finement divisées, les particules élémentaires ayant une granulométrie de l'ordre de 0,01 µm. Le voile de révélateur peut être assimilé à un faisceau en trois dimensions de tubes capillaires beaucoup plus fins que les défauts recherchés. En présence du révélateur, le pénétrant est soumis à des forces antagonistes : la rétention capillaire du pénétrant par les discontinuités, d'une part et d'autre part l'attraction capillaire (plus forte que la rétention) du pénétrant par le révélateur.

Il se produit alors une « ascension » capillaire du pénétrant dans le voile du révélateur. Le pénétrant diffuse alors dans les 3 dimensions, ce qui permet donc d'obtenir une indication sur la présence de défauts de type fissure.

- Opération 6 : Examen

Après application du révélateur, il faut respecter une durée de révélation de 10 à 30 minutes. La surface de la pièce est ensuite examinée et les indications de discontinuités sont interprétées. Les conditions requises d'observation sont les suivantes :

- En lumière blanche, dans le cas d'utilisation d'un pénétrant coloré, avec un éclairage lumineux d'au moins 500 lux sur la surface de la pièce contrôlée.
- Sous rayonnement ultraviolet (UV-A), dans le cas de la mise en oeuvre d'un pénétrant fluorescent, avec un éclairage énergétique d'au moins 1 000 ou 1 500 µW/cm² selon les normes, spécifications et codes applicables et d'un éclairage lumineux (lumière visible parasite) sur la surface de la pièce contrôlée.

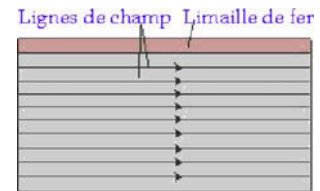
- Opération 7 : Remise en état de propreté initiale

Après examen, les pièces sont nettoyées pour éliminer les traces résiduelles de produits de ressuyage dans le cas où celles-ci pourraient se révéler néfastes ou gênantes pour les opérations ultérieures ou le bon fonctionnement des pièces contrôlées. Ainsi, des traces résiduelles de pénétrant dans les discontinuités pourraient tacher les revêtements de peinture appliqués.

IV-6 Magnétoscopie

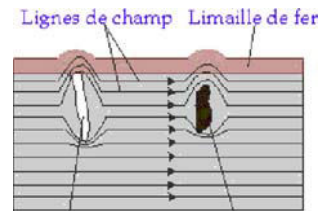
Méthode de mise en œuvre

Le matériau à examiner ne présente pas de défauts. Les lignes de champ traversent librement la pièce.



matériau sans défauts

Des irrégularités sont observées dans la pièce. Les lignes de champ sont perturbées. La limaille de fer sur la pièce présentera un modèle divergent.



Matériau avec défauts

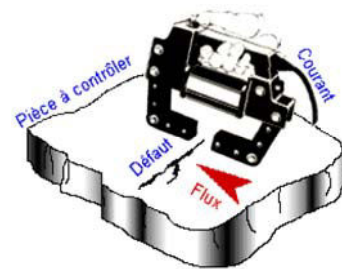
Méthodes d'aimantation

Deux méthodes de magnétisation sont possibles :

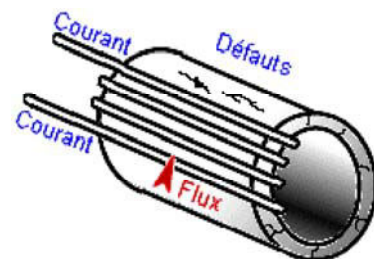
- Aimantation par passage de champ magnétique

Deux méthodes de magnétisation par passage de champ magnétique sont réalisables :
Par circuit magnétique fermé

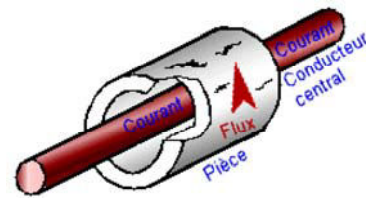
Un électro-aimant fixe ou portatif à pièces polaires fixes ou articulées est mis en contact avec la pièce à contrôler. L'aimantation est longitudinale et l'induction B est parallèle à l'axe Nord-sud et à la direction de l'examen. Les défauts transversaux sont détectés.



Des spires sont enroulées sur la paroi de la pièce annulaire à contrôler. L'aimantation est longitudinale et l'induction B est parallèle à la direction de l'examen. Les défauts transversaux sont détectés.

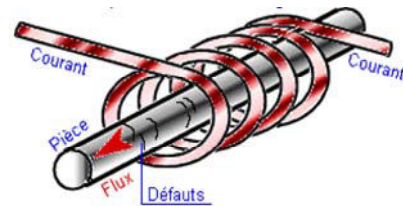


Un conducteur central traversé par un courant est placé au centre de la pièce annulaire à contrôler. L'aimantation est transversale et l'induction B est perpendiculaire à la direction de l'examen. Les défauts transversaux sont détectés.



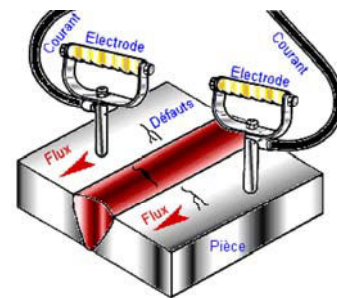
Par circuit magnétique ouvert

Un solénoïde ou des bobines fixes ou mobiles sont utilisés et traversés par un courant. La pièce à contrôler est placée à l'intérieur du solénoïde et elle constitue le noyau. L'aimantation est longitudinale et l'induction B est parallèle à la direction de l'examen.



• Aimantation par passage direct de courant électrique

L'aimantation est réalisée par passage direct de courant dans la pièce à contrôler soit avec un appareil fixe ou banc d'aimantation, soit avec un système à deux électrodes (contrôle à la touche). L'aimantation est transversale et l'induction B est perpendiculaire à la direction de l'examen. Les défauts transversaux sont détectés.



Le courant électrique utilisé peut être :

- Courant alternatif (effet de self) ;
- Courant redressé monophasé une alternance ;
- Courant redressé monophasé deux alternances ;
- Courant continu (pas d'effet de self) ;
- Courant pulsé.

Produits détecteurs magnétiques

1 - Liqueur magnétique

La détection des défauts fins est réalisée avec une liqueur magnétique constituée de poudres magnétiques très fines colorées ou fluorescentes (de 0,1 micron à 2 microns) en suspension dans de l'eau avec un agent mouillant, un antimoussant, un agent bactéricide et un inhibiteur de corrosion ou bien dans un produit pétrolier à base d'huile légère. Cette liqueur est régulièrement brassée par agitation pour conserver une concentration uniforme. La concentration est de l'ordre de 2 à 10 grammes de poudre colorée par litre et de 0,5 à 2 grammes de poudre fluorescente par litre.

2 - Poudre sèche magnétique

La détection des défauts plus grossiers est réalisée avec une poudre sèche constituée de grains de spinelle de fer $Fe_3 O_4$ - $Fe O$ et de fer oxydé finement divisés (de l'ordre de 10 à 30 microns)

Avantages du contrôle par magnétoscopie

- Facilité de détection des défauts débouchants et sous-jacents (à 2 mm maxi) ;
- Localisation précise des défauts de surface ou légèrement sous-jacents et appréciation de leur longueur ;
- Les défauts peuvent être matés ou obstrués ;
- Rapidité relative d'obtention des résultats ;
- Bonne sensibilité de détection des défauts perpendiculaires au champ ;
- Les différentes séquences de la mise en oeuvre se prêtent bien à l'automatisation.

Inconvénients du contrôle par magnétoscopie

- Contrôle exclusivement réservé aux matériaux ferromagnétiques ;
- La sensibilité est dépendante de l'orientation du défaut par rapport à la direction générale des lignes d'induction ;
- Impossibilité de détecter des défauts en profondeur (> 2 mm de profondeur) ;
- Les opérateurs doivent être formés et expérimentés ;
- Risque d'interprétation d'images fallacieuses (sur filetage de vis par exemple) ;
- Risque électrique par passage direct de courant ;
- Risque de micro fissuration sur certains aciers sensibles ;
- Démagnétisation obligatoire après contrôle ;
- Limitation du contrôle pour les grandes dimensions de pièces ;
- Ne permet pas une appréciation de la profondeur et l'interprétation dans la phase de révélation reste parfois très délicate ;
- L'automatisation de la phase de révélation n'a pas encore vraiment débouché industriellement ;
- Une désaimantation des pièces après contrôle est nécessaire pour les pièces exposées à un environnement sévère.

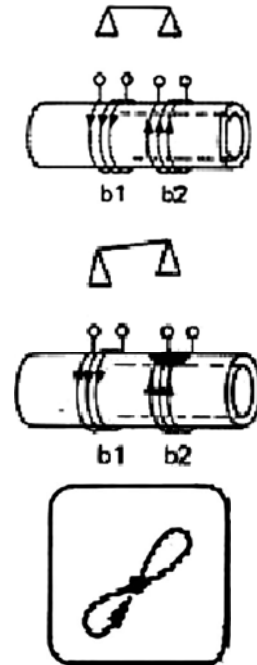
IV-7 Courants induits ou courants de Foucault

Méthode de mise en œuvre :

Des courants en opposition de phase sont induits dans deux sections voisines du produit à contrôler. En l'absence de défaut, en regard des bobines d'excitation, le système est équilibré.

La présence d'un défaut (de type fissure par exemple) en regard d'une des bobines modifie la répartition des courants induits et provoque un déséquilibre du système.

L'oeil observe sur l'écran de visualisation une signature caractéristique du signal de déséquilibre au passage du défaut dans les bobines.



La pièce à contrôler est soumise à l'action d'un champ magnétique variable dans le temps, de manière à induire des courants dans le matériau. C'est généralement une onde sinusoïdale qui est utilisée dont la fréquence peut varier, suivant la nature des applications envisagées et des produits contrôlés, dans une plage comprise entre quelques Hertz et plusieurs mégahertz.

La trajectoire des courants induits dans la pièce est perturbée par des variations locales soit de la géométrie, soit des caractéristiques électromagnétiques du matériau. La perturbation locale des lignes de courant conduit à une modification du champ induit s'opposant à chaque instant au champ d'excitation. Il en résultera une modification de l'impédance du capteur.

Trois natures différentes d'applications résultent de ce principe :

- Détection de défauts superficiels ou légèrement sous-jacents ;
- Mesure d'épaisseurs de revêtements ;
- Tri de nuance.

Avantages de la méthode

- Les différentes séquences de la mise en oeuvre se prêtent bien à l'automatisation pour des pièces de révolution de grande longueur ;
- Autorise des vitesses de défilement élevées ;
- Les bobines ne sont pas en contact avec la pièce contrôlée ;
- Une appréciation de la profondeur du défaut est possible.

Inconvénients de la méthode

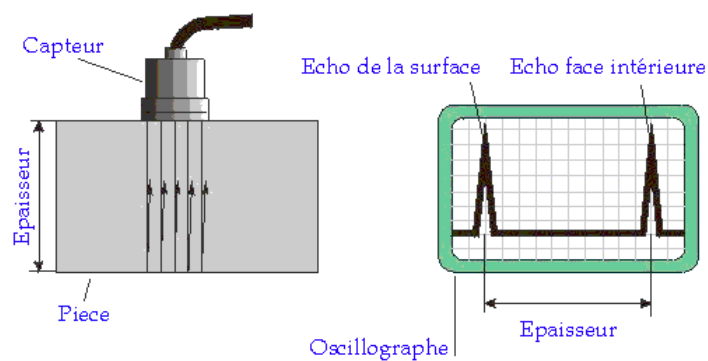
- La méthode ne s'applique qu'aux matériaux conducteurs de l'électricité ;
- La profondeur d'investigation sous la surface est limitée par l'effet de peau des courants induits ;
- La mise en œuvre est délicate pour les pièces de forme complexe ;
- La sensibilité est influencée par l'entrefer existant entre la bobine et la pièce ;
- L'interprétation des signaux est délicate.

IV-8 Ultrasons

Méthode de mise en œuvre :

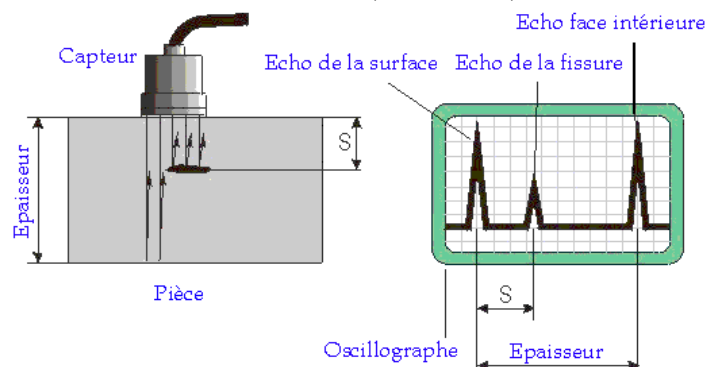
L'examen aux ultrasons utilise les ondes sonores. Le son se déplace en ligne droite dans un métal. Lors du passage entre deux matériaux, les ondes sonores sont réfléchies. Cette propriété est utilisée pour détecter des défauts dans les matériaux. Les ultrasons sont utilisés à une fréquence comprise entre 0,5 et 20 MHz.

Un capteur est placé sur la surface de la pièce à contrôler. Il contient un cristal émetteur d'ultrasons et un cristal récepteur d'ultrasons. Les signaux reçus par le capteur sont visualisés sur un petit écran grâce à un oscillographe.



A gauche, apparaît l'écho de la surface, plus à droite celui de la face intérieure de la pièce. La distance entre les deux échos indique l'épaisseur de la pièce.

Si une pièce présente des irrégularités, les ultrasons venant du capteur ne peuvent plus atteindre la face inférieure de la pièce sans être brouillés, et être réfléchis. Une fissure ou une inclusion dans la pièce formera un écho supplémentaire (pointe) sur l'oscillographe. Une petite fissure ou inclusion ne réfléchit qu'une partie des ultrasons et sera visible sous la forme d'une petite pointe. Plus l'inégalité est grande, plus la pointe l'est également. L'emplacement de la pointe à l'écran indique où se trouve la fissure dans le matériau, comme l'illustre la figure ci-dessous. La fissure est plus près de la face supérieure de la pièce. Car à l'écran, on voit que l'écho de la fissure est plus près de l'écho de la surface.



Avantages de la méthode

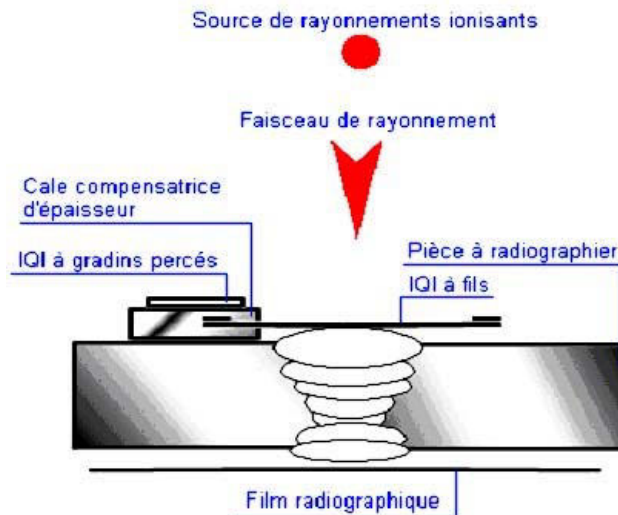
- La méthode permet la détection des défauts localisés dans le volume de la pièce et présente une grande sensibilité, notamment pour la recherche de défauts plans ;
- Elle peut être utilisée indifféremment sur chantier ou en atelier ;
- Les différentes séquences de la mise en oeuvre se prêtent bien à l'automatisation.

Inconvénients de la méthode

- La sensibilité de la méthode est fortement influencée par l'orientation de la surface du défaut vis-à-vis de la direction principale du faisceau ultrasonique ;
- Il est nécessaire d'interposer un milieu de couplage intermédiaire entre le transducteur et la pièce pour assurer la continuité de la propagation ;
- L'interprétation de la nature des défauts et de leur dimension nécessite du personnel qualifié ayant une grande expérience ;
- La mise en oeuvre est difficile sur certains matériaux.

IV-9 Rayonnements ionisants

Principe du contrôle radiographique ou gamma graphique



Le contrôle radiographique par rayonnements ionisants (X ou γ) permet de détecter des défauts de compacité internes souvent très fins (fissures, soufflures, inclusions, manque de liaison, manque de fusion) dans les parois des matériaux métalliques. Ce contrôle est réalisé à l'aide d'un tube générateur à rayons X ou d'une source radioactive gamma γ qui émettent des rayonnements ionisants, de films radiographiques ou d'une caméra pour l'acquisition numérique de l'image transmise placés sur la face inverse au rayonnement. Les rayons électromagnétiques de faible longueur d'onde sont partiellement absorbés par les hétérogénéités du milieu en traversant la paroi du matériau irradié. L'impression du film radiosensible par les rayonnements transmis à travers la pièce contrôlée donne naissance à l'image radiographique. La présence d'un défaut se traduit par une variation de l'absorption du rayonnement émis et donc par une variation de la densité optique du film au droit de l'image du défaut.

Les sources de rayonnements

Les sources de rayonnements ionisants sont choisies en fonction de la nature des matériaux à contrôler, de l'épaisseur traversée, de la qualité d'image demandée et des conditions techniques de réalisation.

1 - Le tube à rayons X

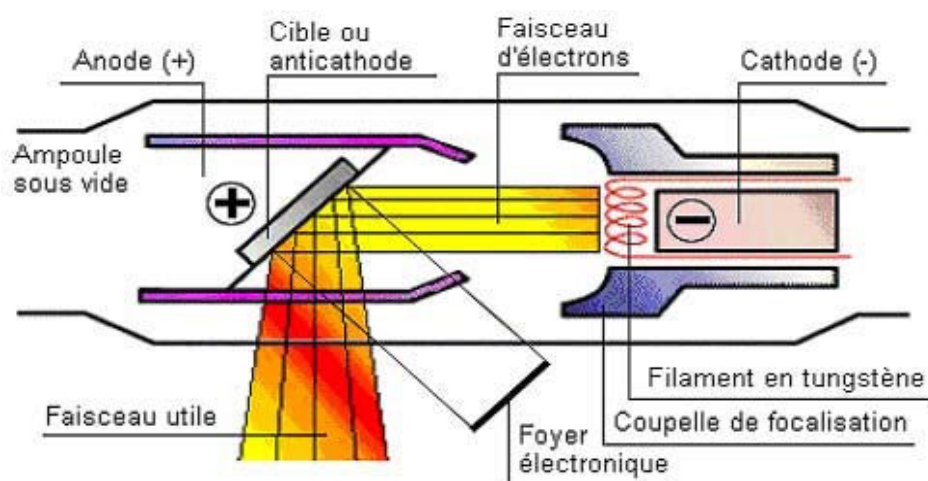
Le tube radiogène ou tube de Coolidge est un tube en verre dans lequel règne un vide poussé (figure ci-dessous). Il est alimenté en courant électrique et émet des électrons par échauffement d'un filament incandescent de tungstène de la cathode (potentiel négatif). Ce faisceau d'électrons est attiré par la différence de potentiel (plusieurs milliers de volts) vers la cible de l'anode ou anti-cathode (potentiel positif). L'impact des électrons sur la cible ou foyer

électronique ou foyer thermique génère 99% de chaleur et 1% de rayons X. L'émission du rayonnement X résulte de la brusque décélération des électrons sur la cible métallique.

- La **qualité** du rayonnement est déterminée par la tension d'accélération en kV.
- La **quantité** de rayonnement est définie par l'intensité du courant en mA.

Plus le rayonnement est pénétrant (faible longueur d'onde), moins le contraste est élevé. Les alimentations électriques des générateurs à rayons X sont de plusieurs types :

- Auto-redressé sous tension alternative (la plus courante).
- Circuit VILLARD.
- Circuit GRAETZ.
- Circuit GREINACHER.
- Circuit à une diode.



Les différents types d'irradiation des tubes à rayons X :

- Irradiation directionnelle ;
- Irradiation panoramique orthogonale ;
- Irradiation panoramique non orthogonale ;
- Irradiation panoramique à anode longue.

2 La source radioactive à rayonnement gamma γ

Les rayons gamma γ sont émis lors de la désintégration spontanée d'une particule qui compose le noyau atomique du radioélément (radioactivité).

- La qualité du rayonnement est déterminée par la nature du radio-élément
- La quantité de rayonnement est définie par l'activité du radio-élément

L'activité d'une source est exprimée en curie (Ci) ou en becquerel (Bq).

- 1 TBq (10^{12} Bq) = 27 Ci
- 1 Ci = 37 GBq (37×10^9 Bq)

L'activité d'un radio-élément décroît dans le temps. Chaque radio-élément a sa période de décroissance ou demi-vie. A chaque période de décroissance, l'activité de la source est divisée de moitié.

Avantages du contrôle par radiographie

- Facilité de détection des défauts internes des pièces ;
- Rapidité relative d'obtention des résultats (de l'ordre de 15 minutes) ;
- Bonne sensibilité de détection des défauts ;
- Traçabilité et archivage des résultats.

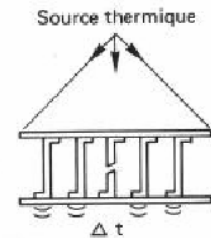
Inconvénients du contrôle par radiographie

- Investissement important ;
- Limitation du contrôle par les épaisseurs et par le matériel utilisé ;
- Les opérateurs doivent être très expérimentés ;
- Les règles de sécurité sont rigoureuses et contraignantes ;
- Mise en oeuvre délicate sur chantier avec tube à rayons X.

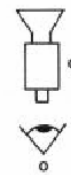
IV-10 Thermographie

Rappel du principe

La structure est sollicitée par un flux thermique qui la traverse. Une interruption dans la propagation de la chaleur engendre un écart de température Δt sur la surface opposée.



La caméra infrarouge détecte l'anomalie au sein de l'image thermique de la surface.



Avantages de la méthode

- Le détecteur de la caméra présente une grande sensibilité.

Inconvénients de la méthode

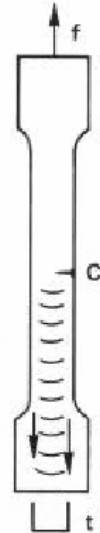
- Elle est limitée dans ses applications.
- La source de chaleur à l'origine de l'excitation doit être aussi homogène que possible.
- Le champ d'investigation est limité.

IV-11 Emission acoustique

Rappel du principe

Sous l'action de la contrainte mécanique, un début de fissuration s'organise dans l'éprouvette au point C.

La fissure se comporte comme une source d'émission de bruit ultrasonore détecté par le transducteur t placé en bout de l'éprouvette. La révélation s'apparente à celle pratiquée pour la technique des ultrasons.



Avantages de la méthode

- Elle est bien adaptée à un suivi en fonctionnement.
- Elle ne nécessite pas de démontage.
- La sensibilité est telle que des événements apparaissant avant la fissuration peuvent être décelés.
- L'évolution de la fissuration peut être quantifiée. La méthode est globale.

Inconvénients de la méthode

- Elle n'est applicable que si la pièce est sous contrainte.
- L'étalonnage est délicat.
- L'instrumentation est complexe.

Références

- [IV-1] GHANAMEH M.F., '*Utilisation du CND pour inspecter les défauts sur éléments de machines*', Rapport de Diplôme d'études supérieures en science et génie des matériaux, 1999
- [IV-2] DUMONT-FILLON J., '*Contrôle non destructif*', R1400, Techniques de l'ingénieur.
- [IV-3] LASNIER J., WACHE G., GUILPIN C. et TEQUI C., '*Ressuage*', Niveau 1, CETIM, 1990.

Annexe V

Jauges extensométriques

Annexe V

Jauges extensométriques

V-1 Introduction

Une jauge extensométrique est un dispositif permettant de mesurer les déformations produites dans un solide soumis à des sollicitations mécaniques.

La jauge de déformation repose sur le principe d'un fil que l'on déforme (Figure V-1)). Ce fil, très fin, est généralement orienté suivant une direction principale de déformation. En agissant par traction (ou compression) sur le fil, celui-ci s'allonge (ou se rétracte) par rapport à son état au repos. Cette variation de longueur modifie sa résistance électrique. On mesure alors la variation de résistance entre l'état au repos et l'état sous chargement. Comme la variation de résistance électrique due à la déformation d'un seul fil demeure très faible, le fil est agencé sous forme sinusoïdale de manière à ce que la déformation s'applique à plusieurs tronçons du fil et amplifie donc proportionnellement la variation de résistance.

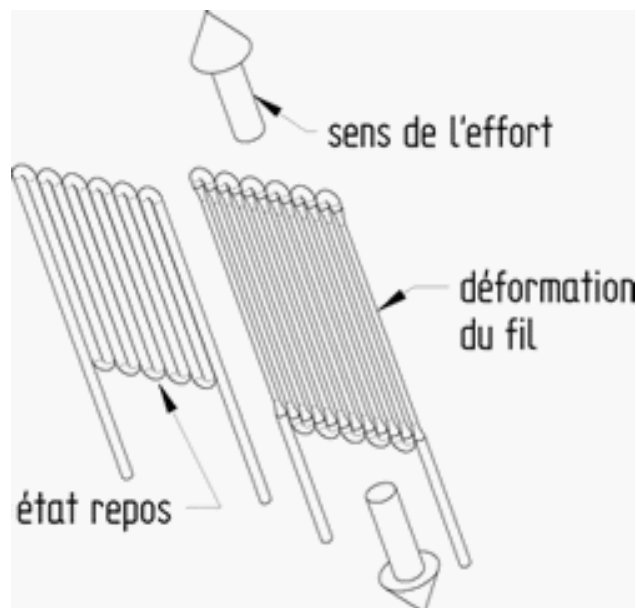


Figure V-1 : Principe de la jauge de déformation

La majorité des jauges de déformation sont fixées par collage sur la pièce à étudier : celle-ci fera donc office d'amplificateur (Figure V-2). La déformation de la pièce entraînera celle de la jauge de déformation. Celle-ci ne supportera donc pas directement les efforts. Plus le support est massif et plus, pour un même effort, la déformation de la jauge sera faible. Sous réserve de connaître les propriétés élastiques (E et ν) du matériau constitutif de la pièce à étudier, il sera alors possible d'employer ce type de capteur.

Exemple : une jauge de déformation, collée sur un barreau métallique travaillant dans sa plage de déformation élastique, fournira toujours la même variation de résistance pour un effort répété. On notera d'ailleurs que le soin apporté au collage de la jauge sur la pièce à étudier sera d'une importance cruciale.

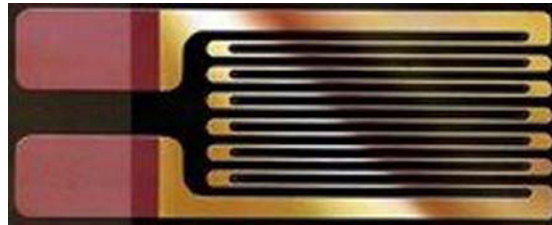


Figure V-2 : Jauge de déformation

V-2 Principe des jauges

Les brins de fil constituant la jauge étant principalement alignés suivant la direction ε_x , (exceptées les boucles de raccordement entre brins successifs), nous pouvons admettre en première approximation que le fil subit les mêmes déformations que la surface sur laquelle il est collé. La théorie la plus communément admise est celle qui considère que le fil subit les mêmes déformations que s'il était tendu par ses extrémités.

Si on considère un fil fin soumis à une traction (dans le domaine élastique), il s'allongera sous l'effet de la charge alors que sa section diminuera. Si ε est l'allongement relatif, le diamètre subit une diminution relative de $-\nu\varepsilon$ où ν désigne le coefficient de Poisson du matériau. Sachant que la résistance d'un fil conducteur est proportionnelle à la longueur du fil par la relation :

$$R = \rho \frac{l}{s} \quad \text{Eq. V-1}$$

où ρ désigne la résistivité, l la longueur et s l'aire de la section. Nous obtenons alors, par dérivation logarithmique, en assimilant les variations (faibles) de grandeurs physiques à des différentielles mathématiques :

$$\frac{\Delta R}{R} = \frac{\Delta \rho}{\rho} + \frac{\Delta l}{l} - \frac{\Delta s}{s} \quad \text{Eq. V-2}$$

Soit en tenant compte des remarques précédentes :

$$\frac{\Delta R}{R} = \frac{\Delta \rho}{\rho} + \frac{\Delta l}{l} (1 + 2\nu) \quad \text{Eq. V-3}$$

Si, en première approximation, on admet que la résistivité ρ est constante, on trouve alors :

$$\frac{\Delta R}{R} = K \frac{\Delta l}{l} \quad \text{ou} \quad \frac{\Delta R}{R} = K \Delta \varepsilon \quad \text{Eq. V-4}$$

où K est une constante qui dépend du matériau considéré.

V-3 Montage en pont

Considérons un circuit constitué de quatre résistances égales R_1 , R_2 , R_3 et R_4 montées en pont de Wheatstone (figure V-3). Si nous alimentons ce pont par une source de courant P , nous aurons à l'équilibre, par raison de symétrie, une tension nulle entre les points B et D . Par contre, la variation de l'une de ces résistances fera apparaître une tension entre ces mêmes points qui pourra bien sûr être mesurée. Pour de très faibles variations de résistance (cas des jauges), la tension de sortie est pratiquement proportionnelle aux variations relatives de résistance $\Delta R / R$ de chacune des jauges. Elle vaut alors :

$$e = \frac{E}{4} \left(\frac{\Delta R_1}{R_1} - \frac{\Delta R_2}{R_2} + \frac{\Delta R_3}{R_3} - \frac{\Delta R_4}{R_4} \right) \quad \text{Eq. V-5}$$

où E est la force tension d'alimentation de la source.

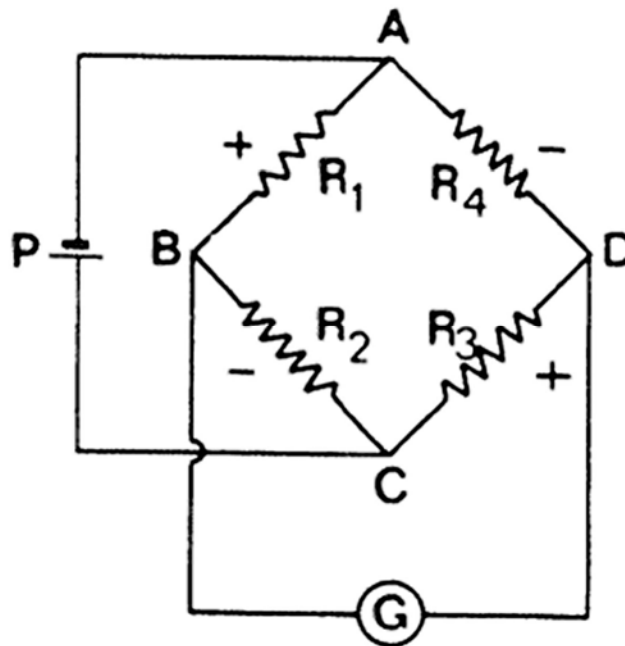


Figure V-3 : Pont de Wheatstone (appelé pont de jauges)

L'alternance de signe dans cette équation caractérise la propriété fondamentale des ponts, à savoir que deux résistances adjacentes agissent en sens opposé, alors que deux résistances en opposition sur le schéma agissent dans le même sens.

Le capteur peut être associé à un tel pont dont une ($1/4$ de pont), deux ($1/2$ pont) ou quatre (pont complet) résistances électriques variables sont des jauges, les autres étant des résistances

fixes. Un des cas plus fréquemment utilisé demeure le montage en pont complet. D'après la règle des signes, on voit qu'il est possible d'ajouter ou de retrancher entre eux les effets séparés des jauges. Ainsi, on peut utiliser une jauge témoin, placée dans une zone non sollicitée, qui permet d'éliminer tout phénomène parasite, comme s'affranchir de l'influence de la température...

La tension de sortie e peut être exploitée de différentes manières :

- on peut la mesurer directement à l'aide d'un voltmètre ;
- on peut la comparer par la méthode d'opposition à une tension de référence
- on peut également l'utiliser comme indication de déséquilibre pour rétablir la symétrie par l'adjonction de résistances auxiliaires en parallèle sur les jauges.

Ces trois procédés sont les principes de base des instruments décrits par ailleurs ; mais quel que soit le type utilisé, la règle des signes reste la même.

Lorsque les branches du pont ne sont pas constituées de jauges, on peut théoriquement les disposer à l'extérieur du capteur. Toutefois, comme on mesure de très faibles variations de résistance, tous les circuits qui constituent le carré ABCD du pont (Figure V-3) doivent être très stables. Une même instabilité est très perturbatrice dans ce carré alors qu'elle aura moins d'importance sur les circuits extérieurs reliant les diagonales du pont à P et G. C'est pourquoi il est préférable d'inclure les quatre branches du pont dans le corps du capteur.

La relation V-5 peut également s'écrire :

$$\frac{e}{E} = \frac{1}{4} \left(\frac{\Delta R_1}{R_1} - \frac{\Delta R_2}{R_2} + \frac{\Delta R_3}{R_3} - \frac{\Delta R_4}{R_4} \right) = \frac{1}{4} \sum \frac{\Delta R}{R} \quad \text{Eq. V-6}$$

Le premier terme donne la valeur relative du signal Δe par rapport à la tension d'alimentation E . Bien qu'il s'agisse d'un nombre sans dimension, il est d'usage de l'exprimer en millivolts par volt. Ceci sous-entend que l'on obtient un signal de Δe millivolts lorsqu'on applique au capteur une tension d'alimentation de E volts. Dans ces conditions, la relation V-6 devient :

$$\frac{\Delta e}{\Delta E} \left(\frac{\text{millivolts}}{\text{volt}} \right) = \frac{1}{4} \sum \frac{\Delta R}{R} = \frac{1}{4} K \sum \frac{\Delta l}{l} \quad \text{Eq. V-7}$$

Ainsi pour obtenir une sensibilité de 2 mv/v il suffit que $\varepsilon = 10^{-3}$ (si $K=1$)

V-4 Rosettes

Une rosette est, par définition, un assemblage de plusieurs jauges placées sur un même support de façon à mesurer les déformations normales selon différentes directions choisies à la surface d'une pièce.

Pour le cas général d'un état de contrainte biaxial, dont les directions des contraintes ne sont pas connues, trois mesures indépendantes de déformations (selon trois directions différentes) sont nécessaires pour déterminer les déformations et les contraintes principales. Même lorsque les directions principales sont connues, deux mesures indépendantes des déformations sont nécessaires pour obtenir les déformations et les contraintes principales. Dans ce but, il existe trois types différents de rosettes :

- La rosette à 90° (ou en T) avec deux jauges perpendiculaires
- La rosette à 45°: trois jauges dont la seconde et la troisième sont respectivement à 45° et 90° de la première jauge
- La rosette à 60° (ou «delta») : trois grilles dont la seconde et la troisième sont respectivement à 60° et 120° de la première jauge

Ces jauges sont représentées sur la figure V-4.

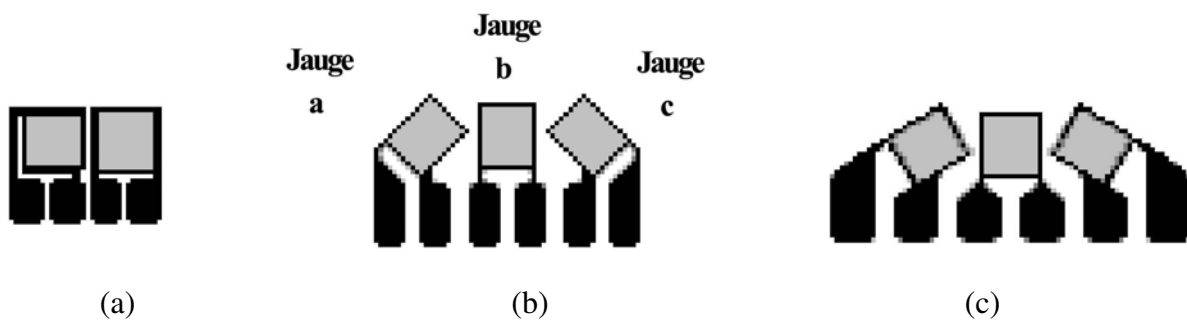


Figure V-4 : Types de rosettes : (a) rosette en T, (b) rosette rectangulaire et (c) rosette delta

Les équations permettant de calculer les déformations principales à partir des trois mesures de déformation d'une rosette sont obtenues à partir des équations de la Mécanique des Milieux Continus. Employées dans leur forme la plus simple, ces équations expriment la déformation normale dans toute direction à la surface d'une structure, en fonction des deux déformations principales et de l'angle que fait la déformation principale maximale avec la direction de la déformation mesurée. Une représentation pratique de cette situation est obtenue à l'aide du cercle de Mohr illustré en figure V-5. On peut voir à partir de la représentation figure V-6 (en notant que les angles portés sur le cercle de Mohr sont le double des angles réels) que la déformation normale pour tout angle θ mesuré à partir de l'axe de la plus grande des déformations principales s'exprime par :

$$\varepsilon_{\theta} = \frac{\varepsilon_{\max} + \varepsilon_{\min}}{2} + \frac{\varepsilon_{\max} - \varepsilon_{\min}}{2} \cos 2\theta \quad \text{Eq. V-8}$$

La figure V-6 représente une portion de la surface d'une structure sur laquelle une rosette a été installée avec la grille de référence (a) faisant un angle θ avec la direction de ε_{\max} ou ε_{\min} .

En substituant successivement dans l'équation V-8 les angles des trois jauges de la rosette, la déformation mesurée par chaque jauge peut s'écrire :

$$\varepsilon_a = \frac{\varepsilon_{\max} + \varepsilon_{\min}}{2} + \frac{\varepsilon_{\max} - \varepsilon_{\min}}{2} \cos 2\theta \quad \text{Eq. V-9-a}$$

$$\varepsilon_b = \frac{\varepsilon_{\max} + \varepsilon_{\min}}{2} + \frac{\varepsilon_{\max} - \varepsilon_{\min}}{2} \cos 2(45^\circ - \theta) \quad \text{Eq. V-9-b}$$

$$\varepsilon_c = \frac{\varepsilon_{\max} + \varepsilon_{\min}}{2} + \frac{\varepsilon_{\max} - \varepsilon_{\min}}{2} \cos 2(90^\circ - \theta) \quad \text{Eq. V-9-c}$$

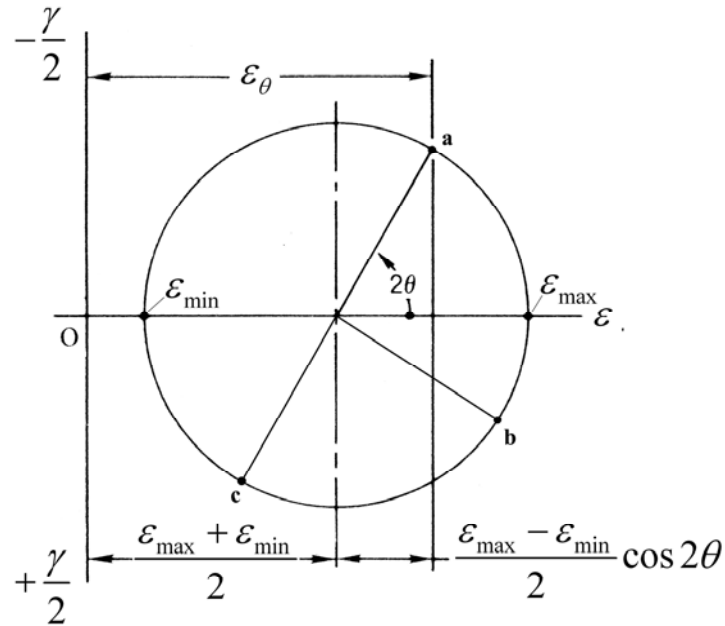


Figure V-5 : ε_θ en fonction de ε_{\max} et ε_{\min} superposée au cercle de Mohr des déformations.

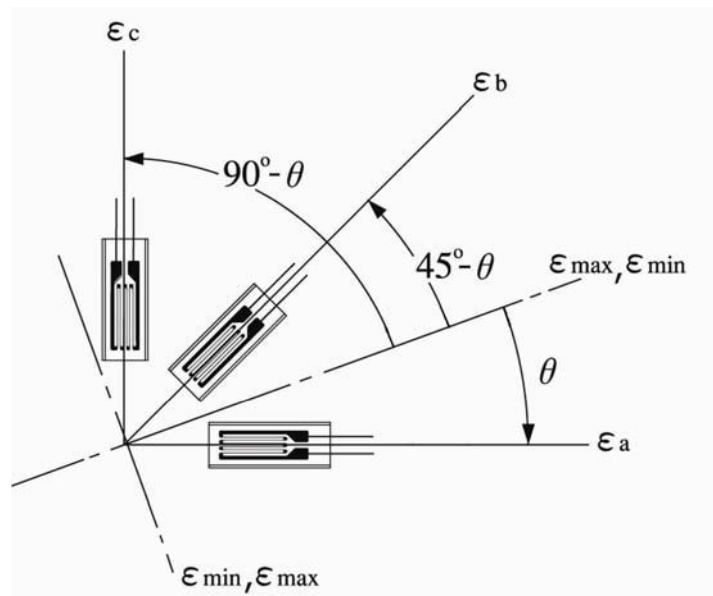


Figure V-6 : Rosette à 45°; la jauge (a) faisant un angle θ avec la direction de ε_{\max} ou ε_{\min}

Et aussi

$$(2\varepsilon_b - \varepsilon_a - \varepsilon_c)^2 = 2[(\varepsilon_b - \varepsilon_c)^2 + (\varepsilon_a - \varepsilon_b)^2] \quad \text{Eq. V-9-d}$$

En résolvant l'équation V-9 pour les valeurs inconnues de ε_{\max} , ε_{\min} et θ , les déformations principales et l'angle peuvent s'exprimer à l'aide des trois déformations mesurées.

$$\varepsilon_{\max} = \frac{1}{2} \left[\varepsilon_a + \varepsilon_c + \sqrt{2\{(\varepsilon_a - \varepsilon_b)^2 + (\varepsilon_b - \varepsilon_c)^2\}} \right] \quad \text{Eq. V-10}$$

$$\varepsilon_{\min} = \frac{1}{2} \left[\varepsilon_a + \varepsilon_c - \sqrt{2\{(\varepsilon_a - \varepsilon_b)^2 + (\varepsilon_b - \varepsilon_c)^2\}} \right] \quad \text{Eq. V-11}$$

$$\theta = \frac{1}{2} \tan^{-1} \left[\frac{2\varepsilon_b - \varepsilon_a - \varepsilon_c}{\varepsilon_a - \varepsilon_c} \right] \quad \text{Eq. V-12}$$

Si nécessaire, on peut calculer le glissement maximum à partir de la formule suivante :

$$\gamma_{\max} = (\varepsilon_{\max} - \varepsilon_{\min}) \quad \text{Eq. V-13}$$

Et donc on peut exprimer ce glissement en fonction de ε_a , ε_b et ε_c à partir de la formule :

$$\gamma_{\max} = \sqrt{2\{(\varepsilon_a - \varepsilon_b)^2 + (\varepsilon_b - \varepsilon_c)^2\}} \quad \text{Eq. V-14}$$

Si le matériau soumis à l'essai est homogène et isotrope (mêmes propriétés dans toutes les directions) et si la relation contrainte/déformation est linéaire, les contraintes restant proportionnelles aux déformations, alors la forme biaxiale de la loi de Hooke peut être utilisée pour transformer les déformations en contraintes. Cela nécessite la connaissance du module d'élasticité E et du coefficient de Poisson ν du matériau.

La loi de Hooke peut alors s'écrire :

$$\sigma_{\max} = \frac{E}{1-\nu^2} (\varepsilon_{\max} + \nu\varepsilon_{\min}) \quad \text{Eq. V-15}$$

$$\sigma_{\min} = \frac{E}{1-\nu^2} (\varepsilon_{\min} + \nu\varepsilon_{\max}) \quad \text{Eq. V-16}$$

Ces équations permettent l'accès aux valeurs des contraintes principales.

Références

- [V-1] VISHAY-Micromesures, *'Théorie des capteurs à jauges'*, NT31C.
- [V-2] VISHAY-Micromesures, *'Théorie des jauges électriques d'extensometrie'*, NT56C.
- [V-3] Jean-luc LE GOËR et Jean AVRIL, *'Capteurs à jauges extensométriques'*, R1860, Technique de l'ingénieur.
- [V-4] VISHAY-Micromesures, *'Dépouillement des mesures par jauges électriques'*, NT57, 1991.
- [V-5] KYOWA, *'How strain gages work?'*

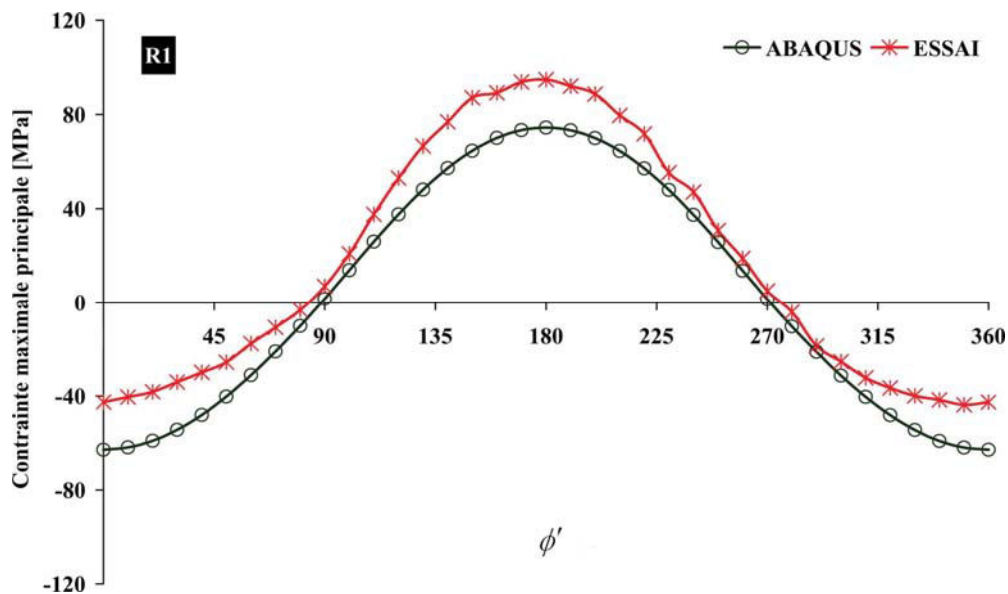
Annexe VI

Comparaison des résultats numériques et expérimentaux de l'essai statique

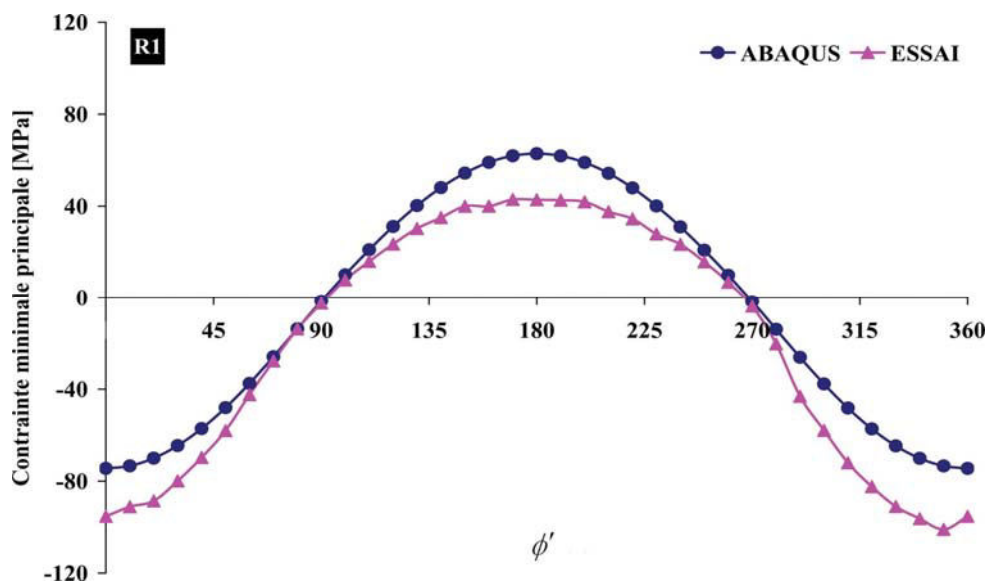
Annexe VI

Comparaison des résultats numériques et expérimentaux de l'essai statique

Cette annexe présente l'ensemble des courbes de comparaison des résultats numériques et expérimentaux de l'essai statique pour les différentes rosettes de jauges utilisées.

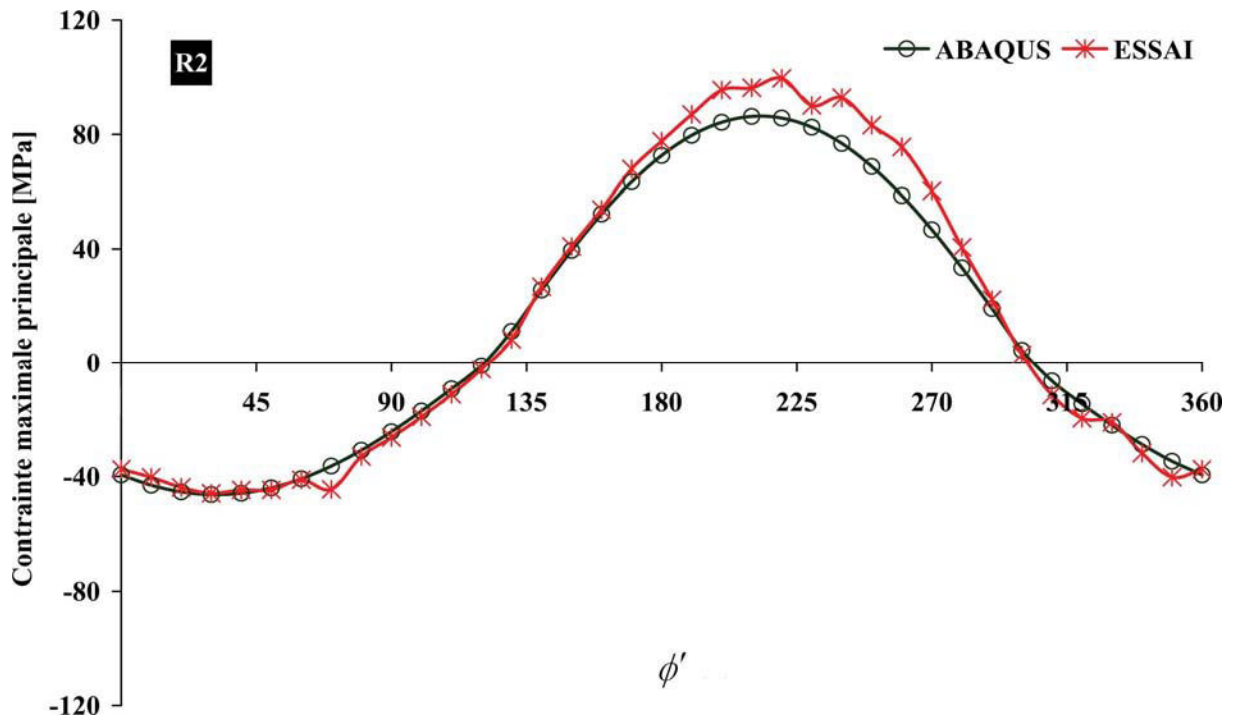


(a)

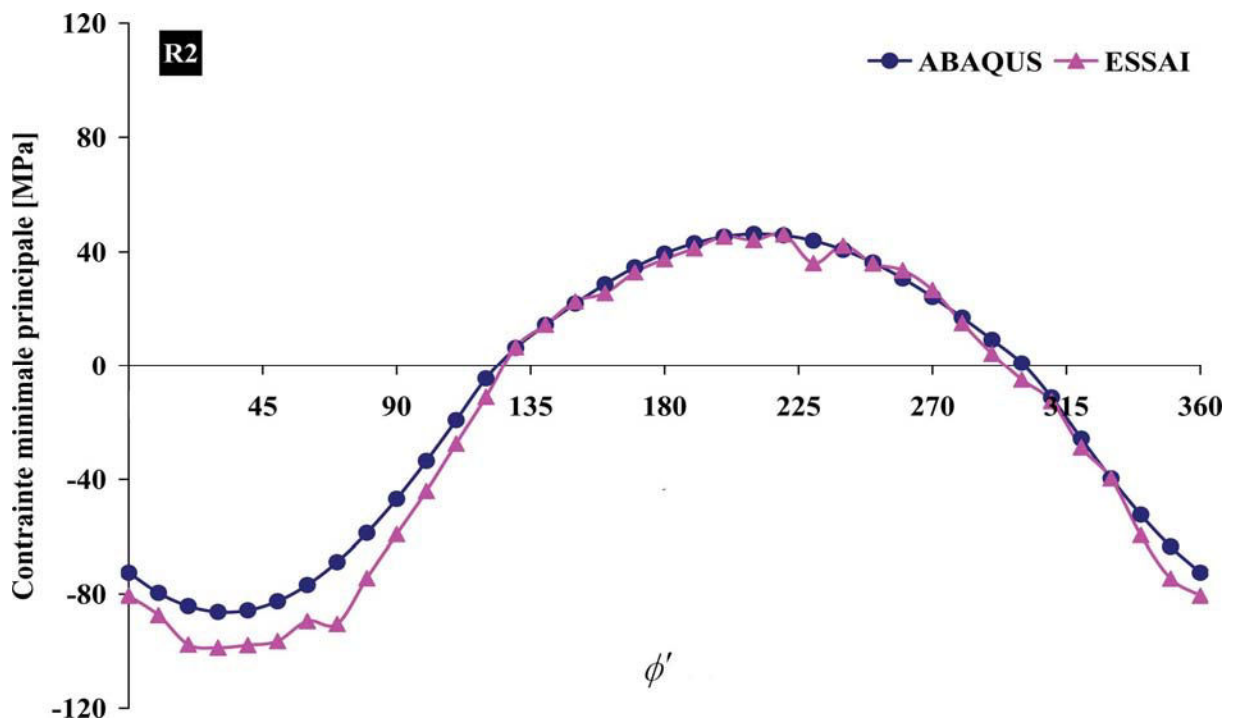


(b)

Figure VI-1 : Comparaison des résultats numériques et expérimentaux pour la rosette R1 ($\phi=0^\circ$).
(a) contrainte maximale principale, (b) Contrainte minimale principale.

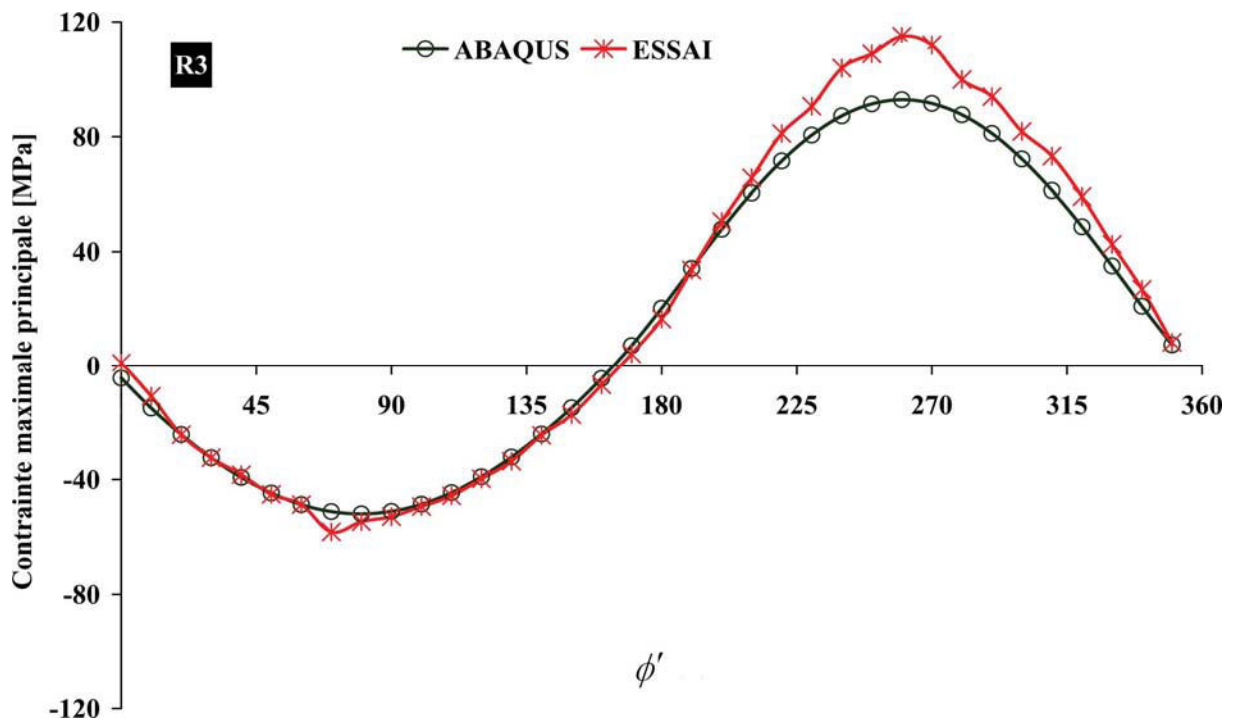


(a)

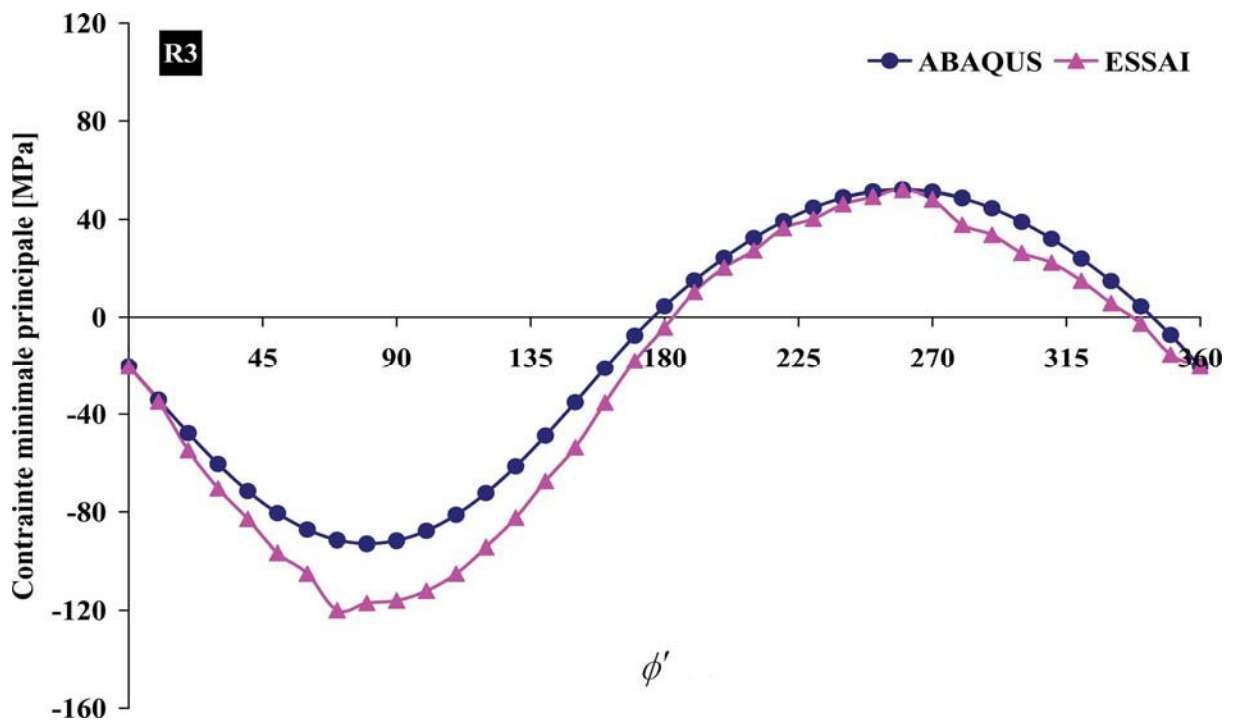


(b)

Figure VI-2 : Comparaison des résultats numériques et expérimentaux pour la rosette R2 ($\phi=40^\circ$).
 (a) contrainte maximale principale, (b) Contrainte minimale principale.

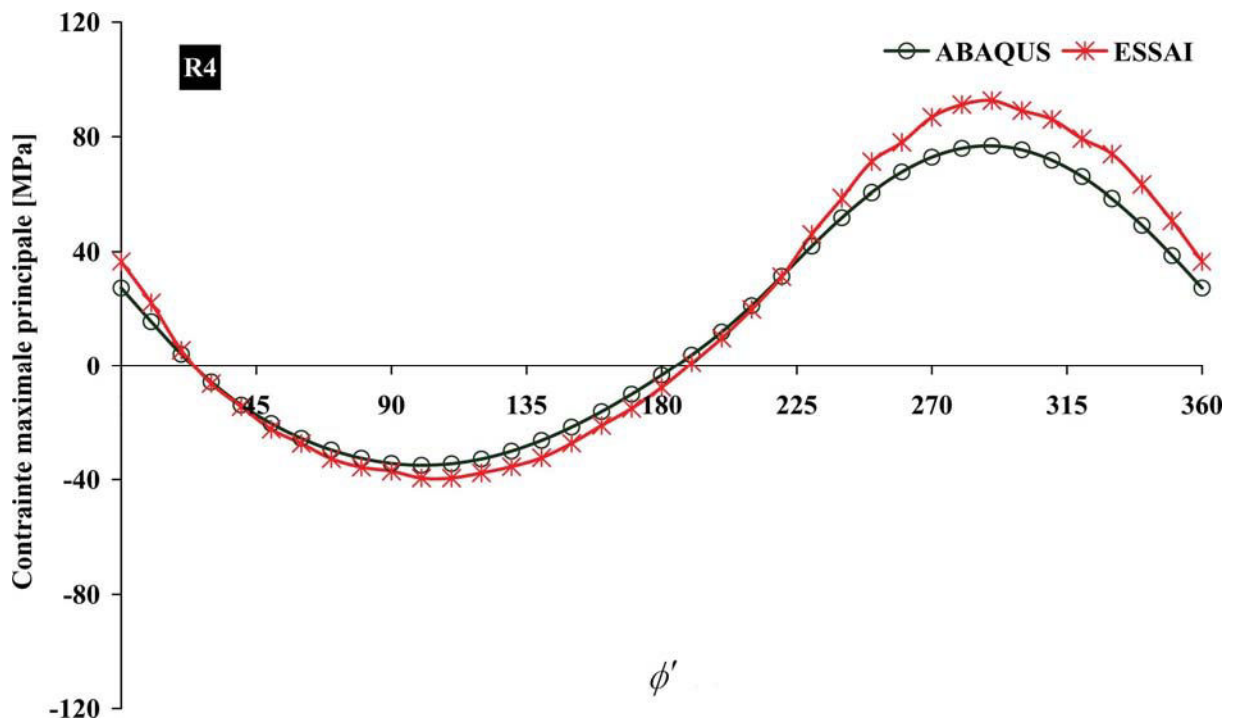


(a)

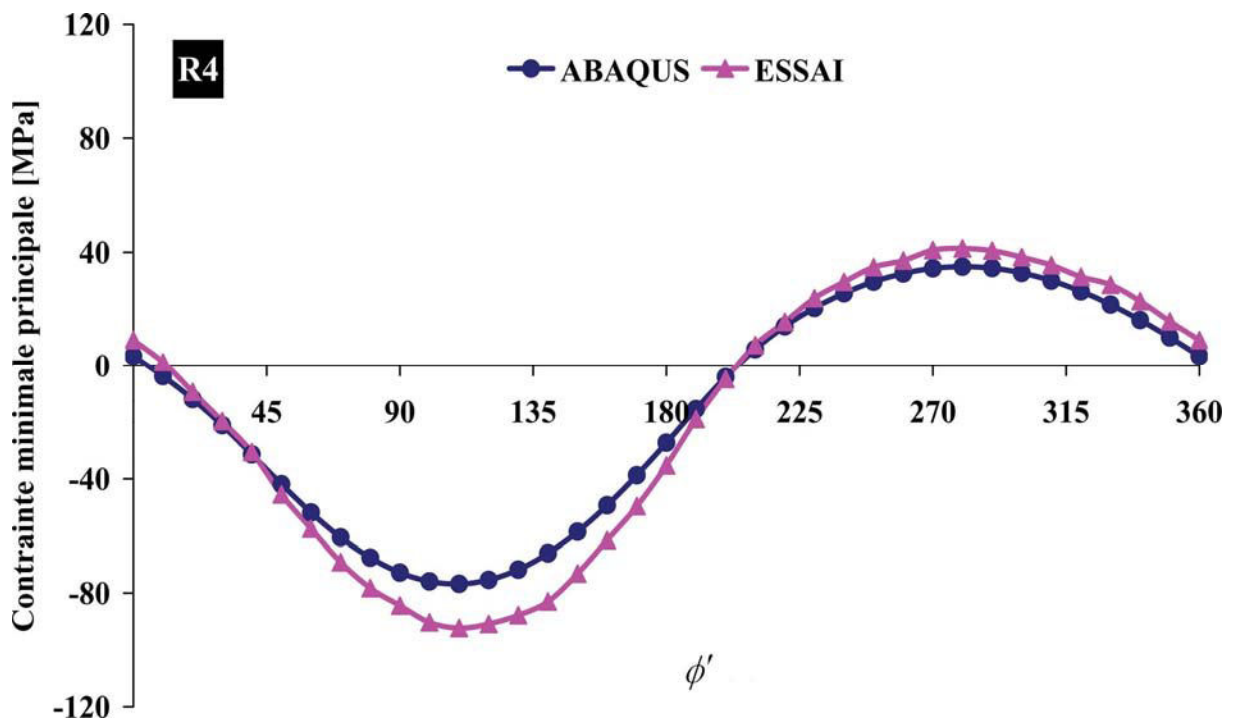


(b)

Figure VI-3 : Comparaison des résultats numériques et expérimentaux pour la rosette R3 ($\phi=80^\circ$).
 (a) contrainte maximale principale, (b) Contrainte minimale principale.

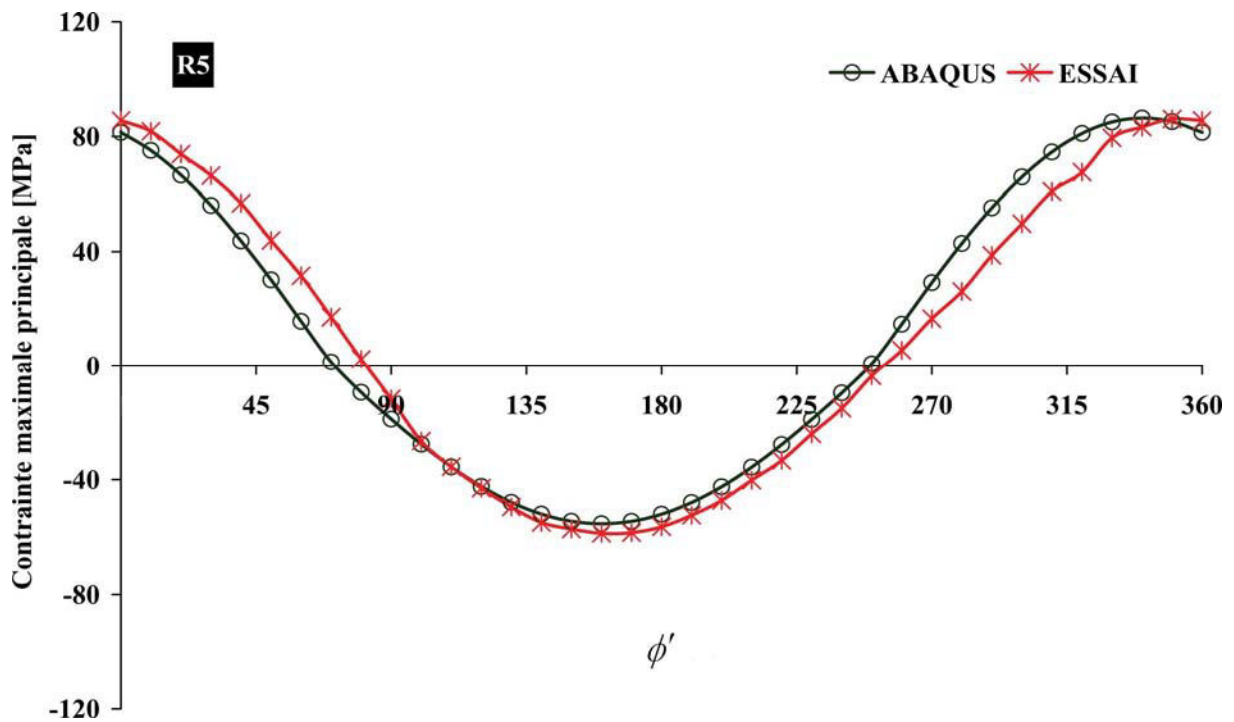


(a)

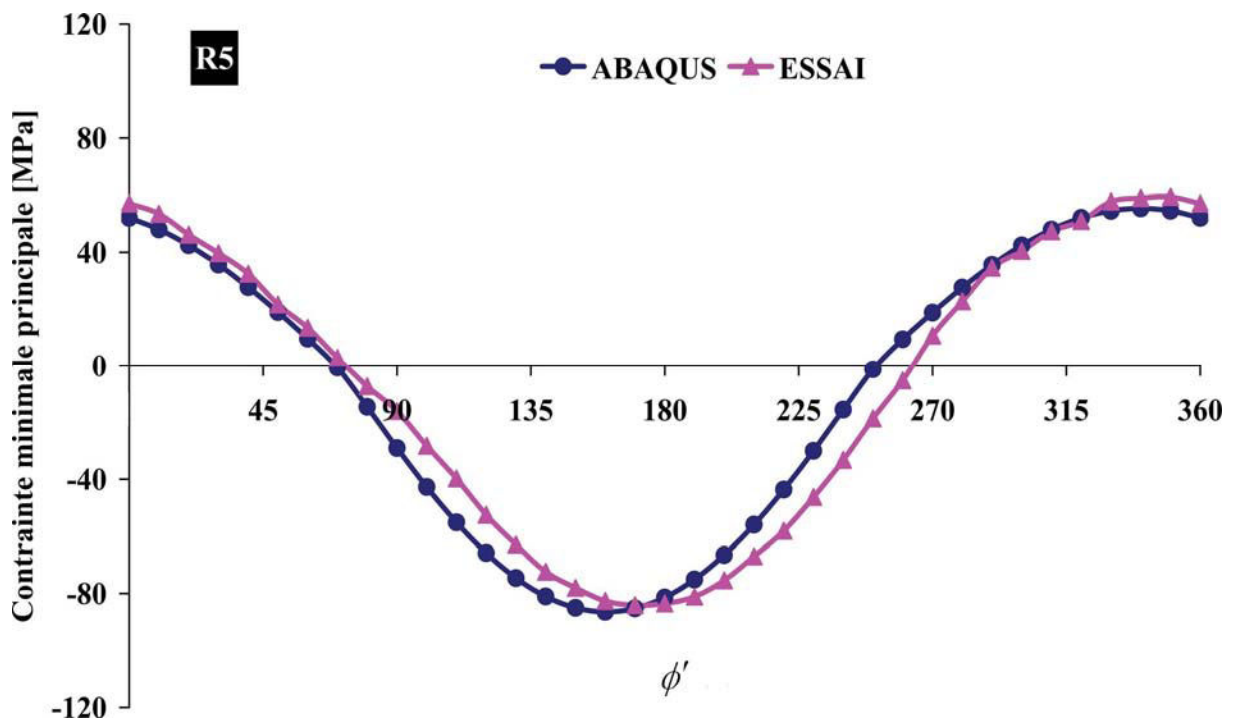


(b)

Figure VI-4 : Comparaison des résultats numériques et expérimentaux pour la rosette R4 ($\phi=120^\circ$).
(a) contrainte maximale principale, (b) Contrainte minimale principale.

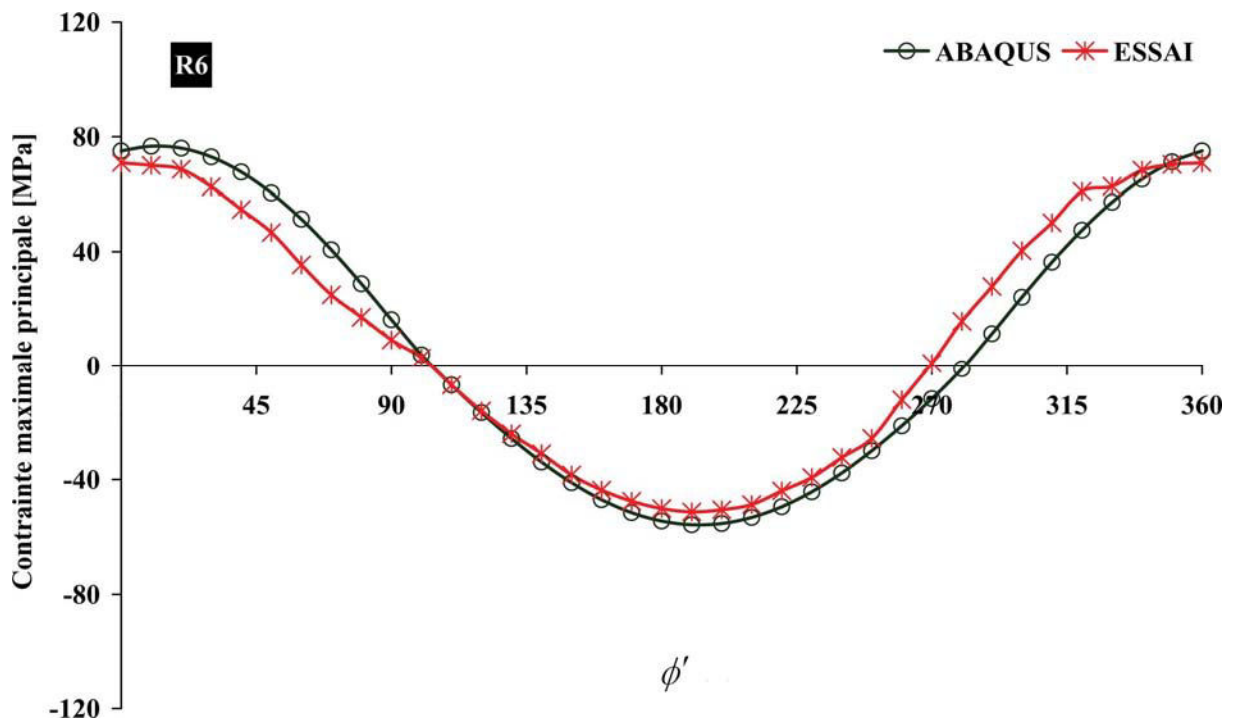


(a)

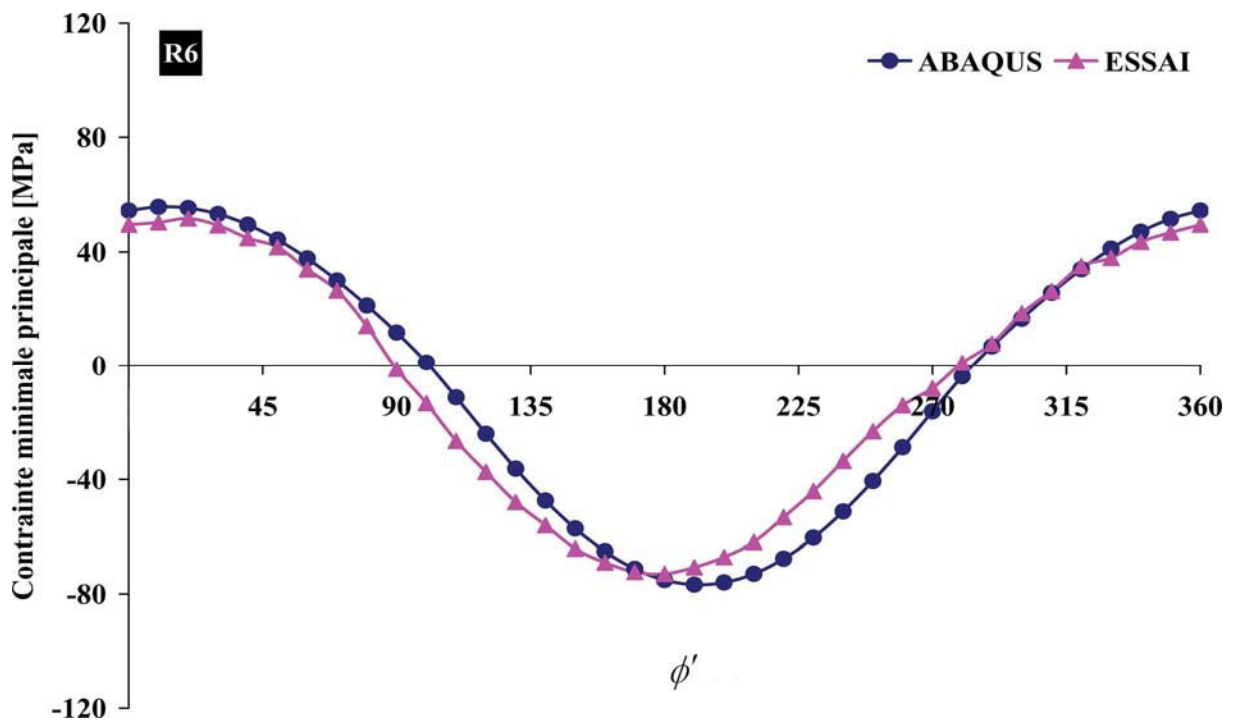


(b)

Figure VI-5 : Comparaison des résultats numériques et expérimentaux pour la rosette R5 ($\phi=160^\circ$).
 (a) contrainte maximale principale, (b) Contrainte minimale principale.

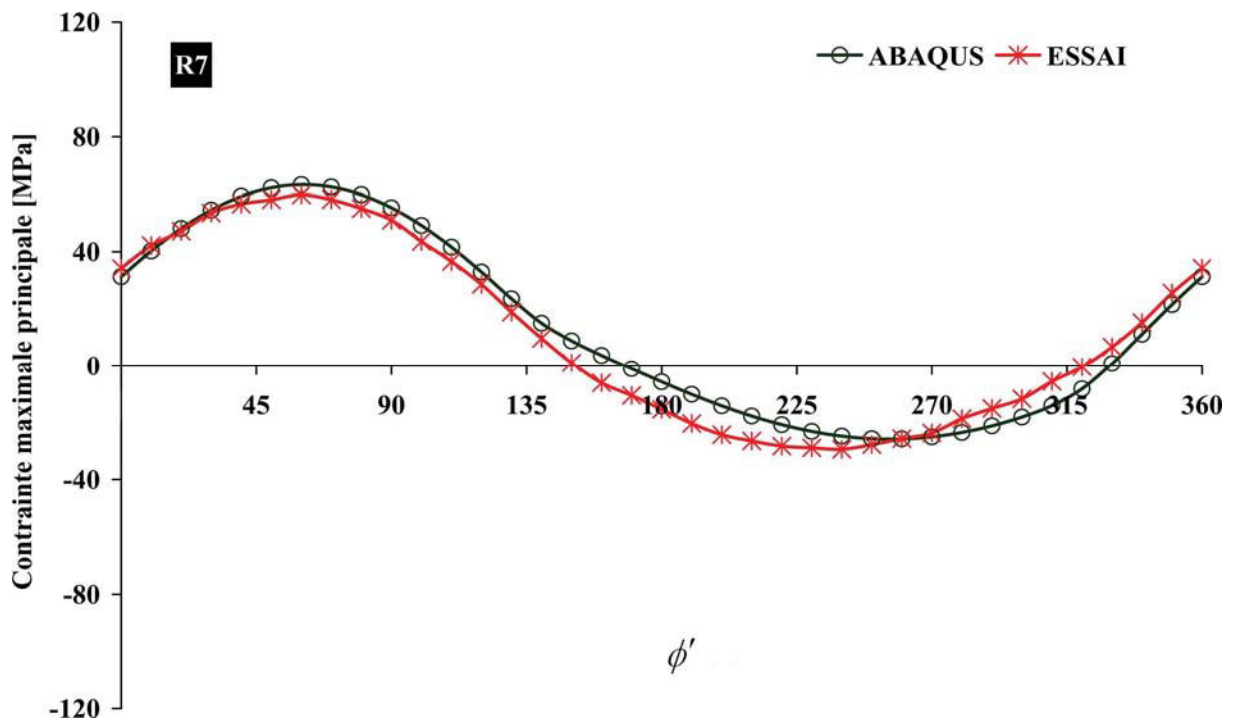


(a)

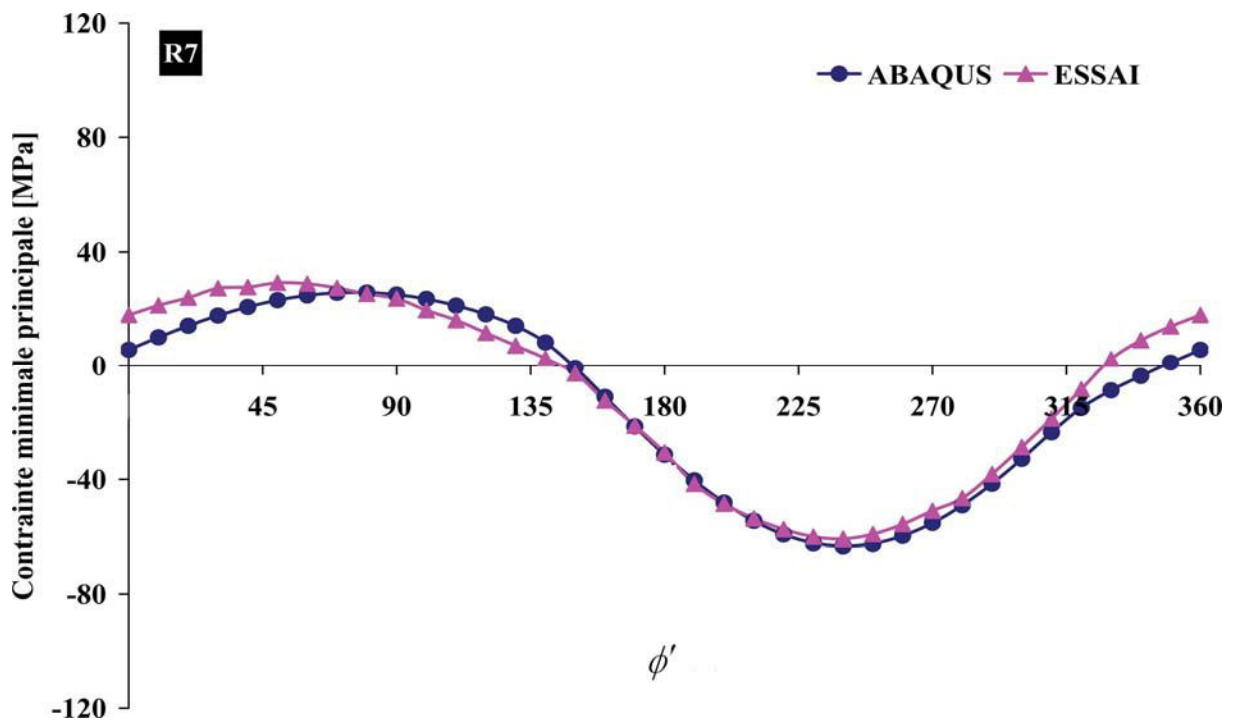


(b)

Figure VI-6 : Comparaison des résultats numériques et expérimentaux pour la rosette R6 ($\phi=200^\circ$).
(a) contrainte maximale principale, (b) Contrainte minimale principale.

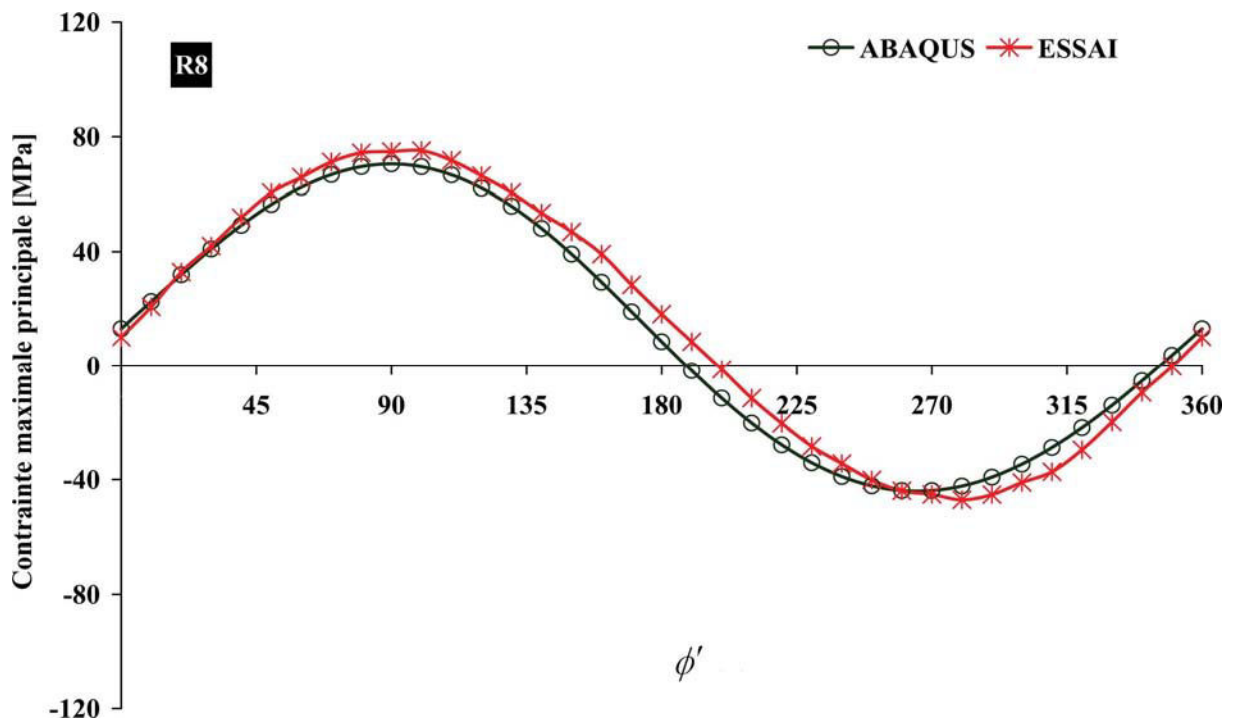


(a)

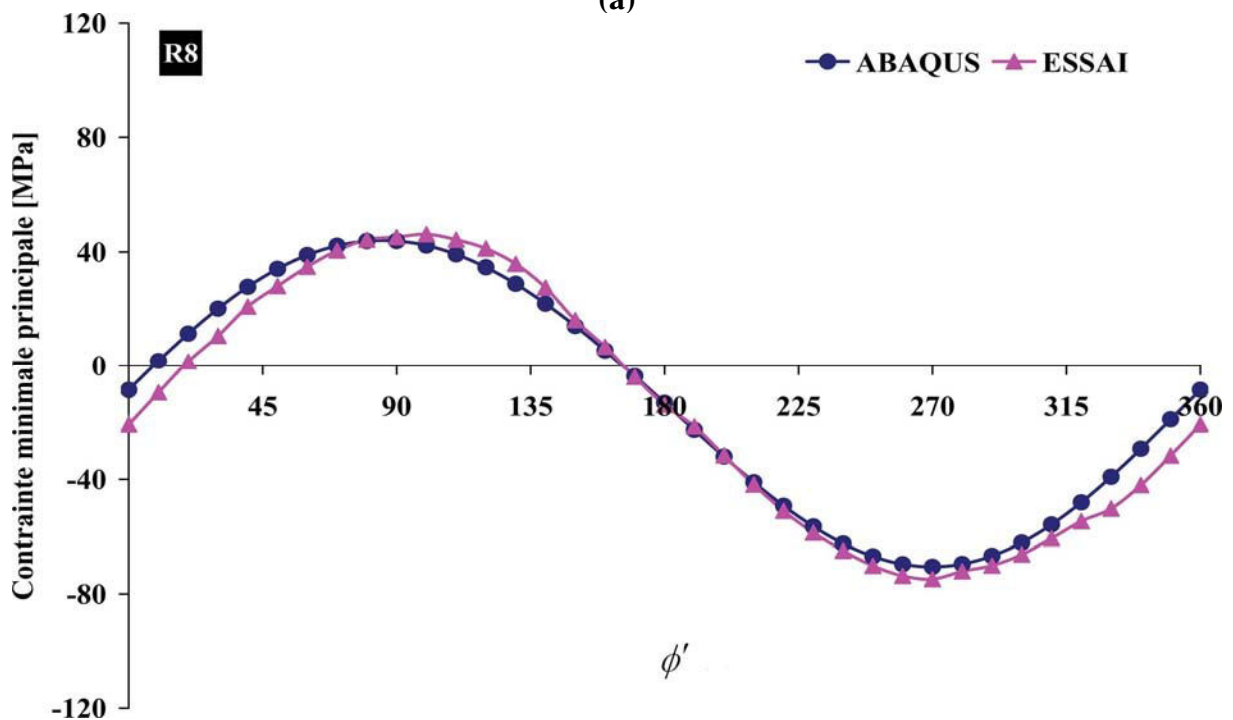


(b)

Figure VI-7 : Comparaison des résultats numériques et expérimentaux pour la rosette R7 ($\phi=240^\circ$).
 (a) contrainte maximale principale, (b) Contrainte minimale principale.

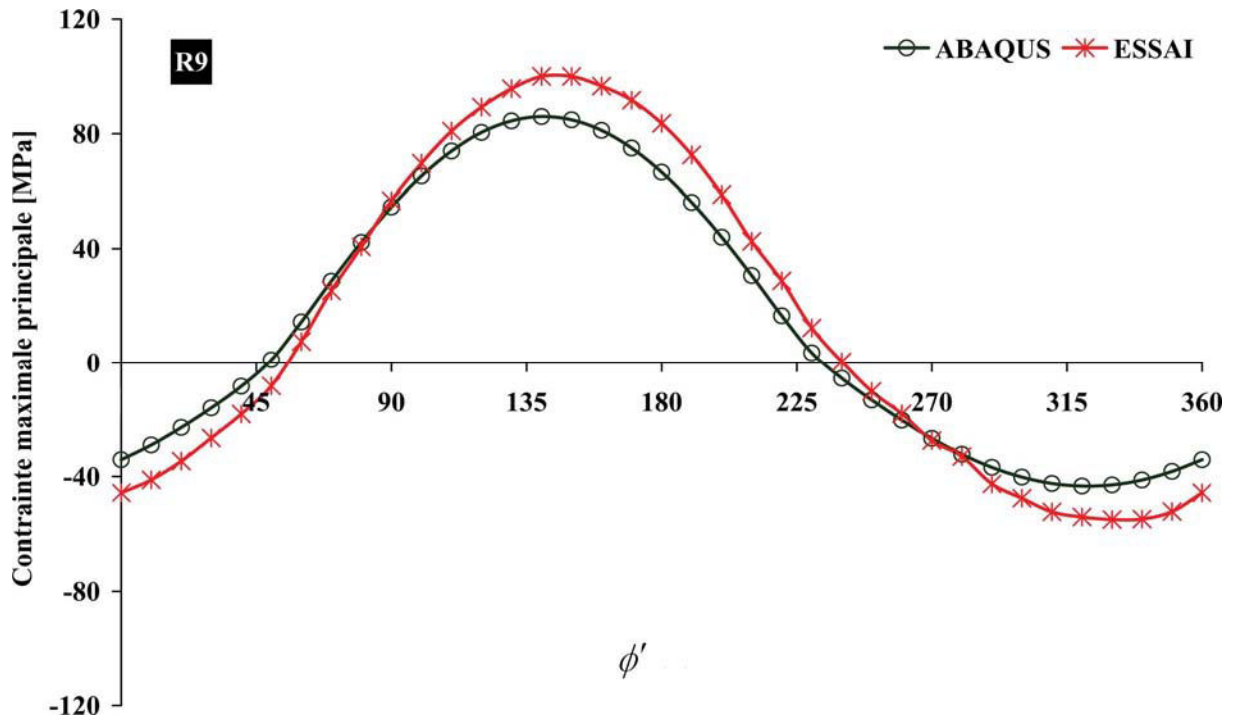


(a)

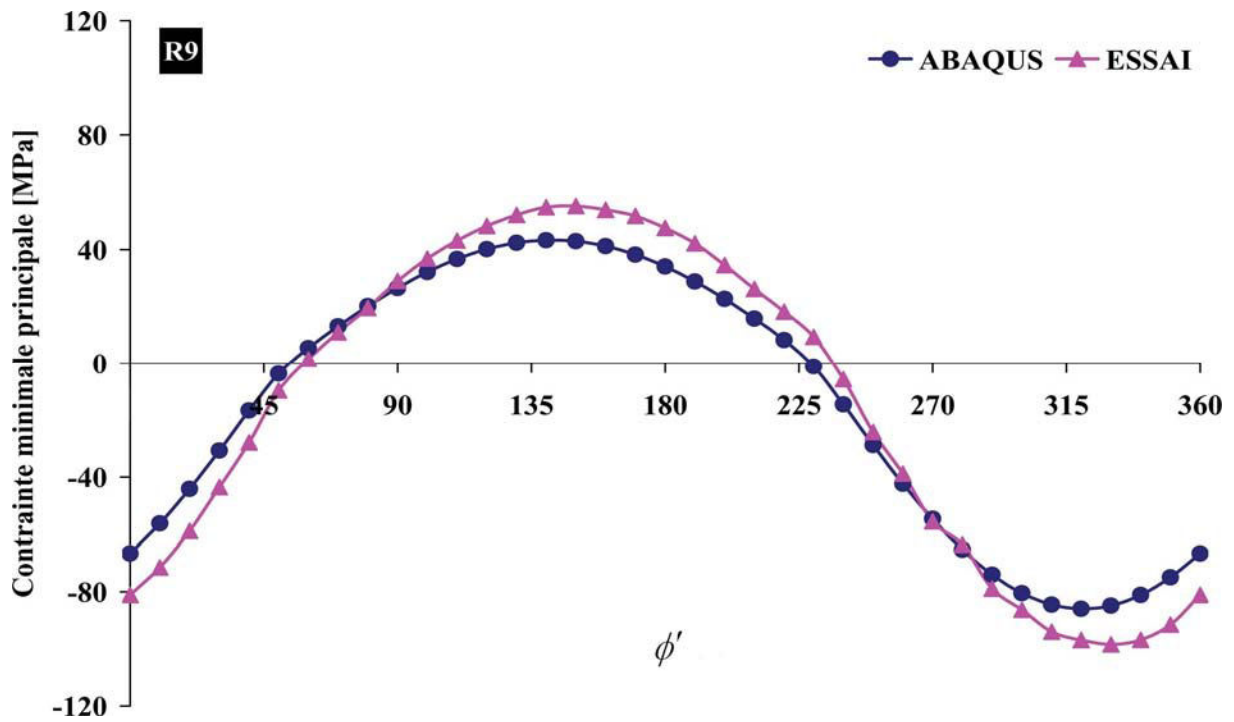


(b)

Figure VI-8 : Comparaison des résultats numériques et expérimentaux pour la rosette R8 ($\phi=280^\circ$).
 (a) contrainte maximale principale, (b) Contrainte minimale principale.

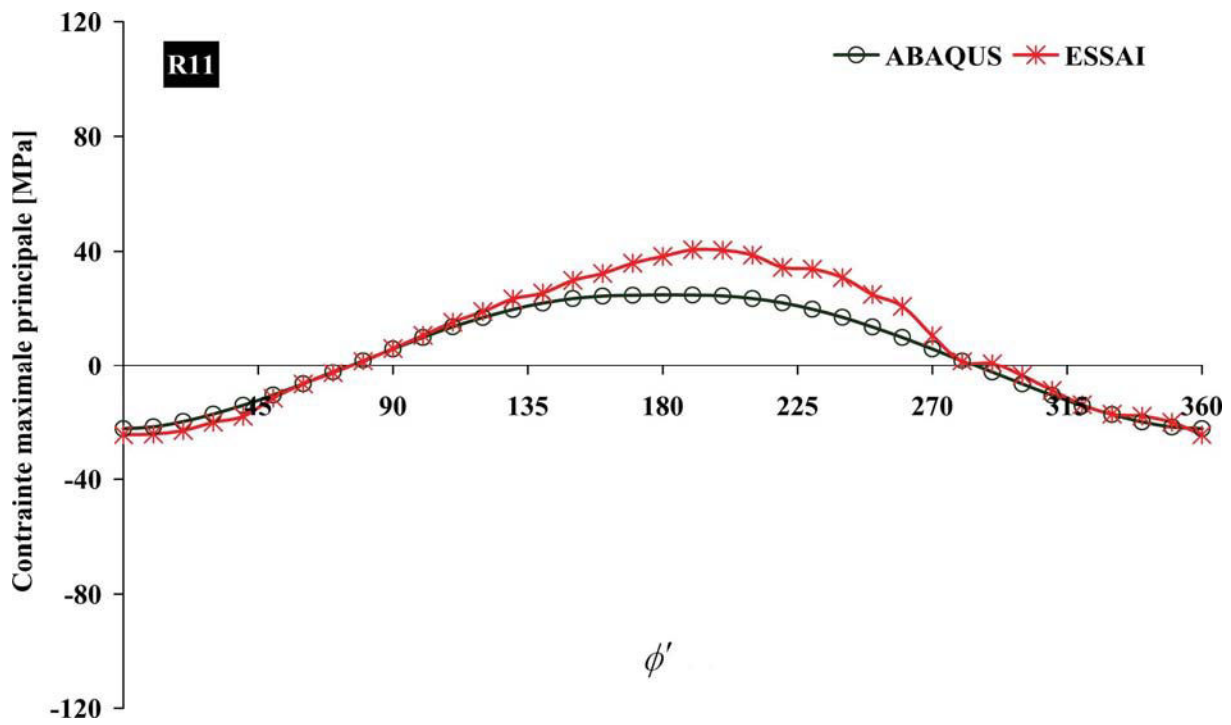


(a)

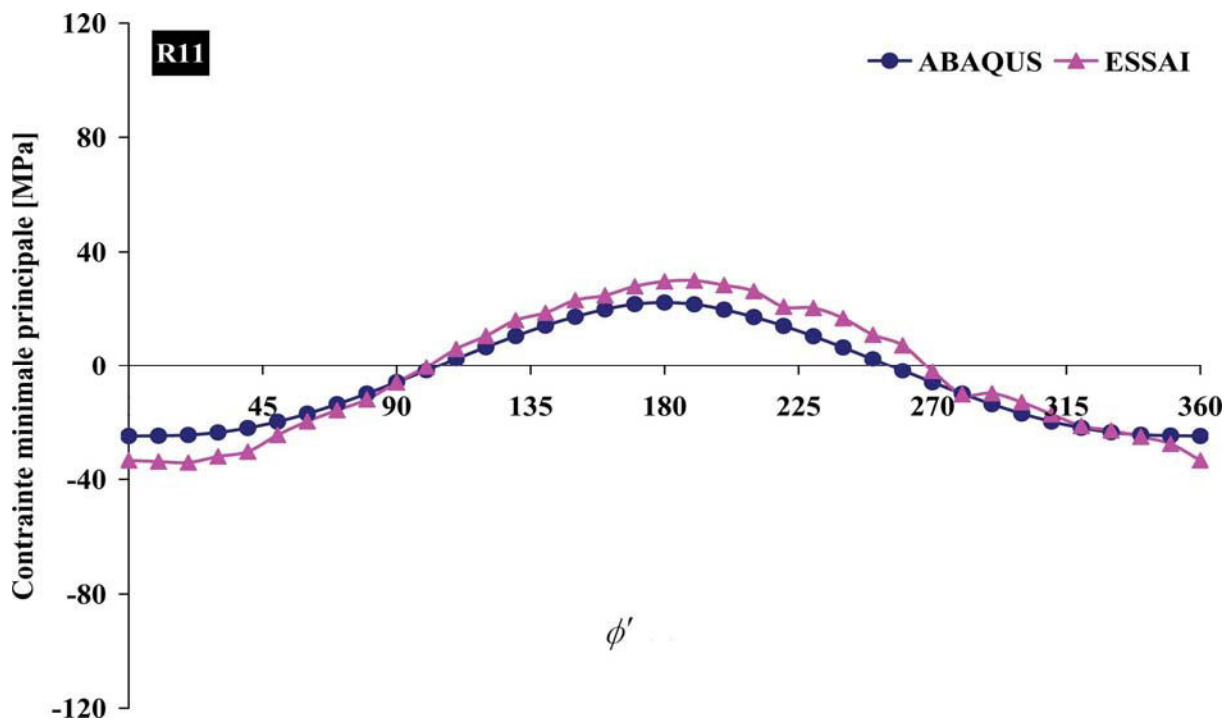


(b)

Figure VI-9 : Comparaison des résultats numériques et expérimentaux pour la rosette R9 ($\phi=320^\circ$).
 (a) contrainte maximale principale, (b) Contrainte minimale principale.

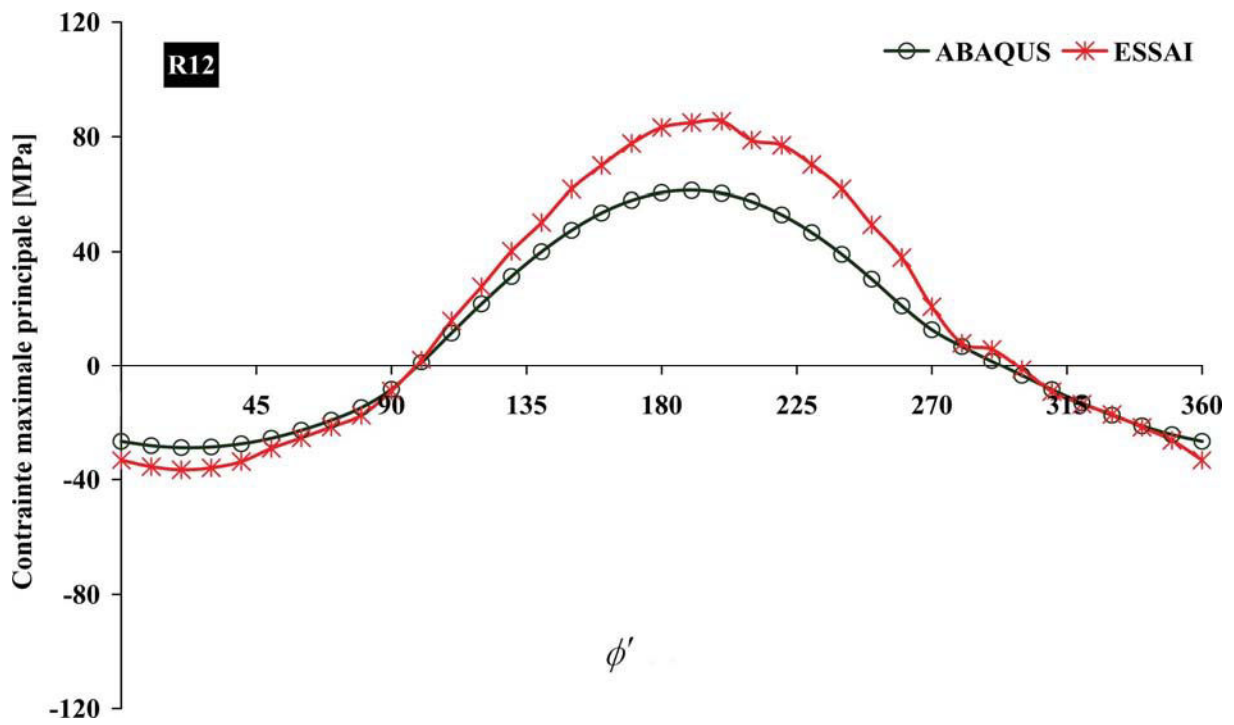


(a)

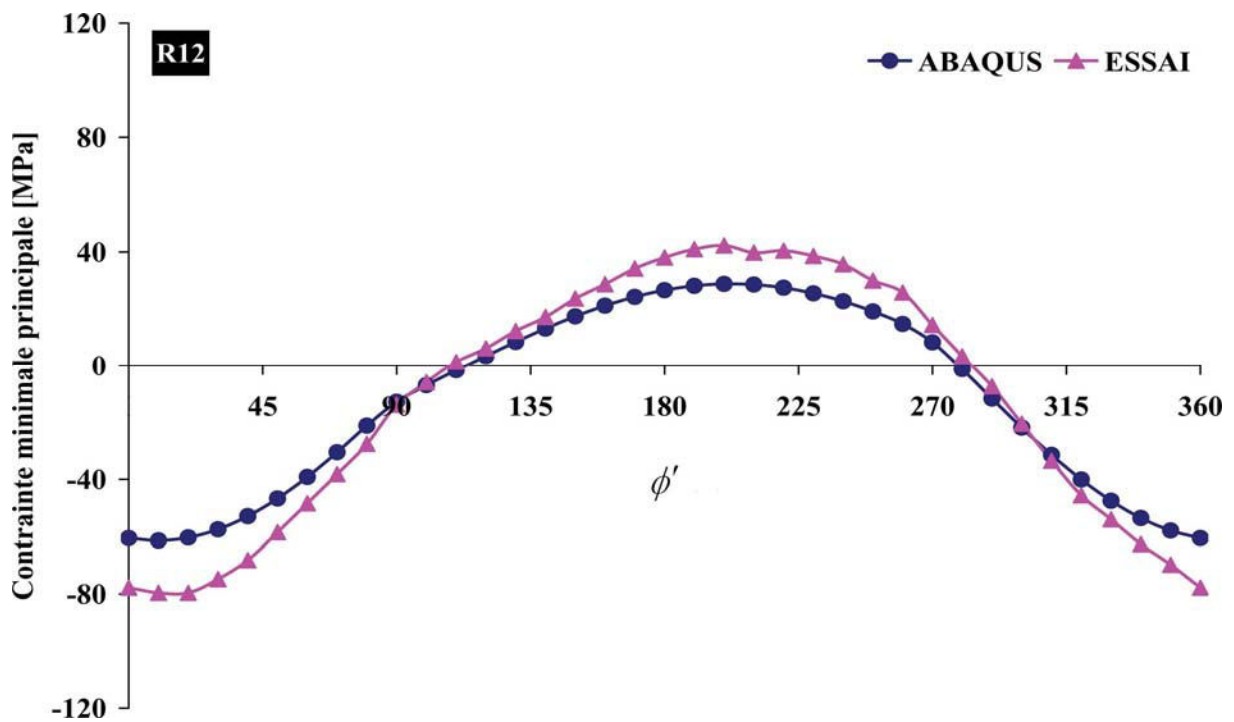


(b)

Figure VI-10: Comparaison des résultats numériques et expérimentaux pour la rosette R11 ($\phi=0^\circ$).
 (a) contrainte maximale principale, (b) Contrainte minimale principale.

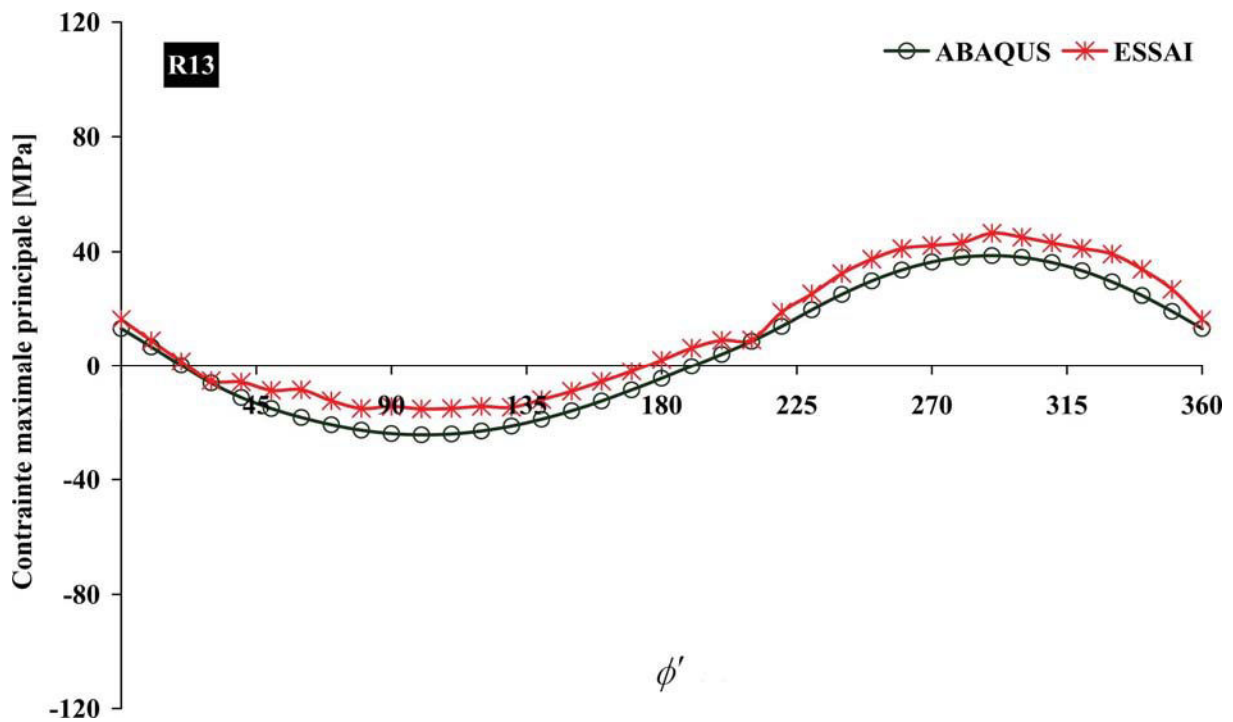


(a)

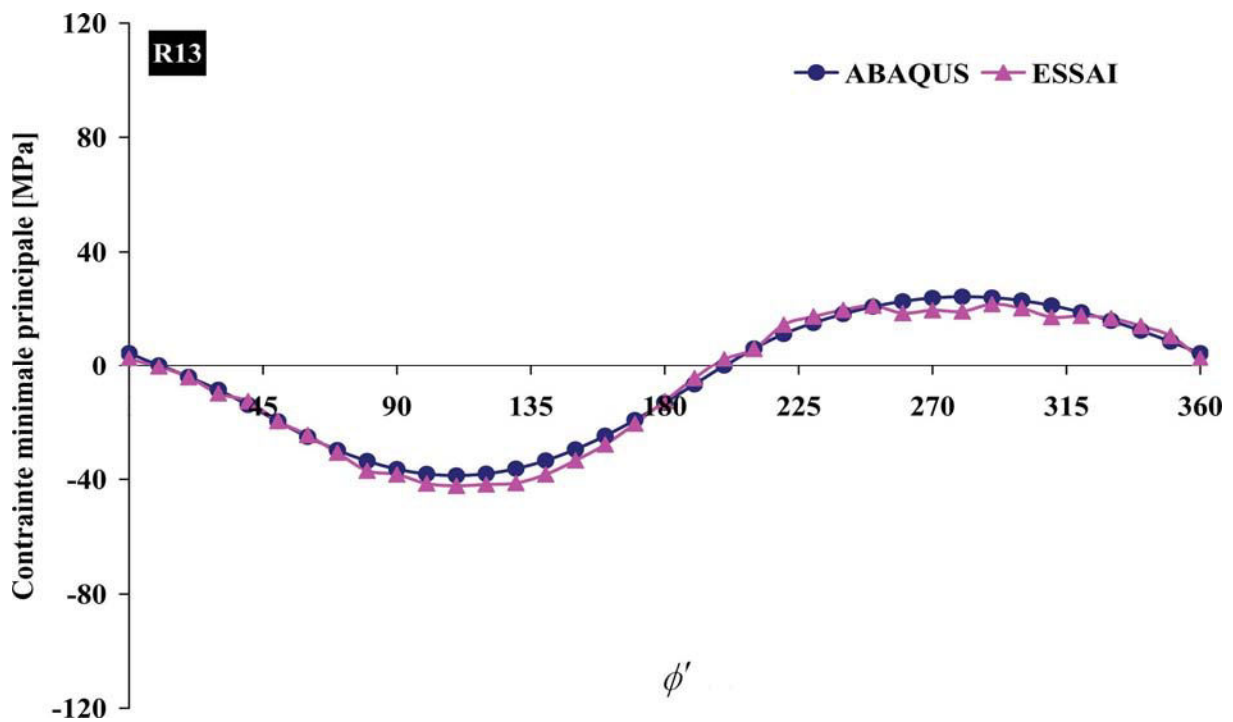


(b)

Figure VI-11 : Comparaison des résultats numériques et expérimentaux pour la rosette R12 ($\phi=45^\circ$).
 (a) contrainte maximale principale, (b) Contrainte minimale principale.



(a)



(b)

Figure VI-12 : Comparaison des résultats numériques et expérimentaux pour la rosette R13 ($\phi=90^\circ$).
 (a) contrainte maximale principale, (b) Contrainte minimale principale.

Annexe VII

*Représentation polaire de la
répartition des contraintes*

Annexe VII

Représentation polaire de la répartition des contraintes

Cette annexe présente l'ensemble des courbes polaires de la répartition de la contrainte autour de l'intersection manchon/entretoise pour toutes les jonctions étudiées.

La courbe en pointillé représente la contrainte nulle, les courbes en trait plein représentent la contrainte maximale principale en cas de chargement simple et la courbe de CC_{max} en cas de chargement composé et les courbes en trait mixte représentent la courbe de CC_{min} pour un chargement composé.

Les échelles sont : X1 : échelle de 250 MPa, X2 : échelle de 2*250 MPa, X3 : échelle de 3*250 MPa

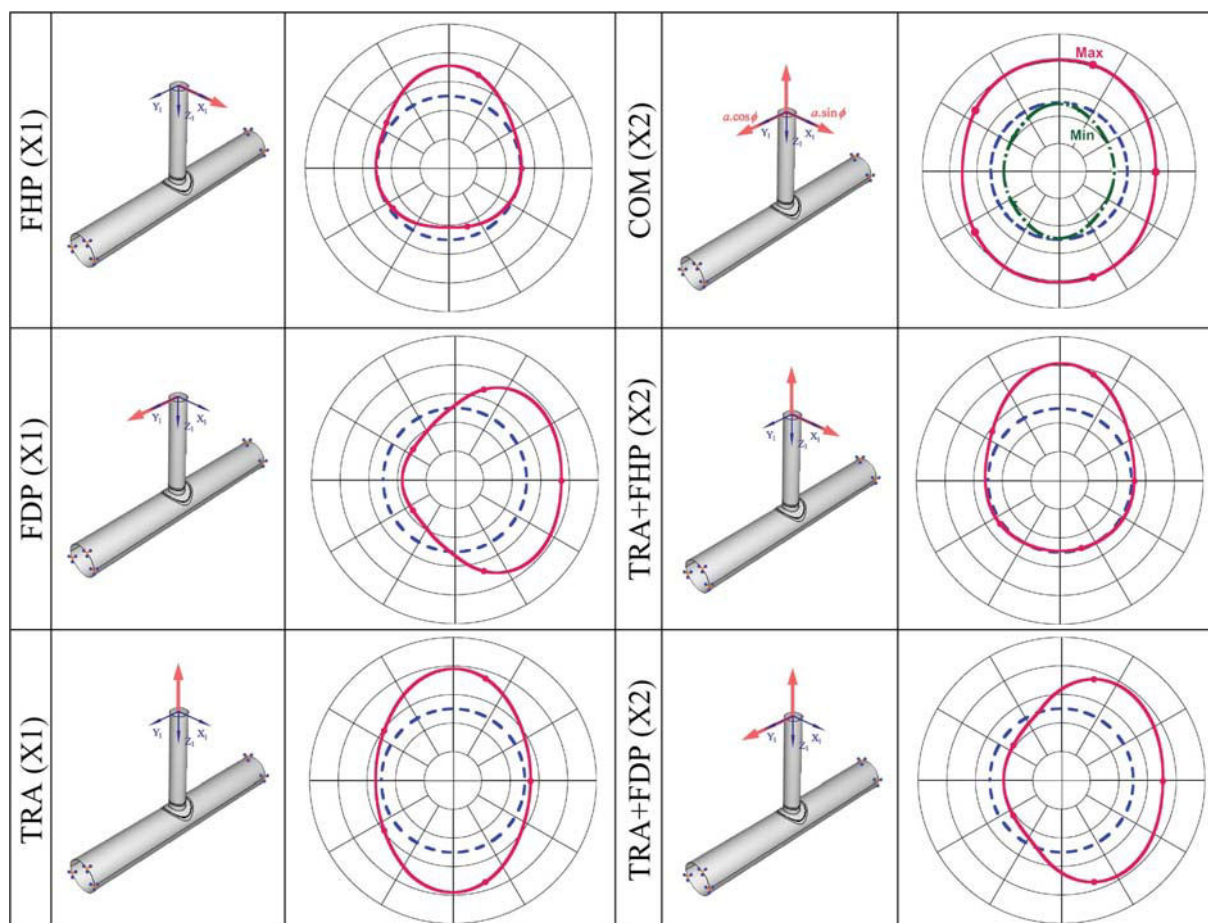


Tableau VII-1 : Courbes polaires de la jonction T

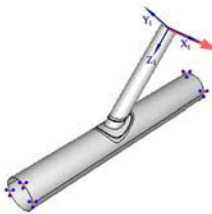
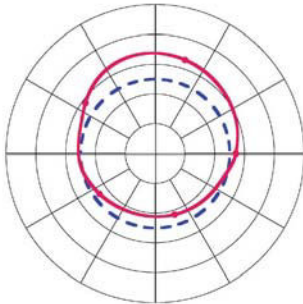
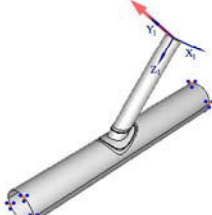
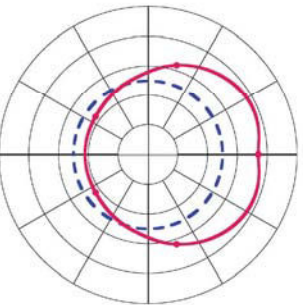
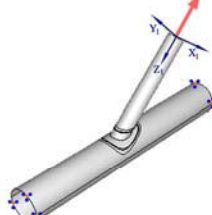
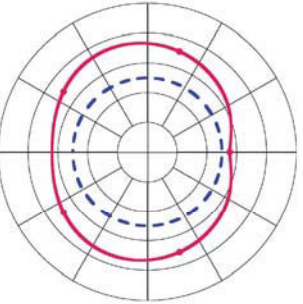
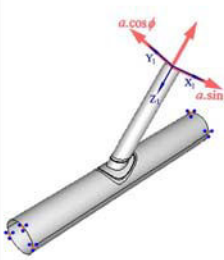
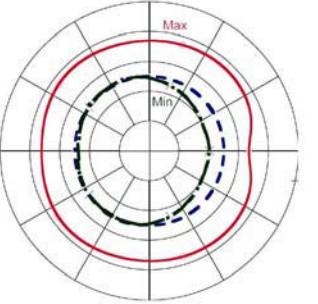
FHP (X1)		
FDP (X1)		
TRA (X1)		
COM (X2)		

Tableau VII-2 : Courbes polaires de la jonction Y

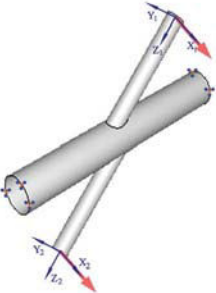
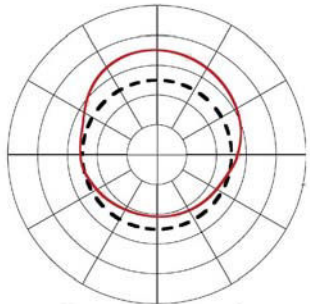
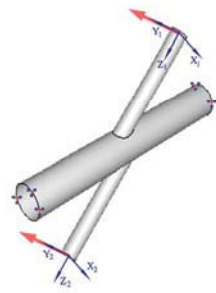
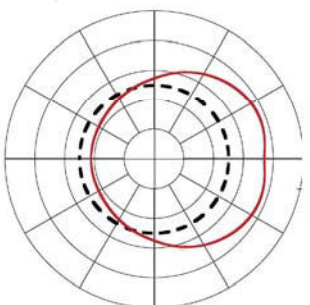
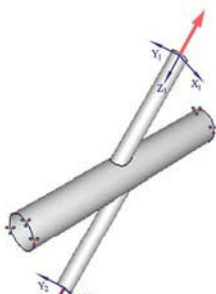
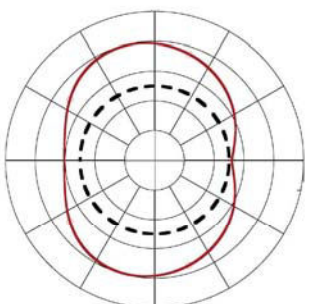
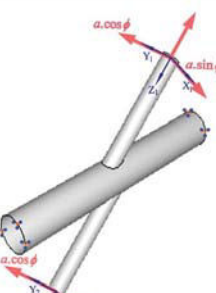
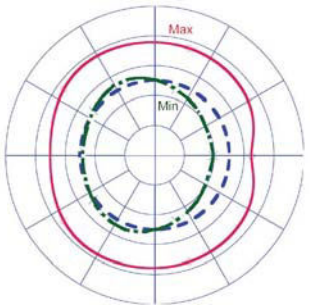
FHP (X1)		
FDP (X1)		
TRA (X1)		
COM (X2)		

Tableau VII-3 : Courbes polaires de la jonction X

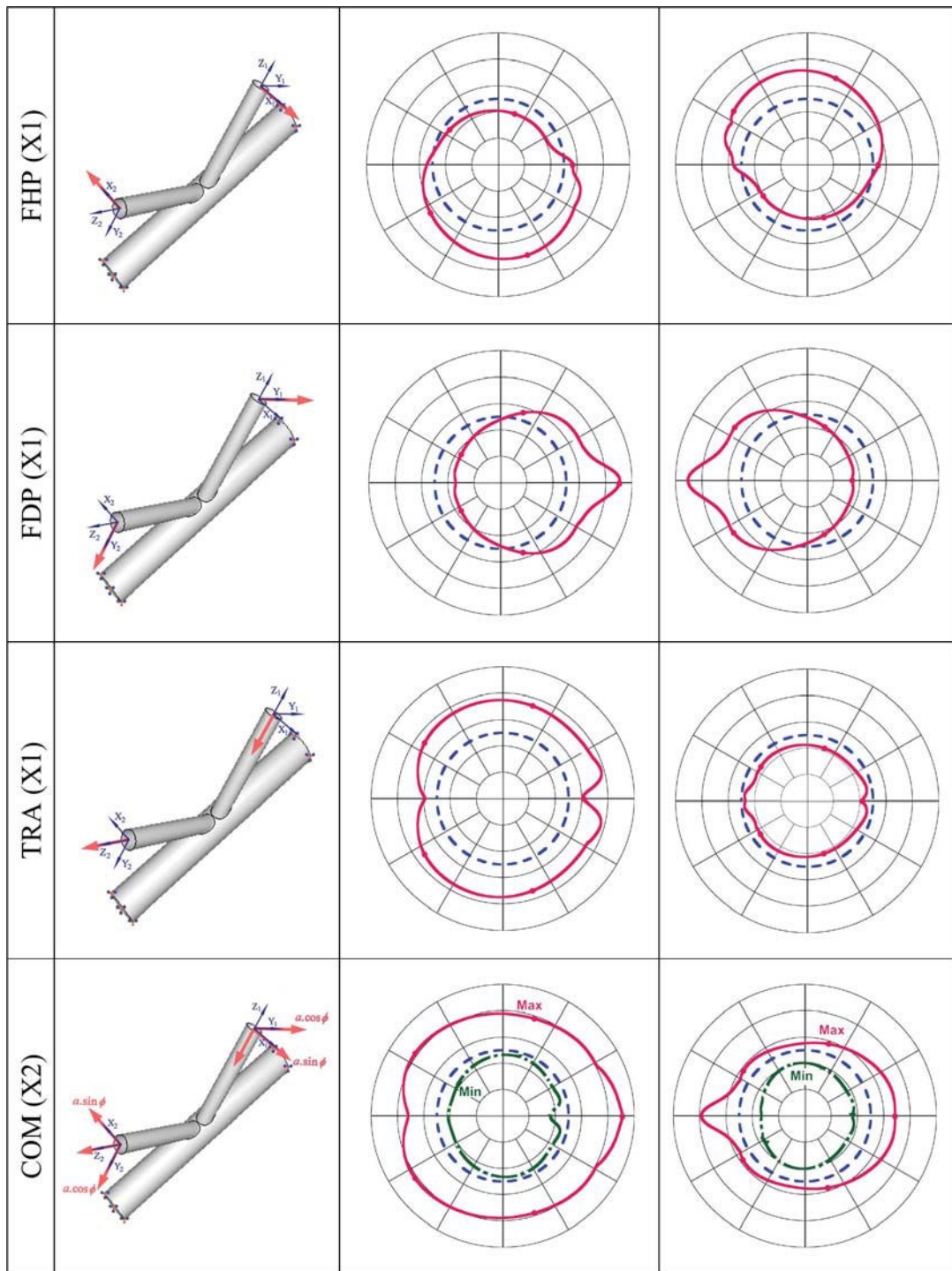


Tableau VII-4 : Courbes polaires de la jonction K

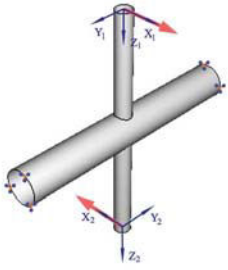
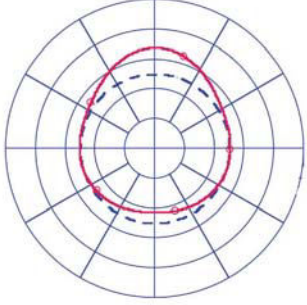
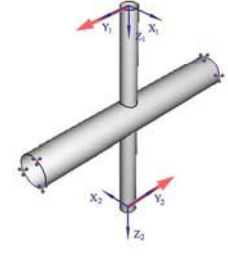
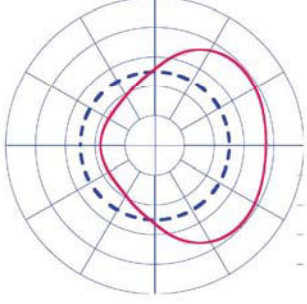
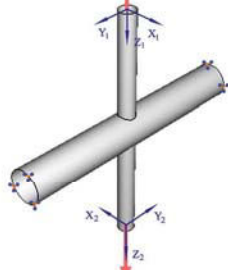
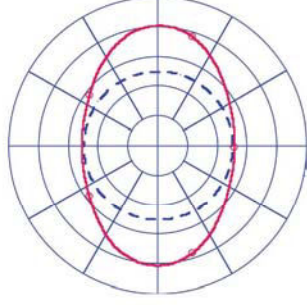
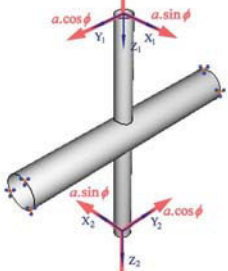
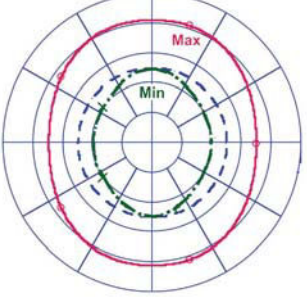
FHP (X1)		
FDP (X1)		
TRA (X1)		
COM (X2)		

Tableau VII-5 : Courbes polaires de la jonction DT

FHP (X1)		
FDP (X1)		
TRA (X1)		
COM (X2)		

Tableau VII-6 : Courbes polaires de la jonction DY

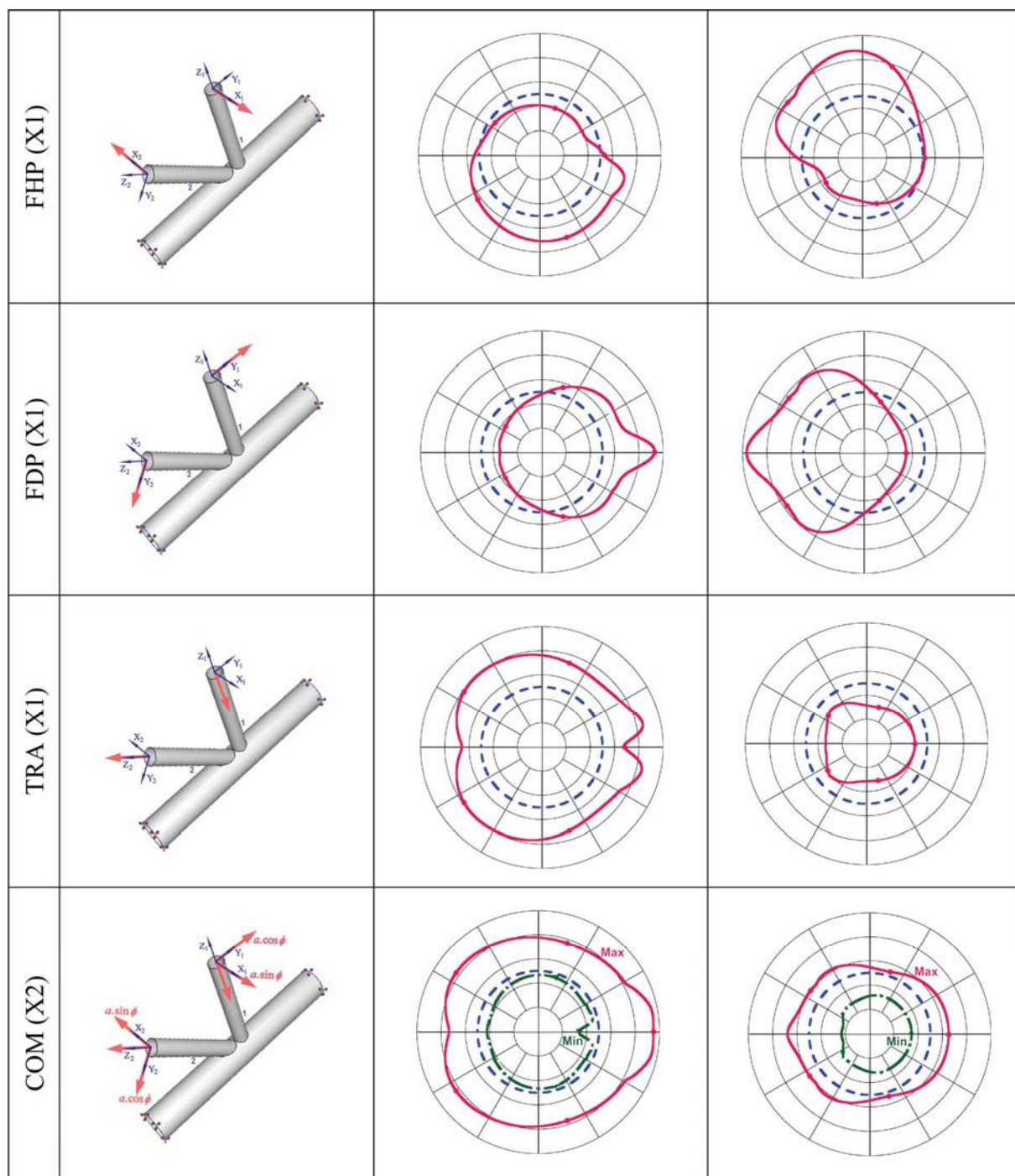


Tableau VII-7 : Courbes polaires de la jonction TY

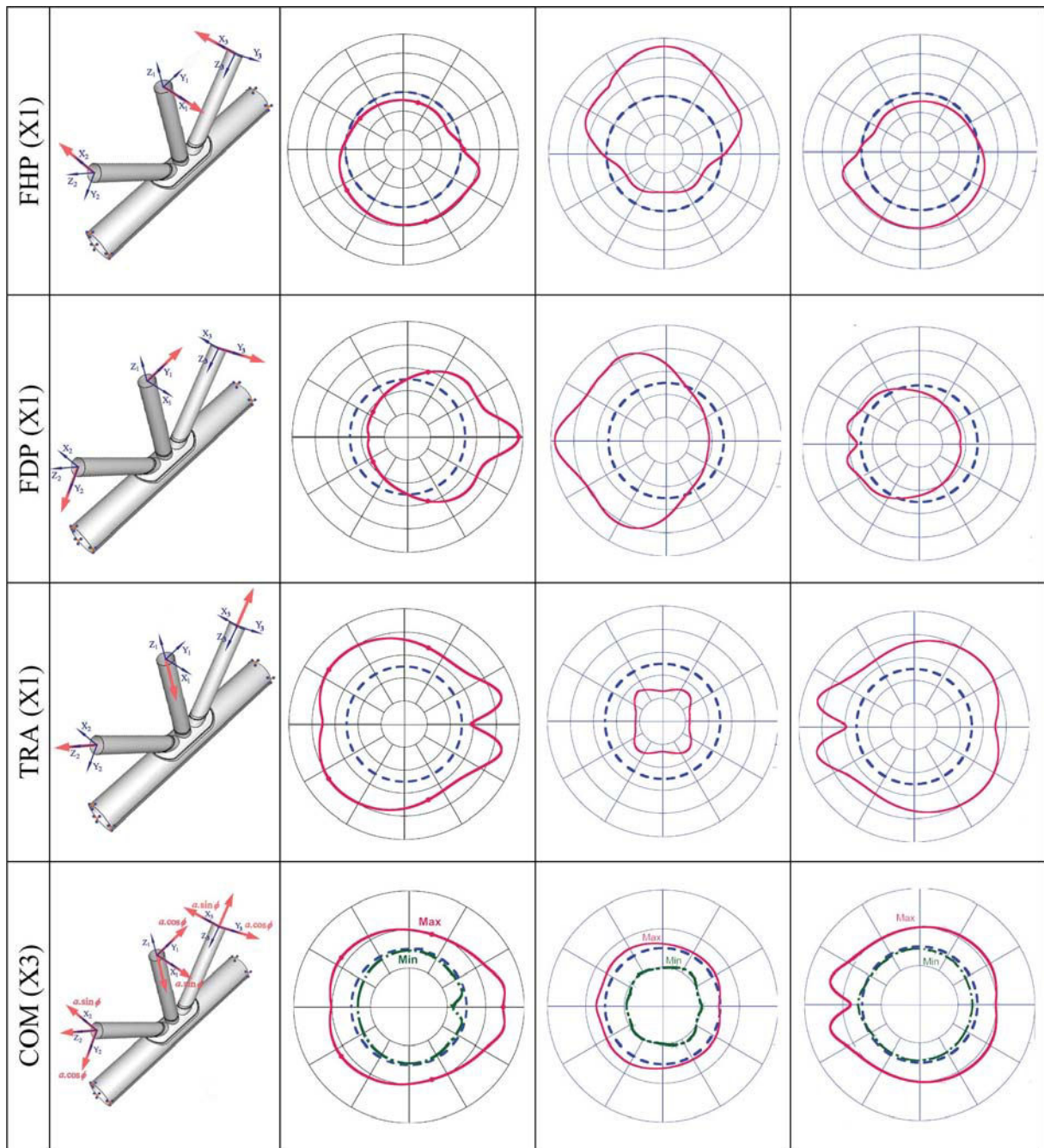


Tableau VII-8 : Courbes polaires de la jonction TK

FHP (X1)			
FDP (X1)			
TRA (X1)			
COM (X2)			

Tableau VII-9 : Courbes polaires de la jonction DX

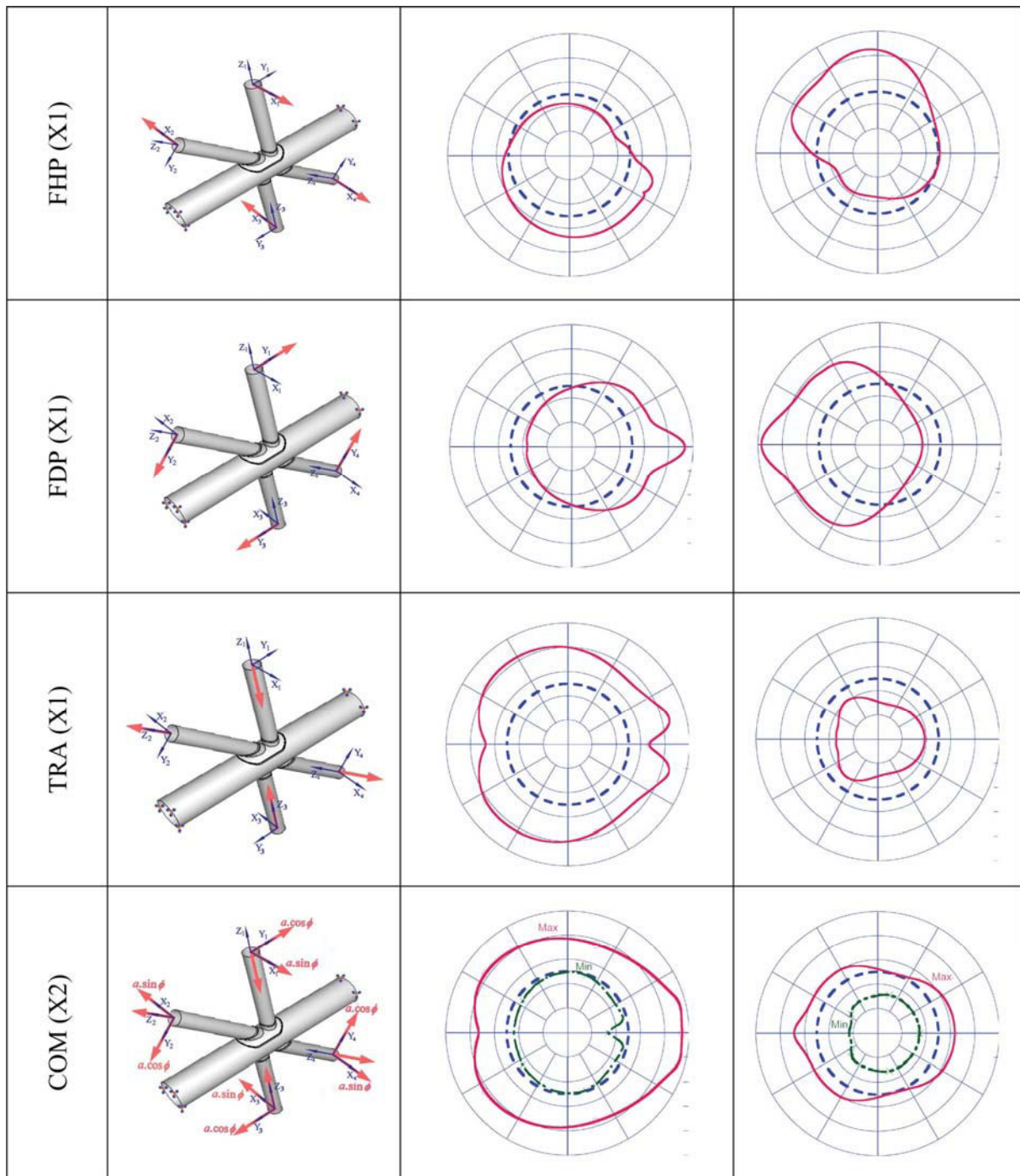


Tableau VII-10 : Courbes polaires de la jonction DTX

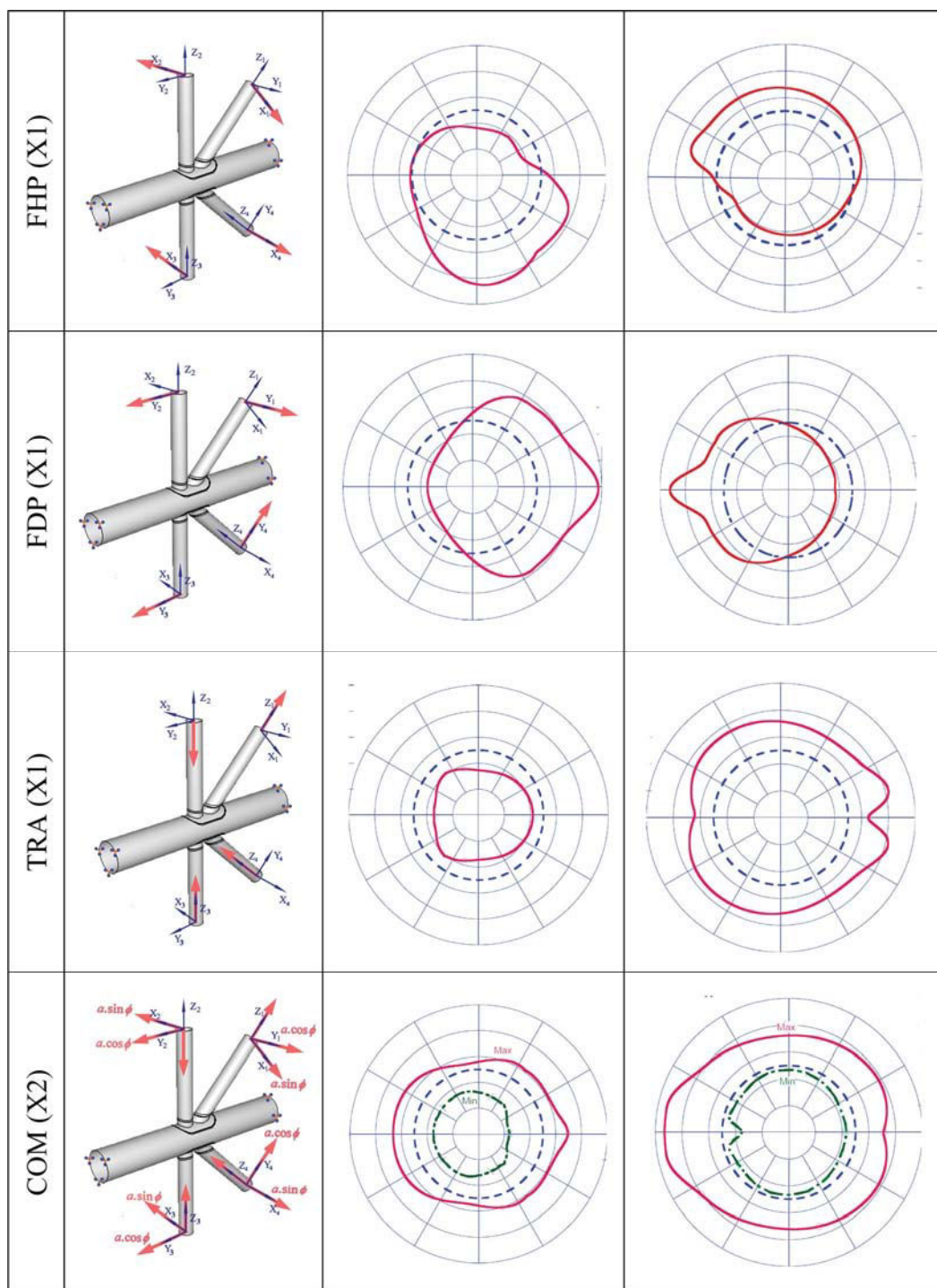


Tableau VII-11 : Courbes polaires de la jonction DTDY

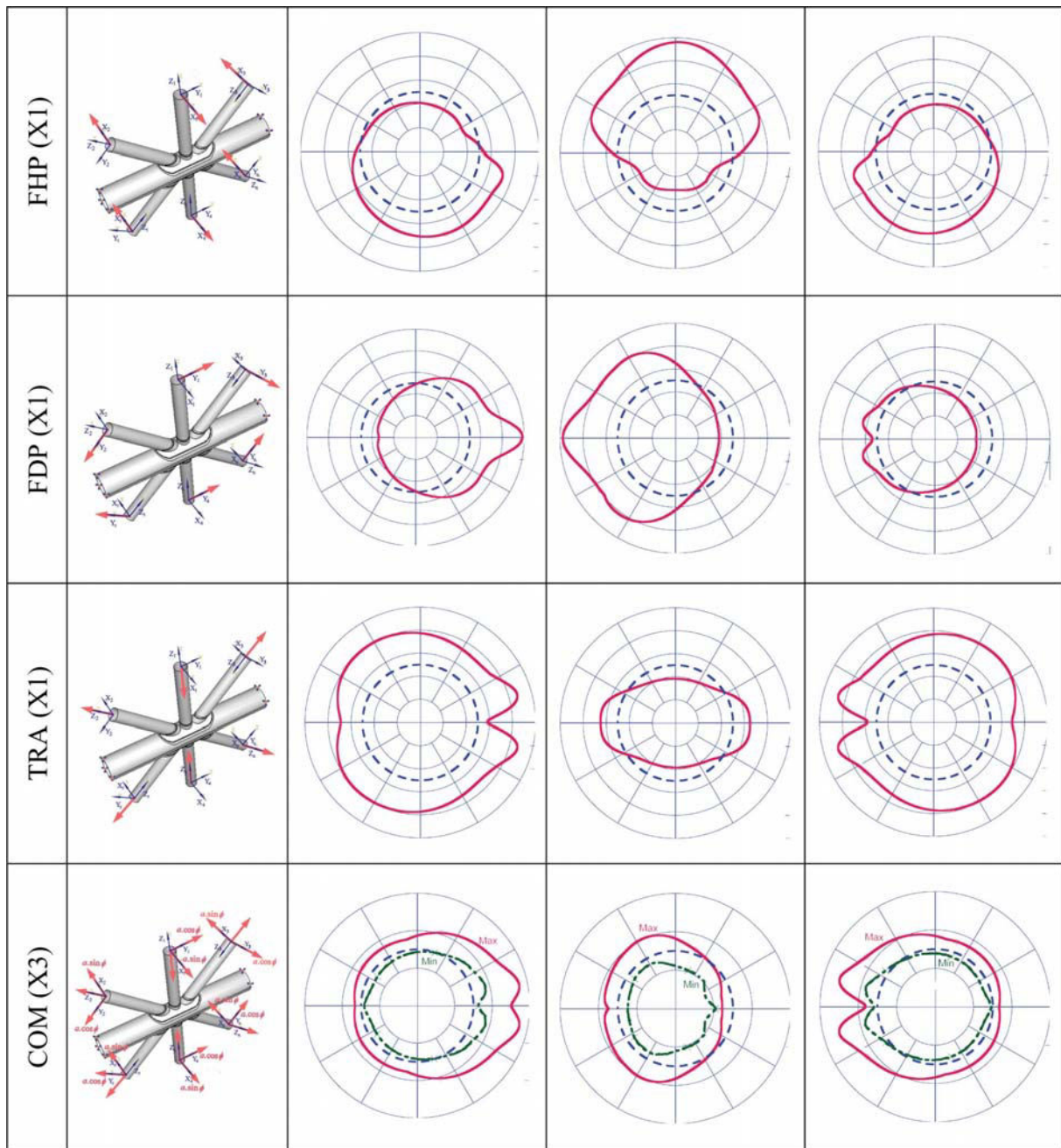


Tableau VII-12 : Courbes polaires de la jonction DTDK

Liste des figures

Figure 1-1 :	Plateforme de forage CFEM T 2005 autoélevatrice	17
Figure 1-2 :	Soudage des éléments tubulaires d'une plateforme offshore	17
Figure 1-3 :	Illustration schématique du concept de tolérance au dommage	18
Figure 1-4 :	Définitions des contraintes au voisinage d'un cordon de soudure	18
Figure 1-5 :	Procédure de détermination de la contrainte géométrique ou contrainte au point chaud	19
Figure 1-6 :	Formes des jonctions soudées simples	21
Figure 1-7 :	Jonctions multiplans	21
Figure 1-8 :	Jonctions renforcées	22
Figure 1-9 :	Jonction fondue	22
Figure 1-10 :	Jonctions composites	23
Figure 1-11 :	Modes de chargement des jonctions de type X et DT	23
Figure 1-12 :	Modes de chargement des jonctions de type K, T et Y	24
Figure 1-13 :	Distribution des contraintes géométriques	25
Figure 1-14 :	Instrumentation d'une jonction tubulaire de type Y pour des mesures par jauges de déformation	26
Figure 1-15 :	Procédure d'extrapolation pour obtenir la contrainte géométrique au point chaud σ_g ou HSS	26
Figure 2-1 :	Classification des sollicitations	32
Figure 2-2 :	Diagramme d'endurance ou courbe de Wöhler	33
Figure 2-3 :	Variations des longueurs des fissures de fatigue en fonction du nombre de cycles de sollicitation	35
Figure 2-4 :	Exemple de courbe de propagation	36
Figure 2-5 :	Courbe contrainte - déformation au cours d'un cycle de fatigue oligocyclique	37
Figure 2-6 :	Courbes de fatigue oligocyclique	37
Figure 2-7 :	Transposition des résultats de fatigue oligocyclique à la zone de plastification localisée au pied d'un cordon de soudure	38
Figure 2-8 :	Variations de l'indice de sensibilité q en fonction du rayon à fond d'entaille	40
Figure 2-9 :	Contraintes près de l'extrémité d'une fissure	43
Figure 2-10 :	Fissure traversante de longueur $2a$ dans une plaque infinie	44

Figure 2-11 :	Solutions expérimentales pour la fonction de correction Y	45
Figure 2-12 :	Distribution non uniforme des contraintes sur une fissure de longueur $2a$	47
Figure 2-13 :	Procédure de calcul de la durée de vie en propagation NP	48
Figure 3-1 :	Echantillons utilisés pour l'étude statique d'Yoshinaga Sakai et al.	54
Figure 3-2 :	Echantillons utilisés pour l'étude de fatigue d'Yoshinaga Sakai et al.	54
Figure 3-3 :	Modes de défaillance observés lors du chargement statique	55
Figure 3-4 :	Lieux des fissures pour le chargement en fatigue	55
Figure 3-5 :	Jonctions T et DT renforcées par des anneaux internes	56
Figure 3-6 :	Zones plastifiées dans les jonctions	56
Figure 3-7 :	Exemples de jonctions multi-planaires	57
Figure 3-8 :	Types de profils creux des sections des jonctions tubulaires	58
Figure 3-9 :	Usinage d'une extrémité d'entretoise prenant en compte la circularité du manchon	59
Figure 3-10 :	Comparaison des résultats de Karamanos et al. avec ceux prévus par les équations de Wordsworth au point de quartier du manchon en traction équilibrée	62
Figure 3-11 :	Comparaison des résultats de Karamanos et al. avec ceux prévus par les équations de Wordsworth et Efthymiou au point de quartier du manchon en flexion hors plan	63
Figure 3-12 :	Comparaison des résultats obtenus par éléments finis et ceux prédits par la relation précédente au point de quartier de l'entretoise : cas de la flexion hors plan	63
Figure 3-13 :	Valeurs des coefficients de référence SCF0 obtenues pour $\gamma = 12$ et $\tau = 0.5$	65
Figure 3-14 :	Variations des contraintes pour le chargement de traction	66
Figure 3-15 :	Variations des contraintes pour le chargement de flexion dans le plan	66
Figure 3-16 :	Variations des contraintes pour le chargement de flexion hors plan	67
Figure 3-17 :	Distribution des contraintes pour une traction de 1 MPa combinée à des flexions dans le plan de 1, 2 et 5 MPa	67
Figure 3-18 :	Distribution des contraintes pour une flexion de 1 MPa combinée à des tractions de 1, 2 et 5 MPa	67
Figure 3-19 :	Distribution des contraintes pour une traction de 1 MPa combinée à des flexions hors plan de 1, 2 et 5 MPa	68
Figure 3-20 :	Distribution des contraintes pour une flexion hors plan de 1 MPa combinée à des tractions de 1, 2 et 5	68

Figure 4-1 :	Maillage d'une jonction tubulaire de type T , et détail de la zone d'intersection entretoise/manchon (brace/chord)	76
Figure 4-2 :	Maillage d'une jonction tubulaire de type K	77
Figure 4-3 :	Conditions aux limites pour une jonction de type X	77
Figure 4-4 :	Maillage généré dans une jonction tubulaire K divisée en différentes zones	79
Figure 4-5 :	Maillage généré dans une jonction T contenant une fissure superficielle	80
Figure 4-6 :	Procédé de génération du maillage pour une jonction Y	81
Figure 4-7 :	Méthode d'extrapolation utilisée pour le calcul de la contrainte géométrique	82
Figure 4-8 :	Méthode d'extrapolation utilisée pour le calcul de la contrainte nominale	82
Figure 4-9 :	Dimensions de la jonction T utilisée dans l'étude numérique	83
Figure 4-10 :	Maillage avec des éléments coques utilisé	84
Figure 4-11 :	Etude de convergence du maillage	84
Figure 4-12 :	Influence de α sur le facteur de concentration de contrainte K_t .	87
Figure 4-13 :	Influence de β sur le facteur de concentration de contrainte K_t .	87
Figure 4-14 :	Influence de γ sur le facteur de concentration de contrainte K_t .	88
Figure 4-15 :	Influence de τ sur le facteur de concentration de contrainte K_t .	88
Figure 4-16 :	Influence de θ sur le facteur de concentration de contrainte K_t .	89
Figure 4-17 :	Répartition de la contrainte géométrique autour de l'intersection manchon/entretoise d'une jonction T dans les cas de chargement TRA, FDP et FHP.	89
Figure 4-18 :	Répartition du facteur de concentration de contrainte autour de l'intersection manchon/entretoise d'une jonction T dans les cas de chargement TRA, FDP et FHP.	90
Figure 4-19 :	Répartition de la contrainte géométrique autour de l'intersection manchon/entretoise d'une jonction T dans le cas du chargement FRO.	92
Figure 4-20 :	Courbe de Contrainte Maximale (CCMax) et Courbe de Contrainte Minimale (CCMin).	92
Figure 4-21 :	Amplitude de la contrainte géométrique autour de l'intersection manchon/entretoise d'une jonction T dans le cas du chargement FRO.	93
Figure 4-22 :	Evolution du rapport de charge autour de l'intersection	93

	manchon/entretoise d'une jonction T dans le cas du chargement FRO.	
Figure 4-23 :	Répartition du facteur de concentration de contrainte autour de l'intersection manchon/entretoise d'une jonction T dans les cas de chargement FRO.	94
Figure 4-24 :	Maillage avec des éléments volumiques utilisé	96
Figure 5-1 :	Diagramme synoptique du système expérimental	102
Figure 5-2 :	Jauges de déformation sur l'éprouvette testée.	102
Figure 5-3 :	Géométrie, position de fissure et géométrie de chargement	103
Figure 5-4 :	Installation expérimentale pour une jonction T	103
Figure 5-5 :	Vue générale du montage d'essai pour une jonction K	103
Figure 5-6 :	Vue générale du montage d'essai des jonctions TY	104
Figure 5-7 :	Pourcentage et position des zones fissurées	105
Figure 5-8 :	Montage d'essai des jonctions T	105
Figure 5-9 :	Montage d'essai des jonctions Y où K	106
Figure 5-10 :	Poutre en treillis composé de quatre jonctions K	108
Figure 5-11 :	Exemple de développement de fissuration par fatigue	108
Figure 5-12 :	Deux exemples de fissures propagées dans l'épaisseur du manchon	109
Figure 5-13 :	Fissure près du point d'arçon d'une jonction K	109
Figure 5-14 :	Différentes vues du faciès de rupture	110
Figure 5-15 :	Comparaison de différentes formes de fissure	110
Figure 5-16 :	Profils de la fissure, tracés aux pas de 10.000 cycles	111
Figure 5-17 :	Vitesse de fissuration au point le plus profond	111
Figure 6-1 :	Règles à respecter pour réaliser les jonctions tubulaires soudées.	118
Figure 6-2 :	Condition de recevabilité d'un profil de cordon de soudure	119
Figure 6-3 :	Dimension de la jonction soudée T utilisée dans les essais de flexion rotative	120
Figure 6-4 :	Bord de l'entretoise adapté au manchon	120
Figure 6-5 :	Soudage des tubes	121
Figure 6-6 :	Influence de l'irrégularité du cordon de soudure sur la propagation d'une fissure	122
Figure 6-7 :	Principe de la méthode de contrôle par ressuage	123
Figure 6-8 :	Procédé de contrôle par ressuage	124
Figure 7-1 :	Schéma du dispositif d'essai statique	130

Figure 7-2 :	Encastrement des extrémités du manchon	130
Figure 7-3 :	Mesure des déplacements	131
Figure 7-4 :	Instrumentation de l'éprouvette T01S	132
Figure 7-5 :	Instrumentation de l'éprouvette T02S	133
Figure 7-6 :	Comparaison des résultats numériques et expérimentaux pour la rosette R7 ($\phi=240^\circ$).	134
Figure 8-1 :	Système de sollicitation en flexion rotative	140
Figure 8-2 :	Représentation schématique de l'excentration résultante	141
Figure 8-3 :	Excentration en fonction de l'angle de réglage	142
Figure 8-4 :	Excentration correspondant au chargement cherché en fonction de l'angle de réglage	143
Figure 8-5 :	Repérage des points d'amorçage	145
Figure 8-6 :	Fissure propagée dans l'épaisseur du manchon	146
Figure 8-7 :	Faciès de rupture	146
Figure 8-8 :	Jonction J02 ($u_0 = 2,6mm$, $\Delta\sigma_{Max} = 291MPa$, $N_a = 166000$ Cycles)	148
Figure 8-9 :	Jonction J06 ($u_0 = 2,6mm$, $\Delta\sigma_{Max} = 291MPa$, $N_a = 184000$ Cycles)	148
Figure 8-10:	Jonction J07 ($u_0 = 2,60mm$, $\Delta\sigma_{Max} = 291MPa$, $N_a = 260000$ Cycles)	149
Figure 8-11 :	Jonction J04 ($u_0 = 3,15mm$, $\Delta\sigma_{Max} = 353MPa$, $N_a = 174000$ Cycles)	149
Figure 8-12 :	Jonction J05 ($u_0 = 3,15mm$, $\Delta\sigma_{Max} = 353MPa$, $N_a = 165000$ Cycles)	150
Figure 8-13 :	Jonction J02 ($u_0 = 2,6mm$, $\Delta\sigma_{Max} = 291MPa$, $N_a = 166000$ Cycles)	150
Figure 8-14 :	Jonction J04 ($u_0 = 3,15mm$, $\Delta\sigma_{Max} = 353MPa$, $N_a = 174000$ Cycles)	151
Figure 8-15 :	Jonction J11 ($u_0 = 3,75mm$, $\Delta\sigma_{Max} = 420MPa$, $N_a = 49000$ Cycles)	151
Figure 8-16 :	Jonction J02 ($u_0 = 2,6mm$, $\Delta\sigma_{Max} = 291MPa$,	151

	$N_a = 166000 \text{ Cycles}$	
Figure 8-17 :	Jonction J02 ($u_0 = 2,6mm$, $\Delta\sigma_{Max} = 291MPa$, $N_a = 166000 \text{ Cycles}$)	151
Figure 8-18 :	Contraintes principales pour un chargement de type flexion rotative ($\phi=45^\circ$)	155
Figure 8-19 :	Contraintes principales maximales à 0,4t et 1,4t pour un chargement de type flexion rotative ($\phi=45^\circ$)	156
Figure 8-20 :	Durées de vies calculées numériquement (IIW) et mesurées expérimentalement ($\phi=45^\circ$)	156
Figure 8-21:	Différents types de chargement : quelconque (a) – affine (b) – radial (c)	157
Figure 8-22 :	Définition de la contrainte moyenne pour un chargement quelconque	159
Figure 8-23 :	Représentation de la droite de Dang Van dans le plan (τ , p) pour un chargement non critique (trait plein) et un chargement critique (trait pointillé) vis-à-vis de la fatigue	160
Figure 8-24 :	Evolution des composantes du tenseur des contraintes ($\phi=45^\circ$)	160
Figure 8-25:	Représentation des trajets de chargement correspondant aux différent déplacement appliqués (position $\phi=45^\circ$)	162
Figure 9-1 :	Maillage utilisé	170
Figure 9-2 :	Répartition de contrainte dans une jonction T soumise à des chargements simples	173
Figure 9-3 :	Comparaison des courbes de répartition de contrainte de jonctions T et DT soumises à un chargement de traction	173
Figure 9-4 :	Comparaison des courbes de répartition de contrainte de jonctions T et DT soumises à un chargement de FDP	174
Figure 9-5 :	Comparaison des courbes de répartition de contrainte de jonctions T et DT soumises à un chargement de FHP	174
Figure 9-6 :	Comparaison des courbes de répartition de contrainte de jonctions T et Y soumises à un chargement de traction	175
Figure 9-7 :	Comparaison des courbes de répartition de contrainte des jonctions T et Y soumises à un chargement FHP	175
Figure 9-8 :	Comparaison des courbes de répartition de contrainte de jonctions T et Y soumises à un chargement FDP.	176
Figure 9-9 :	Comparaison des courbes de répartition de contrainte de jonctions T et K soumises à un chargement TRA	176
Figure 9-10 :	Comparaison des courbes de répartition de contrainte de jonctions T et K soumises à un chargement FDP	177

Figure 9-11 :	Comparaison des courbes de répartition de contrainte de jonctions T et K soumises à un chargement FHP	177
Figure 9-12 :	Comparaison des courbes de répartition de contrainte de jonctions TY et K soumises à un chargement FDP (l'angle d'inclinaison d'entretoise est $\theta = 30^\circ$)	178
Figure 9-13 :	Répartition des contraintes dans une jonction T soumise à des chargements composé	179
Figure 9-14 :	Courbe de Contrainte Maximale (CC_{Max}) et Courbe de Contrainte Minimale (CC_{Min})	179
Figure 9-15 :	Comparaison des CC_{Max} de jonctions T et DT soumises à des chargements composés	180
Figure 9-16 :	Comparaison des CC_{Max} de jonctions T et Y soumises à des chargements composés	180
Figure 9-17 :	Comparaison des CC_{Max} de jonctions DT et DY soumises à des chargements composés.	181
Figure 9-18 :	Comparaison des CC_{Max} de jonctions X et DT soumises à des chargements composés.	181
Figure 9-19 :	Comparaison des CC_{Max} et CC_{Min} de jonctions Y, TY, K et TK.	182
	Représentation polaire des courbes CC_{Max} et CC_{Min} de la jonction T	183
Figure I-1 :	Phases d'évaluation du comportement mécanique et/ou thermique par la MEF	200
Figure I-2 :	Principe de la méthode des éléments finis	201
Figure I-3 :	Repère lié à l'élément	202
Figure I-4 :	Finalisation du modèle	202
Figure I-5 :	Influence de la finesse du maillage	205
Figure I-6 :	Forme des éléments	205
Figure I-7 :	Chaîne de mise en données d'ABAQUS	206
Figure I-8 :	Les familles des éléments	206
Figure I-9 :	Eléments selon le nombre de nœuds	207
Figure I-10 :	Eléments selon la formulation	207
Figure I-11 :	Eléments selon le type d'intégration	208
Figure IV-1 :	Application des méthodes de contrôle non destructif	230
Figure IV-2 :	Ensemble de procédés d'examen de pièces qui permet de s'assurer de l'absence de défauts qui pourraient nuire à leur tenue en service	231
Figure IV-3 :	Représentation schématique des familles de pénétrants les plus utilisées	237

Figure IV-4 :	Représentation schématique au procédé de contrôle par ressuage fluorescent à l'aide d'un pénétrant préémulsionné directement rinçable à l'eau.	239
Figure V-1 :	Principe de la jauge de déformation	257
Figure V-2 :	Jauge de déformation	258
Figure V-3 :	Pont de Wheatstone (appelé pont de jauges)	259
Figure V-4 :	Types de rosettes	261
Figure V-5 :	ε_θ en fonction de ε_{\max} et ε_{\min} superposée au cercle de Mohr des déformations.	262
Figure V-6 :	Rosette à 45°; la jauge (a) faisant un angle θ avec la direction de ε_{\max} ou ε_{\min}	262
Figure VI-1 :	Comparaison des résultats numériques et expérimentaux pour la rosette R1 ($\phi=0^\circ$)	267
Figure VI-2 :	Comparaison des résultats numériques et expérimentaux pour la rosette R2 ($\phi=40^\circ$)	268
Figure VI-3 :	Comparaison des résultats numériques et expérimentaux pour la rosette R3 ($\phi=80^\circ$)	269
Figure VI-4 :	Comparaison des résultats numériques et expérimentaux pour la rosette R4 ($\phi=120^\circ$)	270
Figure VI-5 :	Comparaison des résultats numériques et expérimentaux pour la rosette R5 ($\phi=160^\circ$)	271
Figure VI-6 :	Comparaison des résultats numériques et expérimentaux pour la rosette R6 ($\phi=200^\circ$)	272
Figure VI-7 :	Comparaison des résultats numériques et expérimentaux pour la rosette R7 ($\phi=240^\circ$)	273
Figure VI-8 :	Comparaison des résultats numériques et expérimentaux pour la rosette R8 ($\phi=280^\circ$)	274
Figure VI-9 :	Comparaison des résultats numériques et expérimentaux pour la rosette R9 ($\phi=320^\circ$)	275
Figure VI-10 :	Comparaison des résultats numériques et expérimentaux pour la rosette R11 ($\phi=0^\circ$)	276
Figure VI-11 :	Comparaison des résultats numériques et expérimentaux pour la rosette R12 ($\phi=45^\circ$)	277
Figure VI-12 :	Comparaison des résultats numériques et expérimentale pour la rosette R13 ($\phi=90^\circ$)	278

Liste des tableaux

Tableau 2-1 :	Durée de vie à l'initiation de fissures de fatigue pour le chargement axial (Ax), la flexion dans le plan (FDP) et la flexion hors plan (FHP)	42
Tableau 2-2 :	Comparaison des durées de vie expérimentales de l'université de Waterloo (UW) et de Memorial University (MUN) avec celle numériques de Nwosu et al.	42
Tableau 3-1 :	Résultats de l'étude statique	55
Tableau 4-1 :	Etude de convergence du maillage	85
Tableau 4-2 :	Paramètres géométriques des jonctions étudiées	85
Tableau 4-3 :	Valeurs du facteur de concentration de contrainte	86
Tableau 4-4 :	Comparaison des valeurs de facteur de concentration de contrainte pour une jonction T soumise aux TRA, FDP et FHP	90
Tableau 4-5 :	Séquence du chargement FRO pour un demi-cycle de chargement	91
Tableau 4-6 :	Valeurs de la contrainte nominale correspondant aux différents angles ϕ' de chargement de flexion rotative	94
Tableau 4-7 :	Comparaison des valeurs de facteur de concentration de contrainte pour une jonction T soumise aux TRA, FDP et FHP	95
Tableau 6-1 :	Distance d'accostage (g)	118
Tableau 6-2 :	Distance de la racine au pied du cordon de soudure (C)	118
Tableau 6-3 :	Composition chimique de l'acier S235RJH	119
Tableau 8-1 :	Essais réalisés	
Tableau 9-1 :	Angles ϕ représentant l'emplacement des points chauds dans des jonctions T et Y	183
Tableau 9-2 :	Comparaison des différents types de répartition de contrainte de jonctions TK et Y	184
Tableau IV-1 :	Processus d'excitation et de révélation mis en jeu pour les méthodes des CND	231
Tableau IV-2 :	Principaux défauts de soudure	232
Tableau VII-1 :	Courbes polaires de la jonction T	281
Tableau VII-2 :	Courbes polaires de la jonction Y	282
Tableau VII-3 :	Courbes polaires de la jonction X	283

Tableau VII-4 :	Courbes polaires de la jonction K	284
Tableau VII-5 :	Courbes polaires de la jonction DT	285
Tableau VII-6 :	Courbes polaires de la jonction DY	286
Tableau VII-7 :	Courbes polaires de la jonction TY	287
Tableau VII-8 :	Courbes polaires de la jonction TK	288
Tableau VII-9 :	Courbes polaires de la jonction DX	289
Tableau VII-10 :	Courbes polaires de la jonction DTX	290
Tableau VII-11 :	Courbes polaires de la jonction DTDY	291
Tableau VII-12 :	Courbes polaires de la jonction DTDK	292

Liste des références bibliographiques

1. American Petroleum Institute (API), '*Recommended practice for planning, designing and construction fixed offshore platforms*', API RP2A-LRFD, 1st edition, Washington, DC, 1993. [3-22]
2. American Petroleum Institute (API), '*Recommended practice for planning, designing and constructing fixed offshore platforms-working stress design*', API RP2A, 21st edition, 2000. [5-12]
3. American Welding Society (AWS), '*Structural welding code-steel*', ANSI/AWS, 14th edition. Miami, 1994. [3-21]
4. Ann Schumacher and Alain Nussbaumer, '*Experimental study on the fatigue behaviour of welded tubular K-joints for bridges*', Engineering Structures, Volume 28, Issue 5, Pages 745-755, 2006. [5-19],[8-1]
5. ANRT, '*Pratique du microscope électronique a balayage*', Paris, 1985. [8-6]
6. ARSEM, '*Welded tubular joints*', Paris Technip, 1987 [4-16],[6-1]
7. Bannantine J.A., Comer J.J. and Handrock J.L., '*Fundamentals of Metal Fatigue Analysis*', Prentice Hall, Englewood Cliffs, NJ, 1990 [2-12]
8. Bortolotti E., Jaspert J.P., Pietrapertosa C., Nicaud G., Petitjean P.D. & Grimault J.P., '*Testing and modelling of welded joints between elliptical hollow sections*', papiers techniques de INTERPIPE (<http://www.interpipe.co.uk/techpapers.html>) [3-13]
9. British Standards Institution, '*Guidance on methods for assessing the acceptability of flaws in welded structures*', BS PD 6493, 1991 [2-14]
10. Burdekin F.M., Cheaitani M.J. and Thurlbeck S.D., '*Fatigue fracture and plastic collapse of offshore tubular joints using BSI PD 6493 :1991*', Proceedings of the 14th International Conference on Offshore Mechanics and Arctic Engineering, Pages 41-54, 1995 [1-12]
11. Cao J, Yang G, Packer JA., '*FE mesh generation for circular joints with or without cracks*', The Proceeding of the 7th International Offshore and Polar Engineering Conference, USA, Volume IV. Pages 98-105, 1997. [3-9], [4-13]
12. Cao J. J., Yang G. J., Packer J. A. and Burdekin F. M., '*Crack modeling in FE analysis of circular tubular joints*', Engineering Fracture Mechanics, Volume 61, Issues 5-6, Pages 537-553, 1998. [4-12]
13. Chang E. and Dover W.D., '*Parametric equations to predict stress distribution along the intersection of tubular X and DT joints*', International Journal of Fatigue, Volume 21, Pages 619-635, 1999 [1-2], [4-1]
14. Chang E. and Dover W.D., '*Stress concentration factor parametric*' [1-4],

- equations for tubular X and DT joints*, International Journal of Fatigue, Volume 18, Pages 363-387, 1996 [4-2]
15. Chiew S. P., Lie S. T., Lee C. K. and Huang Z. W., '*Stress intensity factors for a surface crack in a tubular T-joint*, International Journal of Pressure Vessels and Piping', Volume 78, Issue 10, Pages 677-685, October 2001 [3-7]
16. Chiew S.P. and Soh C.K., '*Strain concentrations at intersection regions of a multiplanar tubular DX-joint*', Journal of Constructional Steel Research 53, Pages 225-244, 2000 [1-7]
17. Chiew S.P., Soh C.K. and Wu N.W., '*General SCF design equations for steel multiplanar tubular XX-joints*', International Journal of Fatigue, Volume 22, Pages 283-293, 2000 [1-11], [4-5]
18. Conolly M.P., Hellier A.K., Dover W.D. and Sutomo J., '*A parametric study of the ratio of bending to membrane stress in tubular Y and T-joint*', International Journal of Fatigue, Volume 12, Pages 3-11, 1992 [4-9]
19. D. FRANÇOIS, '*Endommagement et rupture des matériaux*', EDP sciences, 2004. [8-9]
20. Dassault Systèmes, '*ABAQUS/Standard User's Manual*', Version 6.5, USA, 2005-2006.
21. DET Norske Veritas, '*Fabrication and testing of offshore structures*', Offshore standard DVN-OS-C401,2004 [6-2]
22. Dover W.D. and Dharmavasan S., '*Fatigue fracture mechanics analysis of T and Y joints*', Paper OTC 4404 of Offshore Technology Conference, TX, 1982 [2-16]
23. Dover W.D., Dharmavasan S., Brennan S.P. & Marsh K.J., '*Fatigue crack growth in offshore structures*', London, UK, Engineering Materials Advisory Services (EMAS) Ltd, Chameleon Press, 1995. [5-20]
24. Dowling N.E., '*Fatigue at notches and the local strain and fracture mechanics approaches*', ASTM STP 677, Pages 247-273, 1979 [2-11]
25. DUMONT-FILLON J., '*Contrôle non destructif*', R1400, Techniques de l'ingénieur. [6-3], [IV-2]
26. Efthymiou M. and Durkin S., '*Stress concentration in T/Y and gap/overlap K-joints*, Proceedings Behavior of Offshore Structures', Delft, The Netherlands, Pages 429-440, 1985. [3-26]
27. Efthymiou M., '*Development of SCF formulae and generalized fonctions for use in fatigue analysis*', Offshore Technology Conference, OTC 88, Surrey, UK, 1988. [3-27]
28. EL MALKI ALAOUI A., thèse de docteur en Sciences de l'ingénieur, '*Influence du chargement sur la propagation en fatigue* [2-4], [5-18]

de fissures courtes dans un acier de construction navale, Université de Metz, France, février 2005.

29. Etube L.S., Brennan F.P. and Dover W.D., '*Review of empirical and semi-empirical Y factor solutions for cracked welded tubular joints*', Marine Structures 12, Pages 565-583, 1999 [2-15]
30. Etube L.S., Myers P.T., Brennan F.P., Dover W.D., Stacey A., '*Constant and variable amplitude corrosion fatigue performance of a high strength jack-up steel*', Proceedings of the International Society of Offshore and Polar Engineers conference, Volume IV, Pages 123-30, Montreal, 1998. [5-14]
31. Fuchs H.O. and Stephen R.I., '*Metal Fatigue in Engineering*', John Wiley, New York, 1980 [2-10]
32. G. HENAFF & F. MOREL, '*Fatigue des structures*', ellipses, 2005. [8-8]
33. Gandhi P., Ramachandra Murty D.S., Raghava G. and Madhava Rao A.G., '*Fatigue crack growth in stiffened steel tubular joints in seawater environment*', Engineering Structures, Volume 22, Pages 1390-1401, 2000 [1-6]
34. GHANAMEH M.F., '*Utilisation du CND pour inspecter les défauts sur éléments de machines*', Rapport de Diplôme d'études supérieures en science et génie des matériaux, 1999 [6-5], [IV-1]
35. Gho W.M. and Gao F., '*Parametric equations for stress concentration factors in completely overlapped tubular K(N)-joints*', Journal of Constructional Steel Research, Volume 60, Issue 12, p. 1761-1782, 2004. [5-10]
36. Gho W.M., Gao F. and Yang Y., '*Load combination effects on stress and strain concentration of completely overlapped tubular K(N)-joints*', Thin-Walled Structures, Volume 43, Issue 8, Pages 1243-1263, 2005. [5-9]
37. Gulati K.C., Wang W.J., Kan D.K.Y., '*An analytical study of stress concentration effects in multibrace joints under combined loading*'. Proceedings of the 14th annual offshore technology conference, OTC 4407, Houston, TX, Pages 337-355. May 1982. [5-11]
38. Healy B.E. and Buitrago J., '*Extrapolation procedures for determining SCFs in mid-surface tubular joints models*', Proceedings 6th International Symposium on Tubular Structures, Melbourne, Pages 651-659, 1994. [1-9]
39. Hibbit, Karlsson & Sorenson Inc, '*ABAQUS/Standard User's Manual*', Version 6.2 - 6.4, USA, 2002-2004. [3-15], [I-1], [4-15]
40. Institut international de la soudure (IIW / IIS), '*Recommandations pour la conception en fatigue des assemblages et des composants*' [8-10]

- soudés*’, IIW document XIII-1539-96 / XV-845-96, 1996.
41. International Institute of Welding (IIW), ‘*Fatigue design of welded joints and components*’, XIII-1539-96/XV-845-96, Abington Publishing, 1996. [1-1], [4-14]
 42. International Institute of Welding (IIW), ‘*Recommended fatigue design procedure for hollow section joints : part I – hot spot stress method for nodal joints*’, Subcommission XV-E, XV-582-585, Strasbourg, France, 1985. [3-25]
 43. Irwin G.R., ‘*Analysis of stresses and strains near the end of a crack traversing a plate*’, Journal of Applied Mechanics, Pages 361-364, 1957 [2-13]
 44. Janosch J.-J., Debiez S., Clerge M., Dang Van K., ‘*Integration of weld residual stresses into the local mechanical approach for optimising the fatigue strength of fillet welded assemblies*’, Compte rendu de la conférence internationale sur ‘La fatigue des structures et composants soudés’, Senlis, juin 1996, Les Éditions de Physique, Pages 103–112, 1996. [8-12]
 45. Karamanos S.A., Romeijn A. and Wardenier J., ‘*Stress concentration in tubular gap K-joints : mechanics and fatigue design*’, Engineering Structure, Volume 22, Pages 4-14, 2000. [1-10], [3-28], [4-4]
 46. Kellogg M.W., ‘*Design of piping systems*’, 2nd Edition. John Wiley, 1956. [3-19]
 47. Kuang J.G., Potvin A.B. and Leick R.D., ‘*Stress concentration in tubular joints*’, Offshore Technology Conference, Paper OTC 2205, Houston, Texas, 1975. [3-23]
 48. KYOWA, ‘*How strain gages work ?*’ [7-5], [V-5]
 49. LASNIER J., WACHE G., GUILPIN C. et TEQUI C., ‘*Ressuage*’, Niveau 1, CETIM, 1990. [6-4], [IV-3]
 50. Lawrence F.V., ‘*Estimating the fatigue crack initiation life of welds*’, Fatigue Testing of Weldments, ASTM STP 648, Pages 134-158, 1978 [2-9]
 51. LE GOËR J. et AVRIL J., ‘*Capteurs à jauges extensométriques*’, R1860, Techniques de l’ingénieur. [7-3], [V-3]
 52. Lee C. K., Lie S. T., Chiew S. P. and Shao Y. B., ‘*Numerical models verification of cracked tubular T, Y and K-joints under combined loads*’, Engineering Fracture Mechanics, Volume 72, Issue 7, May 2005, Pages 983-1009 [4-11]
 53. Lee C.K., Lie S.T., Chiew S.P. and Shao Y.B., ‘*Numerical models verification of cracked tubular T, Y and K-joints under combined loads*’, Engineering Fracture Mechanics, Volume 72, Issue 7, Pages [5-8]

983-1009, 2005.

54. Lee M. M. K. and Bowness D., '*Estimation of stress intensity factor solutions for weld toe cracks in offshore tubular joints*', International Journal of Fatigue, Volume 24, Issue 8, Pages 861-875, August 2002 [3-6]
55. Lee M. M. K. and Llewelyn-Parry A., '*Strength of ring-stiffened tubular T-joints in offshore structures : a numerical parametric study*' , Journal of Constructional Steel Research, Volume 51, Issue 3, Pages 239-264, September 1999 [3-3]
56. Lee M. M. K. and Llewelyn-Parry A., '*Strength prediction for ring-stiffened DT-joints in offshore jacket structures*', Engineering Structures, Volume 27, Issue 3, Pages 421-430, February 2005. [3-2]
57. Lee M. M. K., '*Estimation of stress concentrations in single-sided welds in offshore tubular joints*', International Journal of Fatigue, Volume 21, Issue 9, Pages 895-908, October 1999 [3-8]
58. Lee M.M.K., '*Estimation of stress concentration in single-sided welds in offshore tubular joints*', International Journal of Fatigue, Volume 21, Pages 895-908, 1999 [1-3], [4-6]
59. Lerouge F., Rossetto M., Agati P., '*Découvrir Le Calcul de Structure*', édition Adéquation, 1996. [I-3]
60. LEROY P., '*Essais*', Techniques de l'ingénieur, T7800, 2005 [5-1]
61. Li-Chun Bian & Jae-Kyoo Lim. '*Fatigue fracture behaviour of hollow section joints*', Proceedings of the Conference of Korea Welding Society, Ulsan, South Korea, 2001. [3-12]
62. Li-Chun Bian and Jae-Kyoo Lim, '*Fatigue strength and stress concentration factors of CHS-to-RHS T-joints*', Journal of Constructional Steel Research, Volume 59, Issue 5, Pages 627-640, May 2003. [3-11], [5-2]
63. Lie S. T., Lee C. K. & Wong S. M., '*Modelling and mesh generation of weld profile in tubular Y-joint*', Journal of Constructional Steel Research, Volume 57, Issue 5, May 2001, Pages 547-567. [3-14]
64. Lie S. T., Lee C. K. and Wong S. M., '*Model and mesh generation of cracked tubular Y-joints*', Engineering Fracture Mechanics, Volume 70, Issue 2, Pages 161-184, January 2003 [3-5]
65. Lie S.T., Lee C.K., Chiew S.P. and Shao Y.B., '*Mesh modelling and analysis of cracked uni-planar tubular K-joints*', Journal of Constructional Steel Research, Volume 61, Issue 2, Pages 235-264, February 2005. [5-7], [4-10], [8-5]
66. Lie S.T., Lee C.K., Chiew S.P. and Shao Y.B., '*Validation of surface crack stress intensity factors of a tubular K-joint*', International Journal of Pressure Vessels and Piping, Volume 82, Issue 8, Pages [5-6], [8-4]

- 610-617, 2005.
67. Lloyd's Register of Shipping, '*Stress concentration factors for simple tubular joints*', HSE books, 1997. [4-17], [II-1]
68. Marshall P.W. and Luyties W.H., '*Allowable stresses for fatigue design*', Proceedings Behaviour of Offshore Structures, BOSS 82, Boston M.A., 1982. [3-18]
69. Marshall P.W., '*Design of welded tubular connections*', basis and use of AWS code provisions, Elsevier, Amsterdam, 1992. [3-20]
70. Gmür T., '*Méthode des éléments finis en mécanique des structures*', 2000 [I-2]
71. Morgan M.R. and Lee M.K., '*Parametric equations for distributing of stress concentration factors in tubular K-joints under out-of-plane moment loading*', International Journal of Fatigue, Volume 20, Pages 449-461, 1998 [1-8], [4-3]
72. Myers P., '*Corrosion fatigue fracture mechanics of high strength jack-up steels*', PhD Thesis, University Colleg London, 1998 [2-18]
73. Neuber H, '*Theory of stress concentration for shear strained prismatic bodies with arbitrary nonlinear stress-strain law*', Journal of Applied Mechanics, Pages 544-550, 1961 [1-14], [2-8]
74. Newman J.C. and Raju I.S., '*An empirical stress intensity factor equation for the surface crack*', Engng. Fracture Mech., Pages 185-192, 1981 [2-17]
75. Nwosu D.I., Swamidas S.J. and Olowokere D.O., '*Local strain computation of crack initiation life of an unstiffened steel tubular T-joint*', Computers and Structures, Volume 57, n° 2, Pages 267-275, 1995 [2-5], [4-8]
76. Pang, H. L. J. and Lee, C. W., '*Three-dimensional finite element analysis of a tubular T-joint under combined axial and bending loading*', International Journal of Fatigue, Volume17, Issue 5, Pages 313-320, 1995. [3-29], [4-18]
77. Pates M.J., Burns D.J., Mahaupt U., Swamidas S.J. and Munaswamy K., '*Fabrication and fatigue evaluation of welded T-joints for structures in marine environment*', MTL Project, 1981 [2-7]
78. RABBE P., H.-P. LIEURADE, A. GALTIER, '*Essais de fatigue, Partie I*', Techniques de l'Ingénieur, M4170, 2005. [2-1], [5-15]
79. RABBE P., H.-P. LIEURADE, A. GALTIER, '*Essais de fatigue, Partie II*', Techniques de l'Ingénieur, M4171, 2005. [2-2], [5-16]
80. Radaj D., Sonsino C.M., '*Fatigue Assessment of Welded, Joints by Local Approaches*', Abington Publishing, 1998. [8-11]

-
81. Rama Raju K. and Keshava Rao M. N., '*Elastoplastic behaviour of unstiffened and stiffened steel tubular T-joints*', Computers & Structures, Volume 55, Issue 5, Pages 907-914, 1995. [3-4]
82. Romeijn A., '*Stress and strain concentration factors of welded multiplanar tubular joints*', Ph.D. Thesis, Delft University of Technology, The Netherlands, 1994 [1-5], [4-7]
83. SDRC, '*I-DEAS User Manual*', I-DEAS Master Series 11. Ohio. 2004. [3-16]
84. SFM, '*Fatigue des assemblages soudés*', Journées de printemps, paris 4 et 5 juin 1985. [8-7]
85. Shao Y.B. & Lie S.T., '*Parametric equation of stress intensity factor for tubular K-joint under balanced axial loads*', International Journal of Fatigue, Volume 27, Issue 6, Pages 666-679, 2005. [5-5],[8-3]
86. Shao Y.B., '*Analysis of stress intensity factor (SIF) for cracked tubular K-joints subjected to balanced axial load*', Engineering Failure Analysis, Volume 13, Issue 1, Pages 44-64, 2006. [5-4],[8-2]
87. Soh A. and Soh C., '*Stress concentrations of K tubular joints subjected to basic and combined loadings*', Proceedings of the Institution of Civil Engineers, Structures and Buildings, Pages 19-28, 1996 [1-13]
88. Swanson Analysis Systems Inc, '*ANSYS documentation*', ANSYS Release 8.1, Houston, TX, 2004. [3-17]
89. Talei-Faz B., F.P. Brennan and W.D. Dover, '*Residual static strength of high strength steel cracked tubular joints*', Marine Structures, Volume 17, Issues 3-4, Pages 291-309, 2004. [5-13]
90. Uwe Zerbst, Jürgen Heerens and Karl-Heinz Schwalbe, '*The fracture behaviour of a welded tubular joint—an ESIS TC1.3 round robin on failure assessment methods: Part I: experimental data base and brief summary of the results*', Engineering Fracture Mechanics, Volume 69, Issue 10, Pages 1093-1110, 2002. [5-3]
91. Van der Vegte G. J. and Wardenier J., '*The static strength of multiplanar tubular TX-joints under axial loading excluding the effects of overall chord bending moments*', Journal of Constructional Steel Research, Volume 47, Issues 1-2, Pages 141-168. 1998. [3-10]
92. VISHAY-Micromesures, '*Dépouillement des mesures par jauges électriques*', NT57, 1991. [7-4], [V-4]
93. VISHAY-Micromesures, '*Théorie des capteurs à jauges*', NT31C. [7-1], [V-1]
94. VISHAY-Micromesures, '*Théorie des jauges électriques d'extensometrie*', NT56C. [7-2], [V-2]
95. Wordsworth A.C., '*Stress concentration factors at K and KT tubular*' [3-24]
-

- joints, Fatigue of Offshore Structural Steels*, Conference Proceedings, Pages 59-69, 1981.
96. Wylde J.G. and McDonald, '*Modes of fatigue crack development and stiffness measurements in welded tubular joints*', Fatigue in Offshore Structural Steel, Pages 65-74, 1981 [2-6]
97. Yoshinaga Sakai, Tetsuya Hosaka, Akira Isoe, Atsushi Ichikawa & Kaoru Mitsuki, '*Experiments on concrete filled and reinforced tubular K-joints of truss girder*', Journal of Constructional Steel Research, Volume 60, Issues 3-5, Pages 683-699, March-May 2004. [3-1]
98. Zegloul A., '*Mécanismes d'endommagement des structures*', [5-17], Université de Metz. France, 2003. [2-3]