

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE



MINISTERE DE L'ENSEGNEMENT SUPERIEUR
ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE
UNIVERSITÉ FRÈRES MENTOURI CONSTANTINE 1
FACULTÉ DES SCIENCES DE LA TECHNOLOGIE
DÉPARTEMENT DE GÉNIE MÉCANIQUE



N° d'ordre : 22\DS\2021
N° de Série : 02\GM\2021

THESE

Pour l'obtention du grade de
DOCTORAT EN SCIENCES
Spécialité : Génie Mécanique
OPTION : Construction Mécanique
Intitulé :

**Modélisation numérique du comportement
mécanique des jonctions tubulaires soudées des
plateformes offshore**

PAR

Samira BELHOUR

Soutenu le : 24\02\2021

Devant le jury :

Président	MECIBAH	M/Salah	Prof.	Université des Frères Mentouri – Constantine 1
Rapporteur	BELLAOUAR	Ahmed	Prof.	Université des Frères Mentouri – Constantine 1
Examineur	BOUZAOUT	Azzeddine	Prof.	Université 20 Aout 1955-Skikda
Examineur	BENRETEM	A/Ouaheb	Prof.	Université Badji Mokhtar– Annaba
Examineur	BOUYAYA	Lynda	MCA	Université des Frères Mentouri – Constantine 1

Remerciement

Toutes les thèses se doivent d'avoir une partie « Remerciements », paraît-il, et il est vrai que la liste des personnes à remercier est longue tant la science est un monde où la collaboration est un facteur primordial de réussite.

J'espère n'oublier personne,

Je remercie en premier lieu notre Dieu qui m'a donné la force, la santé et la patience pour terminer ce travail.

*Il est indispensable d'adresser mes remerciements les plus distingués à mon encadreur de thèse : **Mr Ahmed Bellaouar**, merci d'avoir été mon directeur de thèse. Vous m'avez beaucoup appris et je vous en suis redevable. Vous m'avez laissé beaucoup d'amplitude et d'autonomie dans ma recherche et vous m'avez toujours été de bon conseil.*

*Je tiens à remercier chaleureusement les membres du jury, particulièrement le **Pr. M/Salah MECIBAH** qui m'a fait l'honneur de présider le jury de ma thèse, et les **Pr. Azzeddine BOUZAOUIT, A/Ouaheb BENRETEM** et **Lynda BOUYAYA** pour le temps qu'ils ont consacré à la lecture, à l'analyse et à l'évaluation de ce travail.*

*Ensuite, je tiens à remercier mes chères amis **Saidi Nadia, Aouad Razika et Kahoul Hafida** pour leurs soutiens.*

Et enfin, et surtout, merci à ma famille qui m'a toujours soutenu, même sans le savoir, juste parce qu'elle est là pour moi.

Samira Belhour

Dédicace

Je dédie cette thèse

A ALLAH

A ceux qui m'ont toujours encouragé

A Nadia et Salima

A tous ceux qui s'investissent pour que la science soit lumière

Liste des abréviations et des symboles employés

I. Définitions

- **Jacket-deck** ou **jacket-platform** ou simplement **jacket**, c'est un type de plateforme utilisé pour l'extraction de pétrole ou de gaz. Le terme jacket désigne la structure tubulaire supportant le top-side.
- **L'entretoise (ou traverse)**: C'est le tube secondaire relié par soudage à la membrure ; sa section et sa longueur sont inférieures à celles de la membrure.
- **La membrure (ou manchon)** : C'est le tube principale auquel sont assemblés par soudage les tubes secondaires, il peut recevoir plusieurs entretoises qui peuvent être de même diamètre, et de positions diverses.
- **Hot-Spot Stress HSS**: les contraintes aux points chauds ou contraintes maximales.
- **Contraintes HSS extrapolées** : les valeurs des contraintes obtenues par l'extrapolation linéaire ou quadratique dans la zone voisine du cordon de soudure.
- **Profil de soudure contrôlé (Controlled Weld Profile)**: Un profil amélioré dans lequel des cordons de soudure supplémentaires sont déposés pour ajouter un filet de taille définie au niveau de la soudure de la membrure d'un profil non contrôlé.
- **Profil de soudure non contrôlé (uncontrolled Weld Profile)** : Un profil conforme aux exigences minimales de profilage d'un code de pratique approprié.
- **Ecart de séparation (Gap Separation)**: La distance méridienne et/ou circonférentielle à la surface de la membrure entre les points d'intersections des parois extérieurs.
- **Nœud**: intersection tubulaire comprenant une membrure et une ou plusieurs entretoise (s)
- **joint simple**: Toute jonction dans un joint tubulaire ou un nœud comprenant une paroi d'entretoise, une paroi de membrure et un filet de soudure.
- **jonctions avec espacement « sans chevauchement » (Non-Overlapped Joint)**: jonctions tubulaires dans lesquelles les seules connexions sont entre les manchons et les membrures, c'est-à-dire que les entretoises sont séparées entre elles.
- **Zone d'encoche ou d'entaille (Notch Zone)**: La distance au début de la distribution des contraintes linéaires mesurée à partir de la pointe de la soudure, le long des surfaces ou à travers l'épaisseur d'un joint.

- **Offset:** La distance le long de l'axe de la membrure entre l'intersection des axes de d'entretoise coplanaires avec l'axe de la membrure.
- **Facteur de concentration de contrainte (ou déformation):** La contrainte (ou déformation) élastique maximale dans un joint simple divisée par la contrainte (ou la déformation) nominale dans l'entretoise.
- **Indice de Contrainte (déformation):** la contrainte (ou déformation) mesurée à n'importe quels points divisée par la contrainte nominale (ou déformation) de l'entretoise en tension dans les joints tubulaires
- **Filet de soudure (cordon de soudure):** Matériau joignant le bout de l'entretoise au tube de la membrure.
- **Pied de soudure (orteil de soudure) (Weld-Toe):** L'intersection du filet de soudure avec les parois extérieures du manchon

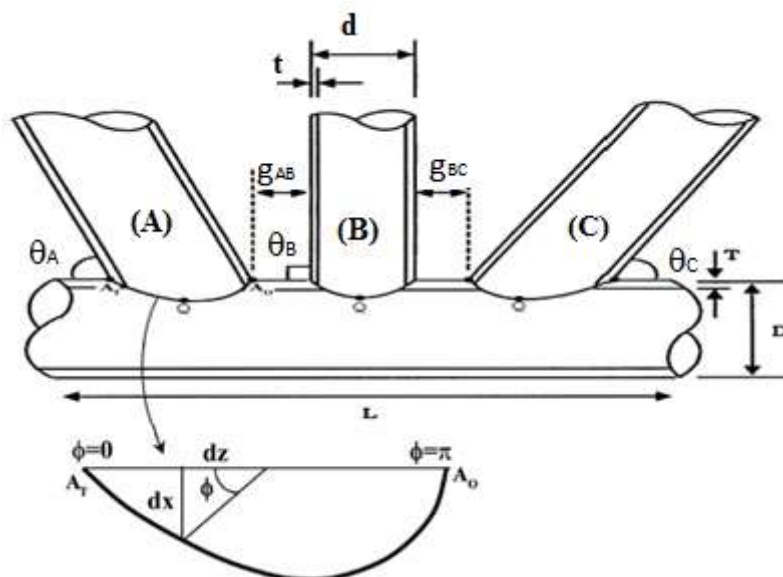


Figure. 1. Jonction tubulaire de type KT [1]

II. Notations

- L, l : longueur de la membrure et de l'entretoise respectivement
- D, d ; diamètre extérieur de la membrure et de l'entretoise respectivement
- T, t : épaisseur de la membrure et de l'entretoise respectivement
- E : module de Young
- ν : coefficient de Poisson
- σ_G : contrainte géométrique
- σ_{nom} : contrainte nominale
- σ_{max} : contrainte maximale

- σ_L : contrainte locale
- α : élanement de la membrure. $\alpha = 2L / D$
- β : rapport des diamètres $\beta = d / D$
- ξ : écartement relatif $\xi = g / D$
- γ : paramètre définissant la “minceur” de la paroi de la membrure. $\gamma = D / 2T$
- τ : rapport des épaisseurs $\tau = t / T$
- φ : Angle de positionnement (définissant l’intersection)
- ψ : l'angle de raccordement
- θ ; Angle d’inclinaison de l’entretoise
- **HS** : Hot spot (point chaud)
- **ZAT** : Zone affectée thermiquement
- **MEF** : méthode des éléments finis
- **FDP** : Flexion Dans le Plan
- **FHP** : Flexion Hors-Plan
- **IPB** : In Plane Bending (Flexion Dans le Plans)
- **OPB** : Out of Plane Bending (Flexion Hors-Plans)
- **S.C.F** : Stress Concentration Factor (Facteur de Concentration des Contraintes)
- **Kt**: Facteur de concentration de contrainte
- **S-N** : Stress number of cycles (contrainte en fonction du nombre de cycles)

III. Les principaux organismes internationaux

- **Eurocode 3**: Code de normalisation Européenne pour le calcul des structures en acier
- **(DnV)**: Det norske Veritas (laboratoire de recherche)
- **(LRS)** Lloyds Register of Shipping
- **(ABS)** Bureau américain de la marine marchande
- **(BV)** Bureau Veritas
- **(GL)** Germanischer Lloyd
- **API** : American Petroleum Institute
- **UEG** le Department of Energy Guidance du Royaume-Uni
- **IIW** : international institute of welding
- **CIDECT** (Comité international pour le développement et l’étude des constructions tubulaires)

Liste des figures

Figure. 1. Jonction tubulaire de type KT [1].....	II
Figure. 2. Joint tubulaire KT dans une structure enveloppe (jacket) lors de la fabrication.....	1
Figure. 3. Présentation d'une jonction tubulaire K avec les points chauds [2].....	2
Figure. I. 1. Les différents types de structure offshore selon la profondeur de la mer [7]	6
Figure. I. 2. Plate-forme jacket - Secteur sud de la mer du Nord [9].....	6
Figure. I. 3. Exemple de configuration d'un modèle de plateforme [10].....	6
Figure. I. 4. La répartition de la production du pétrole brut, 2005-1015	8
Figure. I. 5. Les différentes charges sur une plateforme offshore [18].....	11
Figure. I. 6. Influence de la minceur γ sur le coefficient de concentration de contrainte pour une jonction de forme T [27]	14
Figure. I. 7. Maillage du voisinage du cordon de soudure des deux formes de jonctions étudiées à gauche : jonction non percée, à droite : jonction percée [26].....	14
Figure. I. 8. Contraintes géométriques autour du pied de cordon de soudure en fonction de l'angle φ dans des jonctions tubulaires DT et DY suite à un effort de traction non équilibré.....	14
Figure. I. 9. Contraintes géométriques autour du pied de cordon en fonction de l'angle φ dans des jonctions tubulaires DT et DY suite aux chargements axiaux excessifs.....	15
Figure. I. 10. Maillage généré dans une jonction tubulaire K divisée en différentes zones [32].....	17
Figure. I. 11. Maillage généré dans une jonction T contenant une fissure superficielle ; (a) différentes zones de la jonction ; (b) zone CF1 et zone CRBLOCK	17
Figure. I. 12. Procédé de génération du maillage pour une jonction Y.....	18
Figure I. 13. Caractéristiques géométriques de la jonction tubulaire à renforcement annulaire interne.....	20
Figure I. 14. Joint tubulaire double KT (DKT) à deux plans.	20
Figure I. 15. Joint DT avec des raidisseurs à anneaux lisses	21

Figure. II. 1. La géométrie d'une jonction tubulaire soudée simple [2].....	23
Figure. II. 2. Jonctions composites [44-45]	24
Figure. II. 3. Les jonctions tubulaires : a) Jonction multi-plan et b) Jonction fondue [45]	25
Figure. II. 4. Joints renforcés : (a) par des anneaux intérieurs, (b) par des anneaux extérieurs, (c) par un plat et (d) par des goussets.....	25
Figure. II. 6. Joint avec recouvrement ou espacement	26
Figure. II. 7. Les espacements dans les joints [46]	26
Figure. II. 8. Configurations de base des joints (T, X et K)	27
Figure. II. 9. Formes des jonctions soudées simples	27
Figure. II. 11. Types de profil creux des jonctions tubulaires: (a) PCC sur PCC, (b) PCR sur PCR, (c) PCC sur PCR et (d) PCE sur PCE	28
Figure. II. 12. La géométrie des jonctions.....	30
Figure. II. 13. Détails de soudure pour les jonctions creuses circulaires [46].	31
Figure. II. 14. Localisation des éventuelles fissures dans un assemblage cruciforme avec des soudures d'angle	32
Figure. II. 15. La fissure à l'orteil (a); la fissure à la racine (b).....	32
Figure. II. 16. Connexion soudée avec une soudure à pénétration partielle	33
Figure. II. 17. géométrie soudée avec une probabilité égale entre la rupture de la racine et la rupture de l'orteil.....	33
Figure. II. 18. Connexion de tube à tube - accès d'un seul côté.....	34
Figure. II. 19. La résistance du joint	34
Figure. II. 20. Les modes de ruine des joints sous chargement axial flexible HSS [55]	35
Figure. III. 1. Concentration de contraintes dans un joint en T [58]	39
Figure. III. 3. Définition de la contrainte structurale : a) les contraintes au niveau de la soudure, b) décomposition des contraintes [59].....	40
Figure. III. 4. La contrainte structurale dans un élément Shell.....	41
Figure. III. 5. L'arrondi de l'encoche au pied de soudure d'un joint Y	42
Figure. III. 2. Extrapolation des contraintes géométriques dans un joint tubulaire [75]	44
Figure. III. 6. Exemple des types du point chaud [76].....	45
Figure. III. 7. Divers emplacements de fissure dans les joints soudés [74-76].....	45

Figure. III. 8. La méthode expérimentale basée sur le code IIW : a) distribution des contraintes à travers l'épaisseur au voisinage du pied de soudure ; b) Extrapolation linéaire des déformations mesurées au pied de la soudure.....	46
Figure. III. 9. Extrapolation quadratique de la méthode HSS.....	46
Figure. III. 10. L'extrapolation des contraintes de surface au point chaud [77].....	48
Figure. III. 11. Maillages standard d'un détail soudé. [76].....	50
Figure. III. 12. La configuration du joint tubulaire et le profil de la soudure [82] (9)	52
Figure. III. 13. La distribution des contraintes cartésiennes à travers l'épaisseur pour un profil d'entaille de la soudure ($\theta = 90^\circ$)[82].....	52
Figure. III. 14. Superposition des contraintes [51].....	54
Figure. IV. 1. Caractéristiques géométriques de la jonction étudiée	59
Figure. IV. 2. Les différents types de chargements: a) chargement axial AX, b) flexion dans le plan, c) flexion hors plan et d) chargement combiné.....	61
Figure. IV. 3. Le maillage avec les éléments Shell 2D	62
Figure. IV. 4. La contrainte maximale en fonction de la qualité du maillage	63
Figure. IV. 5. Les contraintes principales maximales sous un chargement axial selon trois modèles de chargement a) F1, b) F2, c)F3 pour une jonction T ($\tau=1, \beta=0.5, \alpha=14, \gamma=25$).....	64
Figure. IV. 6. Evaluation des contraintes : Von-mises et Principale locale,	65
Figure. IV. 7. Evaluation des contraintes structurelles : Von-mises « σ_{eqv} » σ_m, σ_b et σ_1	66
Figure. IV. 8. Maillage de la jonction T et Y	66
Figure. IV. 9. Evolution du SCF en fonction de la taille des éléments : à gauche élément 8node 281 à droite élément 4Node 181.....	67
Figure. IV. 10. Comparaison des valeurs du SCF pour les éléments 8node et 4node	67
Figure. IV. 11. Contraintes principales dans le cas de chargement de pression sur l'entretoise	68
Figure. IV. 12. Contraintes principales dans le cas d'une force ponctuelle sur l'entretoise	69
Figure. IV. 13 : Comparaison des valeurs du SCF pour les différents cas.....	69
Figure IV. 14. Répartition des contraintes sous une charge concentrée [90].	70

Figure IV. 15. Influence de la charge ponctuelle (concentrée) sur le SCF pour le modèle 3D.....	70
Figure. IV. 16. Représentation des positions des points chauds en fonction de l'angle φ	71
Figure. IV. 17. Distribution des contraintes pour un chargement AX (traction)	72
Figure. IV. 18 Distribution des contraintes pour un chargement en flexion Hors plan OPB	72
Figure. IV. 19. Distribution des contraintes pour un chargement en flexion dans le plan IPB	72
Figure. IV. 20. Distribution des contraintes pour les trois chargements de base.....	73
Figure IV. 21. Illustration de l'évolution de la contrainte locale autour du pied de soudure pour un chargement en flexion rotative.....	74
Figure. IV. 22. Répartition des contraintes selon un chargement combiné a)chargement axial constant b) chargement axial variable.....	75
Figure. IV. 23. Localisation du point chaud pour le cas de chargement ($A_x = Cte + IPB$ variable).....	75
Figure. IV. 24. Influence du paramètre γ sur la concentration des contraintes au niveau de l'intersection manchon/entretoise pour les trois cas de chargements (AX, OPB et IPB)	76
Figure. IV. 25. Influence du paramètre α sur la concentration des contraintes autour de l'intersection manchon/entretoise pour les chargements (a) A_x , (b) OPB, (c) IPB. ...	77
Figure. IV. 26. Influence du paramètre β sur la concentration de la contrainte autour de l'intersection manchon/entretoise pour les chargements: (a) A_x , (b) OPB, (c) IPB	78
Figure. IV. 27. Influence du paramètre τ sur la concentration de la contrainte autour de l'intersection manchon/entretoise selon le chargement A_x	79
Figure. IV. 28. Evaluation de SCF en fonction du τ	82
Figure. IV. 29. Evaluation de SCF en fonction du β	82
Figure. IV. 30. Evaluation de SCF en fonction du α	82
Figure. IV. 31. Evaluation de SCF en fonction de γ	83
Figure. IV. 32. Evaluation de SCF en fonction de l'angle d'inclinaison θ	83
Figure. IV. 33. Illustration des HSS dans les trois chargements de base	84
Figure. IV. 34. Distribution des contraintes sous la traction	84
Figure. IV. 35. Distribution des contraintes sous la FHP	84

Figure. IV. 36. Distribution de contrainte sous la FDP	85
Figure. IV. 37. Evolution de : (a) SCF, (b) déplacement maximal, (c) déformation maximale.....	86
Figure IV. 38. Evaluation du SCF pour les différentes inclinaisons.....	86
Figure. IV. 39. Distribution des contraintes pour $\theta=90^\circ$	87
Figure. IV. 40. Distribution des contraintes pour $\theta=60^\circ$	87
Figure. IV. 41. Distribution des contraintes pour $\theta=45^\circ$	87
Figure. IV. 42. Distribution des contraintes pour $\theta=30^\circ$	88
Figure. IV. 43. Evolution du SCF pour les quatre inclinaisons	88
Figure. IV. 44. La contrainte maximale sous un chargement axial	89
Figure. IV. 45. La contrainte maximale sous un chargement IPB	89
Figure. IV. 46. La contrainte maximale sous un chargement OPB	90

Liste des tableaux

Tableau. I. 1. Les grandes structures offshore [13].....	12
Tableau. I. 2. Les méthodes d'obtention des aciers	13
Tableau. I. 3. Plages de paramètres appliqués par le chercheur	16
Tableau. III. 1. Estimations des facteurs d'entaille des parois de membrure à travers l'épaisseur [53].....	51
Tableau. IV. 1. La gamme des géométries étudiée	60
Tableau. IV. 2. Plages valides des paramètres géométriques et les valeurs choisies	60
Tableau. IV. 3. La contrainte maximale selon les trois modèles de chargement AX .	64
Tableau. IV. 4. SCF pour une pression de 1Mpa.....	68
Tableau. IV. 5. SCF pour une force $F= 301,6$ N	68
Tableau. IV. 6. Evaluation du tenseur des contraintes dans une jonction T suivant le chargement axial	73
Tableau. IV. 7. L'influence du τ sur le SCF	80
Tableau. IV. 8. L'influence du β sur le SCF	80
Tableau. IV. 9. L'influence du α sur le SCF	81
Tableau. IV. 10. L'influence du γ sur le SCF.....	81
Tableau. IV. 11. L'influence du θ sur le SCF	81
Tableau. IV. 12. Evaluation du SCF et la position du point chaud	85
Tableau IV. 13 . Les contraintes maximales en fonction du point chaud ($\tau=1$, $\beta=0.5$, $\alpha=14$, $\gamma=25$).....	85
Tableau IV. 14. Evaluation du SCf, déplacements maximal, déformations maximales	90
Tableau IV. 15. Comparaison des SCF des modèles 2D et 3D de la jonction T avec les formules paramétriques	90

Liste des abréviations et des symboles employés	I
Liste des figures	IV
Liste des tableaux	IX
Introduction Générale	1
CHAPITRE. I: Etat de l'art	5
I.1. Introduction.....	5
I.2. Structure des plateformes offshore.....	5
I.2.1. Différents types des structures offshore.....	6
I.2.2. Intérêt économique	7
I.2.3. Les différentes exigences d'une plateforme offshore	8
I.2.4. Les matériaux utilisés pour les structures offshore	11
I.3. Investigations sur les problèmes des jonctions soudées des plateformes offshore : les modélisations numériques des jonctions tubulaires.	13
I.4. Conclusion	21
CHAPITRE II: Les jonctions tubulaires des plateformes offshore.....	23
II.1. Introduction	23
II.2. Classification des jonctions tubulaires	23
II. 2. 1. Jonctions composites	24
II. 2. 2. Jonctions multi-planaires	24
II. 2. 3. Jonctions fondues	25
II. 2. 4. Jonctions raidies ou renforcées (Ring-stiffened Joints).....	25
II. 2. 5. Joints avec recouvrement (Overlapping Joints)	25
II. 2. 6. Jonctions tubulaires simples (Jonctions soudées planaires)	26
II.3. Paramètres géométriques des joints	28
II.4. La soudure dans les jonctions tubulaires	30
II.4.1. Les formes de soudure.....	31
II.4.2. La conception pour les soudures d'angle et les soudures à pénétration partielle	32

II.4.3. Modes généraux de ruine	34
II.6. Conclusion	36
CHAPITRE III: Le comportement mécanique des jonctions tubulaires soudées	38
III.1. Introduction	38
III.2. Les contraintes dans les jonctions tubulaires	39
III.2.1. La contrainte nominale	41
III.2.2. La contrainte géométrique	42
III.2.3. La Contrainte locale (contrainte d'entaille).....	42
III.3. L'approche des contraintes aux points chauds HSS (Hot Spot Stress).....	43
III.3.1. Les types de points chauds	44
III.3.2. Détermination des contraintes aux points chauds.....	45
III.3.2.1. La méthode expérimentale basée sur le code IIW	45
III.3.3. Méthode basée sur la distribution des contraintes à travers l'épaisseur à proximité du pied de la soudure	50
III.4. Facteur de concentration de contrainte SCF	52
III.4.1. Superposition des contraintes dans les joints tubulaires	53
III.4.2. l'influence du filet de la soudure.	54
III.4.3. l'influence des conditions aux limites.....	55
III.5. Conclusion.....	55
CHAPITRE IV : Modélisation numérique des jonctions tubulaires soudées : Résultats et discussions	57
IV. 1. Introduction	57
IV. 2. Logiciels et type d'éléments utilisés	58
IV. 3. Description du modèle FEM	58
IV. 4. Le modèle géométrique.....	59
IV. 4.1. Les caractéristiques mécaniques de la jonction étudiée	59
IV. 4.2. Les paramètres géométriques de la jonction étudiée	59
IV.4. 3. Les paramètres adimensionnels des jonctions étudiées	60

IV. 5. Etude paramétrique de la jonction T par le logiciel COMSOL multi-physique en 2D.....	61
IV. 5. 1. Les conditions aux limites	61
IV. 5. 2. Etude de convergence du maillage	62
IV. 5. 3. Etude de l'influence du modèle de chargement.....	63
IV. 5. 4. Le choix des contraintes à considérer	65
IV. 6. Etude paramétrique par le logiciel ANSYS APDL	66
IV. 6. 1. Maillage de la structure en 2D.....	66
IV. 6. 2. Influence du type des éléments et de leurs tailles	66
IV. 6. 3. Influence des chargements (Conditions aux limites).....	67
IV. 7. Résultats et discussions.....	71
IV. 7. 1. Partie I : Modélisation par COMSOL multi-physique en 2D	71
IV. 7. 2. Partie II : Modélisation par ANSYS APDL	79
IV. 8. Conclusion.....	91
Conclusion générale	93
Références.....	97
Annexe 1: Les groupes d'acier	105
Annexe 2 : l'analyse du soudage.....	107
Annexe 3 : Les jonctions tubulaires	112
Annexe 4 : Les équations paramétriques pour le calcul du SCF dans les jonctions T et Y	115
Annexe 5 : Détermination des contraintes maximales et minimales dans les nœuds	119

INTRODUCTION

GÉNÉRALE

Introduction Générale

Les structures offshore se sont rapidement développées au cours des trois dernières décennies. Cela tient en grande partie à la nécessité d'exploiter les eaux plus profondes en raison de l'épuisement des champs en eaux peu profondes faciles à atteindre, alimentée par la hausse constante des prix du pétrole et, plus récemment, du gaz.

Les structures offshore utilisées pour l'extraction de pétrole et de gaz sont composées de joints tubulaires soudés ensemble formant des cadres spatiaux tridimensionnels connus sous le nom de jacket. Depuis 1947, plus de 1000 structures tubulaires ont été fabriquées pour des travaux offshore, grâce au développement rapide de procédés de soudage et de machines spéciales pour profiler les extrémités des tubes. Typiquement, une jacket peut contenir entre 40 et 80 jonctions. Chaque jonction comprend un long tube traversant ininterrompu appelé membrure ou manchon et plusieurs tubes plus petits appelés entretoises ou traversées, qui se joignent à la membrure [2].

Les assemblages en éléments tubes présentent un bon rapport résistance/poids, une meilleure tenue au flambage et une bonne résistance aux courants et marées.



Figure. 2. Joint tubulaire KT dans une structure enveloppe (jacket) lors de la fabrication

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 (houles, courants, marées, vents) donnent lieu à un grand nombre de cycles de contraintes d'amplitudes variables subis pendant leur durée de vie opérationnelle.

La combinaison de ces cycles de chargement et de zones de fortes concentrations de contraintes conduit inévitablement à un endommagement par fatigue de ces structures.

Afin de s'assurer que la structure est conçue de manière adéquate contre les défaillances dues à la fatigue, il est nécessaire de pouvoir prédire les contraintes autour de

l'intersection soudée où les concentrations de contraintes sont susceptibles de provoquer l'amorçage et le développement des fissures.

La méthode de contrainte de point chaud est l'une des méthodes les plus appliquées pour la conception en fatigue des plateformes jacket offshore, cette méthode est basée sur la multiplication de la contrainte nominale par un facteur de concentration de contrainte approprié (SCF).

En conséquence, de nombreux efforts de recherche ont été dirigés vers la détermination du facteur de concentration de contraintes (SCF) pour les joints tubulaires, les résultats obtenus sont souvent exprimés en tant que fonctions paramétriques de la géométrie des joints pour différents modes de chargement.

Les joints tubulaires sont conventionnellement conçus en utilisant l'approche contrainte-durée de vie limitée (S-N). Les courbes SN, établies expérimentalement à partir d'essais de fatigue à grande échelle sur des joints tubulaires, ont été utilisées avec des équations paramétriques de contraintes pour s'assurer que les joints tubulaires satisfont aux exigences de fatigue.

Toutefois, on s'est de plus en plus rendu compte qu'il était nécessaire d'effectuer des calculs de durée de vie restante sur les joints fissurés. Ces calculs sont basés sur les techniques de mécanique de la rupture [3]. A cet effet, non seulement l'information sur la valeur maximale absolue de la contrainte à l'intersection (le SCF "hot-spot") est nécessaire, mais aussi la distribution du SCF autour de l'intersection ainsi que la variation de contrainte à travers l'épaisseur doit être disponible.

Notre travail est consacré à la détermination de la distribution des contraintes au voisinage des lignes d'intersection des éléments tubulaires et la localisation des zones de forte concentration de contraintes.

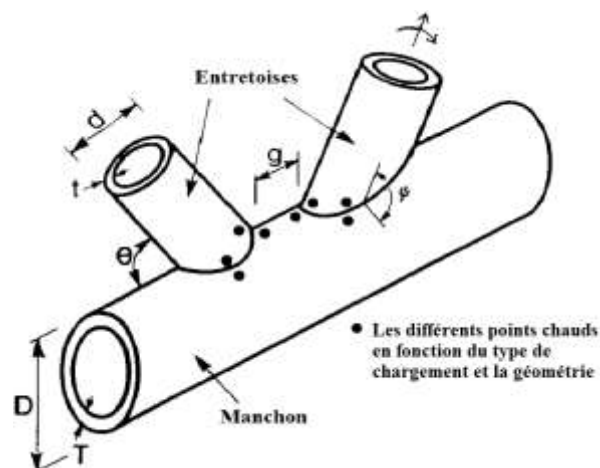


Figure. 3. Présentation d'une jonction tubulaire K avec les points chauds [2]

Pour ce faire, une modélisation numérique du comportement mécanique des jonctions soudées des plateformes offshore a été considérée.

Puisque 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...etc. Les chargements appliqués sur ces jonctions pour la simulation numérique sont des chargements simples (flexion dans le plan, flexion hors plan et traction), mais également des chargements composés d'une traction combinée avec une flexion déviée obtenue en faisant tourner le centre de l'entretoise de l'élément tubulaire autour d'un cercle, destinés à mieux reproduire les sollicitations rencontrées en service.

Ce travail s'articule autour de quatre chapitres:

- ❖ **Le premier chapitre:** Présente une étude bibliographique générale sur les structures tubulaires des plateformes offshore. Dans un premier temps, nous avons effectué une présentation générale des plateformes offshore. Puis un état de l'art sur les différentes recherches réalisées sur les jonctions tubulaires durant ces dernières années.
- ❖ **Le deuxième chapitre :** Introduit les structures tubulaires des plateformes offshore, il présente leur classification et leurs chargements ainsi que les technologies de soudage adoptées.
- ❖ **Le troisième chapitre :** Aborde le comportement mécanique des jonctions tubulaires et le phénomène de concentration de contrainte mettant en évidence l'importance d'obtenir des valeurs précises et fiables des contraintes maximales dans les joints tubulaires. On présente aussi dans ce chapitre les différentes méthodes utilisées pour la détermination des HSS.
- ❖ **Le quatrième chapitre :** Regroupe la modélisation des jonctions tubulaires soumises à un chargement statique ainsi que les différents résultats obtenus. On commence par la présentation de la structure tubulaire étudié ses différents paramètres, caractéristiques mécaniques, géométriques et les conditions aux limites. Puis on étudie l'influence de plusieurs paramètres sur les concentrations de contraintes tel que : les types de chargement, les paramètres géométriques adimensionnels et le type de maillage. Une comparaison a également été faite entre un modèle 2D et un modèle 3D.
- ❖ Enfin, la conclusion générale regroupe les principaux résultats obtenus et les perspectives à venir.

CHAPITRE. I:

ETAT DE L'ART

CHAPITRE. I: Etat de l'art

I.1. Introduction

L'une des plus grandes découvertes du 20e siècle a été le pétrole et ses applications qui sont si nombreuses, qu'il ne peut être séparé de l'humanité. L'exploration pétrolière a commencé dès 1900 et elle était initialement concentrée sur les terres [4].

Alors que le besoin de pétrole augmente à un rythme explosif, le besoin de nouvelles découvertes étaient éminents. Au milieu du 20e siècle, la découverte de pétrole a commencé près du rivage dans une gamme moyenne de profondeur d'eau.

Les besoins en personnel de structure offshore qualifié augmentent rapidement à mesure que l'industrie pétrolière se dirige vers des eaux plus profondes à la recherche d'approvisionnements supplémentaires en pétrole et en gaz, de nouvelles technologies émergentes à un rythme rapide pour le développement de nouveaux concepts pour les plateformes offshore.

La construction offshore est l'installation de structures dans un environnement marin, généralement pour la production et le transport d'électricité, de pétrole, de gaz et d'autres ressources.

Dans ce chapitre, nous avons présenté une revue bibliographique générale sur les plateformes offshore, leurs descriptions, et leurs classifications.

I.2. Structure des plateformes offshore

Le terme « offshore » signifie en anglais « au large des côtes ». Une exploitation d'hydrocarbure, pétrole et/ou gaz, est donc dite « offshore » lorsqu'elle se trouve en pleine mer. Elle est opérée à partir de plateformes, fixes ou flottantes ancrées au fond de la mer. Elles sont conçues pour être installées en haute mer, dans les lacs et les golfes, à plusieurs kilomètres des côtes. Ces structures sont principalement constituées d'acier de différentes qualités allant de l'acier doux à l'acier à haute résistance.

Les structures offshore doivent fonctionner en toute sécurité pendant leur durée de vie prévue (25 ans ou plus) dans des environnements marins très agressifs [5-6].

Parmi les considérations de conception importantes figurent les charges de pointes créées par les vents et les vagues de tempête, les charges de fatigue générées par les vagues ainsi que le mouvement de la plateforme pendant sa durée de vie [6].

I.2.1. Différents types des structures offshore

On distingue deux catégories principales de structures offshore selon la profondeur de la mer:

- Les structures offshore fixes,
- Les structures offshore flottantes (mobiles).

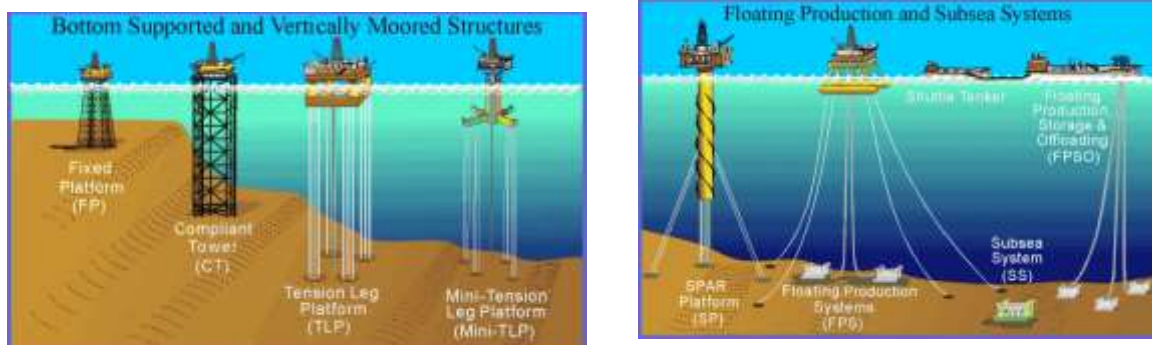


Figure. I. 1. Les différents types de structure offshore selon la profondeur de la mer [7]

I. 2.1.1. Les plateformes fixes

Les plateformes fixes constituent le pilier de la production offshore (6000 plateformes). La plupart des plateformes fixes sont utilisées en mer peu profonde (<300 m). Ces plateformes s'appuient sur le fond et peuvent donc être reliées de façon rigide aux têtes de puits et aux pipelines (figure. I. 2)[8].

La figure. I. 3 représente un exemple de configuration d'un modèle de plateforme



Figure. I. 2. Plate-forme jacket - Secteur sud de la mer du Nord [9]



Figure. I. 3. Exemple de configuration d'un modèle de plateforme [10]

Les différents types de plateformes fixes sont :

- ✓ **Jacket** : Structure en acier ou treillis composés d'assemblages tubulaires soudés fixés au sol par des piles en acier. La plus grande partie, soit environ 2000, a été construite dans les années 70.
- ✓ **Gravitary platform** : Tour en béton dont la stabilité est due uniquement à son propre poids sur le fond océanique et sur laquelle s'érigent les superstructures.
- ✓ **Compliant Tower (CT)**: Structure souple constituée d'un pont flottant ancré au plancher océanique au moyen de longs tuyaux tendus en permanence (jambes flexibles). Elle est généralement utilisée dans des profondeurs d'eau de 600 m [6].
- ✓ **Jack-up rig** : Plateformes autoélévatrices composées d'une coque et des jambes, elle est conçue pour les exploitations en eaux peu profondes. La structure peut être déplacée mais aussi élevée ou abaissée. Ainsi ces plateformes peuvent se déployer en de multiples endroits tout en ayant un appui sur le sol [11].

I.2.1.2. Les plateformes mobiles et unités flottantes

Les plateformes flottantes sont essentiellement utilisées pour l'exploitation de champs pétroliers dans les grands fonds (supérieurs à 300 mètres). Lorsque la plateforme est flottante, les installations de tête de puits lui sont reliées par des conduites flexibles.

Les différents types de plateformes flottantes sont:

- ✓ **TLP (Tension Leg Platforms)**: Plateformes possédant un excès de flottabilité et maintenues en place par des câbles tendus les reliant au fond. [6-12].
- ✓ **SPAR**: plateformes plus classiques qui n'intègrent que la production et qui sont reliées à des pipelines pour l'exportation du gaz et/ou du pétrole produit. Les SPAR reposent sur un énorme flotteur cylindrique [11] ;
- ✓ **Les plateformes semi-submersibles (SSR)** : Plateformes ballastées par remplissage d'eau lorsqu'elles se trouvent en position, puis ancrées. Cela les rend moins vulnérables à la houle.
- ✓ **FPSO (Floating Production Storage and Offloading)** : Sont actuellement la solution qui se développe le plus. Il s'agit d'une unité flottante de production (souvent un tanker modifié), de stockage et de déchargement (très utile pour les exploitations en eaux profondes). Ces unités sont économiquement très intéressantes car, elles ne nécessitent pas d'être reliées à des pipelines, et une fois le gisement est à sec, elles peuvent être redéployées ailleurs [13].

I.2.2. Intérêt économique

La production pétrolière offshore mondiale (y compris le condensat et les liquides de gaz d'hydrocarbures) a atteint son niveau le plus élevé depuis 2010 et a représenté près de

30% de la production totale de pétrole en 2014 et en 2015. Une contribution majeure aux hydrocarbures mondiaux extracôtiers (figure I.4) [14].

Une part importante de la production offshore mondiale est concentrée dans quelques pays. En 2015, cinq pays ont fourni 43% de la production totale de pétrole offshore: l'Arabie saoudite, le Brésil, le Mexique, la Norvège et les États-Unis (figure. I .4) [14]. Ces chiffres indiquent clairement le défi pour le concepteur offshore: une contribution croissante est nécessaire de l'exploitation offshore, une activité très capitalistique.

La figure. I .4 montre la répartition de la production mondiale du pétrole brut entre 2005 et 2015.

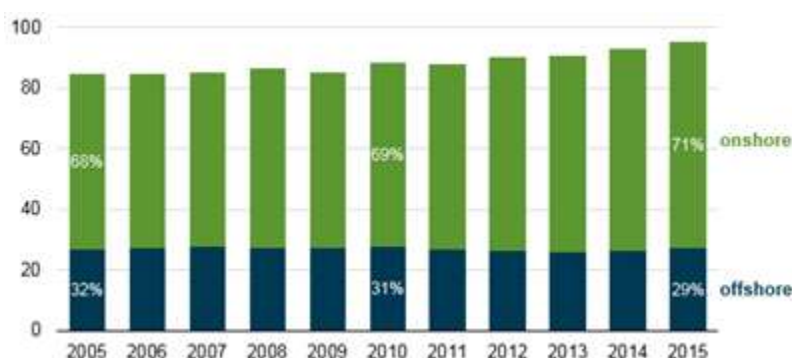


Figure. I. 4. La répartition de la production du pétrole brut, 2005-2015

I.2.3. Les différentes exigences d'une plateforme offshore

La conception, la modélisation et l'analyse des structures des plateformes offshore constituent aujourd'hui un investissement majeur pour la production offshore de gaz et de pétrole. Grâce à des outils avancés d'analyse par éléments finis, on peut concevoir et analyser des systèmes de structure offshore complexes en toute confiance afin d'assurer la conformité avec les codes de conception du secteur. Cet environnement intégré de modélisation, analyse et simulation de structures nous permet de concevoir des structures offshore en tenant compte des conditions d'exploitation locales comme les charges de houle, de courants, éoliens ou sismiques [15].

I.2.3.1. Considérations de sécurité

La sécurité des vies et des biens dépend de la capacité de la structure à supporter les charges pour lesquelles elle a été conçue et à survivre aux conditions environnementales qui peuvent survenir.

Au-delà de ce concept global, les bonnes pratiques dictent l'utilisation de certains ajouts structurels, équipements et procédures d'exploitation sur une plateforme afin de minimiser les

blesures du personnel, les risques d'incendie, d'explosion et les chargements accidentels (par exemple, collision avec des navires, chute objets). Les réglementations gouvernementales applicables doivent être respectées [15].

I.2.3.2. Autorités de certification/classification

Traditionnellement, l'autorité de certification/classification (CA) agissait en tant qu'organisme indépendant entre le concepteur, le constructeur, l'exploitant et la compagnie d'assurance [16]. Les CA incluent des sociétés telles que:

- Bureau américain des transports maritimes (ABS),
- Bureau Veritas (BV),
- Det Norske Veritas (DNV),
- Registre de la navigation de Lloyds (LR),
- Classe NK (NK).

Les règles publiées par les autorités de certification insistent sur les objectifs de la sécurité et par conséquent sur les facteurs de sécurité et les niveaux de défaillance, ainsi que sur les spécifications générales de la conception. Par conséquent, tous les ingénieurs concepteurs doivent avoir accès aux règles pertinentes de l'AC pour s'assurer que les exigences de certification sont satisfaites [16].

I.2.3.3. Codes et normes

Les codes et les normes fournissent les détails sur la manière dont les structures doivent être conçues, construites et exploitées. La différence entre un code et une norme réside dans le fait qu'un code doit être suivi de manière plus rigoureuse, alors qu'une norme recommande des pratiques à suivre [16].

Voici des exemples de ces codes et normes pour la conception des structures marines en acier:

- ANSI/AWS D.1.1, Structural Welding Code,
- API RP2A (Working Stress Design or Load Resistance Factored Design, Recommended Practice for Planning, Designing, and Constructing Fixed Offshore Platforms),
- Eurocode 3 (NS-ENV 1993 1-1 Eurocode 3),
- ISO Codes for Design of Offshore Structures,
- NORSOK Standard N-004, Design of Steel Structures,
- NS3472,
- BS5750.

I.2.3.4. Environnement et construction

L'environnement ainsi que les aspects financiers exigent qu'un degré élevé de préfabrication soit effectué à terre. Il est nécessaire de limiter le travail offshore au minimum.

Le coût de l'équipement de construction nécessaire pour manipuler les charges, et le coût de la logistique sont également d'une magnitude plus élevée en mer. Une des stratégies de construction consiste à construire entièrement l'installation offshore à terre et à remorquer l'installation sur le site flottant par sa propre flottabilité [4].

D'autres facteurs clés de la construction offshore sont la fenêtre météo qui définit les périodes de temps relativement léger pendant lesquelles une construction continue ou d'autres activités offshore peuvent avoir lieu. La sécurité est un autre paramètre clé de la construction.

L'analyse globale des plateformes commence par définir les propriétés géométriques et matérielles des éléments de structure, les propriétés de la fondation et les charges fonctionnelles, environnementales et accidentelles [11].

I.2.3.5. Les types de charges

La conception robuste des structures offshore dépend de la spécification précise de la charge appliquée et de la résistance des matériaux de construction utilisés. La plupart des charges qui affectent latéralement la plateforme, comme le vent et les vagues sont variables, de sorte que l'emplacement de la plateforme détermine les données météo-océaniques (figure I.5).

Les charges exercées sur les structures offshore sont des charges gravitaires et des charges environnementales, ces derniers jouent un rôle majeur dans la conception des structures offshore [15]. Les charges gravitaires augmentent du fait du poids mort de la structure et des installations, qu'elles soient permanentes ou temporaires; par contre les charges sismiques augmentent à partir des charges de gravité et sont de type dérivé.

Avant de commencer la conception d'une structure, il est important de prévoir avec précision les charges environnementales. Ces forces varient sensiblement avec le temps et il est généralement difficile de les prévoir [17].

Diverses charges environnementales agissant sur la plateforme offshore sont répertoriées ci-dessous :

1. Charges par gravité [4-15] :

- Charges mortes structurelles
- Charges mortes d'installation
- Charges de fluide
- Charges dynamiques

- Charges de forage
2. Charges environnementales:
- Charges dues au vent
 - Charges de vague
 - Charges de courant
 - Charges de flottabilité
 - Charges de glace
 - Charges de boue
3. charges sismiques

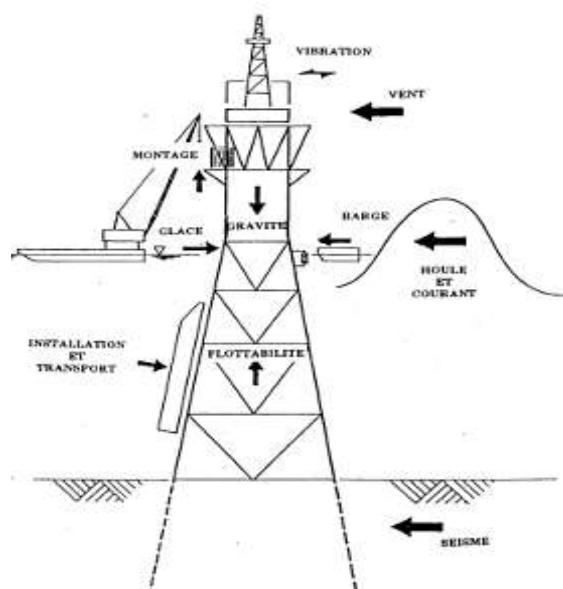


Figure. I. 5. Les différentes charges sur une plateforme offshore [18]

I.2.4. Les matériaux utilisés pour les structures offshore

Les matériaux utilisés pour fabriquer les structures offshore comprennent les aciers au manganèse de faible à moyen teneur en carbone, les aciers faiblement alliés à haute résistance, les aciers inoxydables standard et super austénitiques, les aciers inoxydables duplex et super duplex ainsi que les alliages à base de nickel, base de cuivre et titane [5]. Les nuances d'acier au carbone-manganèse utilisées dépendent du type de structure et des conditions de service attendues [2].

Les structures offshore fixes sont classiquement construites en acier de construction avec des limites d'élasticité de l'ordre de 300 à 350 MPa. À mesure que la structure devient plus grande, les aciers à haute résistance des classes YS460-690MPa sont de plus en plus utilisés pour la réduction de poids [13]. En général, la résistance de l'acier est contrôlée par sa microstructure qui varie en fonction de sa composition chimique, de son historique thermique et des processus de déformation subis au cours de son cycle de production [19].

Aujourd'hui, les aciers de faible à moyenne résistance désignés comme Grade A, B, D ou E (Annexe1) sont produits par les voies normalisées ou par le processus de contrôle

thermomécanique (TMCP). Pour les niveaux de résistance supérieurs, il existe des restrictions d'épaisseur de traitement pour les aciers TMCP et la normalisation ne peut pas produire les niveaux de résistance requis dans les épaisseurs de sections nécessaires. La trempe et le revenu sont donc la voie de production standard pour les aciers de construction à très haute résistance [20-21-22].

Le choix correct de la catégorie de matériau, du procédé de soudage et des consommables de soudage devient plus crucial lors de la fabrication et de la maintenance, afin de garantir des structures efficaces, sûres et adaptées aux besoins [16].

En effet l'intégrité d'une structure ne dépend pas uniquement de la résistance de l'acier appliqué, mais également de la résistance de ses joints soudés. Ainsi, la soudabilité de l'acier prend une considération importante. Les aciers à moyenne et à haute teneur en carbone sont plus difficiles à souder par rapport à l'acier à faible teneur en carbone en raison de possibles formations de martensite dans la zone ZAT, ce qui entraîne une réduction de la ténacité.

En ce qui concerne l'aspect de la résilience, les joints soudés récents doivent avoir des caractéristiques de prévention de rupture fragile à de basse températures (-40 °C à -60 °C). Par conséquent, la valeur critique du déplacement d'ouverture du fond de fissure (CTOD) est plus souvent incluse dans les exigences de spécification pour la résilience [13].

La teneur en carbone équivalent des matériaux ferreux est déterminée selon l'équation I.1 [23]

$$C_{eq} = C + \frac{Mn}{6} + \frac{Cr+Mo+V}{5} + \frac{Cu+Ni}{15} \quad \text{I. 1}$$

Où un acier est considéré comme soudable si $C_{eq} \leq 0,41$, pour $C > 0,41$, l'acier est considéré comme ayant une soudabilité limitée.

Les tableaux I. (1 et 2) montrent les types de grandes structures offshore, leurs profondeurs de fonctionnement dans l'eau et les qualités de résistance de l'acier utilisé [13]

Tableau. I. 1. Les grandes structures offshore [13]

Type	Profondeur d'eau de fonctionnement	Nuance d'acier
Jacket	<450m	~YS500
Jack-up rig	30-200m	~YS690
CT	300-700m	~YS460
SSR	300->2000m	~YS690
TLP	300-1500m	~YS460
EPSO	50->2000m	~YS460
Spar	300->3000m	~YS460

Tableau. I. 2. Les méthodes d'obtention des aciers

Objectif	Méthode	
	$\leq YS500$	$\geq YS600$
Matrice de trempe	Ajout de Ni	Augmentation de Ni
Raffinement de la microstructure	Ajout de Mo Réduction de O	Réduction de O
Formation de ferrite aciculaire	Ajout de Ti et B	Introduire au site de nucléation (Ti oxyde, etc.)

I.3. Investigations sur les problèmes des jonctions soudées des plateformes offshore : les modélisations numériques des jonctions tubulaires.

Afin de comprendre le comportement mécanique des jonctions tubulaires soudées soumises à des sollicitations extérieures, plusieurs études ont été réalisées, citons :

Lalitesh Kumar et all [24], ayant comme objectif la prédiction du SCF au niveau des jonctions soudées dans la zone qui affecte la résistance à la fatigue, ils ont utilisé la méthode des éléments finis (FEA) pour évaluer la contrainte au point chaud et par la suite le facteur de concentration de contrainte des joints tubulaires en acier T / Y. Ils ont appliqué une charge statique de traction « axiale » en considérant les sections creuses circulaires (CHS). L'étude paramétrique de la variation de SCF en fonction de l'angle d'inclinaison θ et des paramètres géométriques adimensionnels tels que β , τ , γ pour les joints T et Y soumis à un chargement axial a été réalisée. La validation de la technique de modélisation FE a été faite par comparaison avec les différentes équations SCF disponibles dans la littérature.

Sowmiya K.R. et, Dr. Sreevidya Venkataraman [25] ont réalisé par le logiciel ANSYS une étude d'un joint en T qui se compose d'une membrure à section carrée et des éléments de renfort à différentes sections creuses carrées et circulaires. Un modèle d'éléments finis a été développé pour 6 échantillons afin d'étudier l'influence de certaines variables sur la réponse de la jonction telles que la géométrie et le paramètre β (allant de $\beta = 0,60$ à $1,00$). Une charge de compression a été appliquée progressivement sur l'entretoise jusqu'à la rupture, tandis que la membrure a été maintenue déchargée ; les courbes « force-déformation » ont été tracées. Les courbes « force-déplacement » correspondant aux différentes géométries ont été analysées et comparées en se concentrant sur les charges de rupture et la rigidité élastique. En ce qui concerne le type de section, les résultats des tests ont révélé que l'utilisation de la section creuse carrée conduit à une augmentation de la capacité du joint et que la résistance d'un joint avec $\beta = 0,75$ est fortement influencée par le type d'entretoise.

JALAL. S et all [26] ont effectué une étude comparative de la réponse élastique des jonctions percées et non percées de forme DT sous chargement de flexion déviée équilibrée. Cette étude

consiste à comparer l'évolution de la contrainte locale autour du pied de cordon de soudure côté manchon. En combinant tous les cas de charges possibles, une enveloppe de délimitation de la contrainte locale maximale a été déterminée. Pour la simulation ils ont choisi des éléments volumiques de forme parallélépipédique à 8 nœuds (Figure. I. 6).

Ceci a permis de faire apparaître le cordon de soudure qui a été considéré comme un métal d'apport possédant les mêmes caractéristiques que le matériau de base de la fabrication des éprouvettes.

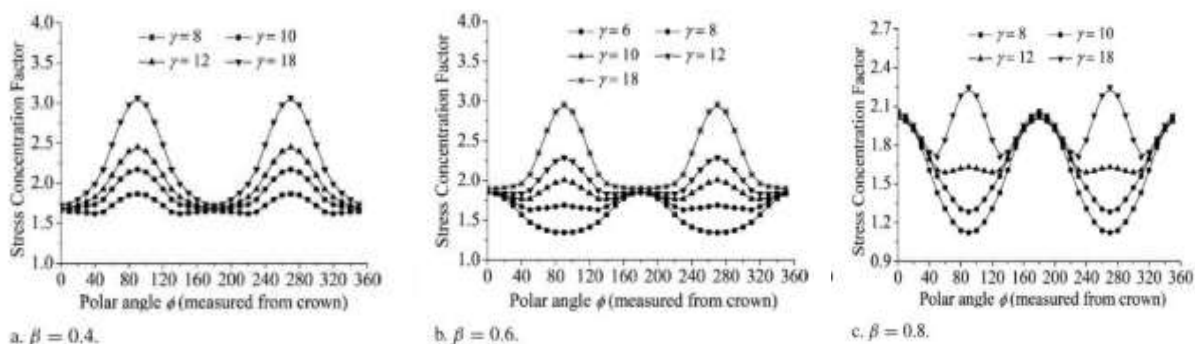


Figure. I. 6. Influence de la minceur γ sur le coefficient de concentration de contrainte pour une jonction de forme T [27]

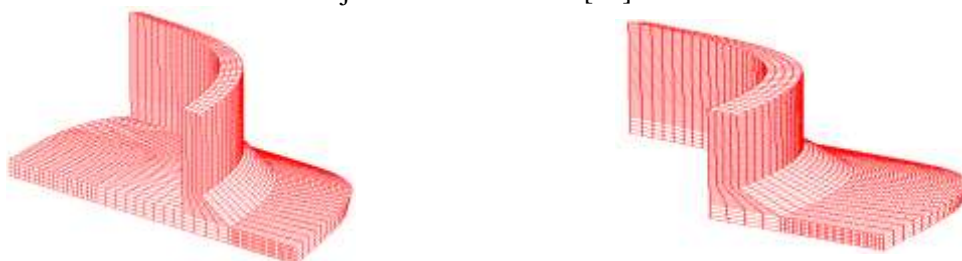


Figure. I. 7. Maillage du voisinage du cordon de soudure des deux formes de jonctions étudiées à gauche : jonction non percée, à droite : jonction percée [26]

JALAL. S et all [28] ont réalisé aussi une étude de comparaison des réponses élastiques plastiques des jonctions tubulaires DT (figure. I.8) et DY (figure. I.9) sous chargement axial non équilibré.

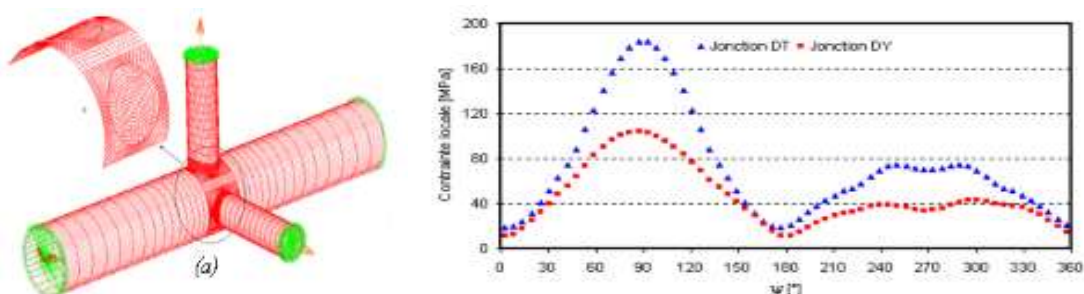


Figure. I. 8. Contraintes géométriques autour du pied de cordon de soudure en fonction de l'angle ϕ dans des jonctions tubulaires DT et DY suite à un effort de traction non équilibré

Pour l'étude élastique, ils ont comparé l'évolution de la contrainte équivalente de Von-Mises le long des pieds de cordon de soudure, coté manchon, suite aux chargements axiaux appliqués aux extrémités des entretoises. Concernant l'étude élasto-plastique, une comparaison des charges limites de ces mêmes jonctions a été réalisée suite à un chargement de traction monotone appliqué à l'extrémité de chaque entretoise.

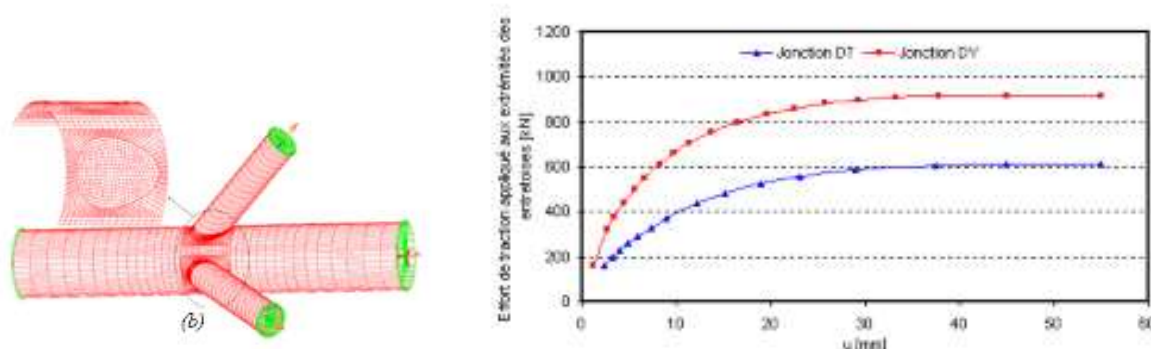


Figure. I. 9. Contraintes géométriques autour du pied de cordon en fonction de l'angle φ dans des jonctions tubulaires DT et DY suite aux chargements axiaux excessifs

K. Satyanarayana et all [29] Une analyse par éléments finis a été réalisée en utilisant le logiciel ANSYS pour étudier la résistance statique d'un joint tubulaire offshore en T de forme CHS sur CHS. Pour cela le joint en T a été soumis à plusieurs cas de chargements: une traction, une compression, une flexion dans le plan et une flexion hors plan.

Dans cette étude on a évalué les déplacements, les contraintes à partir de FEM. Les résultats obtenus par la modélisation, ont été validés par des résultats expérimentaux avec des erreurs acceptables entre 4,104% à 7,14%, sachant que la limite d'erreur pour l'expérimentation est de 10%. De plus, une comparaison avec les formules paramétriques de conception des joints tubulaires existantes a été effectuée et validée, qui fait preuve de conservation.

S.T. Lie, C.K. Lee [30] choisissent un maillage, des éléments hexaèdres solides 3D pour modéliser les éléments du tube loin des fissures, et les éléments prismatiques pour modéliser la zone de transition entre la région de fissure et la zone lointaine. Les éléments de pointe de fissure, les éléments tétraédriques sont utilisés pour la connexion entre les éléments QPCT et d'autres types d'éléments entourant le front de fissure. En dehors de cela, des éléments hexaédriques ont été utilisés pour relier les éléments de prisme avec les éléments tétraédriques autour de la courbe de fissure.

Karamanos [31] a choisi 12 paires de valeurs de paramètre β et φ ; pour chaque paire, il a supposé 12 paires de valeurs pour γ et τ . Les valeurs choisies pour chaque paramètre sont bien

réparties dans la plage valide de ces paramètres. Par exemple, la plage valide pour γ est $12 \leq \gamma \leq 30$ et les valeurs sélectionnées pour ce paramètre sont 12, 18, 24 et 30. Dans un autre exemple, la plage valide pour τ est $0.25 \leq \tau \leq 1.0$ et les valeurs sélectionnées sont 0.25, 0.5 et 1. Ces valeurs sont combinées pour générer diverses liaisons pour l'étude (Tableau IV. 3).

Tableau. I. 3. Plages de paramètres appliqués par le chercheur

Référence	α limitation		β limitation		γ limitation		τ limitation		θ limitation	
	min	max	min	max	min	max	min	max	min	max
Beale, Toprac	7.7	15.4	0.17	1	12.3	31.5	0.4	1	-	-
Kuang et al	7	40	0.3	0.8	8.3	33.3	0.2	0.8	30	90
Gibtein	7	16	0.3	0.9	10	30	0.47	1	-	-
Wordsworth, Smedley	8	40	0.13	1	12	32	0.25	1	30	90
Helier ett al	0.21	13.1	0.2	0.8	7.6	32	0.2	1	35	90
Chang, Dover	6	40	0.2	0.8	7.6	32	0.2	1	35	90
Morgan, Lee	12	12	0.3	0.8	10	40	0.4	1	45	45
Karamanos et al	-	-	0.3	0.6	8	32	0.25	1	-	-
Chiew et al	-	-	0.3	0.6	15	30	0.4	1	-	-

Lie S.T. et al [32] ont proposé une nouvelle méthode pour modéliser les jonctions tubulaires planaires de formes T, Y et K, contenant une fissure superficielle située le long du bord de la soudure côté manchon. En premier temps la fissure a été définie dans le plan (2D), puis 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 a été 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 I. 10 et I.11). 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 (SCF) 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 : chargement axial, flexion dans le plan, flexion hors plan et chargement axial combiné avec une flexion dans le plan. Les résultats expérimentaux obtenus sont en bon accord avec ceux issus des simulations numériques.

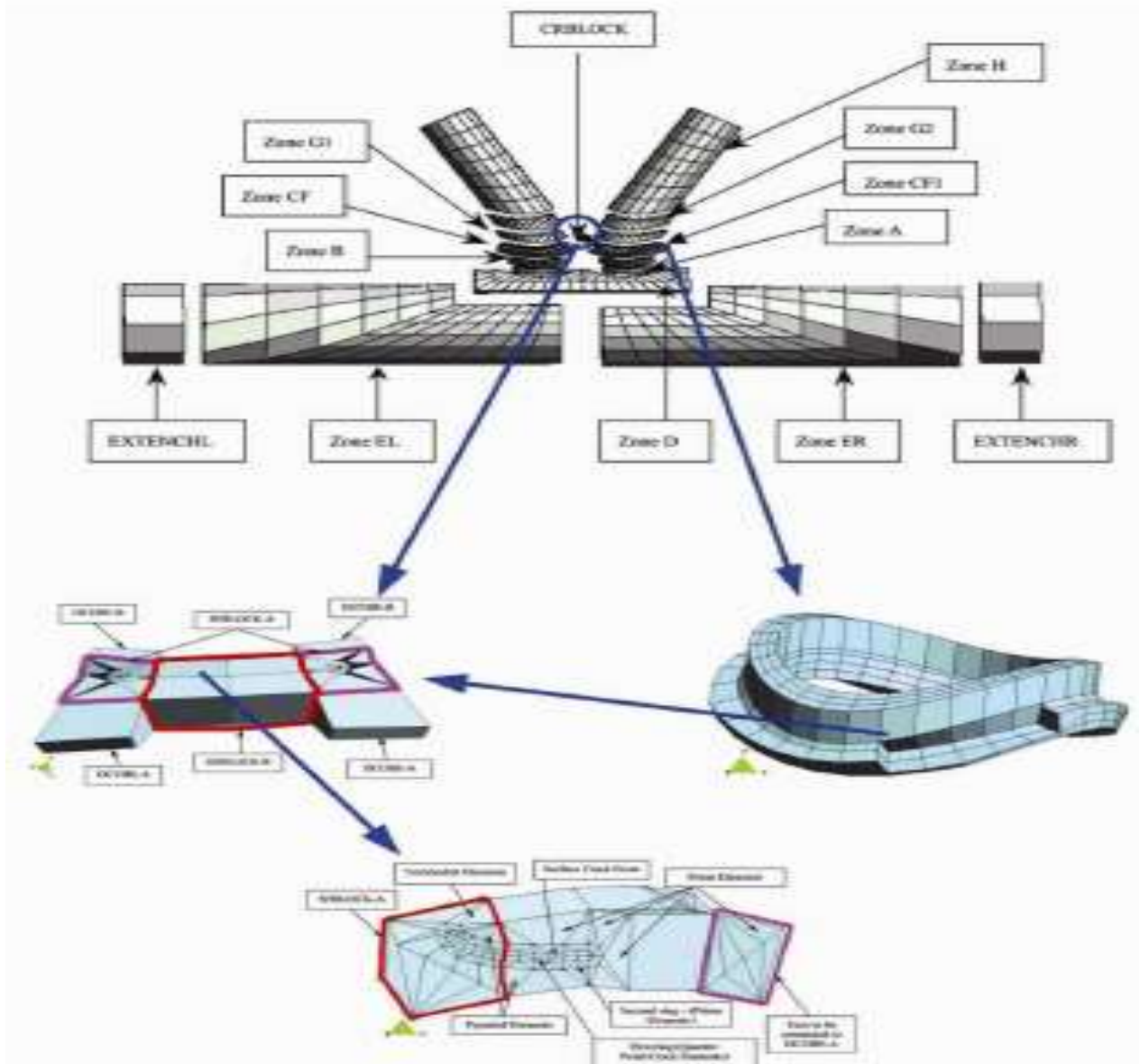


Figure. I. 10. Maillage généré dans une jonction tubulaire K divisée en différentes zones [32]

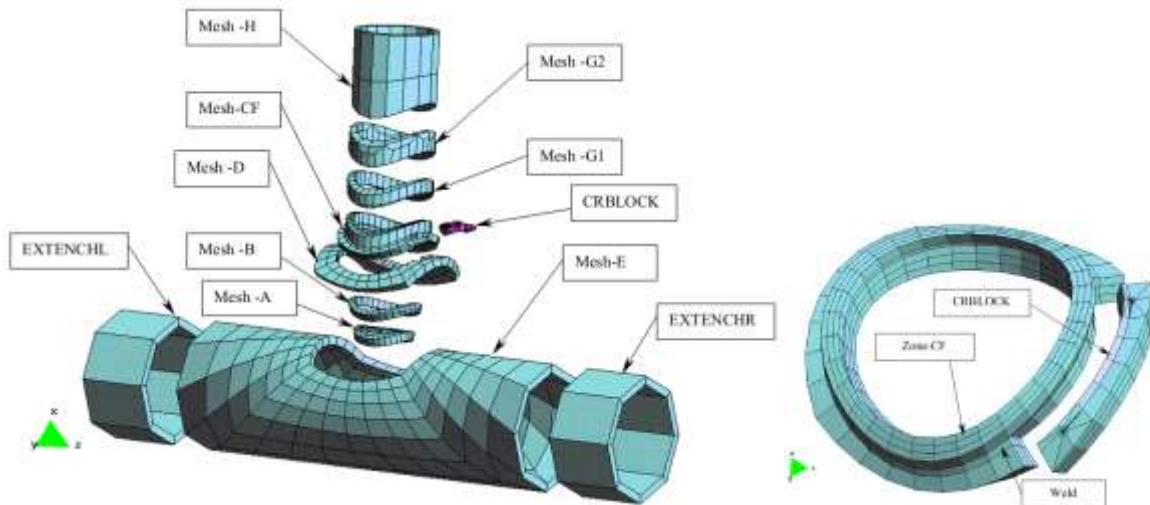


Figure. I. 11. Maillage généré dans une jonction T contenant une fissure superficielle ; (a) différentes zones de la jonction ; (b) zone CF1 et zone CRBLOCK

J. Cao et al [33] et [34] 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 d'une surface circulaire peut être réalisé dans un plan et ce plan est ensuite transformé en une surface cylindrique.

La figure. I. 12 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 I. 12a).
- La deuxième étape est la transformation des cercles en courbes autour de l'intersection entretoise/manchon également (figure I. 12b).
- L'étape suivante est l'enroulement du plan autour du manchon (Figure I. 12c).
- La dernière étape consiste à mailler l'entretoise et relier ce maillage au manchon (Figure I. 12d).

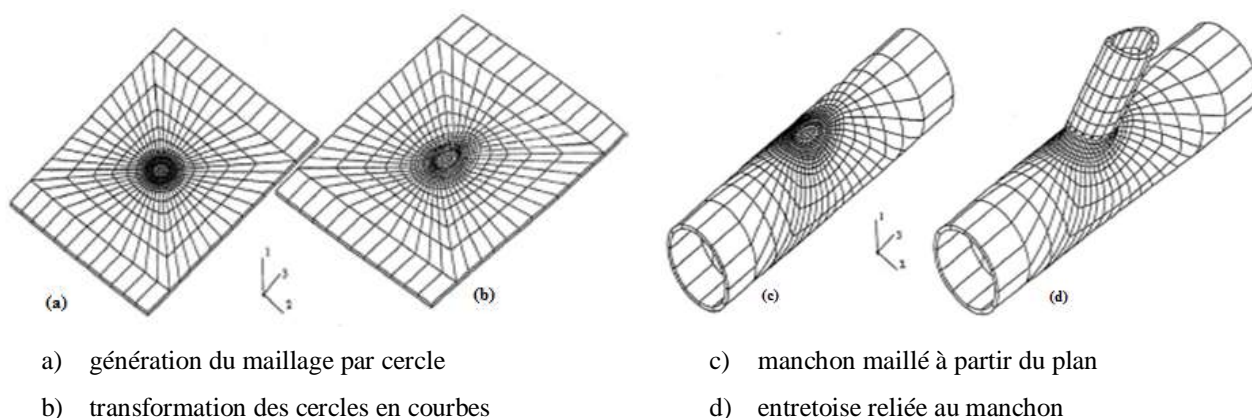


Figure. I. 12. Procédé de génération du maillage pour une jonction Y

Thévenat et al [35] ont réalisé une étude expérimentale pour déterminer le comportement en fatigue d'une jonction tubulaire soudée de forme T suite à un chargement de traction combiné avec une flexion déviée. L'objectif de cette étude est d'abord de valider le modèle EF basé sur des éléments coques minces, localiser les points chauds, puis, déterminer l'intervalle de variation du coefficient de concentration de contraintes autour du pied de cordon de soudure. En plus, **Ghanameh et al** [36] ont évalué la contrainte locale autour du pied de cordon de soudure, suite à un chargement combiné, pour douze formes de jonctions planaires. Pour chaque cas de charge, les auteurs ont déterminé les positions des points chauds et évalué l'amplitude de la contrainte géométrique par une représentation graphique polaire. Cette idée facilite la détection des points chauds autour du cordon de soudure. Mais, nous avons remarqué que pour varier les cas de charge, un déplacement est imposé à l'extrémité libre de

l'entretoise dans tous les sens avec la même valeur. Ce qui ne permet pas une bonne comparaison de la réponse des éprouvettes vu l'absence de l'information sur la force appliquée qui n'est pas, forcément, la même dans toutes les directions.

Lee et al [37] ont analysé l'influence des paramètres géométriques sur le comportement élasto-plastique de deux jonctions tubulaires soudées de forme T, avec et sans raidisseurs. Cette étude est basée sur un maillage volumique validé par l'expérience suite à un chargement de compression. Les auteurs ont étudié aussi l'influence des dimensions des raidisseurs sur la réponse élasto-plastique de la jonction. **Shao** a réalisé une étude importante [38].

Les travaux de **Hellier et al** [27] et [39] ont été critiqués. Ces derniers pensaient que la position du point chaud pour une jonction de forme T est indépendante des paramètres adimensionnels, alors que **Shao** [37] a prouvé que lorsque le rapport des diamètres est petit, le point chaud coïncide avec le point de quartier quel que soit la minceur du manchon. Mais, lorsque ce rapport devient supérieur ou égal à 0.4, le point chaud tend vers le point d'Arçon lorsque la minceur augmente. Ceci pour un chargement axial.

F. Gao [40] a étudié expérimentalement et numériquement les concentrations de contrainte et les déformations d'un joint tubulaire complètement superposé sous un chargement de flexion hors plan (OPB). Les résultats expérimentaux ont montré que la distribution des déformations près du pied de soudure est assez linéaire et que le facteur de concentration de déformation maximale de la jonction se produit au niveau du point de quartier de l'entretoise. Pour l'analyse des éléments finis (FE), il a effectué 5184 FE modèles en utilisant les éléments Shell épaisse à 8 nœuds et les éléments solides à 20 nœuds. Sur la base de ces résultats, il a proposé un ensemble d'équations paramétriques pour prédire le SCF des joints tubulaires complètement superposés. Ces équations paramétriques ont été vérifiées par rapport aux critères d'acceptation du Fatigue Guidance Review Panel.

H. Ahmadi [41] dans ce travail, les résultats de 432 analyses de contraintes par éléments finis validés à l'aide des données expérimentales, ont été utilisés pour développer un modèle de distribution de probabilité pour les SCF dans les joints tubulaires KT renforcés avec des raidisseurs annulaires internes soumis à quatre types de charges OPB. Sur la base d'une enquête paramétrique FE, une base de données échantillons a été préparée pour les SCF maximum à l'entretoise centrale et externe; et des histogrammes de densité ont été générés pour ces échantillons.

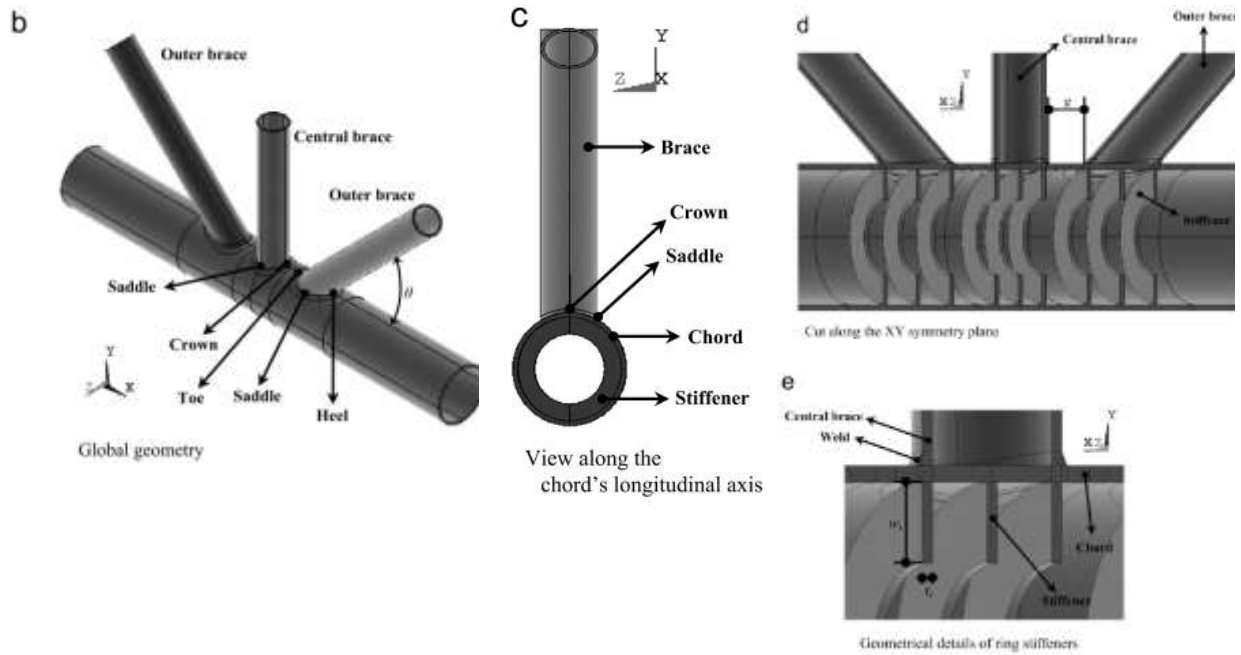


Figure I. 13. Caractéristiques géométriques de la jonction tubulaire à renforcement annulaire interne.

R. Walujo et Al [42]. Dans cet article, un joint tubulaire double KT (DKT) d'une plateforme jacket à deux plans, a été modélisé par la méthode des éléments finis. On a étudié l'effet des paramètres géométriques adimensionnels sur la distribution géométrique des contraintes et sur la distribution de SCF le long du pied de la soudure de l'entretoise inclinée sous chargement axial.

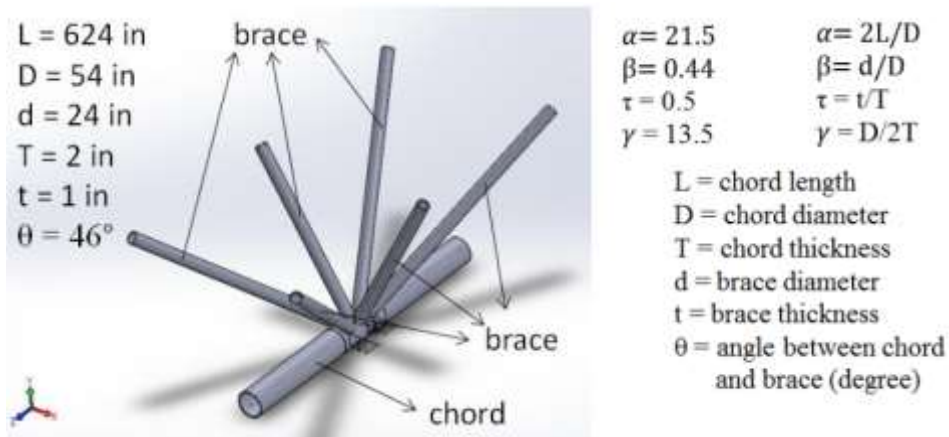


Figure I. 14. Joint tubulaire double KT (DKT) à deux plans.

Marcus M.K. Lee, Arwel Llewelyn-Parry [43]. Dans cette étude, des analyses par éléments finis de joints DT chargés axialement avec des raidisseurs à anneaux lisses (voir Fig. 1) ont été effectuées pour fournir une indication des emplacements probables de charnières en plastique dans un modèle annulaire.

Des raidisseurs annulaires de différentes dimensions ont été insérés dans l'étude paramétrique de l'articulation DT non raidie. Les gammes des dimensions utilisées pour les raidisseurs ont été déterminées par comparaison avec les dimensions du joint (non renforcé): $(0.1 \leq dw / D \leq 0.2)$; $(0.4 \leq tw / T \leq 0.8)$, où tw et dw sont respectivement l'épaisseur et la profondeur du raidisseur. Ces plages ont été choisies car elles sont courantes dans les articulations qui se produisent dans la pratique.

La théorie de plasticité simple a été utilisée pour identifier la résistance au moment réduite de l'anneau sous diverses combinaisons de chargement de flexion et de force axiale. Cela a abouti à une formule qui prédit la résistance ultime d'un anneau, cette dernière est intégrée dans les formules de joint non raidis existantes produisant une nouvelle méthode de conception pour calculer la résistance du joint rigidifié.

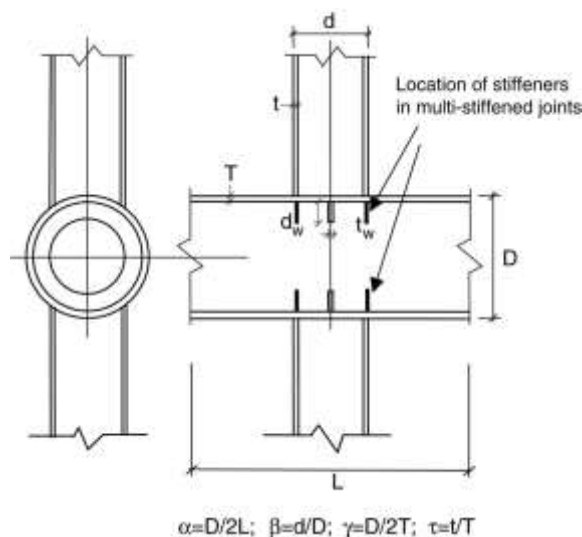


Figure I. 15. Joint DT avec des raidisseurs à anneaux lisses

I.4. Conclusion

Les besoins croissants en matière de développement des ressources offshore ont créé un défi pour les chercheurs à établir des spécifications de conception suffisamment détaillées pour énoncer les caractéristiques structurales, de sélectionner des matériaux ayant les caractéristiques de résistance dynamique et statique appropriées et de définir les mesures de contrôle de qualité nécessaires. L'efficacité de ces études permet de concevoir et de fabriquer des équipements qui fonctionneront de manière efficace, fiable et économique dans les larges des océans et des mers sous des conditions environnementales potentielles inhabituellement défavorables qui doivent être ajoutées aux charges opérationnelles attendues.

CHAPITRE. II:

LES JONCTIONS TUBULAIRES DES PLATEFORMES OFFSHORE

CHAPITRE II: Les jonctions tubulaires des plateformes offshore

II.1. Introduction

Les jonctions tubulaires soudées trouvent leurs applications dans plusieurs domaines de construction métallique y compris certaines constructions en Mer. Les jonctions tubulaires soudées, utilisées dans l'industrie offshore, sont soumises en service à des contraintes résultantes de chargements axiaux, de flexion dans le plan et de flexion hors plan. La répétition de ces chargements et leur combinaison va alors conduire à un endommagement par fatigue de ces structures d'où la nécessité de localiser les points chauds.

Dans cette partie nous avons abordé deux points: la classification des jonctions tubulaires, leurs types et leurs formes ainsi que la technologie du soudage adopté pour ce type de joint.

II.2. Classification des jonctions tubulaires

Une jonction ou connexion doit être considérée comme comprenant un certain nombre d'intersections « entretoise/membrure » indépendantes. Les jonctions tubulaires sont de différents types :

1. Jonctions composites,
2. Jonctions multi-plans,
3. Jonctions fondues,
4. Jonctions renforcées,
5. Jonctions avec recouvrement (Overlapping Joints),
6. Jonctions tubulaires simples.

La figure. II.1 montre la géométrie d'une jonction tubulaire simple avec les positions des points chauds.

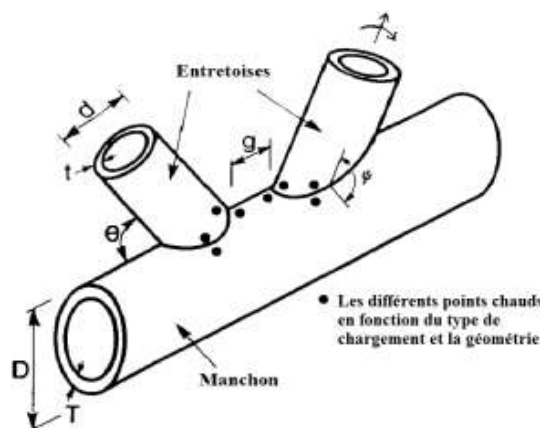


Figure. II. 1. La géométrie d'une jonction tubulaire soudée simple [2]

II. 2. 1. Jonctions composites

La figure II.2 montre les joints renforcés qui peuvent être classés en deux types [44] :

- Ceux ayant un élément de membrure entièrement injecté,
- Ceux avec un manchon d'acier interne avec du coulis remplissant l'espace annulaire entre les deux éléments tubulaires concentriques. Sous compression axiale, des augmentations significatives de la résistance des joints ont été enregistrées. Sous tension axiale, seule une amélioration modeste de la résistance a été observée, ce qui résulte principalement de la réduction de l'ovalisation de la membrure qui se produit pour l'échantillon injecté.

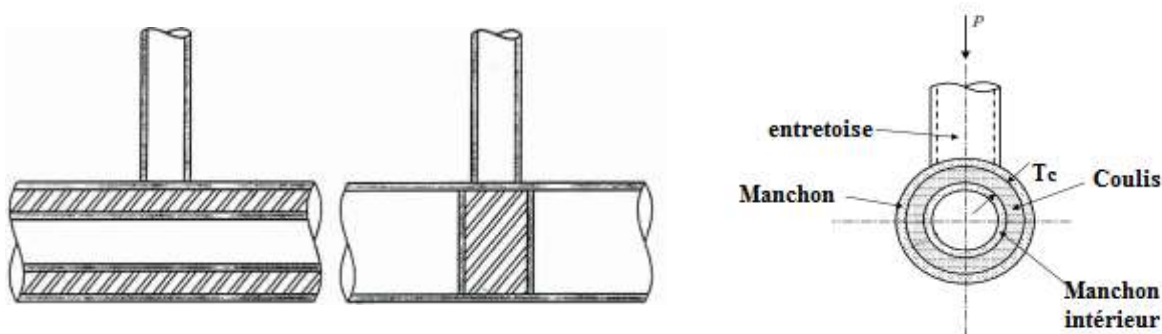


Figure. II. 2. Jonctions composites [44-45]

II. 2. 2. Jonctions multi-planaires

L'interaction entre les entretoises hors plan peut être ignorée, sauf pour les entretoises qui se chevauchent. Il est reconnu que pour certains cas de charge, en particulier lorsque des entretoises situées dans deux plans perpendiculaires sont chargés dans le sens opposé par exemple, tension et compression figure II. 3a, la résistance du joint peut être considérablement réduite. Cette réduction est principalement due à l'ovalisation supplémentaire se produisant dans l'élément de membrure. [44]

La conception doit tenir compte de cet effet et de l'application d'un facteur d'utilisation réduit autorisé, en particulier pour les joints critiques, fortement sollicités et non redondants.

La conception des joints multi-planaires chargés dans des directions opposées doit être basée sur des données expérimentales appropriées ou FEA non linéaires. En effet, FEA non linéaire est particulièrement bien adaptée pour étudier les effets des paramètres individuels tels que le rapport de charge, la séquence de charge et l'interaction des entretoises hors-plan.

La figure. II. 3a. représente les jonctions à multi-plans:

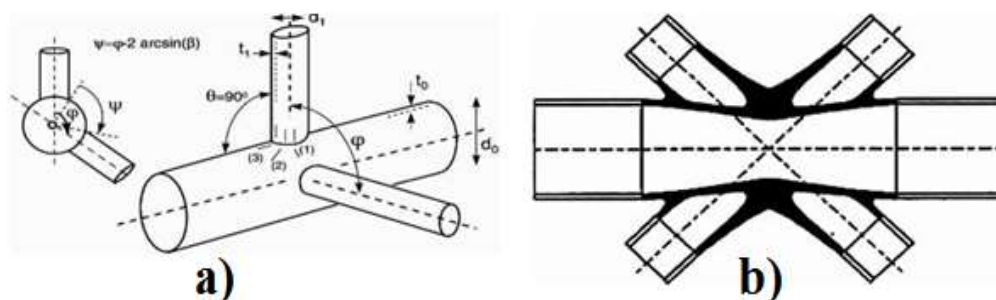


Figure. II. 3. Les jonctions tubulaires : a) Jonction multi-plan et b) Jonction fondue [45]

II. 2. 3. 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. II. 3b [45]

II. 2. 4. Jonctions raidies ou renforcées (Ring-stiffened Joints)

Le manchon d'une jonction tubulaire peut être raidi intérieurement ou extérieurement en utilisant des anneaux, des diaphragmes, des plats ou des goussets (La figure. II.4). Les renforts augmentent la rigidité radiale du manchon. Le choix et la position des renforts sont habituellement déterminés en fonction de la charge prédominante.

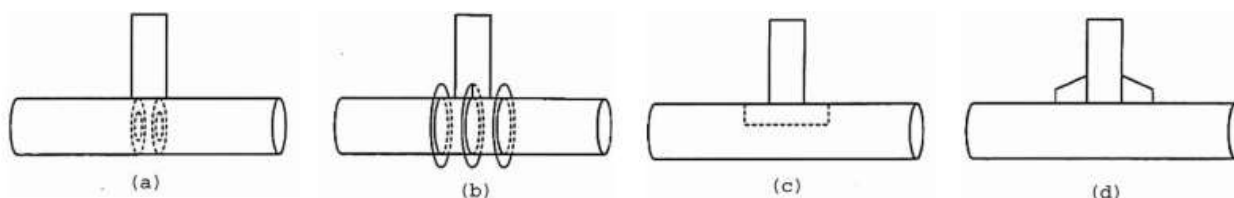


Figure. II. 4. Joints renforcés : (a) par des anneaux intérieurs, (b) par des anneaux extérieurs, (c) par un plat et (d) par des goussets

II. 2. 5. Joints avec recouvrement (Overlapping Joints)

Les joints avec des entretoises qui se chevauchent dans le plan doivent être vérifiés en utilisant la formule pour les entretoises sans recouvrement. Cependant, un contrôle supplémentaire doit être effectué pour la région du recouvrement en considérant l'entretoise traversant comme l'élément de la membrure et l'entretoise qui se chevauche comme l'entretoise [46].

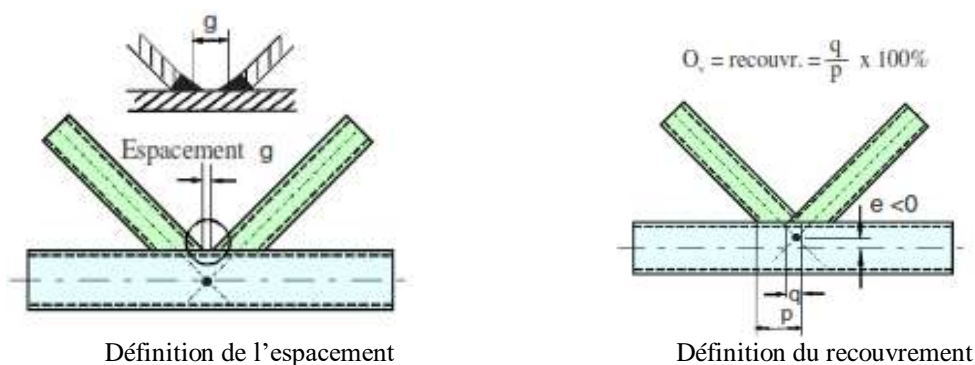


Figure. II. 5. Joint avec recouvrement ou espacement

En général, Les assemblages avec recouvrement (Fig. II.7a) sont préférés à ceux avec recouvrement partiel (Fig. II.7c), car la fabrication en est plus aisée par rapport aux coupes des extrémités, aux raccordements et à la soudure. Cependant, les assemblages avec recouvrement total (Fig. II.7d) développent une meilleure résistance que les assemblages avec espacement pour des dimensions similaires.

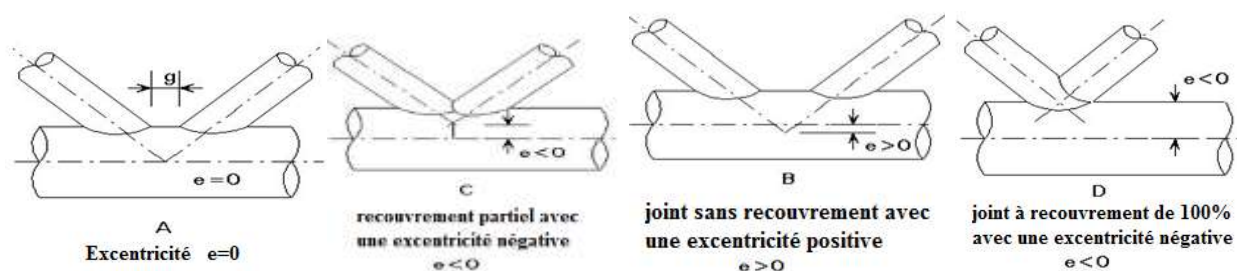


Figure. II. 6. Les espacements dans les joints [46]

II. 2. 6. Jonctions tubulaires simples (Jonctions soudées planaires)

Ce sont des jonctions planaires formées par soudage de l'extrémité contournée d'une ou plusieurs entretoises sur le côté du manchon, les axes de ces entretoises sont tous situés dans un même plan parallèle à la génératrice du manchon. Il n'y a pas de recouvrement des entretoises ni renforcement.

Elles sont les plus abordées dans les travaux de recherche, car elles sont les plus utilisées dans la réalisation des plateformes offshore.

La figure II.8 montre les types de base de configurations de joint, c'est-à-dire les joints en T, X et K ou N. Cependant, la classification des assemblages de type treillis à section creuse en T (qui comprend Y), X ou K (qui comprend N) est basée sur la méthode de transfert de force dans le joint, et non sur l'aspect physique du joint [46].

Selon l'orientation et le nombre des entretoises plusieurs combinaisons peuvent être obtenus: des jonctions de forme DT, DY, DX (ou DK), TY, TK, DTX, DTDY et DTDK (figure II.9).

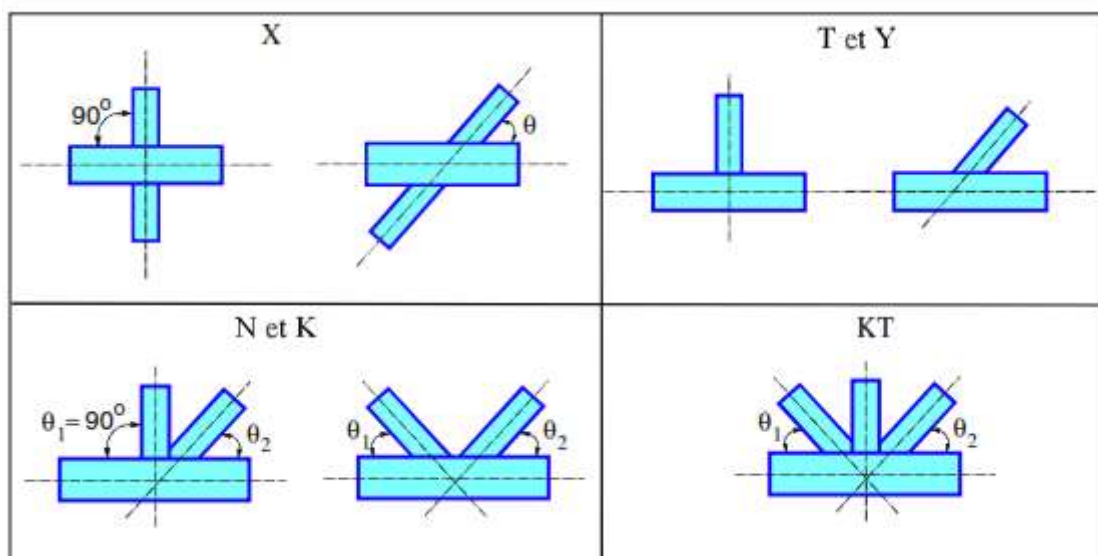


Figure. II. 7. Configurations de base des joints (T, X et K)

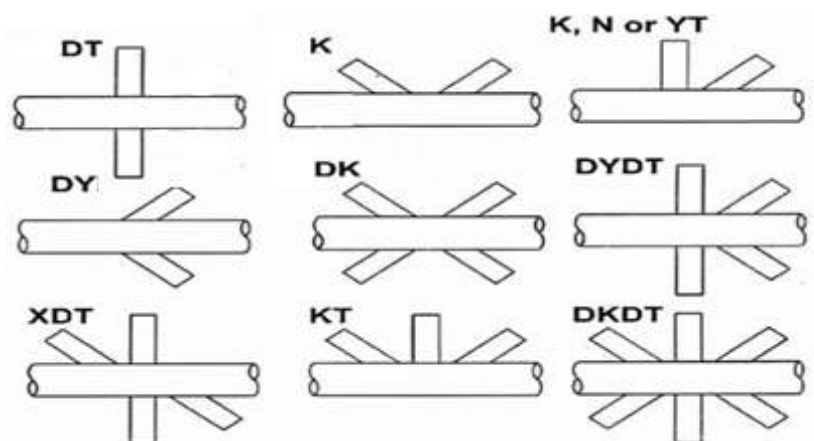


Figure. II. 8. Formes des jonctions soudées simples

Des exemples d'une telle classification sont présentés dans l'annexe 3

❖ Les profils de section des jonctions tubulaires

Enfin, les profils de section des éléments tubulaires (manchons / entretoises) peuvent se présenter suivant des formes variées voir figure. II. 11:

- Circulaire,
- Rectangulaire,
- Elliptique.

Ces formes peuvent être, dans certains types de jonctions, différentes entre les entretoises et le manchon.

La figure. II. 10 illustre quelques exemples de jonctions généralement utilisées dans les plateformes offshore: 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); Enfin, les jonctions à profil elliptique pour l'entretoise et le manchon (jonctions PCE sur PCE). [45]

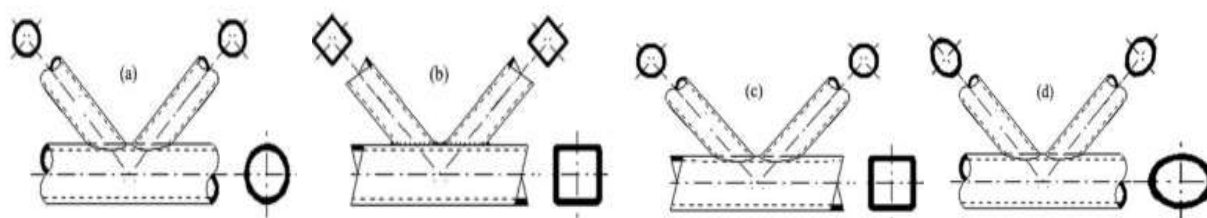


Figure. II. 9. Types de profil creux des jonctions tubulaires: (a) PCC sur PCC, (b) PCR sur PCR, (c) PCC sur PCR et (d) PCE sur PCE

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 profil.

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 l'entretoise doit être usinée pour avoir le profil correspondant à l'intersection entretoise/ manchon. A cause de ces difficultés de fabrication, la réalisation des jonctions PCC sur PCC est plus coûteuse que celle des jonctions PCR sur PCR [45].

II.3. Paramètres géométriques des joints

Les conceptions techniques utilisent souvent les paramètres adimensionnels typiques pour décrire les dimensions des joints, ces paramètres sont: le rapport du diamètre extérieur de l'entretoise sur le diamètre extérieur de la membrure ($\beta=d/D$), le rapport du rayon extérieur de la membrure sur l'épaisseur de la paroi ($\gamma=2D/T$), le rapport de l'épaisseur de la paroi de l'entretoise sur l'épaisseur de la paroi de la membrure ($\tau=t/T$), le rapport de la longueur de la membrure sur le rayon ($\alpha=2L/D$), et le rapport de l'écart physique sur l'épaisseur de la paroi de la membrure ($g'=g/T$) pour l'articulation en K. Le paramètre θ se réfère à l'angle d'intersection entretoise/membrure [47].

Tableau. II. 1 donne les valeurs usuelles des paramètres géométriques pour les ouvrages pétroliers.

Tableau. II. 1. Valeurs usuelles des paramètres géométriques pour les ouvrages pétroliers [48-49]

Paramètre	Valeur type	Valeur min	Valeur max
$\beta = d/D$	0,4 à 0,8	0,2	1,0
$\gamma = D/2T$	12 à 20	8	32
$\tau = t/T$	0,3 à 0,7	0,2	1,0
$\theta = \text{degrés (*)}$	40 à 90	20	90
$\alpha = 2L/D$	12 à 25	4	40
$\zeta = g/D$	Négative à +0,15	$-0.6 \beta / \sin \theta$	1,0

(*) -Pour le cas d'un nœud K, N ou KT, l'inclinaison entre deux membres doit être :

- Supérieure à 15° quand il s'agit de deux entretoises,
- Supérieure à 30° quand il s'agit d'une entretoise et de la membrure.

Les jonctions avec le rapport des diamètres $\beta=1$ requièrent une attention particulière car aucune équation paramétrique ne prend en compte le profil de soudure (annexe 3).

II.3.1. Points remarquables de la jonction tubulaire

Les deux points de quartier et d'arçon sont des points géométriques remarquables, dans les zones de jonction des assemblages tubulaires simples des structures offshore, où les concentrations des contraintes apparaissent sous l'effet de chargements. Les actions cycliques sur les structures tubulaires marines engendrent souvent des fissures de fatigue à ces emplacements (figure II.12).

- le point d'arçon se trouve dans le plan contenant la membrure et l'entretoise.
- le point de quartier se trouve dans le plan perpendiculaire au plan contenant la membrure et l'entretoise

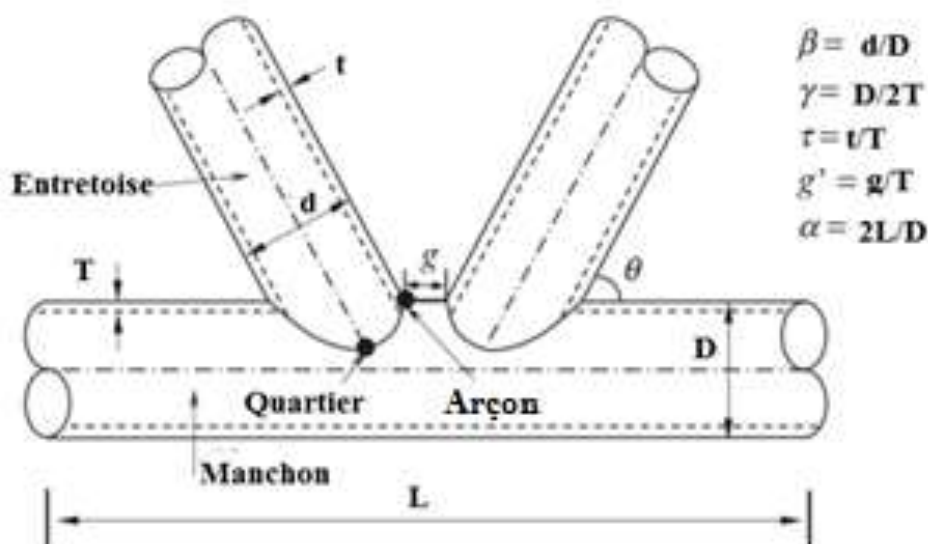


Figure. II. 10. La géométrie des jonctions

II.4. La soudure dans les jonctions tubulaires

Le soudage est une technologie fondamentale dans la fabrication et la réparation de structures dans l'industrie offshore que ce soit à terre ou au-dessus ou au-dessous de la mer. C'est la technologie habilitante sans laquelle l'industrie offshore ne peut pas fonctionner à son niveau actuel de sophistication.

Les technologies de soudage couvrent déjà 140 processus et variantes de processus différents [5]. Bien que les techniques ou les procédés de soudage à l'arc conventionnels sont dominants. Les procédures de soudage utilisées lors de la fabrication et de la réparation des structures en mer doivent tenir compte des facteurs liés aux propriétés de la nuance d'acier utilisée. Cela comprend la résistance, la microstructure, les propriétés d'impact, la dureté de la zone affectée par la chaleur et bien d'autres.

Tout le soudage structurel est normalement effectué conformément aux normes et codes internationaux tels que API RP 2A, "Pratique recommandée pour la planification, la conception et la construction de plateformes offshore fixes", la norme ISO 19902 "Structures offshore en acier " et les normes ANSI / AWS et Codes ASME BPV IX.

Les procédés de soudage typiques utilisés dans l'industrie offshore sont:

1. Soudage à l'arc métallique blindé (SMAW),
2. Soudage à l'arc sous gaz métal (GMAW),
3. Soudage à l'arc au tungstène gazeux (GTAW),
4. Soudage à l'arc submergé (SAW),
5. Soudage à l'arc avec fil fourré (FCAW).

Des recherches sont en cours sur l'utilisation du soudage par friction malaxage, du soudage au laser, dont les principaux objectifs sont d'améliorer l'efficacité et la qualité du soudage pendant la fabrication et la réparation [5].

II.4.1. Les formes de soudure

Bien que diverses formes de soudures structurales soient possibles, une soudure d'angle est normalement préférable à la soudure bout à bout, car elle nécessite seulement une préparation simple des pièces à assembler, équipement relativement simple et ne nécessite pas de compétences particulières. Cependant elle nécessite que le rapport de diamètre entre les sections à raccorder ne dépasse pas 0,33 et l'écart de soudure ne dépasse pas 3mm.

Pour les grands rapports, la soudure peut changer facilement d'une soudure d'angle dans la position arçon à une soudure bout à bout dans la position quartier, ou une soudure bout à bout complète sur tout le périmètre peut être utilisée, figure II. 13. (Annexe2)

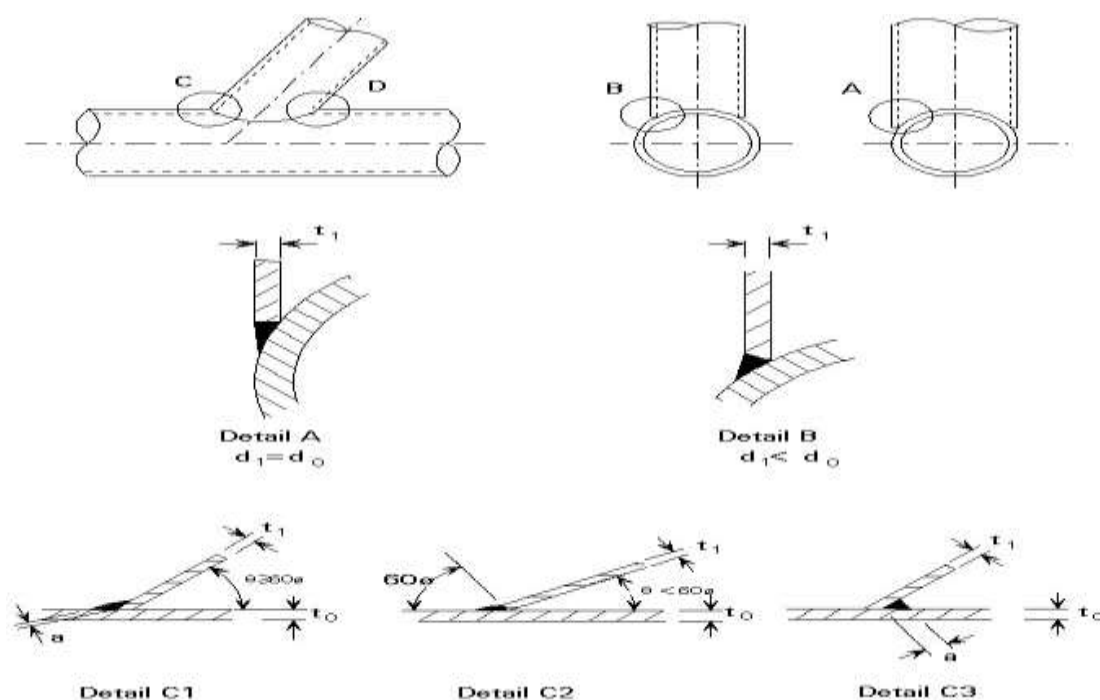


Figure. II. 11. Détails de soudure pour les jonctions creuses circulaires [46].

Si les soudures ne sont pas suffisamment résistantes, une ruine de la soudure peut se produire ou, si le matériau ne présente pas de propriétés transversales (TP) suffisantes, un arrachement lamellaire est possible.

Afin d'éviter la ruine de la soudure, il est recommandé de dimensionner les soudures de sorte qu'elles soient plus résistantes que les éléments assemblés.

Suivant Eurocode 3, l'épaisseur de la gorge (a) du congé doit satisfaire les exigences suivantes:

- Pour S235, $a \geq 0,92 t_1$
- Pour S275, $a \geq 0,96 t_1$
- Pour S355, $a \geq 1,11 t_1$

II.4.2. La conception pour les soudures d'angle et les soudures à pénétration partielle

La conception de la soudure doit être effectuée de telle sorte que la fissuration par fatigue de la racine soit moins probable que celle au niveau des pieds de soudure. La raison en est qu'une fissure par fatigue au pied peut être trouvée par inspection en service alors qu'une fissure par fatigue commençant à la racine ne peut pas être découverte avant que la fissure ne se soit développée à travers la soudure (figure. II (14 et 15)) [50] ; cela rend la fissure à la racine plus dangereuse.

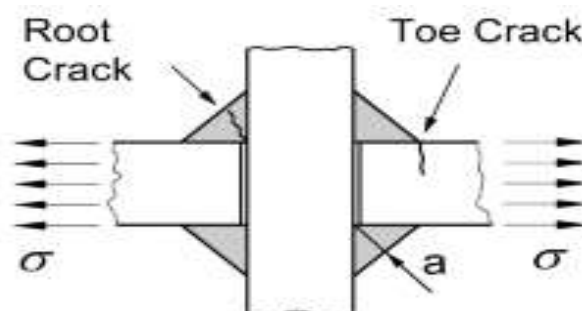


Figure. II. 12. Localisation des éventuelles fissures dans un assemblage cruciforme avec des soudures d'angle

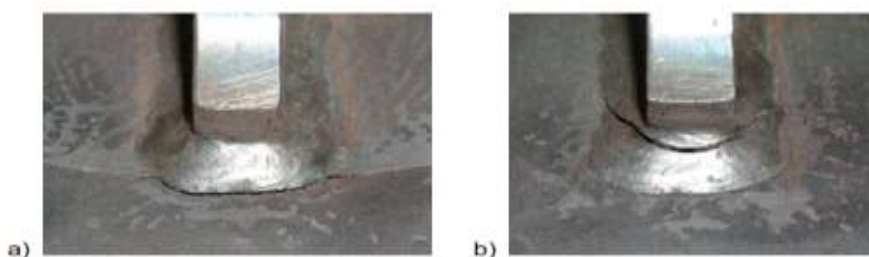


Figure. II. 13. La fissure à l'orteil (a); la fissure à la racine (b)

Ainsi, la conception de la géométrie de la soudure doit être réalisée de telle sorte que la durée de vie en fatigue des fissures déclenchées à la racine soit plus longue que celle des fissures déclenchées à l'orteil.

La figure. II.17 peut être utilisée pour évaluer la pénétration requise. La notation utilisée est expliquée par la figure. II.16 [51].

Il faut ajouter qu'il est difficile de détecter les défauts internes par CND dans les soudures d'angle / pénétration partielle. De telles connexions ne doivent donc pas être utilisées dans les connexions structurelles présentant une importance significative pour l'intégrité.

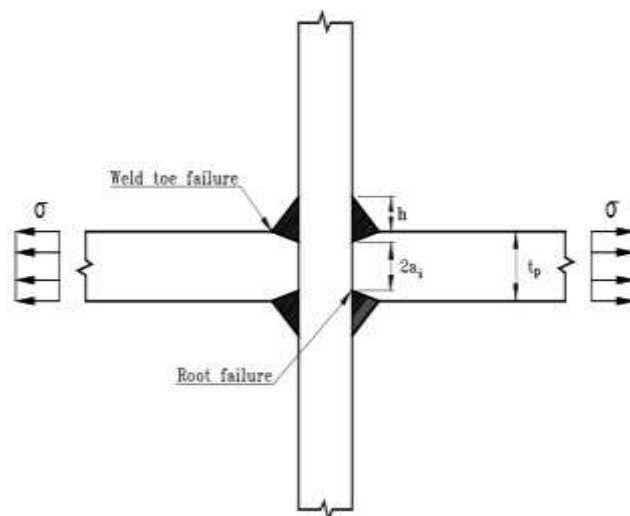


Figure. II. 14. Connexion soudée avec une soudure à pénétration partielle

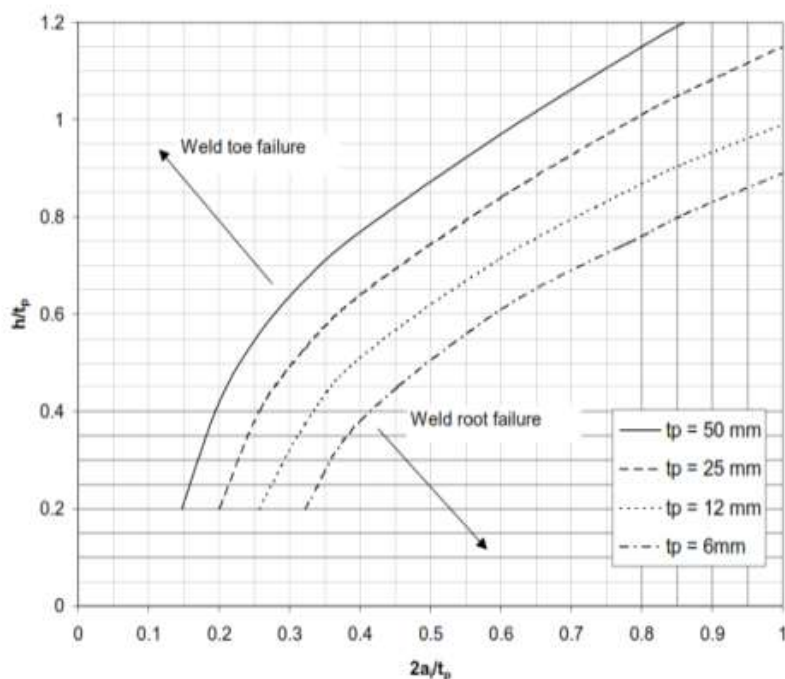


Figure. II. 15. géométrie soudée avec une probabilité égale entre la rupture de la racine et la rupture de l'orteil

Afin de garantir que les connexions des jonctions soudées contiennent des niveaux minimaux de contraintes résiduelles dues à la fabrication, une atténuation des contraintes thermiques ou un traitement thermique post-soudage (PWHT) des soudures doit être prescrit [52].



Figure. II. 16. Connexion de tube à tube - accès d'un seul côté

Les recommandations mises à jour d'IIW [53] sur la fatigue des composants des structures soudées et sur l'effet des imperfections des soudures sur la fatigue ont été établies pour couvrir toutes les méthodes actuelles de vérification, telles que les essais de composants, les contraintes nominales, les contraintes structurelles et la méthode des contraintes d'entaille.

II.4.3. Modes généraux de ruine

En général, la résistance statique peut être caractérisée par différents critères, c-à-d:

- Résistance ultime à la charge
- Limite de déformation
- Début de la fissuration (observée à l'œil)

La résistance du joint est généralement régie par deux critères, à savoir la plastification de la section transversale de la membrure ou le cisaillement par poinçonnage illustrée sur la figure II.19. Pour les joints en T, Y et X, le calcul de la résistance est basé sur la charge de compression de l'entretoise, bien que cela puisse également être utilisé pour la charge de traction. La résistance ultime sous charge de traction est généralement supérieure à celle, sous charge de compression. Cependant, il n'est pas toujours possible de profiter de cette résistance supplémentaire en raison des déformations importantes ou des fissures prématurées. [46]



(a) Plastification de la membrure



(b) Cisaillement par poinçonnement de la membrure

Figure. II. 17. La résistance du joint

La figure. II.20 montre quelques connexions soudées de type HSS (Hollow structure section). Dans les cas des modes de ruine impliquant une rupture de face de raccordement, une charge de pointe clairement définie, ou même une charge limite, ne sont souvent pas représentées par la réponse de charge-déformation de la jonction. Dans ces cas, les connexions sont intrinsèquement flexibles et des grandes déformations facilitent une capacité de charge supplémentaire en raison de l'action de la membrane dans l'élément principal ("le manchon") et de l'écroutissement du matériau. Ces grandes déformations sont généralement intolérables dans les structures réelles. De plus, l'initiation d'une fissuration locale de type poinçonnement par cisaillement peut se produire à des niveaux de déformations plus élevés associés à l'action de la membrane et à l'écroutissement [54].

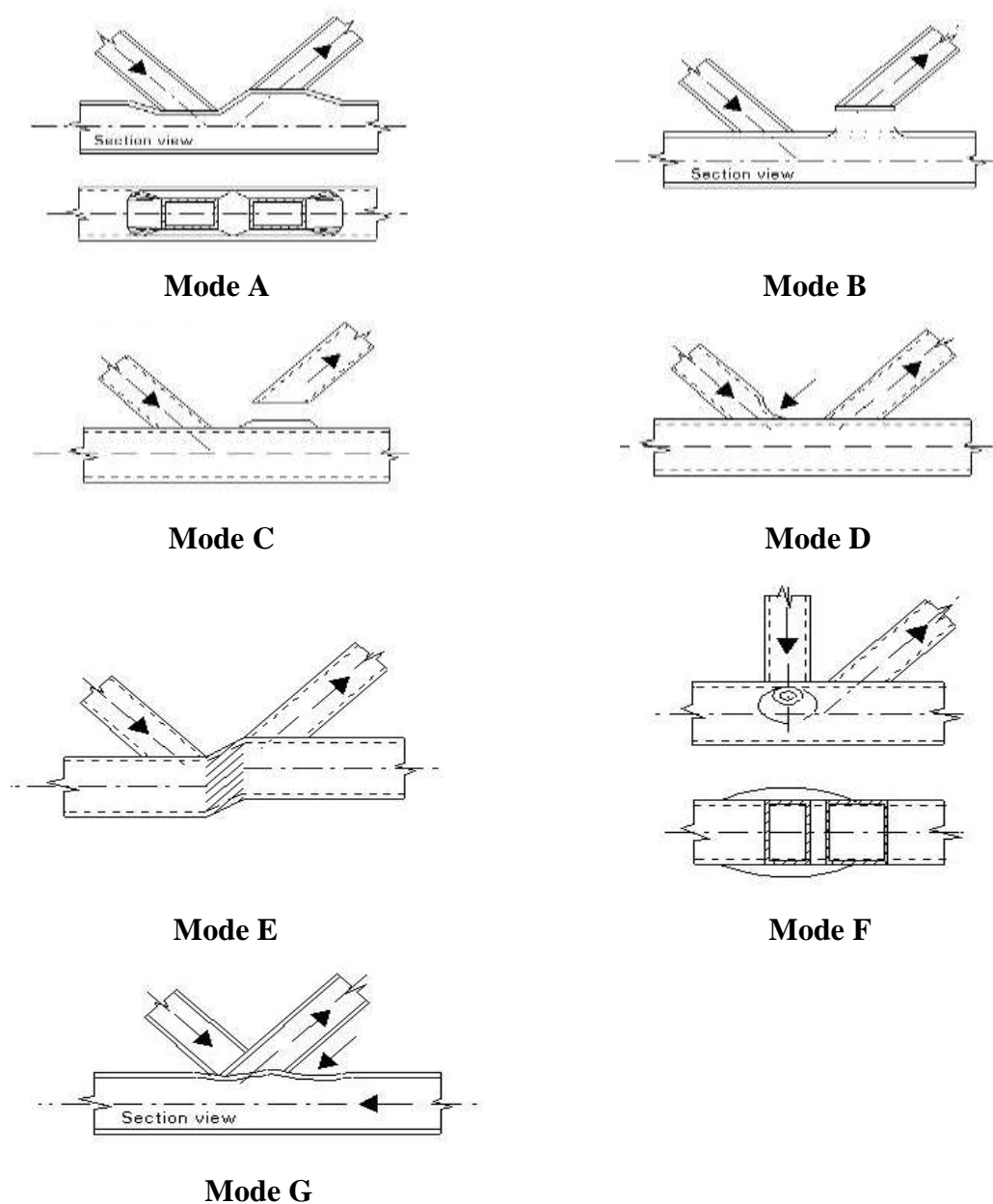


Figure. II. 18. Les modes de ruine des joints sous chargement axial flexible HSS [55]

Mode A : Rupture plastique de la face de la membrure (un élément entretoise poussant la face vers l'intérieur et l'autre tirant vers l'extérieur)

Mode B : Cisaillement par poinçonnage de la face de la membrure autour de l'élément entretoise (compression ou tension)

Mode C : Rupture de l'organe sous tension ou de sa soudure.

Mode D : Voilement local de l'élément entretoise par compression

Mode E : Cisaillement de la membrure au niveau de gap

Mode F : Voilement local de paroi de la membrure sous compression de l'entretoise

Mode G : Voilement local de la face du manchon derrière l'orteil de l'entretoise [55]

II.6. Conclusion

Il est essentiel que le concepteur dans le domaine des jonctions tubulaires creuses ait une appréciation des facteurs qui permettent aux jonctions tubulaires d'être établis sans armature étendue et coûteuse. Donc il faut avoir une bonne connaissance des considérations critiques qui influencent l'efficacité des joints qui engendrera une économie apparente résultante de la sélection d'éléments de masse minimale.

Les membrures doivent généralement avoir des parois épaisses plutôt que des parois minces. Des parois plus rigides résistent plus efficacement aux charges et la résistance du joint augmente avec la diminution des rapports diamètre/ épaisseur (γ). Les joints espacés (K et N) sont préférables aux joints avec recouvrement car les éléments de la jonction sont plus faciles à préparer, à installer et à souder. Un angle inférieur à 30 ° entre la membrure et l'entretoise crée de sérieuses difficultés de soudage à l'emplacement arçon.

CHAPITRE III:

LE COMPORTEMENT MECANIQUE DES JONCTIONS TUBULAIRES SOUDEES

CHAPITRE III: Le comportement mécanique des jonctions tubulaires soudées

III.1. Introduction

Un grand nombre des structures offshore sont construites avec une construction en treillis, où les membres tubulaires sont soudés ensemble. Ces structures offrent l'avantage d'obtenir une grande rigidité grâce à un encombrement important [56-57]. Bien que le processus de soudage soit parfaitement contrôlé, la résistance de la structure au niveau des zones soudées est diminuée en raison des particularités telles que le matériau inhomogène, les contraintes résiduelles du soudage et la géométrie des soudures [56] engendrant des points faibles aux niveaux des intersections manchon/entretoise des joints.

Ces zones faibles sont les principaux cas de dimensionnement. Sachant que la fatigue est reconnue comme l'un des facteurs les plus importants dans la conception des structures offshore [2] et qu'elle est la principale cause de réparation des plateformes offshore en acier en mer du Nord [58].

La résistance à la fatigue des joints tubulaires est obtenue en calculant les dommages par fatigue à différents endroits, en s'appuyant sur une famille de courbes S-N; des tracés de la plage de contrainte maximale par rapport au nombre de cycles de charge à la rupture. Puisque les courbes S-N sont extrêmement sensibles aux variations de la gamme de contraintes, il est important d'obtenir des valeurs précises et fiables pour les contraintes maximales dans les joints tubulaires.

Les éléments tubulaires étudiés dans ce travail ont des sections circulaires creuses. Bien que les tubes eux-mêmes aient une distribution efficace du matériau, la jonction de plusieurs tubes (de tailles égales ou différentes) pour former des connexions simples perturbe les chemins de charge uniformes créant un site de défaillance potentiel à chaque intersection (figure. III. 1).

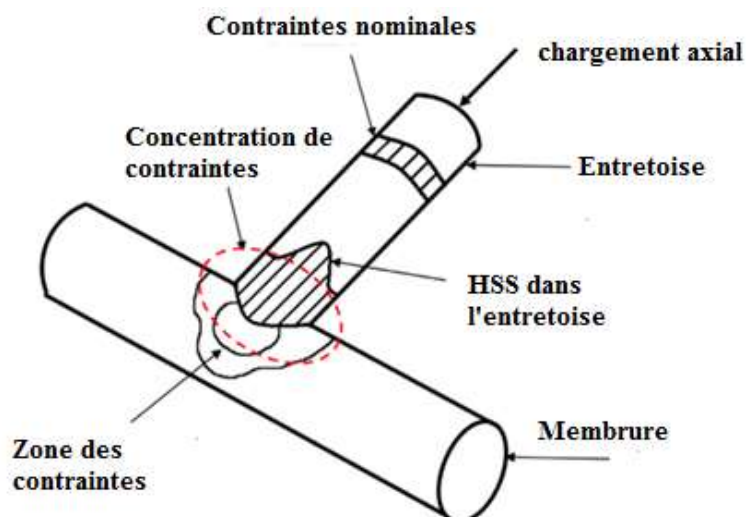


Figure. III. 1. Concentration de contraintes dans un joint en T [58]

III.2. Les contraintes dans les jonctions tubulaires

Un joint tubulaire est considéré comme un élément qui agit comme une poutre ; par conséquent, les charges sont calculées par l'analyse structurelle conventionnelle en supposant le joint rigide. La charge la plus importante est la force axiale, mais les flexions hors plan et dans le plan sont également importantes, les cisaillements et la torsion d'un élément autour de son axe n'ayant généralement pas d'importance [2].

En connaissant les dimensions de joint (D , T , d , θ), les longueurs des éléments et leurs positions, les contraintes nominales de membrane (σ_m) dans l'entretroise peuvent être calculées en supposant qu'il n'y a aucune déformation des éléments et que la distribution de la contrainte est linéaire sur chaque membre. Cependant, comme la membrure est un tube à paroi mince, les charges exercées sur les entretroises ovalisent la membrure et par conséquent déforment les entretroises ; ces déformations provoquent une flexion des parois des tubes, engendrant des gradients de moments de flexion des parois idéalisées comme étant linéaires (σ_b). (Figure III.3).

De plus, la présence de la soudure entraîne des concentrations de contraintes supplémentaires dans le manchon (modification de la rigidité, la discontinuité de la surface du manchon) d'où l'apparition de la contrainte non linéaire σ_{nlp} ou contrainte locale.

Donc la contrainte totale au niveau d'un joint, peut être définie comme la résultante de différentes contraintes, comme indiqué sur la figure III. 3.

- Contrainte nominale due à l'action structurelle

- Contrainte géométrique due à la contrainte survenue pour maintenir la compatibilité entre les différents éléments.
- Contrainte locale due à la discontinuité au niveau du joint

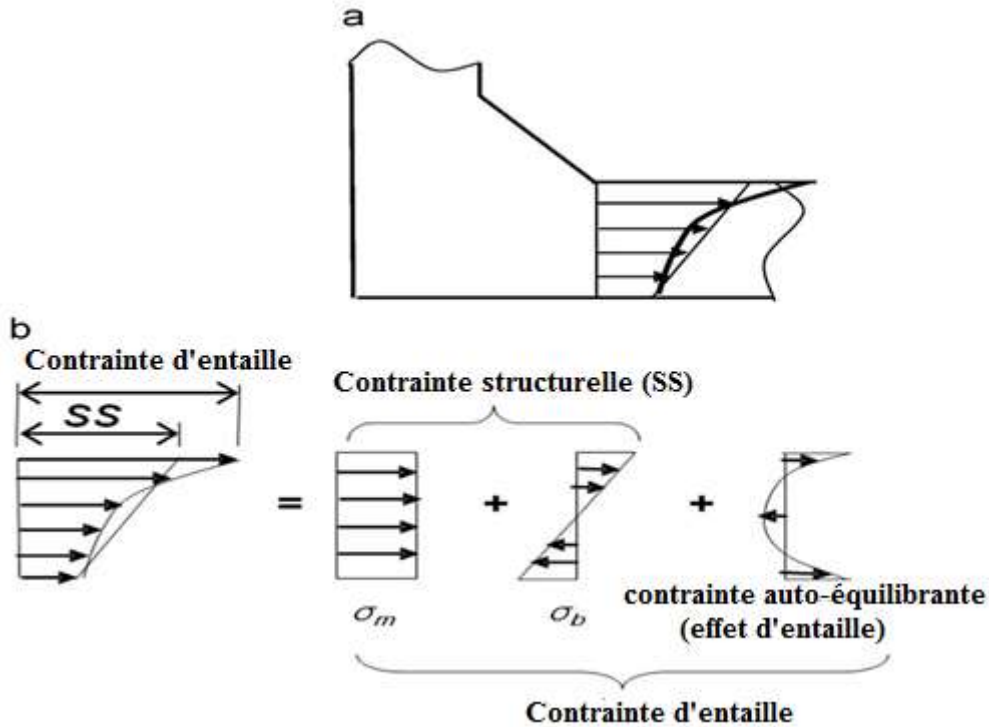


Figure. III. 2. Définition de la contrainte structurale : a) les contraintes au niveau de la soudure, b) décomposition des contraintes [59]

Ces contraintes sont déterminées dans un élément Shell pour une distribution donnée (y) à travers l'épaisseur « t », par les expressions suivantes [58-60]:

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

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

$$\sigma_{NLp} = \sigma(y) - \sigma(M) - \left(1 - \frac{y}{2}\right) \sigma_B. \tag{III. 3}$$

Le degré de flexion DoB est quant à lui défini par le rapport suivant : [60]

$$DoB = \frac{\sigma_B}{\sigma_M + \sigma_B} = \frac{1}{2} \left(1 - \frac{\sigma_i}{\sigma_e}\right) \tag{III. 4}$$

Ou : $\sigma_i = \sigma_M - \sigma_B$ et $\sigma_e = \sigma_M + \sigma_B$ sont respectivement les contraintes sur les surfaces intérieures et extérieures de l'élément tubulaire [59]

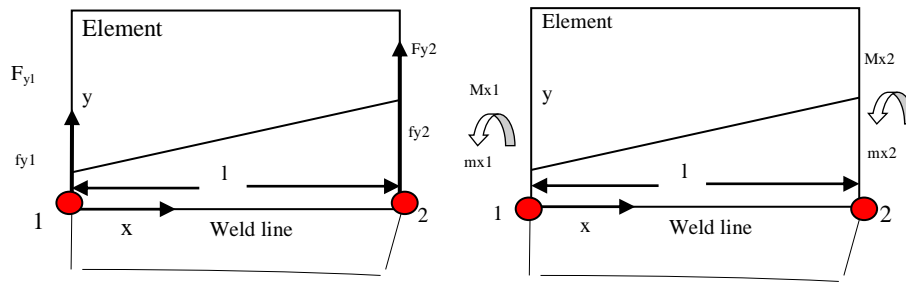


Figure. III. 3. La contrainte structurelle dans un élément Shell

III.2.1. La contrainte nominale

Les contraintes nominales (σ_{nom}) sont des contraintes dérivées des modèles de poutres simples ou des modèles à maillage grossier basées sur la méthode des éléments finis (FEM) [58-61], sans tenir compte de l'effet de la soudure localisée et de la discontinuité géométrique.

Il y a plus de 30ans, quand les ordinateurs étaient une nouveauté, l'analyse structurale reposait principalement sur l'utilisation de formule standard et d'expérience. Ainsi, il était tout à fait raisonnable que les règles de fatigue soient fondées sur l'utilisation des contraintes nominales.

Les contraintes nominales sont déterminées comme suit.

$$\sigma_{nom} = \frac{P}{S} \pm \frac{M}{I} y \quad \text{III. 5}$$

Les équations suivantes sont utilisées pour déterminer les contraintes nominales dans les cas de chargement AX, IPB et OPB respectivement.

$$\sigma_{ax} = \frac{p_{ax}}{S} \quad \text{III. 6}$$

$$\sigma_{ipb} = \frac{M_{ip}}{I_{xx}} \cdot y \quad \text{III. 7}$$

$$\sigma_{opb} = \frac{M_{op}}{I_{yy}} \cdot x \quad \text{III. 8}$$

Où :

P : La charge de traction ou de compression ;

S : La section transversale,

M : Le moment de flexion appliqué;

x et y : Les positions des fibres extrêmes,

M_{ip} : Le moment dans le plan agissant sur la section de l'entretoise,

M_{op} : Le moment hors plan agissant sur la section de l'entretoise,

I_{xx} : Le moment d'inertie autour de l'axe X,

I_{yy} : Le moment d'inertie autour de l'axe Y.

III.2.2. La contrainte géométrique

En raison de la différence de déformations entre l'entretoise et la membrure d'un joint, la paroi du tube essaie de se plier pour maintenir la compatibilité et, par conséquent, donner lieu à une contrainte géométrique.

La contrainte géométrique (σ_G) également appelée contrainte au point chaud/contrainte structurelle (σ_s); elle comprend les contraintes nominales et les contraintes dues aux discontinuités structurelles et à la fixation et exclut les effets de concentration de contrainte locale (effets d'entaille) dus aux discontinuités de la géométrie au niveau de la pointe de la soudure [62].

La contrainte structurelle est considérée comme un point de contrainte important ; elle est utilisée pour calculer la durée de vie en fatigue des joints tubulaires et non tubulaires [58].

III.2.3. La Contrainte locale (contrainte d'entaille)

La contrainte locale est principalement due à l'entaille ou à l'encoche locale du pied de la soudure qui peut dépasser la limite d'élasticité de la soudure, par conséquent, le comportement du matériau au niveau de l'entaille peut être élastique-plastique. C'est une fonction de la géométrie (le rayon et l'angle) et de la taille de la soudure. Ainsi, la contrainte locale dépend principalement de la qualité de l'exécution du soudage.

Il est assez difficile d'incorporer ces effets dans la formulation de la concentration de contrainte. La contrainte d'entaille peut être calculée en multipliant la contrainte au point chaud par un facteur de concentration de contrainte de soudure; ce dernier peut être estimé à partir de diagrammes, d'équations paramétriques, de mesures expérimentales et de FEA. La présence de soudures doit être prise en compte dans l'approche de la contrainte d'entaille. Un rayon effectif à la racine de la soudure de ($r = 1$ mm) doit être pris en compte [63-64].

Cependant, comme les rayons des entailles sont de petite taille, la forte pente de la courbe d'évaluation des contraintes laisse la place à de grandes erreurs. Par conséquent, un maillage très fin est nécessaire dans les modèles numériques [65].

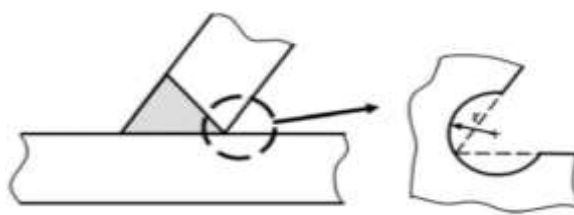


Figure. III. 4. L'arrondi de l'encoche au pied de soudure d'un joint Y

Il existe une grande variation des entailles entre les différents types de soudure et chaque changement de forme d'entaille entraîne une variation considérable des contraintes. Pour cette raison, la contrainte d'entaille n'est généralement pas utilisée dans le calcul des SCF [66].

III.3. L'approche des contraintes aux points chauds HSS (Hot Spot Stress)

La méthode HSS est limitée à l'emplacement de la ruine qui se produit au niveau de la soudure dans les structures compliquées. Le guide notes pour l'expérimental BS 6235 exige que les contraintes maximales locales soient celles qui sont aussi proches que possible de la connexion sans être influencées par le profil de la soudure, y compris l'analyse par éléments finis, par les équations paramétriques ou par les essais expérimentaux [67-68].

Cette approche est généralement utilisée pour la conception résistante à la fatigue et / ou pour l'approbation de la durabilité des joints tubulaires offshore soudés et des structures de navires soudés avec diverses configurations de soudures. La taille des composants impliqués rend difficile ou coûteux de déterminer leur comportement en fatigue et leur résistance expérimentalement. Bien que l'approche ait été appliquée aux structures tubulaires depuis plus de 25ans, on ne dispose que d'indications provisoires sur son application aux structures en plaques [69].

Deux questions clés se posent:

- la définition de la contrainte au point chaud et comment elle est obtenue à partir de l'analyse des contraintes ?
- le choix des courbes S-N de conception de contrainte au point chaud.

En raison des difficultés à représenter les singularités au pied de la soudure, la modélisation par éléments finis ne peut pas donner directement la contrainte réelle à l'orteil de la soudure [70-71].

Cependant, différentes méthodes d'extrapolation des contraintes ont été développées pour surmonter ce problème. [69-72-73-74-75].

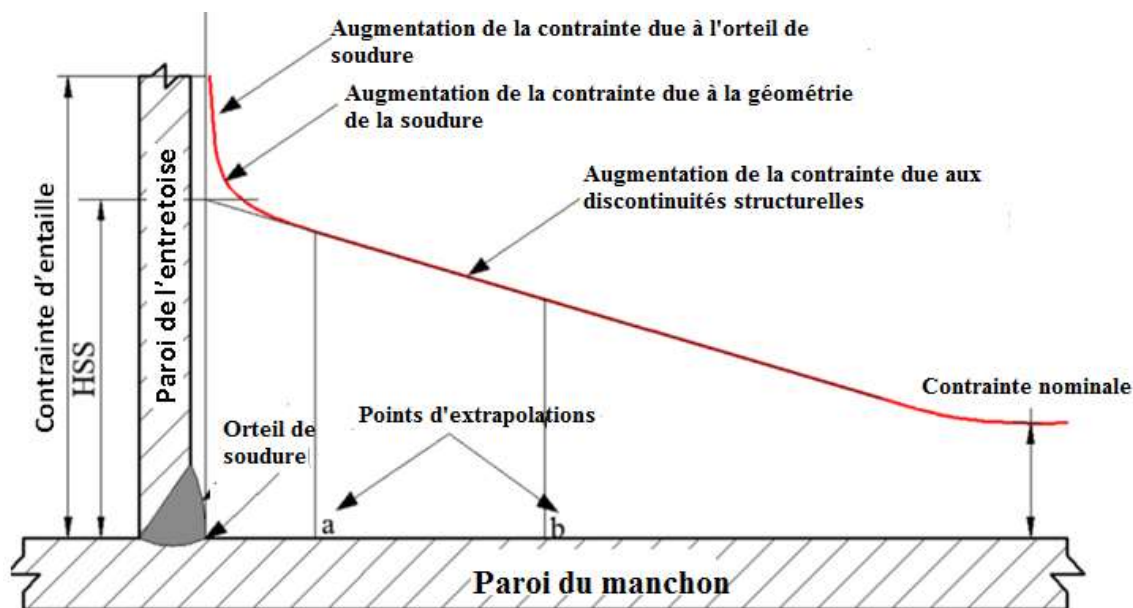


Figure. III. 5. Extrapolation des contraintes géométriques dans un joint tubulaire [75]

Les contraintes dérivées des modèles FEM à mailles fines sont des contraintes géométriques. Les effets causés par les imperfections de fabrication ne sont pas inclus dans les analyses FEM et doivent être comptabilisés séparément, par exemple le désalignement de deux pièces soudées.

III.3.1. Les types de points chauds

La contrainte structurelle au point chaud peut être déterminée à l'aide des points de référence et d'extrapolation au pied de la soudure, l'emplacement critique où une fissure de fatigue peut être déclenchée. Les points chauds peuvent être identifiés en deux types comme le montre la figure III.6 [62-76] :

- Pour le type «A», la soudure est située sur la surface de la plaque
- Pour le type «B», la soudure est située sur le bord de la plaque (Annexe 4)

Les figures III. 7 (a - d) montrent divers détails de soudure contenant des points chauds de type «A» au niveau de la soudure sur la surface de la plaque. Les effets d'entaille géométrique au voisinage du joint soudé doivent être pris en compte.

Les types «A» et «B» nécessitent des points d'extrapolation de contraintes différents, le type B ne dépend pas de l'épaisseur.

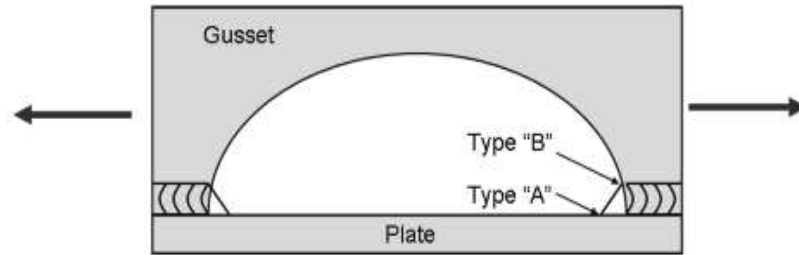


Figure. III. 6. Exemple des types du point chaud [76]

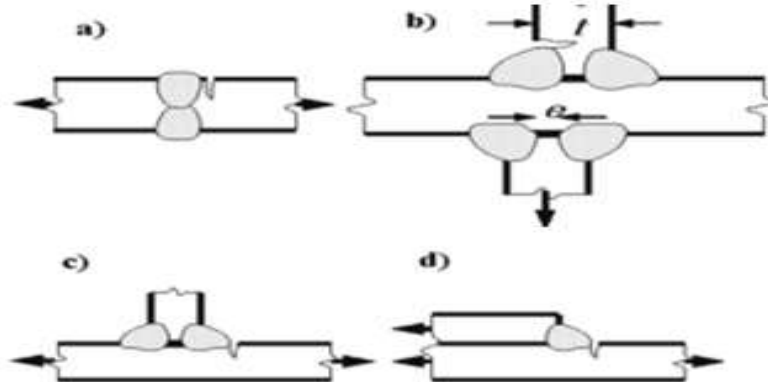


Figure. III. 7. Divers emplacements de fissure dans les joints soudés [74-76]

III.3.2. Détermination des contraintes aux points chauds

Il est très important d'utiliser des méthodes appropriées pour l'estimation du HSS ainsi que pour la détermination des emplacements correspondants dans les joints tubulaires. Il existe plusieurs méthodes pour estimer les contraintes aux points chauds, et chaque méthode a ses propres avantages et inconvénients.

III.3.2.1. La méthode expérimentale basée sur le code IIW

La méthode expérimentale est une méthode bien connue pour estimer le HSS à l'intersection entretoise/manchon. Mais cette méthode est longue et coûteuse.

La figure. III.8a établit expérimentalement, montre comment la distribution des contraintes à travers l'épaisseur de la plaque change au voisinage d'un point chaud de type «A», à une distance de $0.4t$ du pied de soudure sur la surface de la plaque, la composante non linéaire a pratiquement disparu et la distribution est presque linéaire. Ce fait est exploité dans la technique d'extrapolation utilisée pour estimer la contrainte structurelle au point chaud, comme le montre la figure. III.8 b.

Dans la plupart des points chauds de type «A», la contrainte structurelle et la déformation structurelle augmentent presque linéairement au voisinage du pied de la soudure. Lorsque la contrainte HS est déterminée à l'aide des jauges de contraintes, il suffit d'utiliser l'extrapolation linéaire, comme le montre la figure. III. 8b ; deux jauges de contraintes A et B

sont fixées à 0,4t et 1,0t du pied de soudure. Les mêmes points d'extrapolation conviendraient également pour analyser les contraintes obtenues par FEA à mailles fines [69-75].

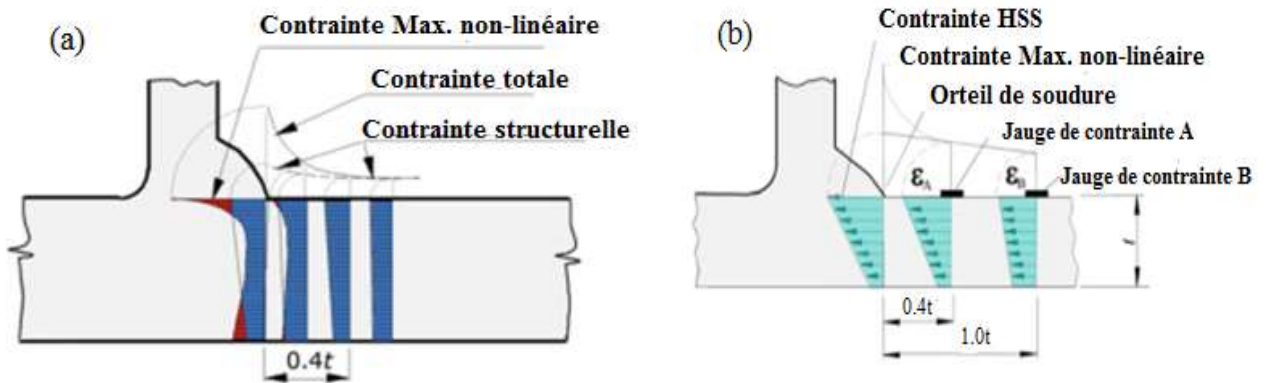


Figure. III. 8. La méthode expérimentale basée sur le code IIW : a) distribution des contraintes à travers l'épaisseur au voisinage du pied de soudure ; b) Extrapolation linéaire des déformations mesurées au pied de la soudure

En utilisant une extrapolation linéaire ; la déformation structurale au point chaud est donnée par l'équation III.9 :

$$\epsilon_{hs} = 1.67\epsilon_A - 0.67\epsilon_B \quad \text{III. 9}$$

Dans certains cas où la plaque sollicitée repose sur une fondation élastique relativement rigide; la contrainte au voisinage d'une discontinuité structurale augmente de manière progressive et non-linéaire au voisinage du pied de la soudure. Dans de tels cas, l'extrapolation linéaire sous-estimerait la contrainte réelle au point chaud ; au lieu de cela, une méthode d'extrapolation quadratique est plus appropriée [75].

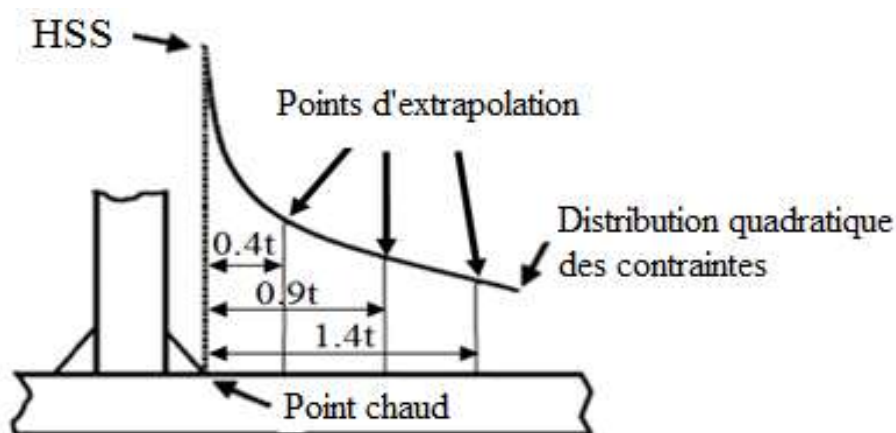


Figure. III. 9. Extrapolation quadratique de la méthode HSS.

Pour cela, il est recommandé de fixer au moins trois jauges de contrainte, A, B et C, aux emplacements 0.4t, 0.9t et 1.4t du pied de la soudure. La déformation structurelle au point chaud est calculée par l'expression suivante : [69-77]

$$\varepsilon_{hs} = 2.52\varepsilon_A - 2.24\varepsilon_B + 0.72\varepsilon_C \quad \text{III. 10}$$

Si l'état de contrainte est proche de l'uni-axial, la contrainte structurelle de point chaud peut être approximée à l'aide de l'équation III.11 [69].

$$\sigma_{hs} = E\varepsilon_{hs} \quad \text{III. 11}$$

Cependant, si l'état de contrainte est bi-axial, la contrainte réelle peut être supérieure jusqu'à 10% à celle obtenue à partir de l'équation. III. 11. Si une précision élevée est requise, le rapport des déformations longitudinales et transversales, $\varepsilon_y/\varepsilon_x$ doit être établi à partir des jauges de contrainte en rosette ou FEA. La contrainte structurelle au point chaud, σ_{hs} , peut être alors calculée (en supposant que cette contrainte principale est normale au pied de la soudure) par l'équation. III.12 [74] :

$$\sigma_{hs} = E\varepsilon_x \cdot \frac{1+\nu \frac{\varepsilon_y}{\varepsilon_x}}{1-\nu^2} \quad \text{III. 12}$$

Pour un maillage relativement grossier, deux points d'extrapolation à des distances de 0.5t et 1.5t du pied de la soudure sont considérés dans cette méthode basée sur l'épaisseur [77], (L'effet d'épaisseur est pris en compte). La contrainte structurelle au point chaud est estimée par l'équation III.13:

$$\sigma_{hs} = 1.5\sigma_A(0.5t) - 0.5\sigma_B(1.5t) \quad \text{III. 13}$$

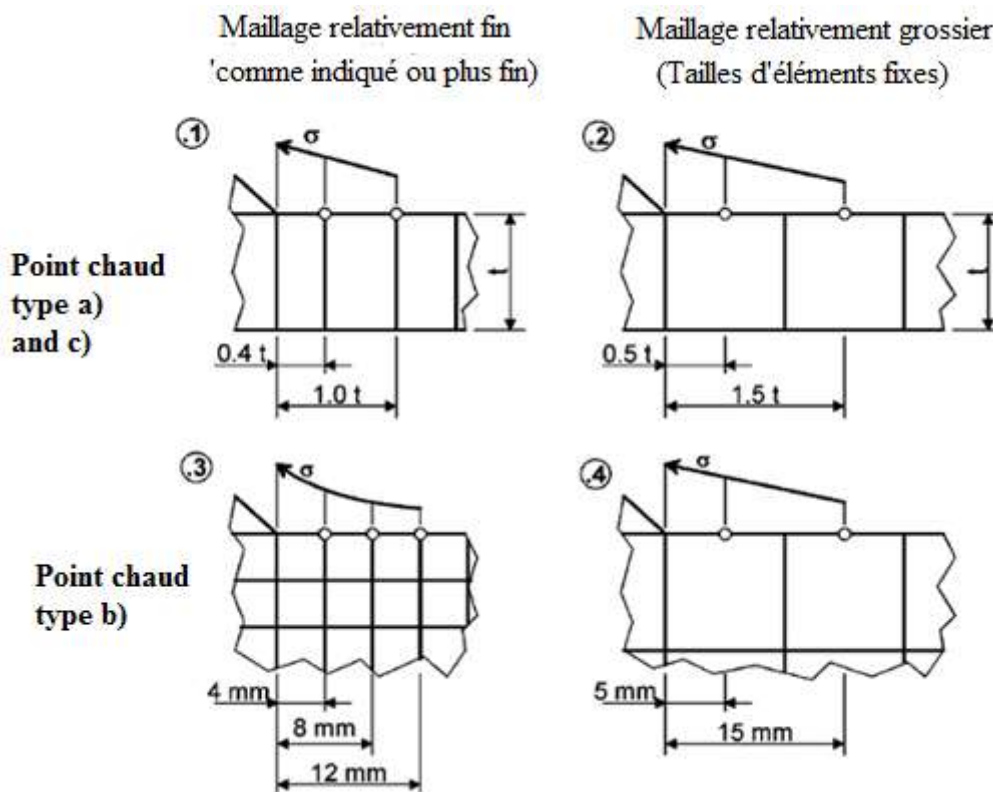


Figure. III. 10. L'extrapolation des contraintes de surface au point chaud [77]

Pour la détermination des points chauds de type «b» les points d'extrapolation ne peuvent pas être établis en tant que proportions d'épaisseur de la plaque, ceci implique la mesure des déformations sur le bord de la plaque à trois distances absolues du pied de la soudure, ou de l'extrémité de la soudure si la soudure ne se poursuit pas autour de l'extrémité de la plaque rapportée, à savoir 4.8 et 12 mm. Après avoir converti les déformations en contraintes, la contrainte structurelle est déterminée par une extrapolation quadratique comme suit [77] :

$$\sigma_{hs} = 3\sigma_{4mm} - 3\sigma_{8mm} + \sigma_{12mm} \quad \text{III. 14}$$

III.3.2.2 La méthode des éléments finis

Dans la phase de conception, l'analyse par éléments finis est un outil idéal pour la détermination des points chauds.

Le comportement d'élasticité linéaire du matériau est généralement supposé puisque la plage des contraintes structurelles aux points chauds ne doit pas dépasser le double de la limite d'élasticité du matériau. Deux cas de charges doivent normalement être analysés, donnant les contraintes maximales et minimales. Les éléments Shell ou Solide peuvent être utilisés, mais le maillage de l'élément doit être conçu avec soin afin que l'extrapolation des

contraintes au pied de la soudure puisse être effectuée le long des lignes de l'extrapolation. Il faut veiller à ne pas mal interpréter les résultats des éléments finis. Par exemple [76]:

- Un post-processeur standard affiche la contrainte nodale au niveau du pied de soudure comme une moyenne de deux éléments situés des deux côtés du pied de la soudure.
- Il faut obtenir des résultats qui excluent les contraintes de pointe non linéaires même dans les sections proches du pied de la soudure. C'est le cas correspondant à l'utilisation des éléments Shell. Si un maillage par éléments solides monocouche est utilisé, une distribution linéaire est obtenue avec des éléments à 8 nœuds ou avec une intégration réduite dans la direction de l'épaisseur, dans le cas des éléments à 20 nœuds. Si un maillage par éléments solides multicouches est utilisé, les résultats incluent une approximation plus ou moins précise de la distribution des contraintes non linéaires.

A. Détermination des HSS par le modèle des éléments finis « Shell »

Les éléments Shell peuvent être minces ou épais et doivent être disposés dans le plan médian des composants structurels comme illustré sur la figure III.11a. L'épaisseur d'un élément Shell est une entité mathématique et n'est pas définie par les nœuds. Par conséquent, une modélisation par éléments Shell de l'intersection des éléments tubulaires ne modélise que l'intersection des plans médians. En conséquence, la modélisation des soudures est exclue des simulations FE à Shell minces [78].

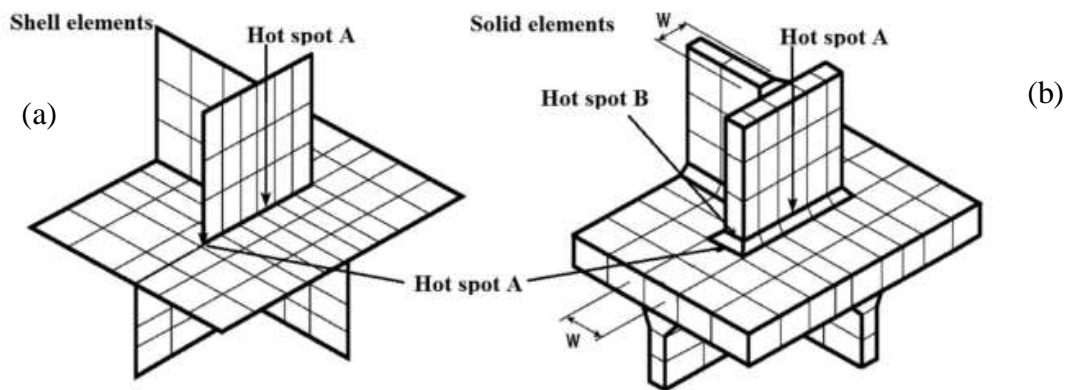
L'élément à huit nœuds est recommandé en particulier dans le cas de gradients de contrainte importante ; cependant, les éléments à 4 nœuds sont également acceptables si le raffinement du maillage est implémenté. Les modèles FE avec Shell minces excluant la géométrie de la soudure ne peuvent pas être utilisés pour reproduire avec précision la distribution des contraintes géométriques HSS [78-79].

Le choix du type d'élément Shell épaisse ou mince, est influencé par la présence de contraintes de cisaillement importantes dans la structure. Pour les sections à parois minces (avec des valeurs de γ élevées), les éléments Shell minces sont les plus appropriés. Cependant, à mesure que l'épaisseur de la paroi augmente (γ diminue), les déformations de cisaillement deviennent plus importantes et les éléments Shell épais doivent être utilisés. En général, lorsque les structures tubulaires ont des épaisseurs inférieures à $1 / 30^{\text{ème}}$ des dimensions globales, les éléments Shell minces conviennent [78].

B. Détermination du HSS par le modèle des éléments finis « solide »

Une méthode alternative d'utilisation des éléments solides prismatiques à 20 nœuds avec des nœuds médians sur les bords est recommandée car elle permet à un seul élément d'être

disposé dans le sens de l'épaisseur de la plaque en raison de la fonction de déplacement quadratique et de la distribution linéaire des contraintes. L'utilisation également des éléments solides permettent de modéliser facilement la soudure avec des éléments prismatiques. Par l'adoption d'une intégration réduite, les contraintes peuvent être directement extrapolées des points d'intégration à la surface de l'élément et ensuite au pied de la soudure. La modélisation des soudures est généralement recommandée comme le montre la figure. III.11 (b). La largeur des éléments solides devant l'attache ne doit pas dépasser la largeur d'attache «w» [49,51, 80]



(a) éléments Shell; (b) éléments solide ; (w= la largeur de l'attache)

Figure. III. 11. Maillages standard d'un détail soudé. [76]

III.3.3. Méthode basée sur la distribution des contraintes à travers l'épaisseur à proximité du pied de la soudure

Dans le contexte des contraintes calculées par l'analyse FEM, il existe un autre développement basé sur la distribution des contraintes à travers l'épaisseur à proximité de l'orteil de la soudure [73]. Plusieurs travaux ont été effectués dans ce sens [80-81], avec l'utilisation d'un micro-polariscope automatique pour étudier les contraintes pariétales des membrures dans les modèles photo élastiques tridimensionnels des jonctions tubulaires. Marston a étudié les joints dans les plans de quartier et d'arçon avec trois formes de soudures différentes. Ceux-ci sont montrés sur la figure. III. 12.

Les résultats ont été présentés en termes d'indices directs cartésiens (cerceau, méridien et radial) et de contrainte de cisaillement, c'est-à-dire des multiples de σ_{nom} dans l'entretoise T, pour un grand nombre de sections de membrure dans le point d'arçon et le point de quartier. Un exemple est donné dans la figure. III. 13. Les diagrammes montrent que la linéarité de la contrainte circonférentielle et la boucle méridienne existe dans toutes les directions jusqu'à un point proche de la surface de la paroi extérieure à proximité du filet, ou à

l'intersection de la paroi de l'entretoise. La distance entre la paroi extérieure ou la surface du filet jusqu'à ce point est appelée zone d'entaille.

Marston a quantifié les contraintes dans la zone d'entaille comme un facteur d'entaille dans l'épaisseur [80]. C'est la différence entre la contrainte de surface maximale et la contrainte extrapolée à la même surface à partir de la distribution linéaire (tableau. III.1 (a et b)) pour les différentes formes de soudure de positions et de charges.

Les résultats montrent que l'ampleur de la contrainte d'entaille est plus grande aux points de quartier où les parois de la membrure sont principalement en flexion.

Tableau. III. 1. Estimations des facteurs d'entaille des parois de membrure à travers l'épaisseur [53]

a) $\theta = 90^\circ$ entretoise chargée

position	Entretoise θ φ	Profil de soudure	Facteur d'encoche I_n	L'étendue de l'effet d'entaille
Arçon (éloigné de l'autre entretoise)	90° 90°	S	2.1	0.13T
		R	1.1	0.15T
		C	0.9	0.07T
Quartier (proche de l'autre entretoise)	90° 90°	S	1.2	0.15T
		R	1.5	0.13T
		C	0.6	0.07T
Arçon	45° 45°	R	0.5	0.17T
		C	0.6	0.11T
quartier	90° 120°	S	5.3	0.28T
		C	2.6	0.20T

b) $\theta = 45^\circ$ entretoise chargée

Arçon (crown)	45°	135°	C	2.8	0.19T
		45°	C	1.1	0.19T
quartier(Saddle)	90°	120°	C	1.0	0.13T

Note :

1. S = Sharp, R= Rayon, c= chanfrein, définie dans la figure. III. 12.
2. La ligne d'analyse : distance entre les surfaces extérieures et le début de la contrainte maximale linéaire à travers l'épaisseur (figure III.13).

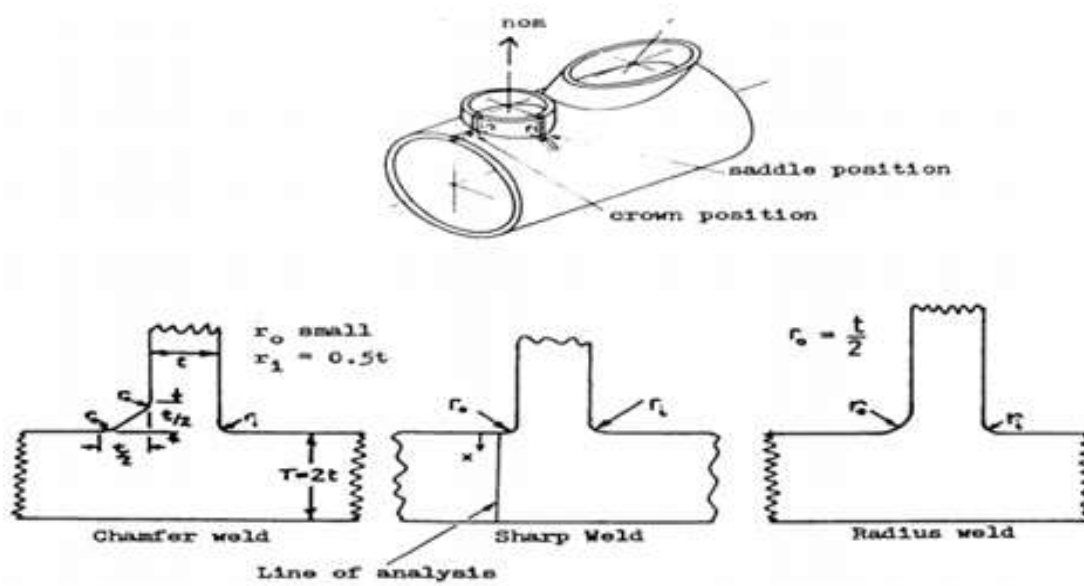


Figure. III. 12. La configuration du joint tubulaire et le profil de la soudure [82]

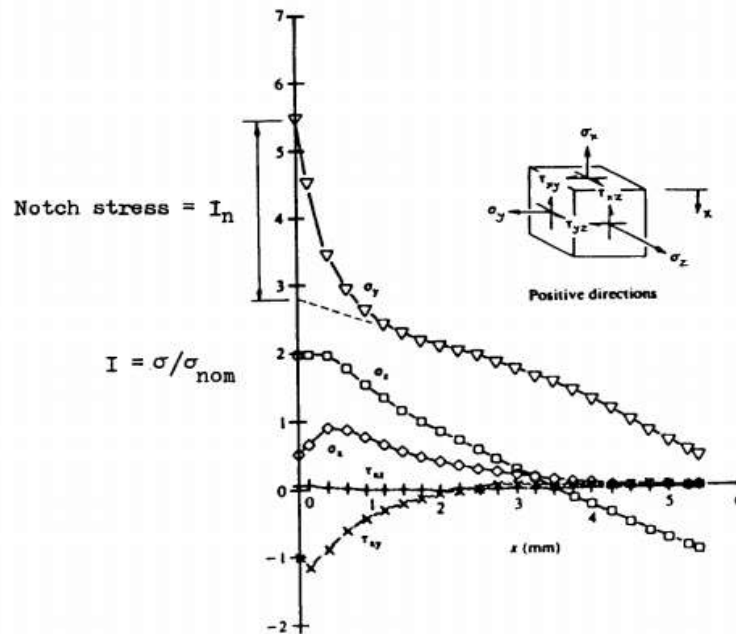


Figure. III. 13. La distribution des contraintes cartésiennes à travers l'épaisseur pour un profil d'entaille de la soudure ($\theta = 90^\circ$) [82]

III.4. Facteur de concentration de contrainte SCF

Le SCF est un multiplicateur appliqué à la contrainte nominale pour atteindre la contrainte maximale au point chaud. Il est exprimé par l'équation III.15 et dépend uniquement de la géométrie de la pièce en supposant le matériau homogène et continu (soufflures, fissures internes...etc.)

La variation des valeurs de SCF dépend des spécifications suivantes [47].

- l'emplacement le long de l'intersection de la jonction (point de quartier, point d'arçon ou quelque part entre ces deux points)
- La configuration du joint (T, Y, X, K-joint etc.),
- La géométrie du joint (paramètres adimensionnels $\beta, \gamma, \alpha, \tau, \theta$)
- La condition de chargement (axial, IPB, OPB, combiné).

Il peut être déterminé à l'aide des méthodes expérimentales comme par la méthode des éléments finis FE [83].

$$SCF = \frac{\sigma_{hss}}{\sigma_{nom}} \quad \text{III. 15}$$

Il y a plusieurs équations alternatives disponibles pour l'estimation de SCF dans les points chauds à différentes positions.

Dans ces équations, les SCF sont données en termes de paramètres géométriques pertinents de la configuration tubulaire (T, Y, K, N ou X) et de chargement, pour lequel ils ont été développés. Ils sont de la forme générale suivante :

$$SCF = c \cdot \gamma^a \cdot \tau^b \cdot \alpha^c \cdot \zeta^d \cdot f1(\beta) \cdot \sin^e \cdot f2(\theta) \quad \text{III. 16}$$

Ou : a, b, c, d, e sont des constantes, f1 et f2 sont des fonctions algébriques ;

Il convient de noter que ces équations paramétriques ne sont valables que pour une gamme limitée de paramètres géométriques adimensionnels. De plus, elles ne sont pas en mesure de spécifier l'emplacement des points critiques et ne prennent pas en compte la géométrie de la soudure.

Des équations d'Efthymiou/Durkin et Lloyd's Register sont présentées dans l'annexe5

III.4.1. Superposition des contraintes dans les joints tubulaires

Les contraintes sont calculées aux points de quartier et d'arçon ; ensuite, la contrainte au point chaud en ces points est dérivée par sommation des composantes de contraintes à partir de l'action axiale, dans le plan et hors-plan.

La contrainte au point chaud peut être plus élevée pour les points intermédiaires. Ainsi, elle doit être évaluée en 8 points autour de la circonférence de l'intersection (figure. III.14) [51].

$$\sigma_1 = SCF_{AA}\sigma_x + SCF_{MIP}\sigma_{my} \quad \text{III. 17}$$

$$\sigma_2 = \frac{1}{2}(SCF_{AA} + SCF_{AQ})\sigma_x + \frac{1}{2}\sqrt{2}SCF_{MIP}\sigma_{my} - \frac{1}{2}\sqrt{2}SCF_{MOP}\sigma_{mz}$$

$$\sigma_3 = SCF_{AQ}\sigma_x - SCF_{MOP}\sigma_{mz}$$

$$\begin{aligned} \sigma_4 &= \frac{1}{2}(SCF_{AA} + SCF_{AQ})\sigma_x - \frac{1}{2}\sqrt{2}SCF_{MIP}\sigma_{my} - \frac{1}{2}\sqrt{2}SCF_{MOP}\sigma_{mz} \\ \sigma_5 &= SCF_{AA}\sigma_x - SCF_{MIP}\sigma_{my} \\ \sigma_6 &= \frac{1}{2}(SCF_{AA} + SCF_{AQ})\sigma_x - \frac{1}{2}\sqrt{2}SCF_{MIP}\sigma_{my} + \frac{1}{2}\sqrt{2}SCF_{MOP}\sigma_{mz} \\ \sigma_7 &= SCF_{AQ}\sigma_x + SCF_{MOP}\sigma_{mz} \\ \sigma_8 &= \frac{1}{2}(SCF_{AA} + SCF_{AQ})\sigma_x + \frac{1}{2}\sqrt{2}SCF_{MIP}\sigma_{my} + \frac{1}{2}\sqrt{2}SCF_{MOP}\sigma_{mz} \end{aligned}$$

Avec : σ_x , σ_{my} et σ_{mz} sont les contraintes nominales maximales dues respectivement aux chargements AX, IPB, OPB.

SCF_{AA} , SCF_{AQ} sont les SCF aux points A et Q dans le cas du chargement AX.

SCF_{MOP} et SCF_{MIP} sont les SCF dans les cas de chargement OPB et IPB

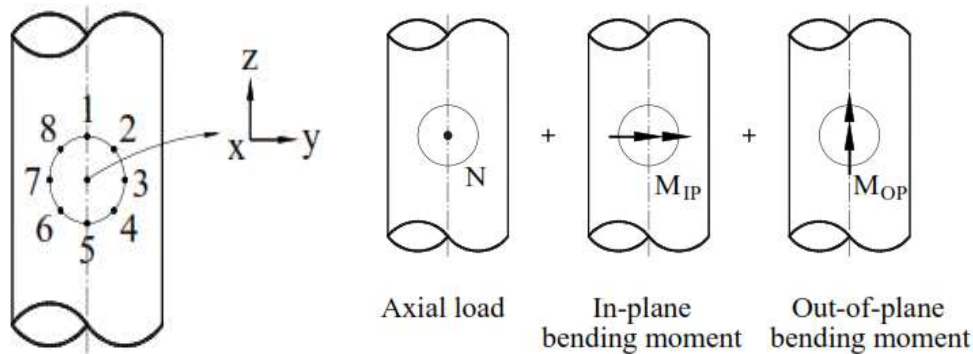


Figure. III. 14. Superposition des contraintes [51]

III.4.2. L'influence du filet de la soudure.

L'ajout d'un congé de soudure à une connexion tubulaire se traduit par un SCF réduit mesuré au niveau du pied de la soudure plutôt qu'à l'intersection du joint.

Il est important de noter que l'extrapolation des contraintes sur un modèle sans filet de soudure ne doit pas être raccourcie à l'endroit où se trouverait le pied de soudure pour tenter de refléter l'influence de la soudure [1-85] (annexe 6).

Les formules des SCF pour les points de quartier et d'arçon de la membrure ont été développées sur la base des modèles acryliques testés à petite échelle et d'analyses en EF. Les formules couvrent les joints uni-planaires avec espacement.

Les SCF du côté membrure sont liés aux SCF du côté entretoise par l'équation.III.18 [85]

$$SCF_{brace} = 1 + 0.63SCF_{chord} \tag{III. 18}$$

En utilisant des modèles de joints T (90°) et X en acrylique, un facteur de correction de filet de soudure est recommandé pour les membrures comme suit: [1-85]

$$SCF_{corrected} = \frac{SCF_{No\ weld}}{\sqrt[3]{1+\frac{x}{T}}} \quad \text{III. 19}$$

Avec

X: la longueur de la soudure côté membrure et T: l'épaisseur de la paroi de la membrure

III.4.3. l'influence des conditions aux limites.

Les concentrations de contrainte dans les jonctions tubulaires (entretoise/membrure) sont affectées par les conditions aux limites, au sens de l'application de St Venant; dans ce sens on recommande de considérer les longueurs minimales suivantes : [48]

- Pour la membrure principale, une longueur au moins supérieure à 1,5 fois son diamètre.
- Pour l'entretoise, une longueur au moins supérieure à 2 fois son diamètre

III.5. Conclusion

La contrainte totale au niveau d'un joint, peut être définie comme la résultante de différentes contraintes : la contrainte nominale, la contrainte géométrique et la contrainte locale.

Les éléments 2D Shell et les éléments 3D solide sont utilisés dans l'analyse FE, le choix du type d'éléments pour l'analyse dépend de la géométrie de la jonction et du but pour lequel les résultats de l'analyse doivent être utilisés.

Le choix du type d'élément, Shell épaisses ou minces, est influencé par la présence de contraintes de cisaillement importantes dans la structure. Pour les sections à parois minces (avec des valeurs γ élevées), les éléments minces sont les plus appropriés. Cependant, à mesure que l'épaisseur de la paroi augmente (γ diminue), les déformations de cisaillement deviennent plus importantes et les éléments à Shell épaisses doivent être utilisés. En général, les structures tubulaires de dimensions pratiques ont des épaisseurs inférieures à 1 / 30^{ème} d'une dimension globale typique et des éléments Shell minces conviennent.

D'autres chercheurs considèrent que la modélisation avec des éléments Shell est imprécise et que l'application de la procédure d'extrapolation est difficile, ils préfèrent l'utilisation des éléments volumiques, avec la modélisation du cordon de soudure.

CHAPITRE IV

MODELISATION DES JONCTIONS TUBULAIRES SOUDEES : RESULTATS ET DISCUSSION

CHAPITRE IV : Modélisation numérique des jonctions tubulaires soudées : Résultats et discussions

IV. 1. Introduction

La plus part des recherches actuelles traitent les contraintes de surface près des intersections des jonctions tubulaires. Les solutions analytiques ont, en général, échoué à prédire les valeurs maximales et à générer des distributions de contraintes pour les connexions les plus simples. Les recherches dans ce domaine sont basées sur des essais expérimentaux ainsi que des méthodes numériques telles que l'analyse par éléments finis (FEA).

Le développement puissant des ordinateurs, au milieu des années 1970, a permis une grande capacité pour analyser les jonctions tubulaires tridimensionnelles par la méthode des éléments finis, et a réduit à néant les autres tentatives pour produire des modèles analytiques satisfaisants.

Les résultats obtenus par la plupart des recherches concernant la distribution des contraintes de surface au niveau des intersections des jonctions manchon/entretoise font abstraction du cordon de soudure et modélise les jonctions tubulaires par des éléments Shell qui consomment moins de temps.

La grande difficulté, dans la modélisation des jonctions tubulaires est la génération du maillage, en particulier dans les zones de discontinuités géométriques où les gradients de contraintes sont importants. Le soin apporté au maillage a une influence importante sur la qualité des résultats ; Un mauvais maillage conduit à une fausse étude, même si le logiciel utilisé n'indique aucune erreur de traitement des données [8]. Les deux éléments Shell 2D et Solid 3D sont utilisés par FEA. Le choix du type d'éléments dépend de la géométrie de l'assemblage et de l'objectif de l'analyse.

Dans ce chapitre, sont présentés les résultats obtenus suite à la modélisation de plusieurs formes de jonctions tubulaires planaires:

- En premier lieu une étude paramétrique d'une jonction T en 2D par le logiciel COMSOL multi-physique a été réalisée pour montrer l'influence des paramètres géométriques adimensionnels sur la distribution des contraintes et la localisation des points chauds.

Les chargements appliqués et les conditions aux limites ont été respectés selon les différents codes [85].

Les simulations numériques réalisées dans cette étude comprennent:

- Trois chargements simples: Axial (AX), flexion dans le plan (IPB) et flexion hors plan (OPB) pour la validation du modèle de calcul.

- une flexion rotative ou déviée (ROTB). Ce chargement consiste à faire dévier le vecteur présentant l'effort à un angle de $\Delta\theta=5^\circ$ balayant toute la périphérie de l'entretoise (0° à 360°) afin de passer par tous les cas de charges possibles autour de l'extrémité de l'entretoise. Chaque flexion déviée est une combinaison d'une flexion dans le plan et une flexion hors plan.

- Enfin un chargement complexe combiné d'une flexion rotative avec un chargement axial. Cette charge simule plus précisément les conditions de service réelles.

Les caractéristiques géométriques et mécaniques des jonctions à étudier ont été choisies selon [86-43] pour pouvoir comparer les résultats obtenus avec celles obtenues par les essais réalisés.

- En deuxième lieu nous avons calculé le facteur de concentration de contrainte (SCF) pour les différents cas de chargements simples (Ax, IPB, OPB); deux types de joint T et Y ont été considérés avec les angles d'inclinaisons suivant : 90° , 60° , 45° et 30° .

IV. 2. Logiciels et type d'éléments utilisés

Dans notre étude l'analyse des contraintes a été réalisée par deux logiciels capables de générer des maillages automatiques, pour une large gamme de géométrie et capables de produire des éléments 2D extra fin près des intersections:

- ANSYS APDL,
- COMSOL multi-physique.

Ces éléments ne sont pas capables de transmettre des forces de cisaillement, mais les déplacements normaux aux éléments et les rotations à leurs extrémités sont autorisés.

Les éléments utilisés sont principalement quadrilatères à huit nœuds, plus des éléments triangulaires à six nœuds. La précision des résultats d'analyse par la méthode des éléments finis dépend des types d'éléments utilisés et de la finesse du maillage, en particulier au voisinage du cordon de soudure.

IV. 3. Description du modèle FEM

Les modèles numériques sont implémentés dans les logiciels commerciaux et les réponses de ces modèles sont quasi-statiques. Divers aspects comme le type d'élément, le raffinement du maillage, le schéma d'intégration et la forme de la soudure ont une grande influence sur la modélisation numérique. Cette dernière ainsi que les conditions aux limites

ont une grande influence sur le SCF, qui est indépendant de la valeur de la force externe exercée pour un cas de chargement donné. L'utilisation de plusieurs conditions aux limites a été discutée dans la littérature : extrémités serrées, articulées ou fixées des entretoises et des manchons [53].

IV. 4. Le modèle géométrique

IV. 4.1. Les caractéristiques mécaniques de la jonction étudiée

Les modèles utilisés sont en acier standard à comportement élastique linéaire dont les caractéristiques mécaniques sont.

- La densité $\rho_s = 7850 \text{ kg/m}^3$,
- Le module d'Young $E_s = 2,10 \text{ GPa}$,
- Le coefficient de Poisson $\nu = 0,3$.

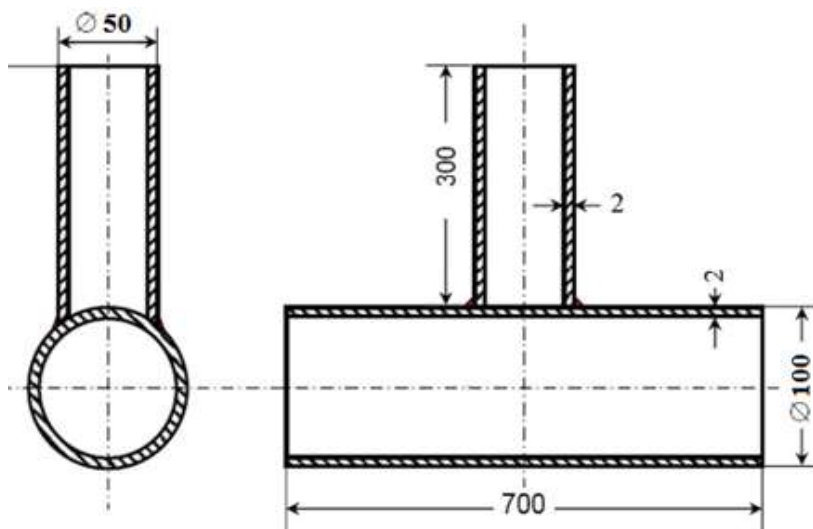
IV. 4.2. Les paramètres géométriques de la jonction étudiée

La longueur de la membrure est choisie de telle manière que le champ de contrainte au niveau du joint ne change pas de manière significative lors de son extension [54].

Ayant comme objectif de comparer nos résultats numériques avec ceux de la littérature, et des essais expérimentaux, nous avons choisi d'étudier une jonction à une échelle réduite avec les dimensions suivantes (figure. IV. 1) : $D = 100 \text{ mm}$, $d = 50 \text{ mm}$, $L = 700 \text{ mm}$, $l = 300 \text{ mm}$, $T = 2$ et $t = 2$.

Les paramètres géométriques adimensionnels calculés, sont:

$$\alpha = 14, \beta = 0.5, \gamma = 25 \text{ et } \tau = 1$$



$$\beta = \frac{d}{D} \quad \tau = \frac{t}{T}$$

$$\gamma = \frac{D}{2T} \quad \alpha = \frac{2L}{D}$$

Figure. IV. 1. Caractéristiques géométriques de la jonction étudiée

IV.4. 3. Les paramètres adimensionnels des jonctions étudiées

Le tableau IV.1 présente les valeurs des paramètres adimensionnels α , β , γ , τ et θ sélectionnée pour l'étude paramétrique, le tableau IV.2 montre la plage acceptable de chaque paramètre ainsi que leurs limitations (min. et max). Les limitations pour chaque variation de ces paramètres sont de trois types [87] :

- 1- Limites physiques, c'est-à-dire l'impossibilité physique de la jonction au-delà de ces limites.
- 2- L'épaisseur des entretoises doit être inférieure ou égale à l'épaisseur de la membrure.
- 3- La limitation des angles concernant la possibilité de soudage.

Tableau. IV. 1. La gamme des géométries étudiée

Modèle	θ	β	γ	α	τ	D	L	T	d	l	t
Mod1	90°	0.5	10	14	1	100	700	5	50	300	5
Mod2	90°	0.5	15	14	1	100	700	3.3	50	300	3.3
Mod3	90°	0.5	20	14	1	100	700	2.5	50	300	2.5
Mod4	90°	0.5	25	14	1	100	700	2	50	300	2
Mod5	90°	0.5	30	14	1	100	700	1.67	50	300	1.67
Mod6	90°	0.5	35	14	1	100	700	1.4	50	300	1.4
Mod7	90°	0.5	25	5	1	100	250	2	50	75	2
Mod8	90°	0.5	25	10	1	100	500	2	50	200	2
Mod9	90°	0.5	25	25	1	100	1250	2	50	575	2
Mod10	90°	0.5	25	30	1	100	1500	2	50	700	2
Mod11	90°	0.15	25	14	1	100	700	2	15	300	2
Mod12	90°	0.25	25	14	1	100	700	2	25	300	2
Mod13	90°	0.3	25	14	1	100	700	2	30	300	2
Mod14	90°	0.75	25	14	1	100	700	2	75	300	2
Mod15	90°	0.5	25	14	0.25	100	700	2	50	300	0.5
Mod16	90°	0.5	25	14	0.4	100	700	2	50	300	0.8
Mod17	90°	0.5	25	14	0.5	100	700	2	50	300	1
Mod18	90°	0.5	25	14	0.6	100	700	2	50	300	1.2
Mod19	90°	0.5	25	14	0.75	100	700	2	50	300	1.5
Mod20	90°	0.5	25	14	0.8	100	700	2	50	300	1.6
Mod21	60°	0.5	25	14	1	100	700	2	50	300	2
Mod22	45°	0.5	25	14	1	100	700	2	50	300	2
Mod23	30°	0.5	25	14	1	100	700	2	50	300	2

Tableau. IV. 2. Plages valides des paramètres géométriques et les valeurs choisies

Paramètre	Minimum	Maximum	Valeur
β	0.15	0.75	0.15, 0.25, 0.3, 0.75
α	5	30	5, 10, 25, 30,
γ	10	35	10, 15, 20, 25, 30, 35
τ	0.25	1	0.25, 0.4, 0.5, 0.6, 0.75, 0.8, 1
θ	30°	90°	30, 45, 60, 90

IV. 5. Etude paramétrique de la jonction T par le logiciel COMSOL multi-physique en 2D

Pour prédire le comportement mécanique d'une jonction simple on a réalisé une étude paramétrique pour montrer l'influence des différents types de chargements ainsi que les paramètres adimensionnels sur la répartition des contraintes au niveau de l'intersection membrure/entretoise.

IV. 5. 1. Les conditions aux limites

Dans cette étude, les conditions aux limites sont simplifiées à des encastresments aux extrémités de la membrure et toutes les charges sont appliquées aux extrémités des entretoises comme illustré sur la figure IV.2 ; Comprenant les chargements de base suivants :

- un chargement axial (AX);
- une flexion dans le plan (IPB);
- une flexion hors plan (OPB); en plus
- une flexion rotative ou déviée (ROTB), balayant toute la périphérie de l'entretoise (0° à 360°) ; chaque flexion déviée est une combinaison d'une flexion dans le plan et une flexion hors plan.
- Enfin un chargement complexe composé d'une flexion rotative et d'un chargement axial (figure IV.2).

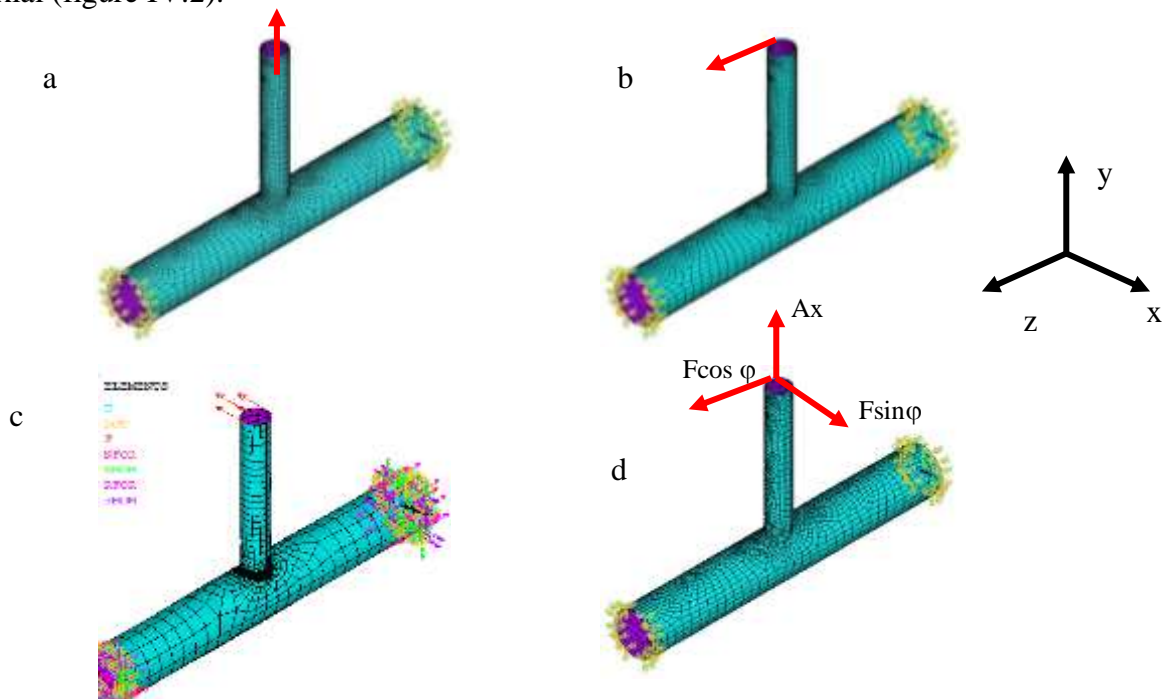


Figure. IV. 2. Les différents types de chargements: a) chargement axial AX, b) flexion dans le plan, c) flexion hors plan et d) chargement combiné

IV. 5. 2. Etude de convergence du maillage

Pour réaliser un bon maillage (figure IV. 3), les éléments ne doivent pas être excessivement allongés ou autrement déformés en particulier au voisinage du cordon de soudure, pour cela nous avons considéré une zone d'éléments triangulaires à six nœuds assurant la transition entre le maillage très fin autour de l'intersection manchon/entretoise (zones de concentration de contraintes), et le maillage quadrilatère normal à huit nœuds adopté pour le reste de la structure [88].

Le choix de l'élément Shell est justifié car, son utilisation est relativement simple et donne lieu à des calculs consommant moins de temps CPU [89].

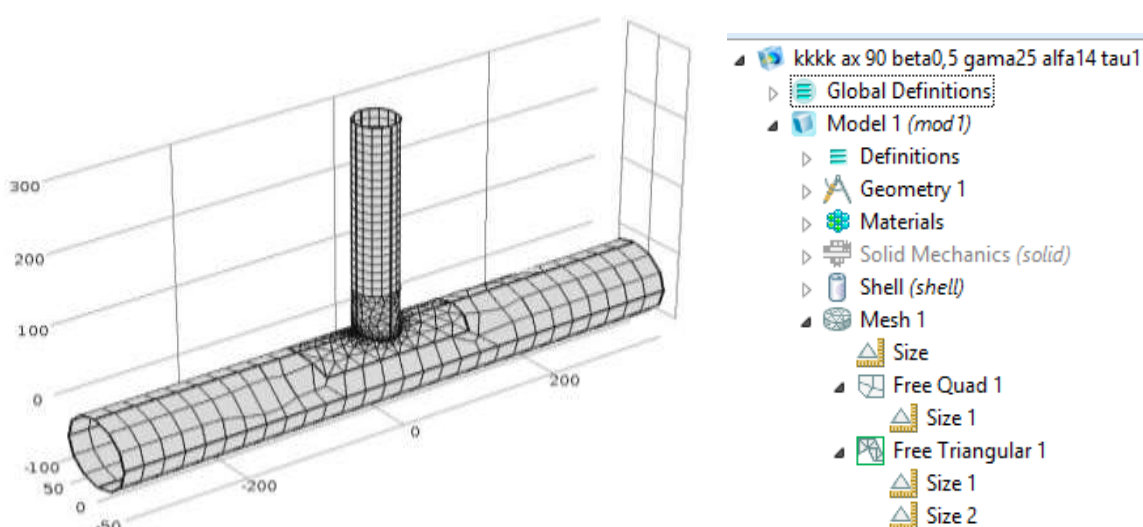


Figure. IV. 3. Le maillage avec les éléments Shell 2D

La convergence est calculée automatiquement par le logiciel COMSOL multi-physique selon la taille et le type d'élément choisis.

La figure. IV. 4 montre l'évolution de la valeur de la contrainte maximale en fonction de différente taille de maillage, on constate que la contrainte converge vers une valeur de 17 Mpa pour les trois qualités de maillage dans les trois zones (normale, fine et extremelly-fine).

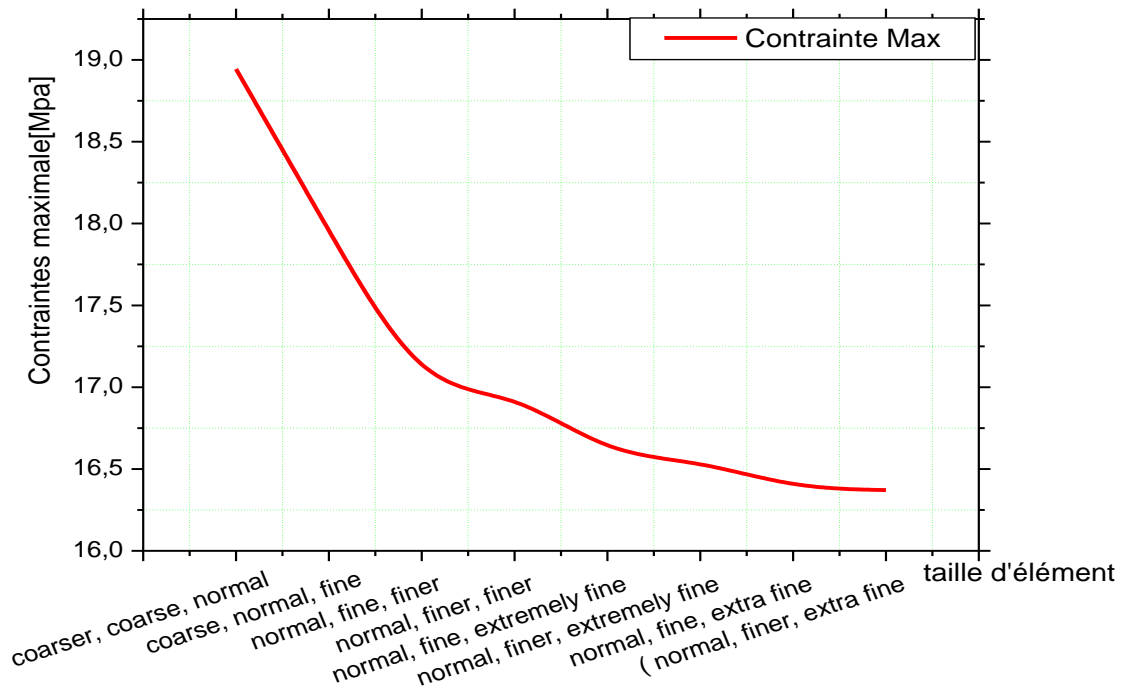
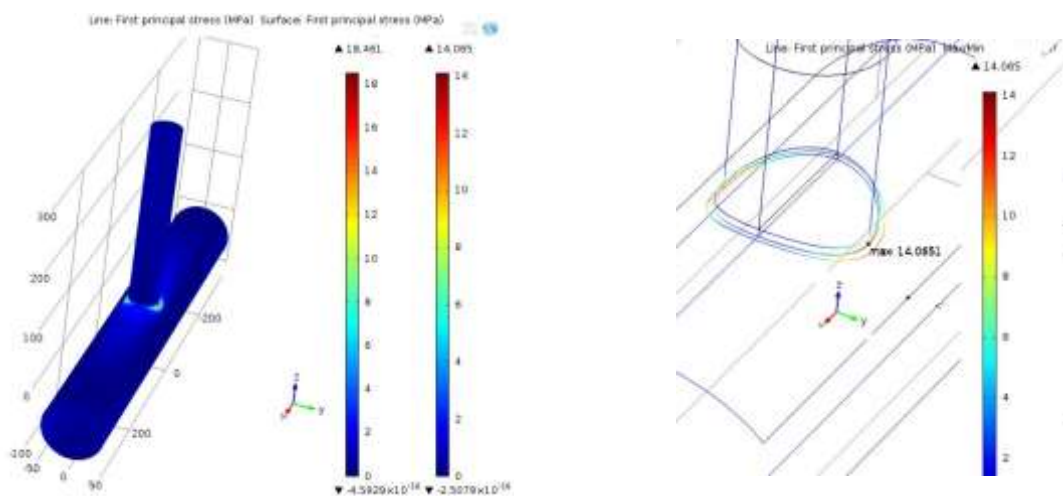


Figure. IV. 4. La contrainte maximale en fonction de la qualité du maillage

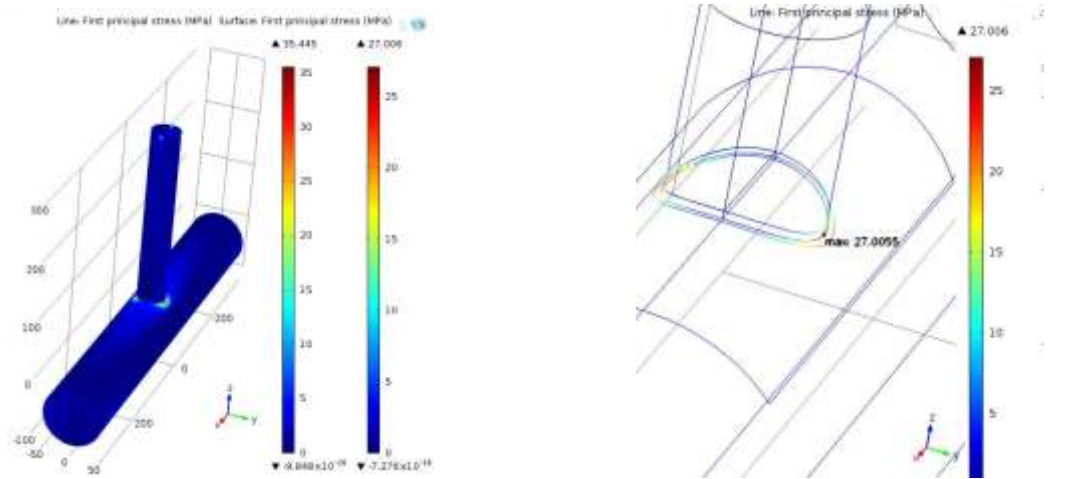
IV. 5. 3. Etude de l'influence du modèle de chargement

Pour étudier l'influence du modèle de chargement sur les contraintes (la figure IV.5.) trois modèles de chargement ont été appliqués sur l'extrémité de l'entretoise comme chargement axial:

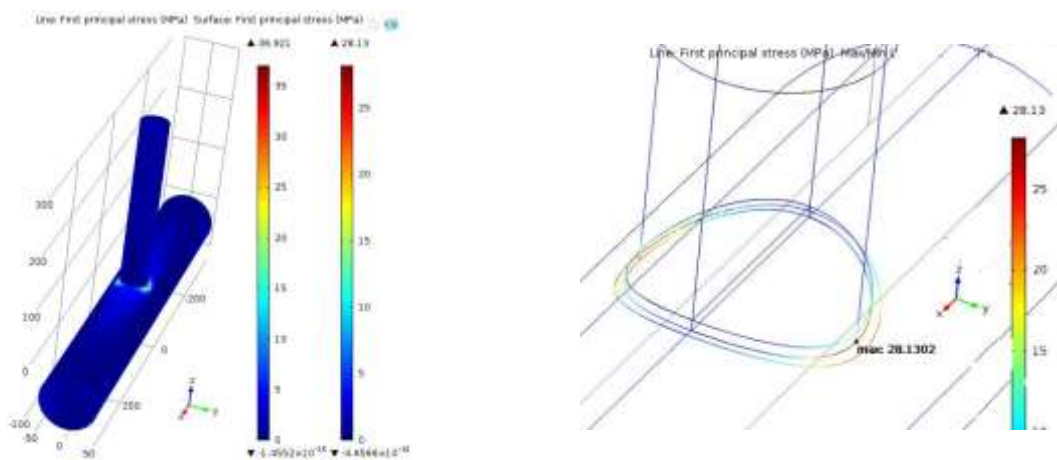
- une force par unité de longueur N/m « F1 »
- une force par unité de surface N/mm² « F2 »
- une force ponctuelle « F3 »



a) Evaluation des contraintes principales sous le chargement F1



b) Evaluation des contraintes principales sous le chargement F3



c) Evaluation des contraintes principales sous le chargement F2

Figure. IV. 5. Les contraintes principales maximales sous un chargement axial selon trois modèles de chargement a) F1, b) F2, c)F3 pour une jonction T ($\tau=1, \beta=0.5, \alpha=14, \gamma=25$)

Les résultats obtenus sont donnés dans le tableau IV.3 :

Tableau. IV. 3. La contrainte maximale selon les trois modèles de chargement AX

Modèle de chargement	Position du HSS	Lloyd	Efthimiou	$\sigma_{V\text{on-mises}}$	$\sigma_1\text{max surfacique [Mpa]}$	$\sigma_1\text{max ligne médiane [Mpa]}$
F1=1000N/m	Q	26,65	27,72	15.279	18.46	14.065
F2= 1Mpa	Q			30.559	36.92	28.13
F3=301.59N	Q			30.921	35.44	27.005

On constate que :

- ✓ quel que soit le modèle de chargement, le point chaud est situé au point de quartier « Q » avec les coordonnées : $x= 1.5308, y= 24.99, z= -6.698$

✓ Les valeurs des contraintes principales en surface sont plus élevées que celles en lignes médianes. Cependant ces dernières sont similaires à celles calculées par les équations paramétriques de Llyod et Efhemiou (tableau IV.3)

✓ pour le chargement linéaire (F1) les contraintes sont sous-estimées par rapport aux valeurs 14.065Mpa et 18.46Mpa qui sont évaluées en ligne et en surface respectivement alors que;

✓ pour les chargements F2 et F3, ces contraintes sont proches de celles calculées par les équations paramétriques avec une petite différence.

Ces résultats permettent la validation du modèle et le choix du chargement adéquat.

IV. 5. 4. Le choix des contraintes à considérer

Les contraintes peuvent être évaluées pour les modèles Shell 2D à l'extérieur de l'élément (Top Shell) comme à l'intérieur (bottom shell) ou à mi-plan (mid-plane), pour chaque couche on peut évaluer toutes les contraintes utiles :

- La contrainte de Membrane
- La contrainte de flexion (Bending)
- La contrainte de VON-MISES
- Les contraintes principales locales σ_1 , σ_2 , σ_3

L'évaluation de ces contraintes permet de calculer le degré de flexion DOB

Dans notre étude, nous avons considéré la contrainte principale σ_1 comme contrainte au point chaud (HSS) pour calculer le SCF. (Figure. IV. 6).

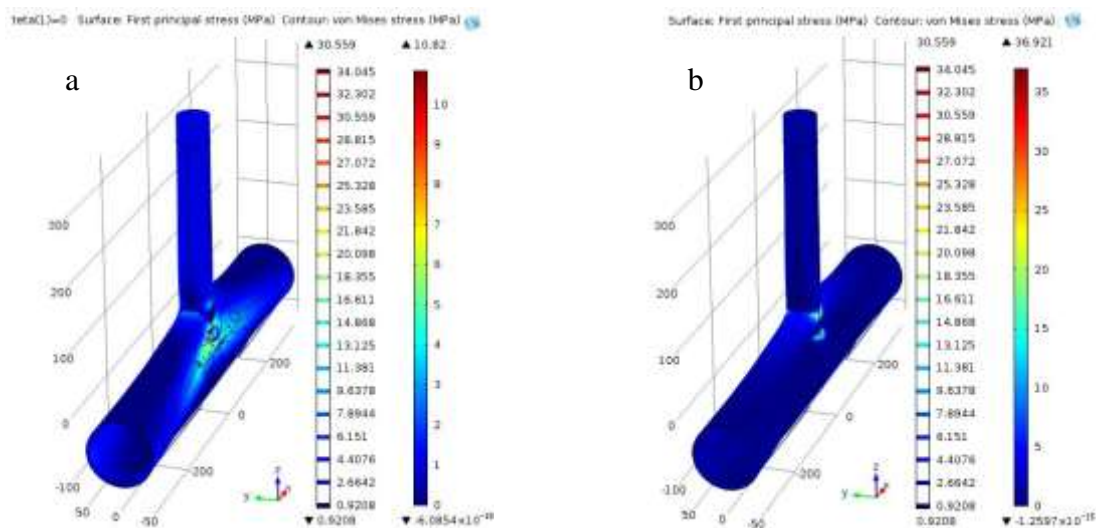


Figure. IV. 6. Evaluation des contraintes : Von-mises et Principale locale,
a) :à l'intérieur « Bottom shell » b) à l'extérieur « Top shell »

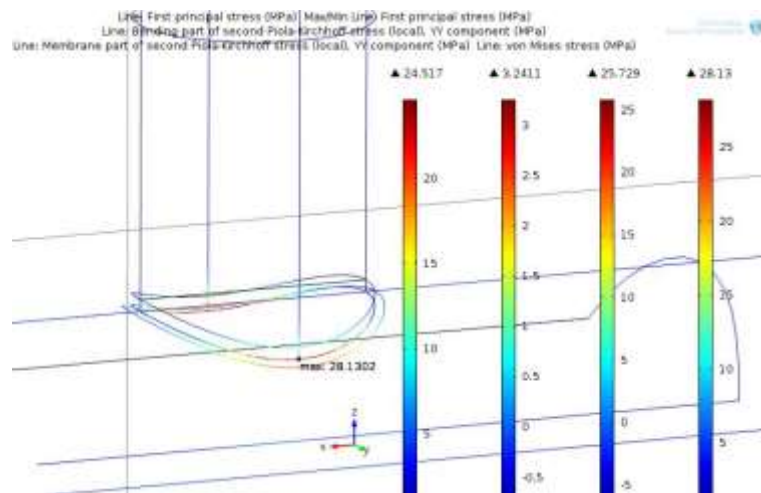


Figure. IV. 7. Evaluation des contraintes structurelles : Von-mises « σ_{eqv} » σ_m , σ_b et σ_l

IV. 6. Etude paramétrique par le logiciel ANSYS APDL

La deuxième partie de l'étude est réalisée à l'aide du code de calcul par éléments finis ANSYS APDL.

IV. 6. 1. Maillage de la structure en 2D

La discrétisation de la structure est réalisée par un maillage Shell quadratique de telle sorte qu'un maillage global relativement grossier s'établisse, puis affiné progressivement au voisinage de l'intersection considérée pour éviter les distorsions excessives des éléments (figure IV.8).

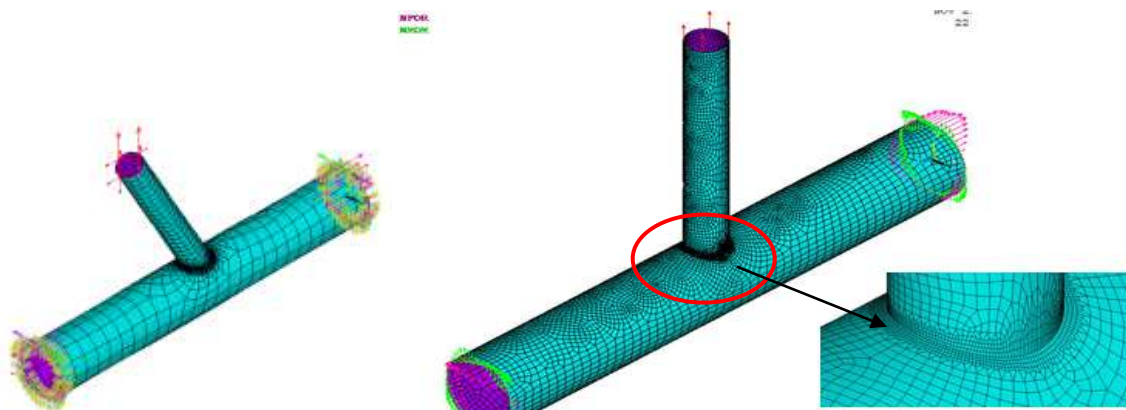


Figure. IV. 8. Maillage de la jonction T et Y

IV. 6. 2. Influence du type des éléments et de leurs tailles

Nous avons modélisé 12 joints avec plusieurs maillages de différentes tailles:

- Eléments 4node 181 quadratique et triangulaire,
- Eléments 8node 281 quadratique et triangulaire.

Les résultats obtenus sont présentés sur les figures IV (9 et 10)

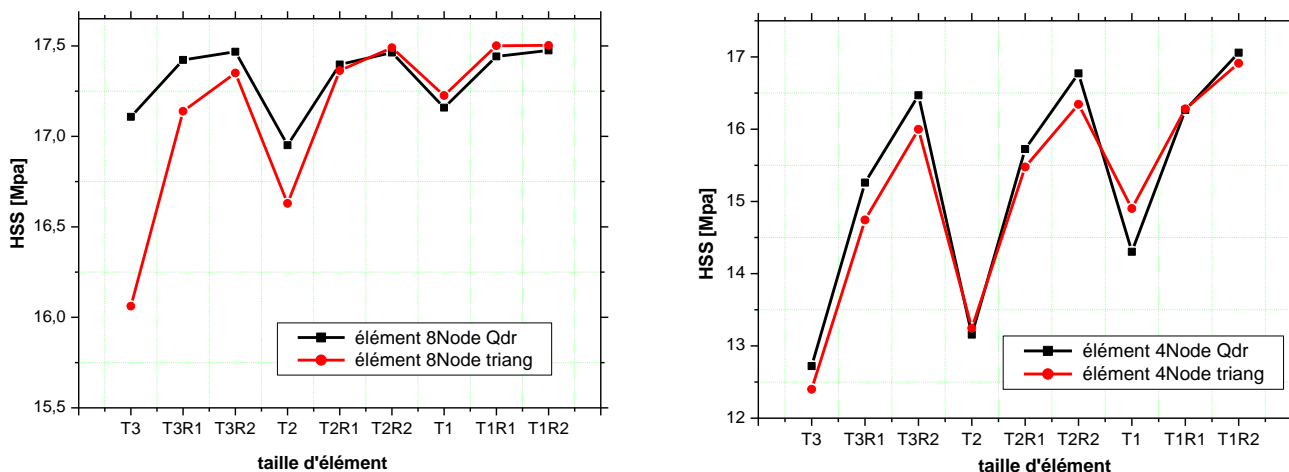


Figure. IV. 9. Evolution du SCF en fonction de la taille des éléments : à gauche élément 8node 281 à droite élément 4Node 181

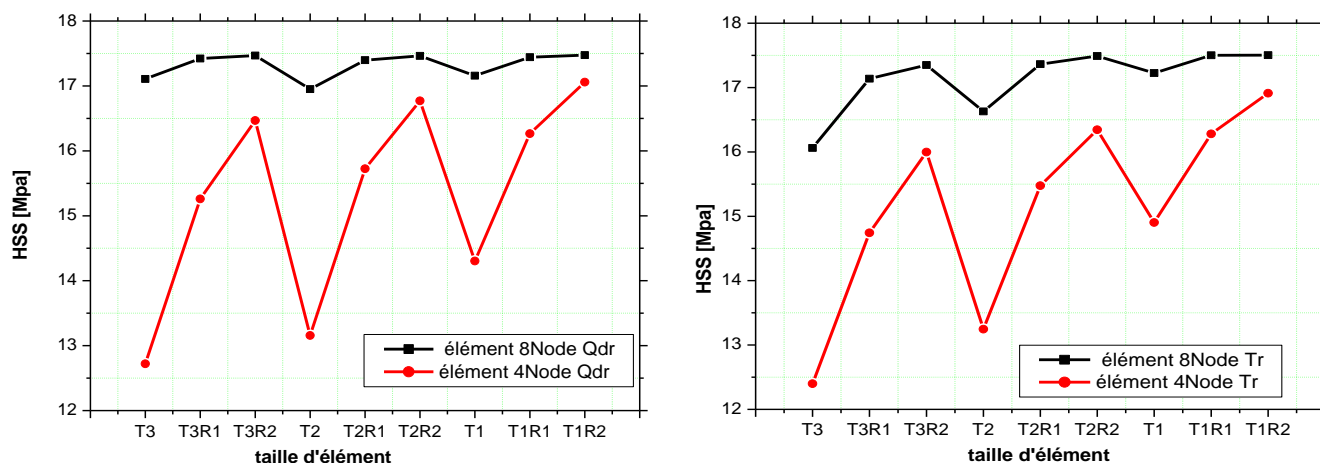


Figure. IV. 10. Comparaison des valeurs du SCF pour les éléments 8node et 4node

Les résultats obtenus montrent que:

- Le maillage quadratique donne des bons résultats par rapport au maillage triangulaire qui nécessite des éléments de taille très fine pour avoir la convergence des résultats.
- Le maillage avec les éléments 8Nodes montre une convergence des résultats pour les différentes tailles que ce soit pour le maillage quadratique ou triangulaire. Cependant l'utilisation des éléments 4Nodes nécessite un grand raffinement aux niveaux des éléments situés à l'intersection manchon/entretoise.

IV. 6. 3. Influence des chargements (Conditions aux limites)

On a appliqué les trois chargements des bases : AX, OPB, IPB en fixant les deux extrémités de la membrure, pour le calcul du SCF, et pour l'évaluation des contraintes autour de l'intersection.

Deux modes de chargements ont été appliqués axialement, une pression sur l'entretoise (F2) (figure IV.11) et une force ponctuelle (F3) (figure. IV.12). Les résultats obtenues montrent que :

- Quel que soit le type de chargement les valeurs des contraintes pour les deux types d'éléments sont presque identiques pour un maillage fin et très différent pour un maillage grossier (tableaux IV.4 et IV.5)
- **Le chargement axial sous pression (F2) :**

Les valeurs du SCF obtenus pour les deux types d'éléments 8Nodes et 4Nodes sont 14.83 et 14.41 respectivement ; ces valeurs sont sous-estimés et ne reflètent pas l'ampleur réelle des contraintes dans les zones chaudes des jonctions tubulaires.

- **Le chargement axial sous force ponctuelle (F3)**

Dans ce cas de chargement, les concentrations de contraintes sont plus élevées et sont proches de celles obtenues par les équations paramétriques (tableau IV.5)

Ce qui nous pousse à choisir ce type de chargement pour le calcul du SCF (figure IV. (11,12))

Tableau. IV. 4. SCF pour une pression de 1Mpa

Taille d'élément / Type d'élément	Size 7	1 ^{er} Raffinage	2 ^{ème} Raffinage
8Node 281	SCF= 11,6082	SCF=11,6413	SCF=14,8348
4Node181	SCF=7,04931	SCF=11,3185	SCF=14,4195

Tableau. IV. 5. SCF pour une force F= 301,6 N

Taille d'élément / Type d'élément	Size 7	1 ^{er} Raffinage	2 ^{ème} Raffinage
8Node 281	SCF= 22,2852	SCF=22,3679	SCF=28,5047
4Node181	SCF=13,5194	SCF=21,6523	SCF=27,613

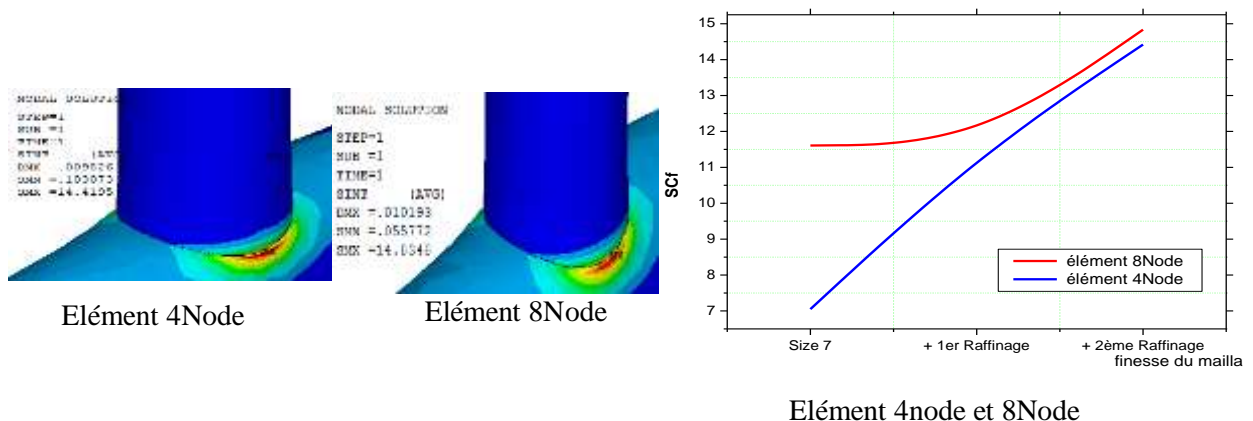


Figure. IV. 11. Contraintes principales dans le cas de chargement de pression sur l'entretoise

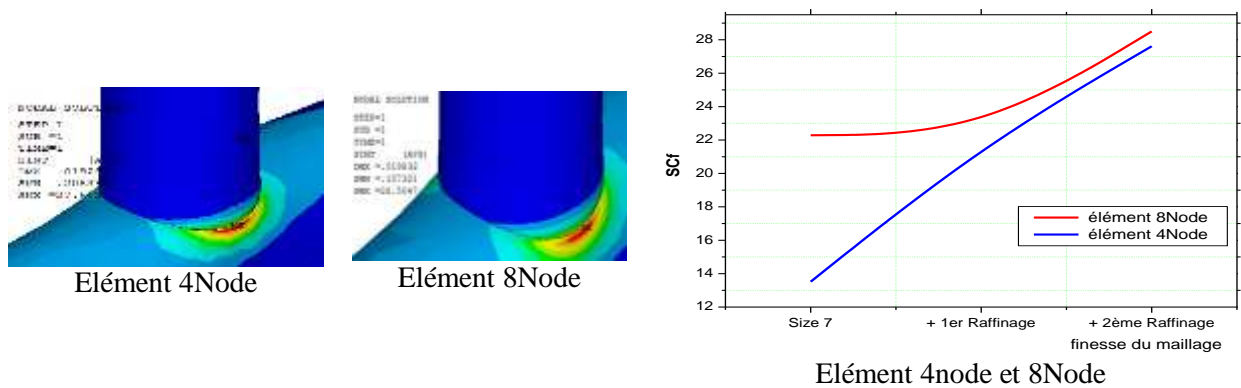


Figure. IV. 12. Contraintes principales dans le cas d’une force ponctuelle sur l’entretoise

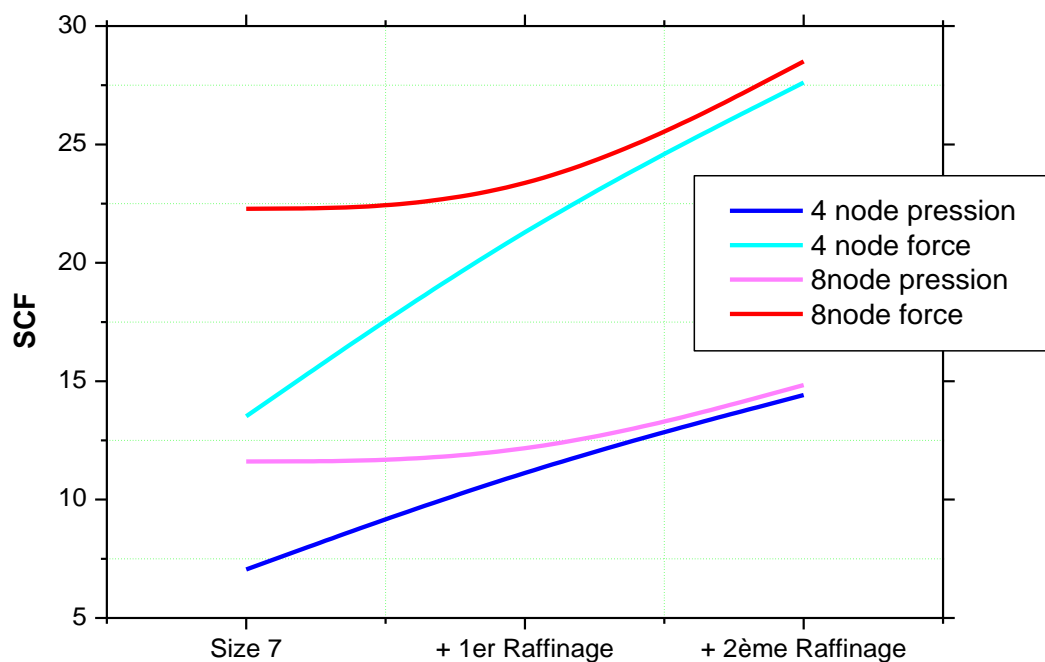


Figure. IV. 13 : Comparaison des valeurs du SCF pour les différents cas

- **Application d’une charge ponctuelle (concentrée) en 3D**

L’effet des formes macro-géométriques est une cause importante de redistribution du champ de contraintes à travers la section transversale. Dans un effet similaire la contrainte de flexion de la membrane est importante et se produit sous forme de courbure ou de torsion, près de la charge concentrée ou de la contre-force. (Figure IV.14) [90].

En raison de cet effet dans la jonction, la modification des contraintes doit être prise en compte par l’application d’une pression sur la surface de l’entretoise au lieu d’une force concentrée dans un point (Figure IV.15).

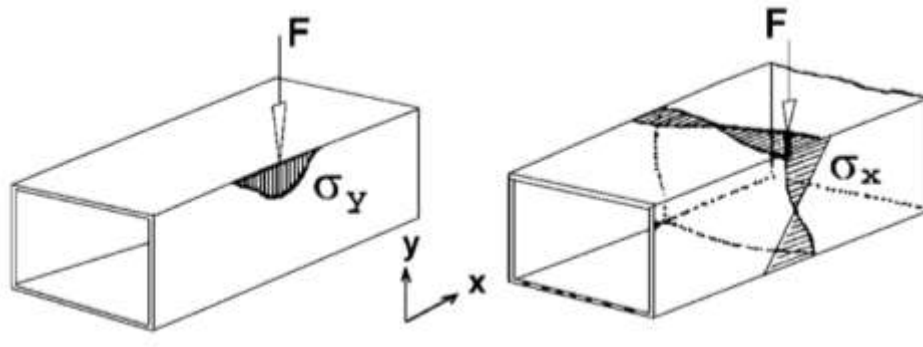


Figure IV. 14. Répartition des contraintes sous une charge concentrée [90].

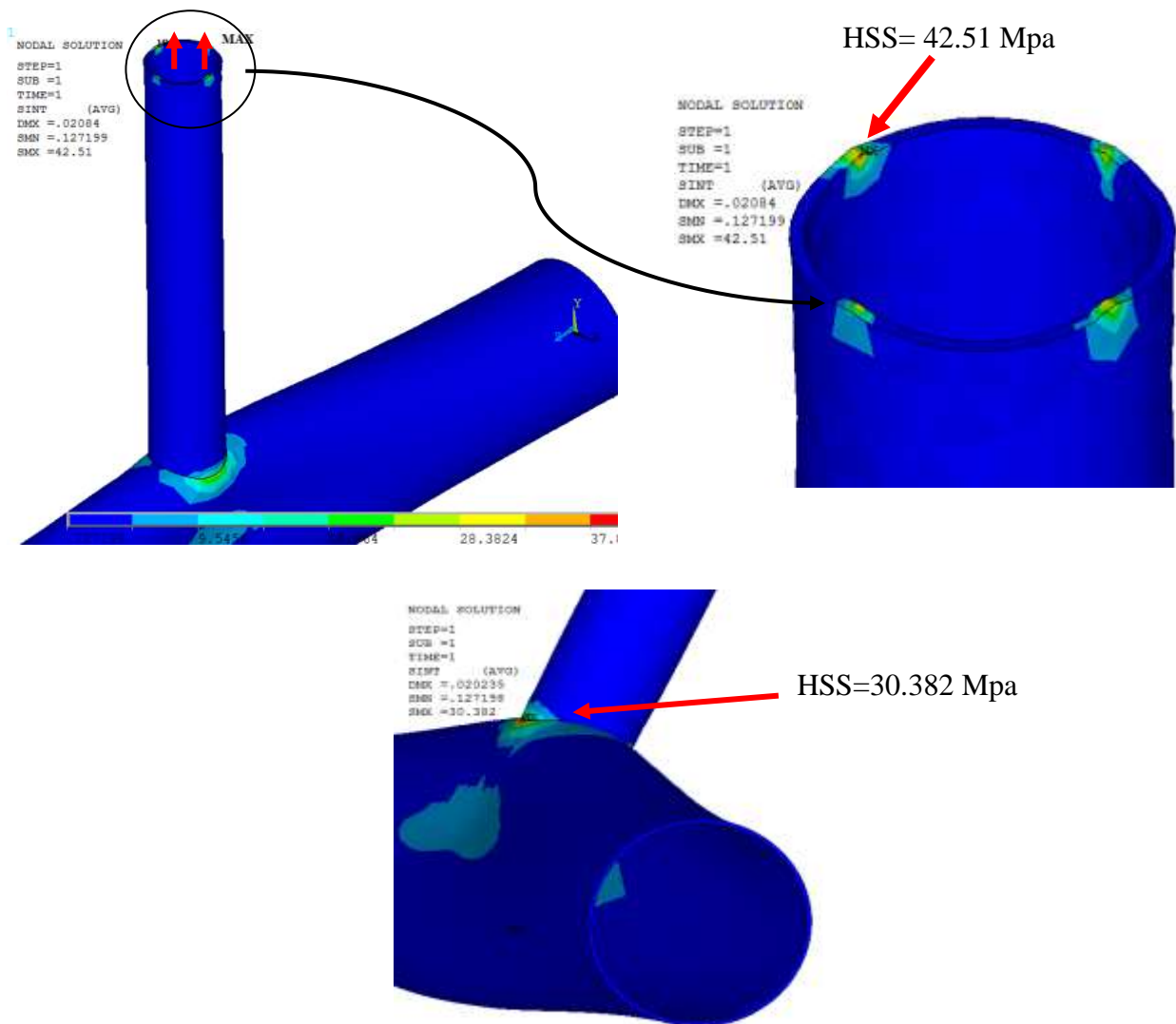


Figure IV. 15. Influence de la charge ponctuelle (concentrée) sur le SCF pour le modèle 3D

IV. 7. Résultats et discussions

IV. 7. 1. Partie I : Modélisation par COMSOL multi-physique en 2D

IV. 7. 1. 1. Effet du type de chargement sur l'emplacement du point chaud :

IV. 7. 1. 1. 1. Chargement simple

Les figures. IV. (16 à 19) affichent la répartition des contraintes à l'intersection membrure/entretoise du joint en T soumis à trois cas de chargements simples AX, IPB et OPB respectivement.

Les courbes de distribution tracées à partir de la position d'arçon selon l'angle φ montrent clairement que les contraintes maximales se trouvent dans la direction de y.

Ces distributions révèlent la direction ainsi que la position de la contrainte maximale (le point chaud HS). Les figures.VI. (17 et 19) correspondant à la charge axiale et à la flexion hors plan (OPB), indiquent que la contrainte du point chaud est située au point de quartier ($\varphi=90^\circ$ et $\varphi= 270^\circ$). Pour le cas d'une flexion dans le plan (IPB), le HSS est situé entre le point d'arçon et le point de quartier ($\varphi = 45^\circ$ et $\varphi= 135^\circ$), (Figure. IV.18). Ces résultats sont schématisés sur la figure. IV.16. qui montrent un bon accord avec les travaux [86].

Afin d'analyser la différence entre les différents cas de chargements, nous avons tracé dans un même graphe la distribution des contraintes (figure IV.20), on constate qu'avec le même chargement appliqué en flexion, la contrainte maximale dans le cas de chargement OPB (415.35Mpa) est plus élevée que celle dans le cas du chargement IPB (122.02Mpa).

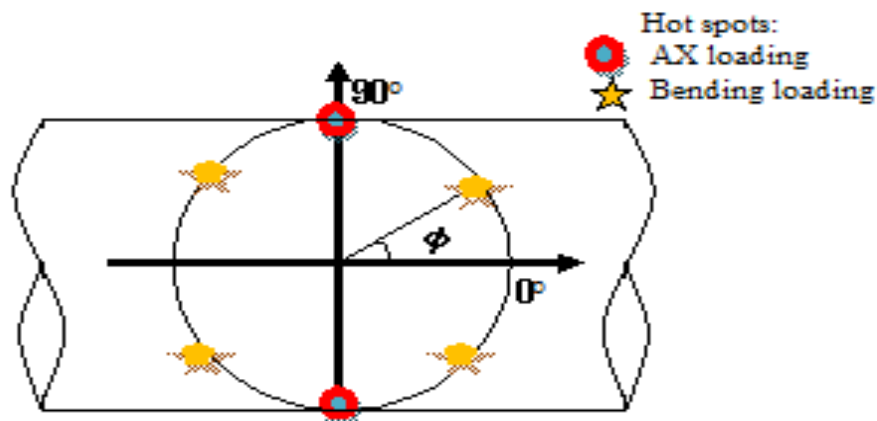


Figure. IV. 16. Représentation des positions des points chauds en fonction de l'angle φ

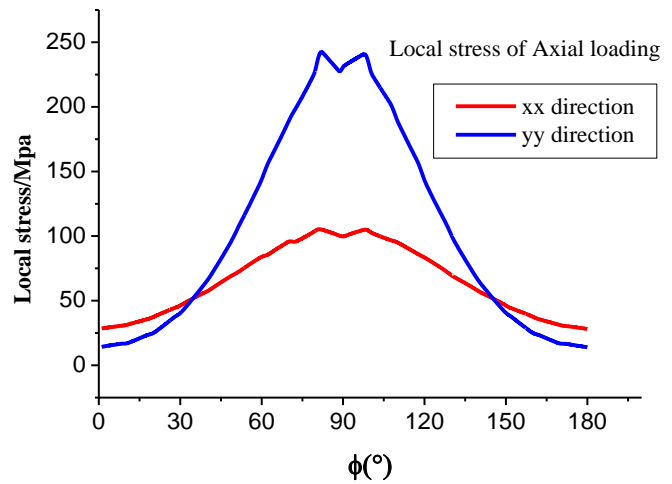
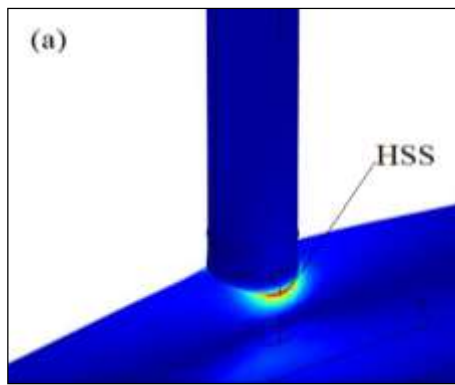


Figure. IV. 17. Distribution des contraintes pour un chargement AX (traction)

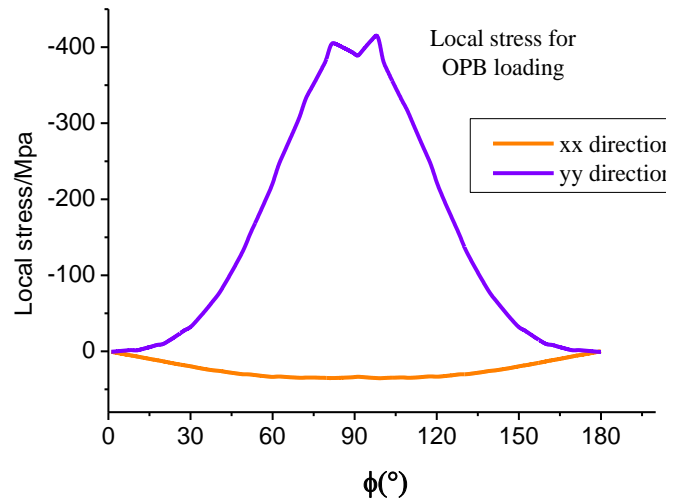
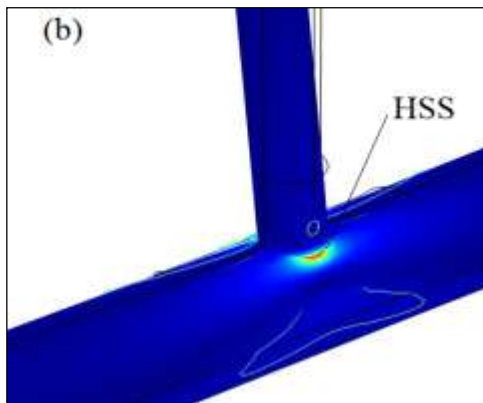


Figure. IV. 18 Distribution des contraintes pour un chargement en flexion Hors plan OPB

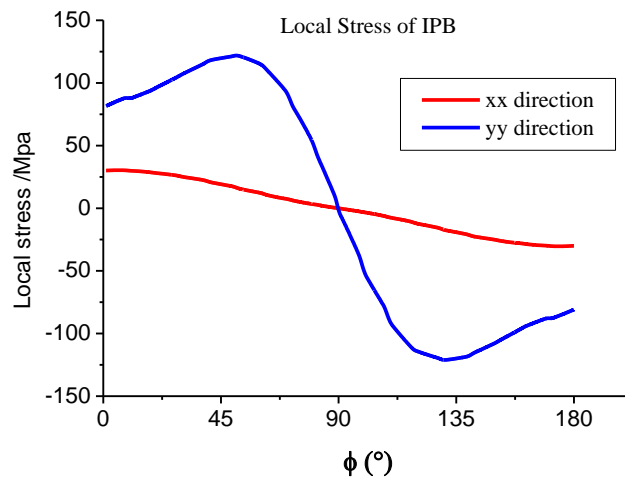
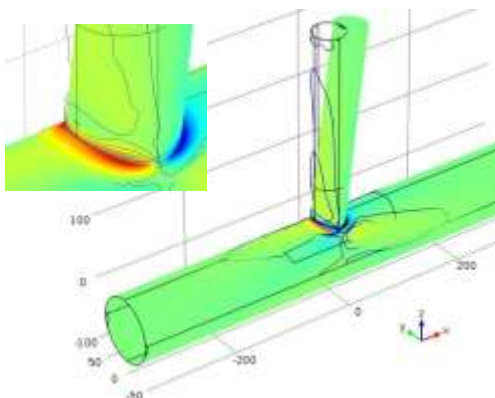


Figure. IV. 19. Distribution des contraintes pour un chargement en flexion dans le plan IPB

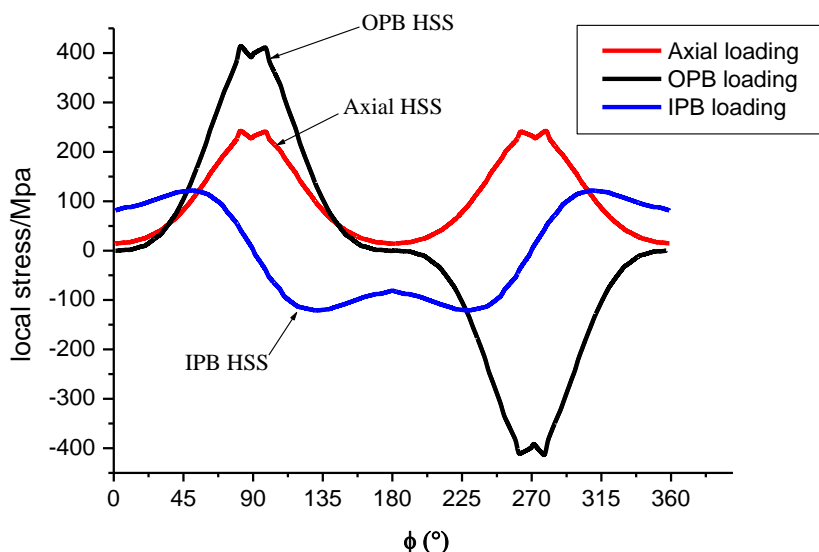


Figure. IV. 20. Distribution des contraintes pour les trois chargements de base

IV. 7. 1. 1. 2. Evaluation du tenseur des contraintes

Les résultats obtenus du tenseur des contraintes (tableau. IV. 6) dans la jonction (entretoise, membrure, intersection) pour les trois chargements AX, IPB et OPB, montrent que la contrainte suivant la direction y (σ_{yy}) est prédominante. Figures VI. (17, 18 et 19).

Tableau. IV. 6. Evaluation du tenseur des contraintes dans une jonction T suivant le chargement axial

Type de chargement	Contrainte [Mpa]	σ_{xx} maximale.			σ_{yy} maximale		
		intersection	manchon	entretoise	intersection	manchon	entretoise
AX	Max	52,418	59,543	45,535	246,586	230,728	140,578
	Min	13,955	22,499	3,526	14,312	17,668	3,294
IPB	Max	53,419	59,327	24,670	121,872	114,581	72,365
	Min	52,841	-59,2152	-24,323	-121,87047	-114,705	-72,017
OPB	Max	87,055	102,825	79,345	214,277	212,947	130,114
	Min	-0,925	-0,546	-0,571	-0,771	-0,836	-1,042

IV. 7. 1. 1. 3. Chargement combiné

Dans ce paragraphe, on a présenté les résultats obtenus des deux chargements appliqués la flexion déviée et le chargement combiné (la flexion déviée et la traction).

Les figures IV. (21 et 22) présentent l'évolution de la contrainte locale le long de l'intersection manchon/entretoise pour les deux types de chargements. Ces courbes sont tracées à partir de la position d'arçon de la membrure selon l'angle ϕ .

Les résultats obtenus montrent que la zone chaude (HSS) est située au voisinage du point de quartier ($\phi=90^\circ$ et $\phi=270^\circ$) alors que le point d'arçon reste en sécurité avec une

contrainte locale qui n'atteint pas 50Mpa quel que soit l'orientation de l'effort. Par ailleurs on remarque que les contraintes minimales apparaissent dans quatre positions ($\varphi=45^\circ$, $\varphi=135^\circ$, $\varphi=225^\circ$ et $\varphi=315^\circ$).

L'évaluation des contraintes maximales et minimales est nécessaire pour déterminer l'amplitude du chargement en fatigue ($\Delta\sigma$) et le rapport de charge (R) pour le calcul de la durée de vie en fatigue des structures.

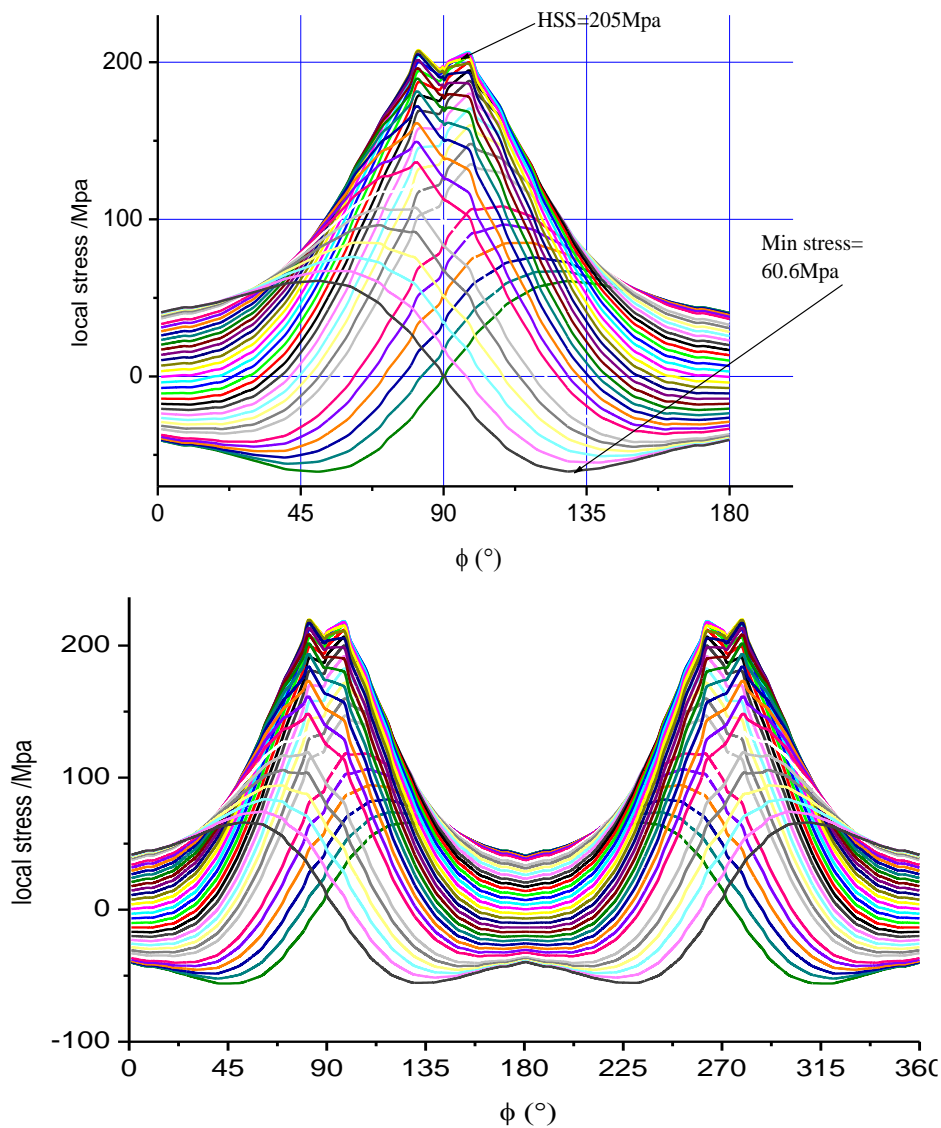


Figure IV. 21. Illustration de l'évolution de la contrainte locale autour du pied de soudure pour un chargement en flexion rotative

A noter aussi que l'intensité du chargement axial a une grande influence sur les résultats et sur l'allure des courbes en particulier la localisation du point chaud. Pour montrer cet effet, nous avons appliqué les chargements suivant :

- un chargement AX variable combiné avec un chargement IPB constant (Figure IV.22.a)
- un chargement IPB variable combiné avec un chargement AX constant (Figure IV.22.b)

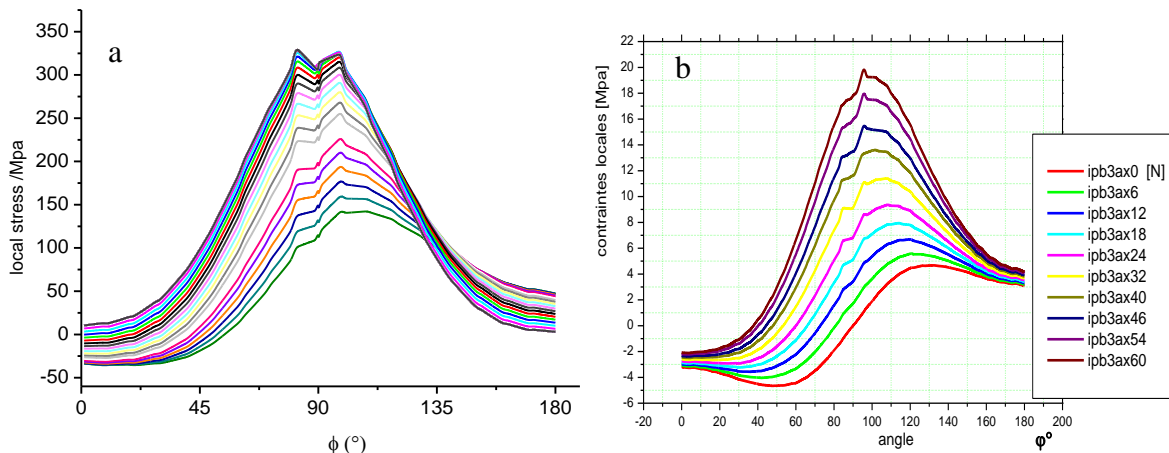


Figure. IV. 22. Répartition des contraintes selon un chargement combiné a)chargement axial constant b) chargement axial variable

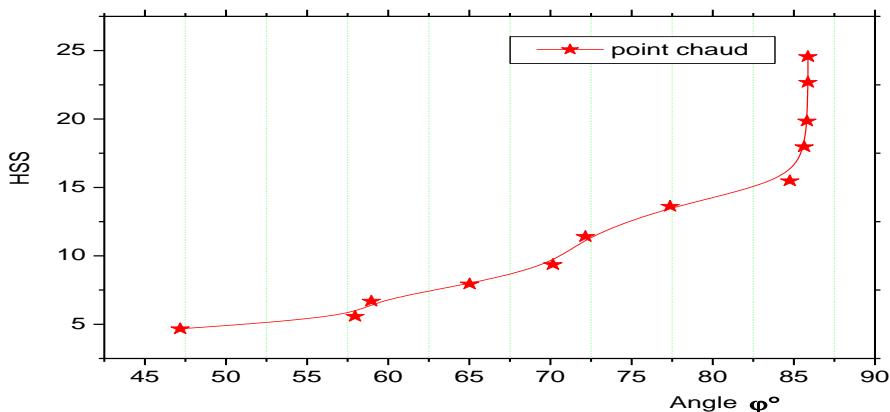


Figure. IV. 23. Localisation du point chaud pour le cas de chargement (Ax= Cte + IPB variable)

Il est clair que l'augmentation du chargement entraîne une augmentation significative du HSS cependant le point chaud change d'emplacement en fonction du chargement, d'une position $\phi= 47^\circ$ pour le chargement axial nul à une position $\phi= 87^\circ$ pour les derniers chargements ; on constate une stabilité au voisinage du point de quartier.

IV. 7. 1. 2. L'effet des paramètres géométriques sur l'emplacement du point chaud

IV. 7. 1. 2. 1. Paramètre γ

L'effet du paramètre γ sur la distribution des contraintes est illustré dans la figure IV.24 (a,b et c). On constate que les formes des courbes de contraintes locales pour différentes valeurs de γ sont similaires et que l'augmentation de γ engendre une augmentation significative des contraintes. Cependant le point chaud reste toujours situé au point de quartier pour les chargements AX et OPB par contre, il se situe au voisinage de $\phi = 45^\circ$ pour le chargement IPB donc la réduction du paramètre γ (augmentation de T) conduit à une diminution appréciable des concentrations de contraintes.

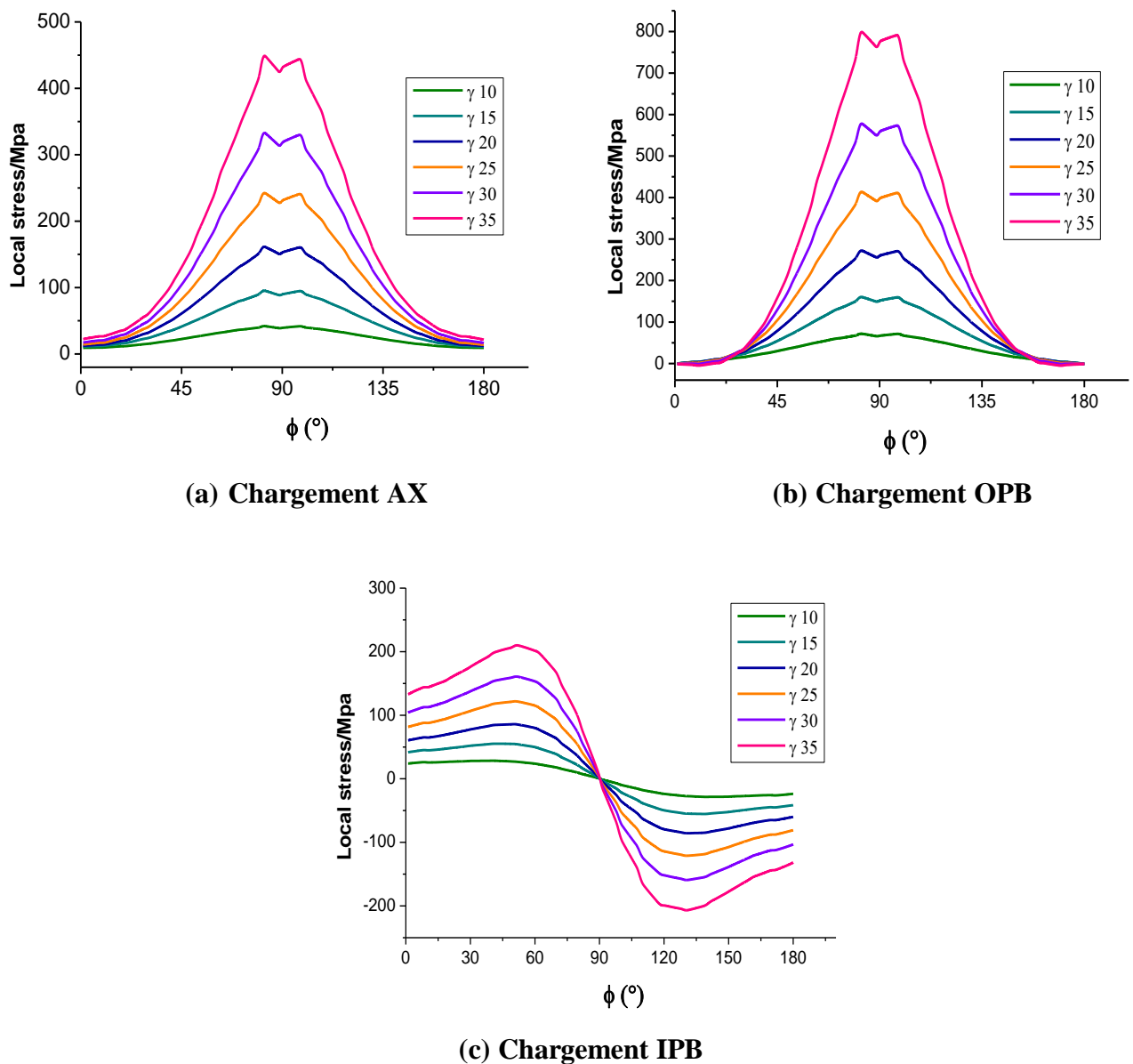


Figure. IV. 24. Influence du paramètre γ sur la concentration des contraintes au niveau de l'intersection manchon/entretoise pour les trois cas de chargements (AX, OPB et IPB)

IV. 7. 1. 2. 2. Paramètre α

L'effet du paramètre α est illustré sur la figure. VI. 25 (a, b et c). D'après les courbes de répartition des contraintes, la valeur de α n'a aucun effet sur la position crête de la contrainte pour les trois types de chargements,

Pour le cas de chargement axial figure VI. 25a, on constate que l'augmentation de α entraîne une augmentation de l'intensité des contraintes pour $\alpha \leq 14$, cependant pour $\alpha > 14$ ce paramètre n'a pas une grande influence où les contraintes se stabilisent.

Pour les cas de chargement en flexion VI. 25(b et c) on constate que les contraintes maximales augmentent proportionnellement par rapport au paramètre α et qu'elles se rapprochent pour les grandes valeurs de α . ($\alpha = 25, 30$).

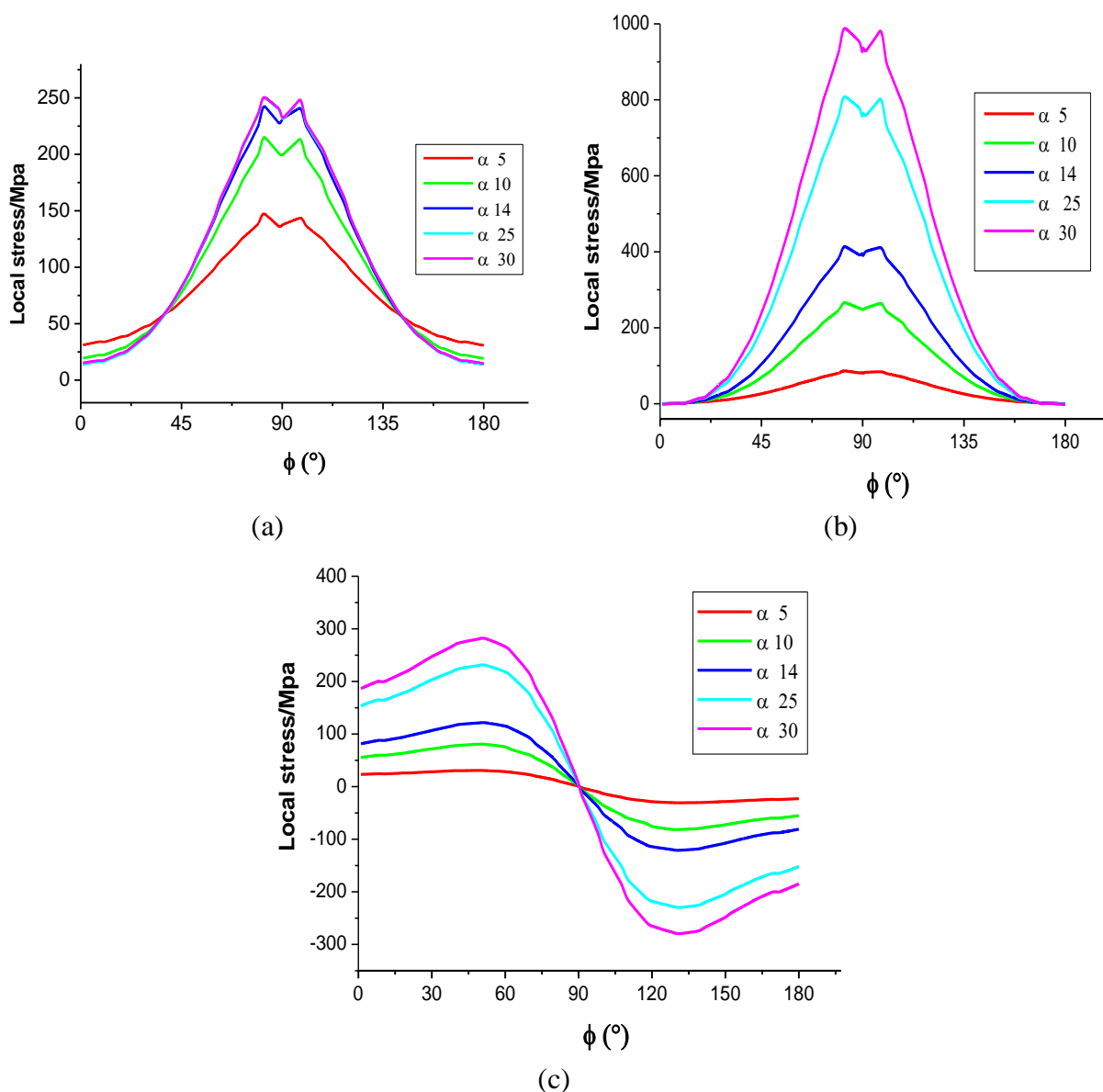


Figure. IV. 25. Influence du paramètre α sur la concentration des contraintes autour de l'intersection manchon/entretoise pour les chargements (a) Ax, (b) OPB, (c) IPB.

IV. 7. 1. 2. 3. Paramètre β

Contrairement aux paramètres précédents α et γ , l'effet du paramètre β sur la répartition des contraintes le long de l'intersection manchon/entretoise pour les joints tubulaires en T est très distinct. D'après la figure. IV. 26a représentant le cas de chargement AX, on peut voir que la variation de la contrainte représente un maximum pour $\beta=0.5$ et un minimum pour $\beta=0.15$ pour les autres valeurs l'augmentation de β conduit à une légère augmentation des valeurs de contraintes.

D'après les figures. IV. 26(b et c) représentant respectivement les cas de chargement OPB et IPB, on constate que le niveau de contraintes est inversement proportionnel à la valeur du paramètre β , l'augmentation de β fait diminuer les concentrations de contraintes. Bien qu'elle affecte considérablement les valeurs des contraintes, elle n'a pas une influence considérable sur l'allure des courbes de distribution des contraintes pour les deux cas de chargements Axial et OPB et le HSS reste toujours en position de quartier. Cependant, la diminution du paramètre β entraîne un déplacement progressif du point chaud vers le point d'arçon pour le cas du chargement IPB.

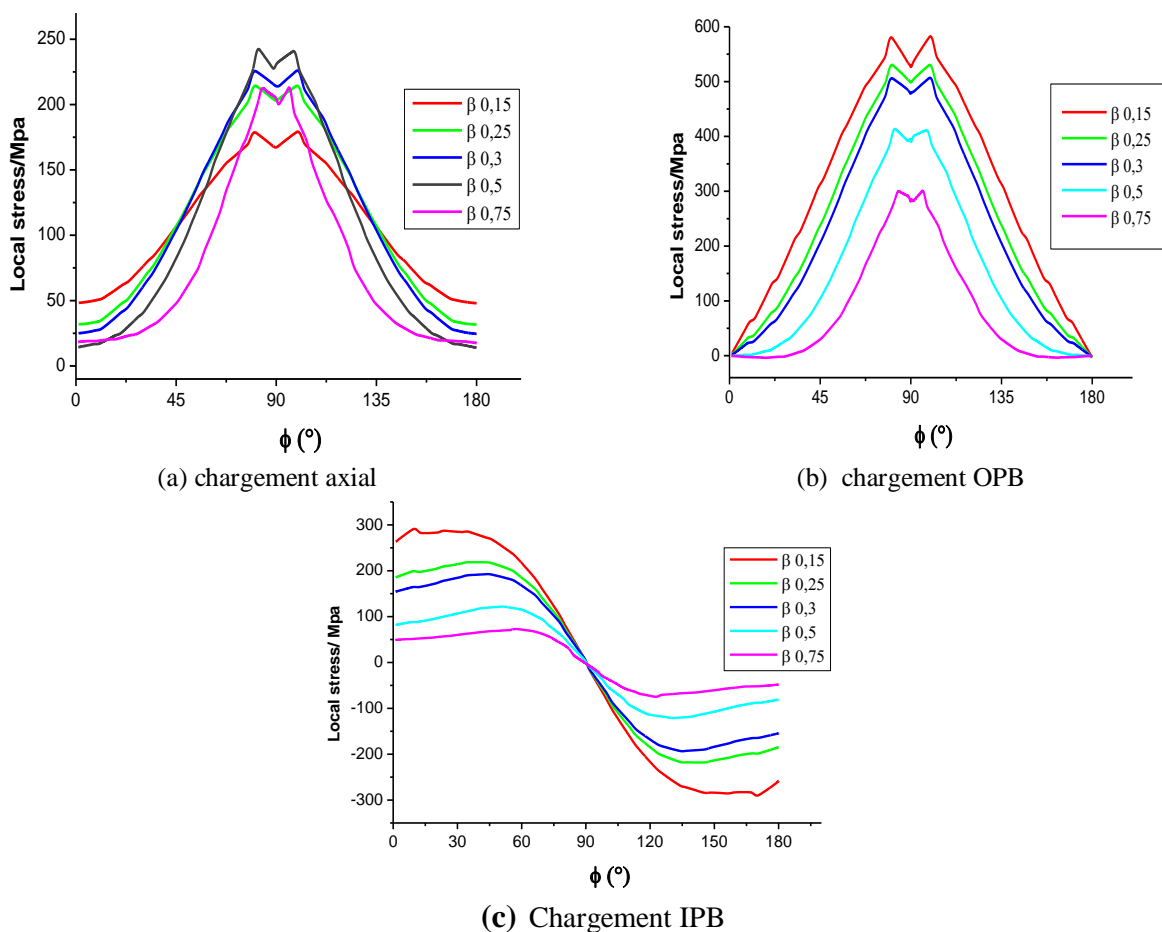


Figure. IV. 26. Influence du paramètre β sur la concentration de la contrainte autour de l'intersection manchon/entretoise pour les chargements: (a) Ax, (b) OPB, (c) IPB

IV. 7. 1. 2. 4. Paramètre τ

Les résultats montrent que le HSS se situe toujours au point de quartier pour les différentes épaisseurs dans le cas du chargement axial, par ailleurs l'intensité de la contrainte est influencée par la valeur du τ : la diminution de l'épaisseur de l'entretoise par rapport à la membrure donne une meilleure rigidité (figure IV. 27).

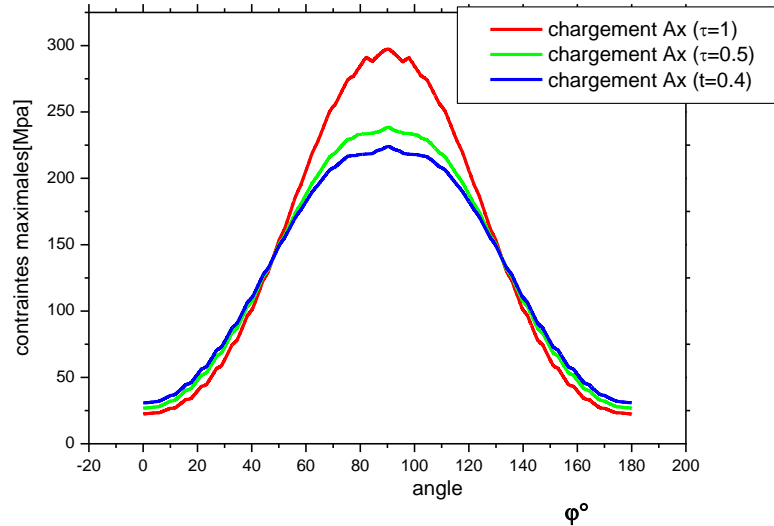


Figure. IV. 27. Influence du paramètre τ sur la concentration de la contrainte autour de l'intersection manchon/entretoise selon le chargement Ax

IV. 7. 2. Partie II : Modélisation par ANSYS APDL

IV. 7. 2. 1. Calcul du coefficient SCF

On a calculé les coefficients de concentration de contrainte (SCF) dans un premier temps aux deux positions chaudes (le point d'arçon et le point de quartier) pour pouvoir faire une comparaison avec les résultats obtenus par les équations de Llyod et Efhtemiou (Annexe 5). Cette validation permet de généraliser nos résultats pour toutes les positions au voisinage de l'intersection.

$$SCF = \frac{\sigma_{max}}{\sigma_{nom}} \quad \text{IV. 1}$$

Les contraintes nominales sont calculées par les expressions suivantes :

$$\sigma_{nom}(Ax) = \frac{Ax}{\pi(d-t)t} \quad \text{IV. 2}$$

$$\sigma_{nom(OPB)} = \frac{Fxl_Q}{W} \quad \text{IV. 3}$$

$$\sigma_{nom(IPB)} = \frac{Fxl_A}{W} \quad \text{IV. 4}$$

$$w = \pi \frac{(d^4 - (d-2t)^4)}{32d} \quad \text{IV. 5}$$

Avec :

l_0, l_A : la longueur de l'entretoise à partir du point de quartier et d'arçon respectivement

- Chargement axial

On a reproduit les vingt-trois modèles liés aux paramètres adimensionnels $\tau, \beta, \alpha, \gamma$, définis dans le tableau IV.1

On a appliqué les équations d'Efthimiou (Eq. IV.4) et Lloyd (Eq. IV.5)

Les résultats sont présentés dans les tableaux (IV.7 – IV.11).

$$SCF_{CS} = \gamma \tau^{1.1} (1.11 - 3(\beta - 0.52)^2) \sin \theta^{1.6} + (2c - 1)(0.8\alpha - 6)\tau \beta^2 (1 - \beta^2)^{0.5} \sin 2\theta^2 \quad \text{IV. 6}$$

$$SCF_{CS} = \tau \gamma^{1.2} \beta (2.12 - 2\beta) \sin \theta^2 \times F1 \quad \text{IV. 7}$$

Avec :

$$F1 = \begin{cases} 1 - (0.83\beta - 0.5\beta^2 - 0.02)\gamma^{0.23} \exp(-0.21\gamma^{-1.16}\alpha^{2.5}) & \alpha < 12 \\ 1 & \alpha \geq 12 \end{cases} \quad \text{IV. 8}$$

Tableau. IV. 7. L'influence du τ sur le SCF

	τ	SCF			
		Lloyd	Efthimiou	[45]	Notre étude
$\alpha=14, \gamma=25, \beta=0.5$	0,25	6,67	6,03	5,29	5,5335077
	0,4	10,67	10,12	9,93	10,167664
	0,5	13,37	12,93	13	13,890369
	0,6	16	15,8	16,09	15,917309
	0,75	20	20,2	20,94	21,243373
	0,8	21,32	21,69	22,61	23,034363
	1	26,65	27,72	29,57	28,5047

Tableau. IV. 8. L'influence du β sur le SCF

	β	SCF			
		Lloyd	Efthimiou	[45]	Notre étude
$\alpha=14 \tau=1, \gamma=25$	0,15	13	17,48	20,31	6,4916889
	0,25	19,27	22,28	25,89	13,700766
	0,3	21,7	24,12	27,93	18,292185
	0,5	26,65	27,72	29,57	28,5047
	0,75	22,13	23,78	28,62	27,570041

Tableau. IV. 9. L'influence du α sur le SCF

	α	SCF			
		Lloyd	Efthimiou	[45]	Notre étude
$\tau=1, \gamma=25, \beta=0.5$	5	15,89	16,52	20,44	16,864821
	10	23,74	21,69	28,02	24,905026
	14	26,65	27,72	29,57	28,5047
	25	27,72	27,72	30,5	28,861374
	30	27,72	27,72	30,5	29,032697

Tableau. IV. 10. L'influence du γ sur le SCF

	γ	SCF			
		Lloyd	Efthimiou	[45]	Notre étude
$\alpha=14 \tau=1, \beta=0.5$	10	8,88	11,09	11,36	11,818038
	15	14,4	16,63	18,27	18,221703
	20	20,39	22,18	24,84	23,661293
	25	26,65	27,72	29,57	28,5047
	30	33,17	33,56	37	32,880874
	35	39,91	38,81	42,37	37,218462

Tableau. IV. 11. L'influence du θ sur le SCF

	θ	SCF			
		Lloyd	Efthimiou	[45]	Notre Etude
$\alpha=14 \tau=1, \beta=0.5$	30	6,66	9,14	8,23	7,40061
	45	13,33	15,92	15,94	14,7176
	60	20	22,02	21,75	21,8458
	90	26,65	27,72	29,57	28,5052

Dans les tableaux IV. (7 à 11), nous avons présenté les résultats du SCF obtenus par les équations de Lloyd et Efthimiou ainsi que les simulations de notre étude et celle de [45] pour les différents paramètres (τ , β , α , γ et θ) définis précédemment.

La comparaison des résultats montre que les valeurs obtenues sont très proches, et parfois ça coïncide avec celles obtenues avec les équations. Ce qui confirme la justesse de notre modèle et la convergence du maillage.

Les figures. IV. (28 à 32) montrent les évaluations du SCF en fonction des différents paramètres (τ , β , α , γ et θ) :

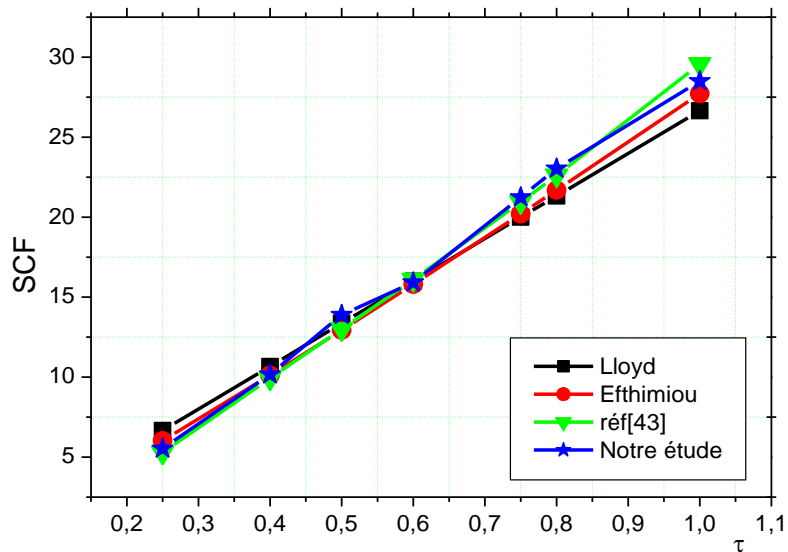


Figure. IV. 28. Evaluation de SCF en fonction du τ

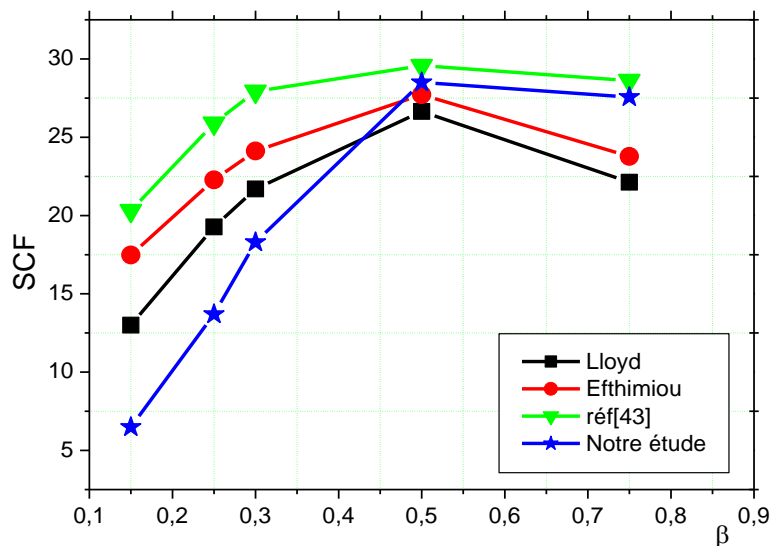


Figure. IV. 29. Evaluation de SCF en fonction du β

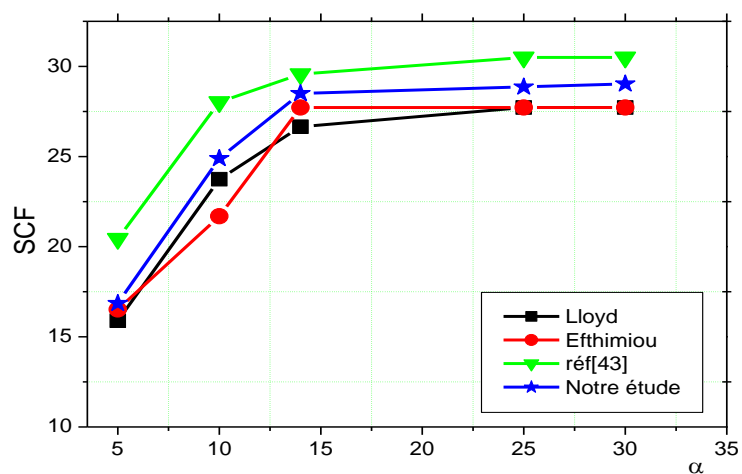
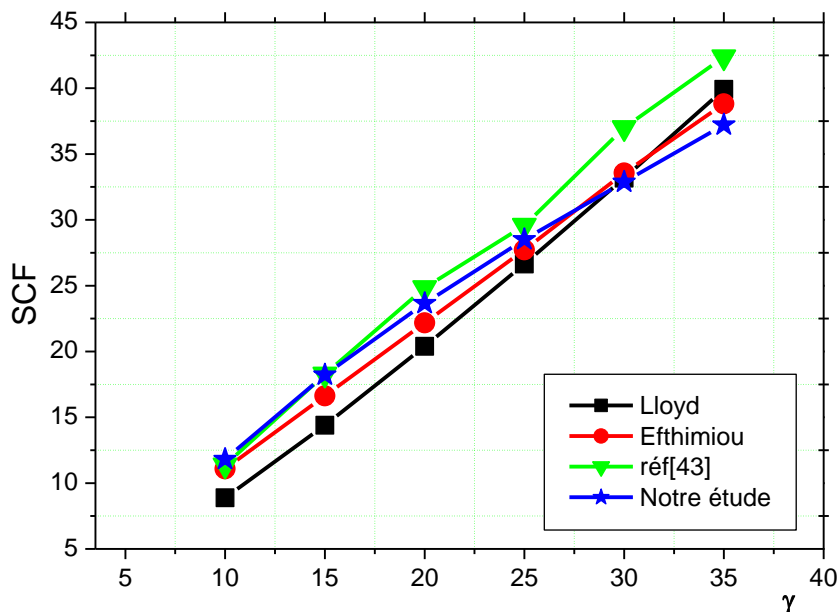
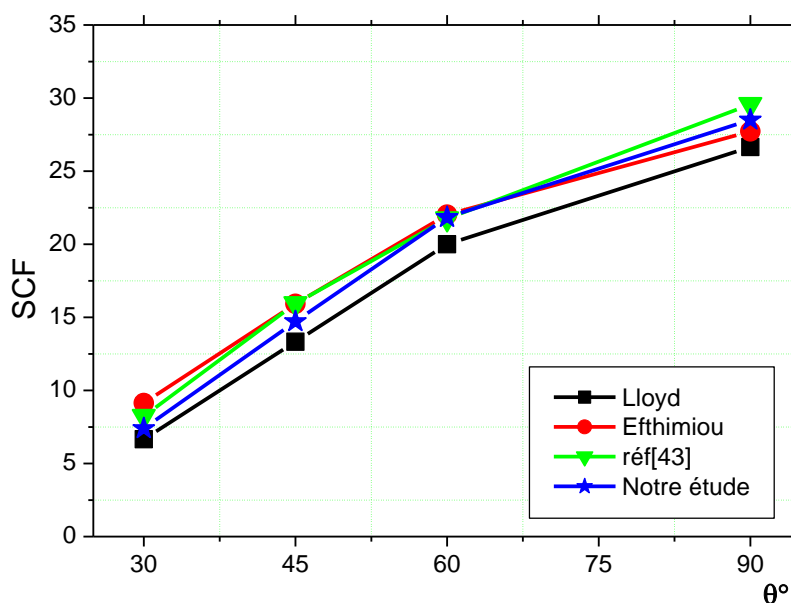


Figure. IV. 30. Evaluation de SCF en fonction du α

Figure. IV. 31. Evaluation de SCF en fonction de γ Figure. IV. 32. Evaluation de SCF en fonction de l'angle d'inclinaison θ

IV. 7. 2. 2. Evaluation des contraintes pour les trois chargements de base dans un joint T

Les figures VI (33-36) présentent la distribution de la contrainte géométrique autour de l'intersection membrure/entretoise d'une jonction T soumise aux trois chargements de base, AX, IPB et OPB. Cette figure montre que la contrainte des «points chauds» se produit à l'emplacement de l'arçon pour le chargement AX et OPB, soit $\varphi = \pi / 2$ et $\varphi = 3\pi / 2$, d'autre part, elle se trouve entre les deux points d'arçon et de quartier pour le chargement IPB.

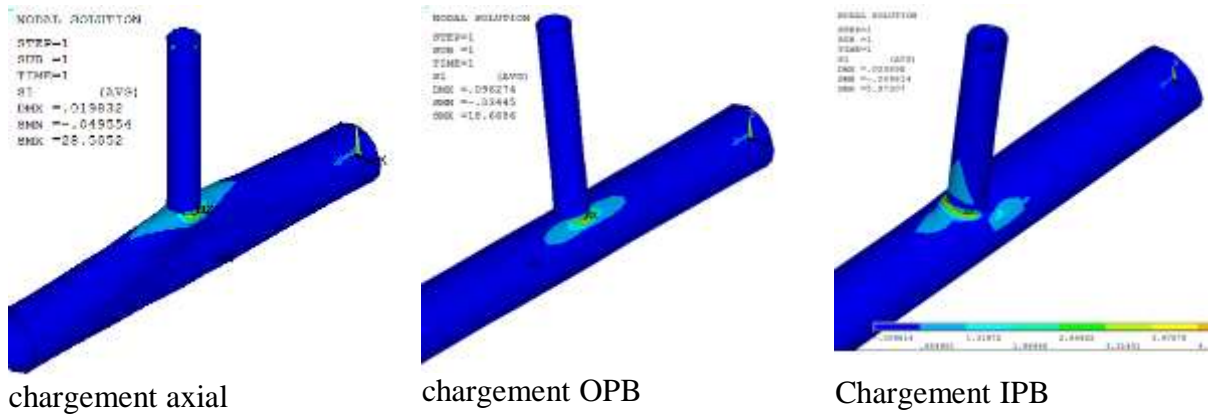


Figure. IV. 33. Illustration des HSS dans les trois chargements de base

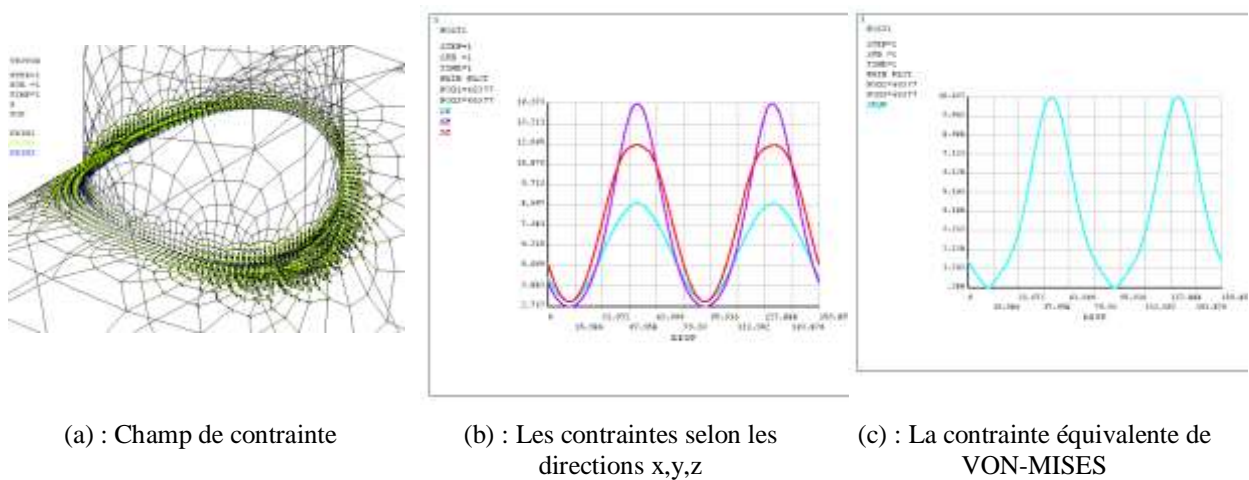


Figure. IV. 34. Distribution des contraintes sous la traction

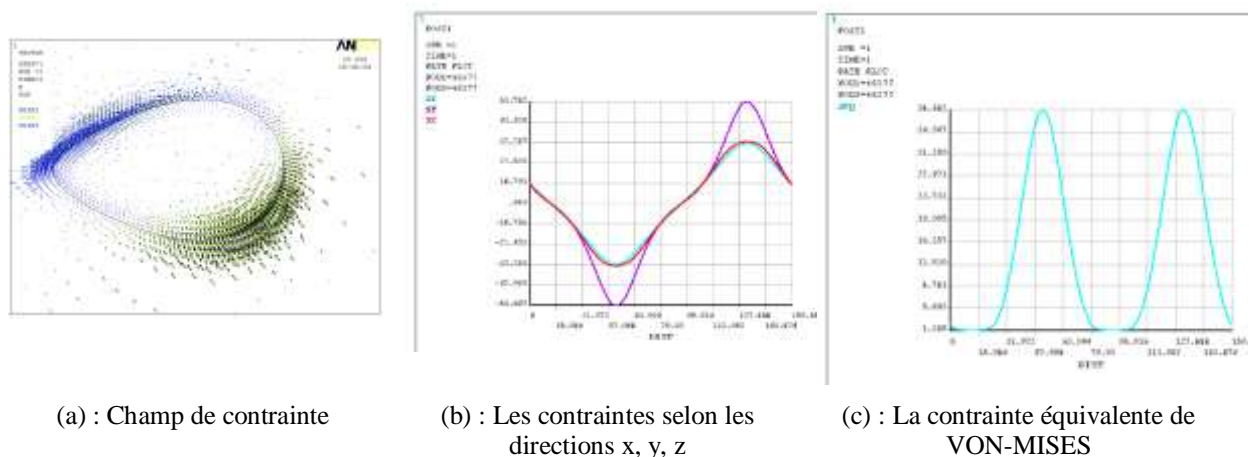


Figure. IV. 35. Distribution des contraintes sous la FHP

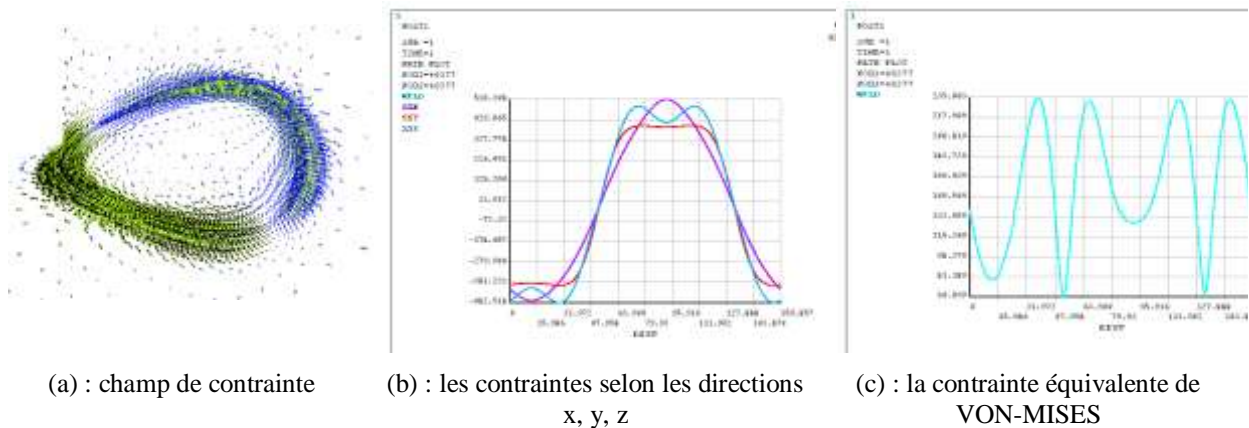


Figure. IV. 36. Distribution de contrainte sous la FDP

Tableau. IV. 12. Evaluation du SCF et la position du point chaud

Chargement	N° du nœud	x	y	z	SCF	Déplacement Max.	Déformation Max.
Ax	4497	25.746	42.862	348.27	28.505	0.01983	0.17646E-03
OPB	4497	25.746	42.862	348.27	18.669	0.09627	0.1156E-03
IPB	4910	15.229	47.624	370.82	5.973	0.02389	0.239E-04

IV. 7. 2. 3. Distribution des contraintes pour un chargement axial dans un joint Y en2D

Les figures IV. (37 - 43) montrent l'évolution des contraintes principales en fonction de l'angle φ pour les différentes inclinaisons ($\theta=90^\circ$, $\theta=60^\circ$, $\theta=45^\circ$, $\theta=30^\circ$) respectivement. Les résultats montrent que l'intensité des contraintes principales est maximale pour le cas du joint T avec une valeur maximale de 28,504 Mpa et une valeur maximale de 7,4008 Mpa pour le cas du joint Y30° et que l'emplacement du point chaud varie d'une jonction à une autre, en s'éloignant du point de quartier. (Tableau IV. 13).

Tableau IV. 13 . Les contraintes maximales en fonction du point chaud ($\tau=1$, $\beta=0.5$, $\alpha=14$, $\gamma=25$)

Type de joint	angle φ°	S1[Mpa]	Déplacement maximal [mm]	Déformation maximale	Contrainte équivalente Seqv [Mpa]
T 90°	90	28,504	0,019832	1,76E-04	24,198
Y 60°	104,52	21,846	0,016313	1,35E-04	18,963
Y 45°	106,08	14,718	0,013509	9,11E-05	12,765
Y 30°	126,93	7,4008	0,00985	4,58E-05	6,4105

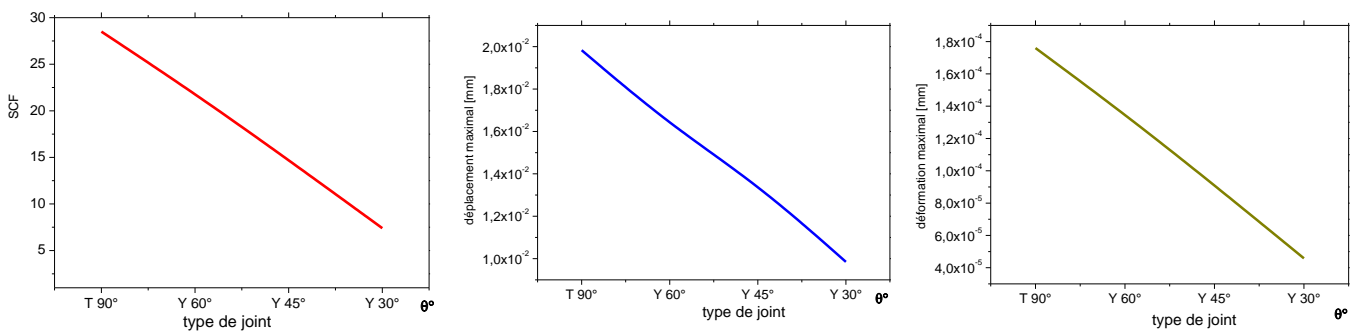


Figure. IV. 37. Evolution de : (a) SCF, (b) déplacement maximal, (c) déformation maximale

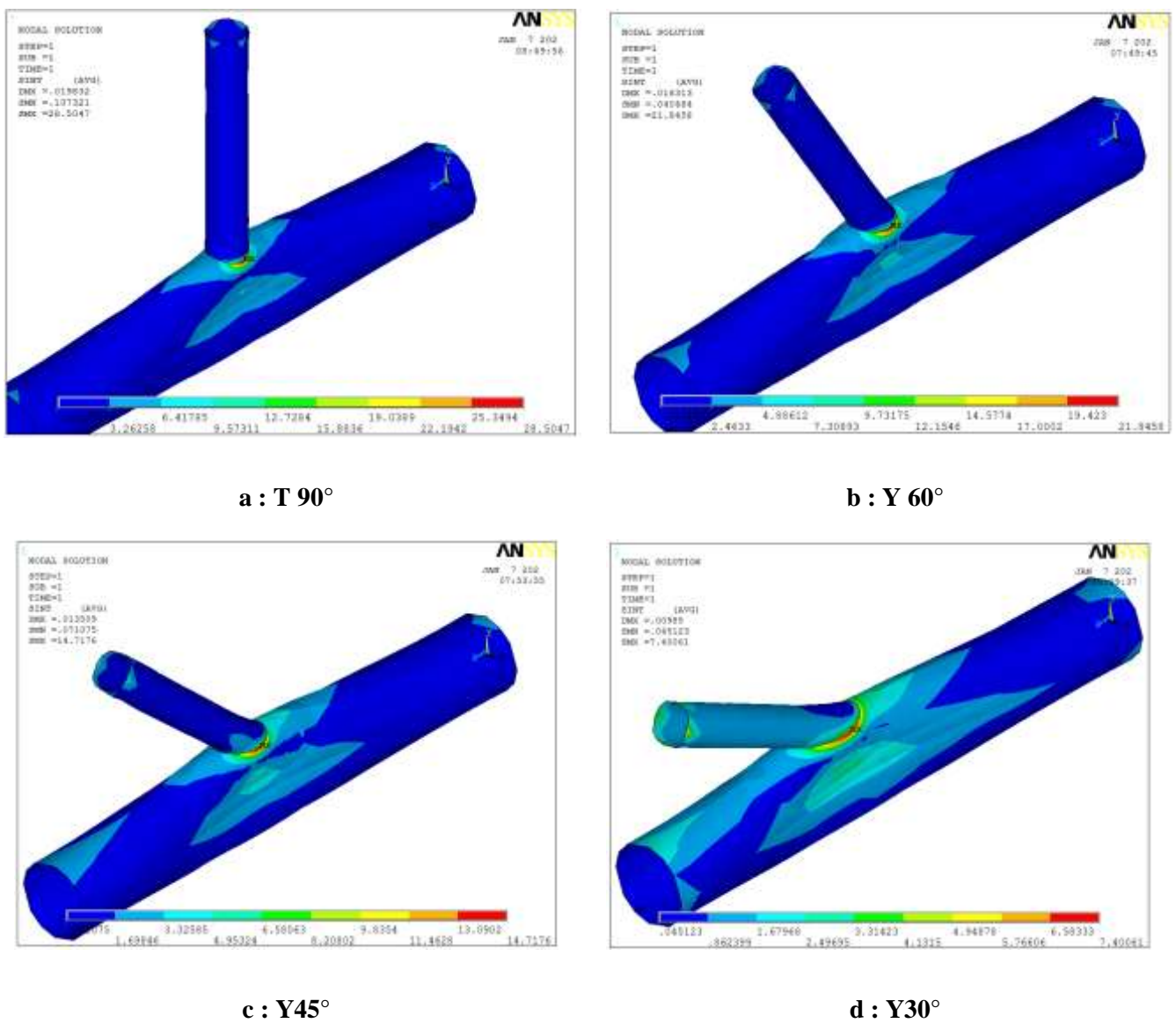


Figure IV. 38. Evaluation du SCF pour les différentes inclinaisons.

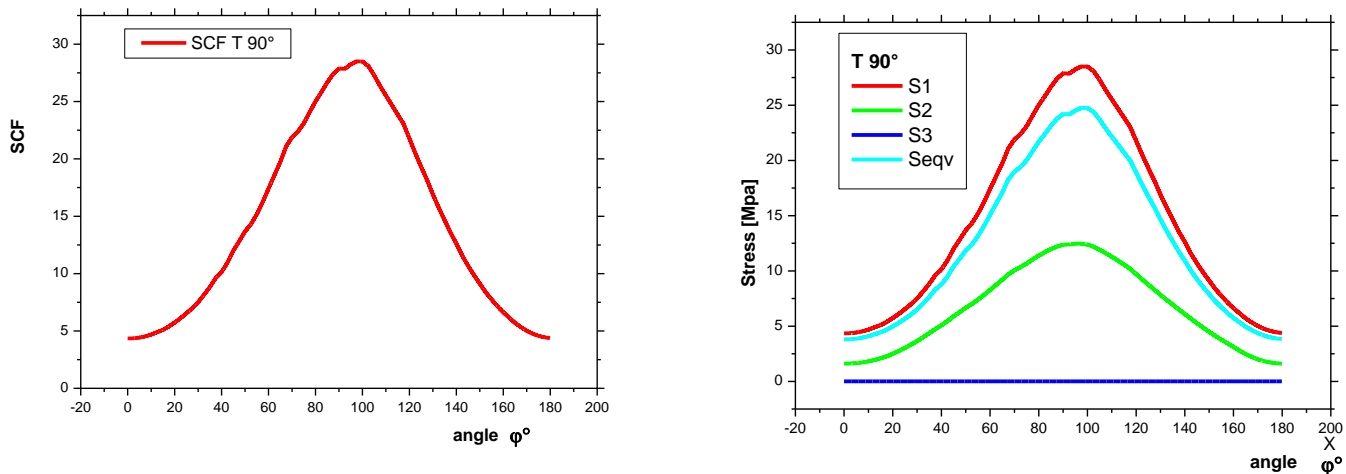


Figure. IV. 39. Distribution des contraintes pour $\theta=90^\circ$

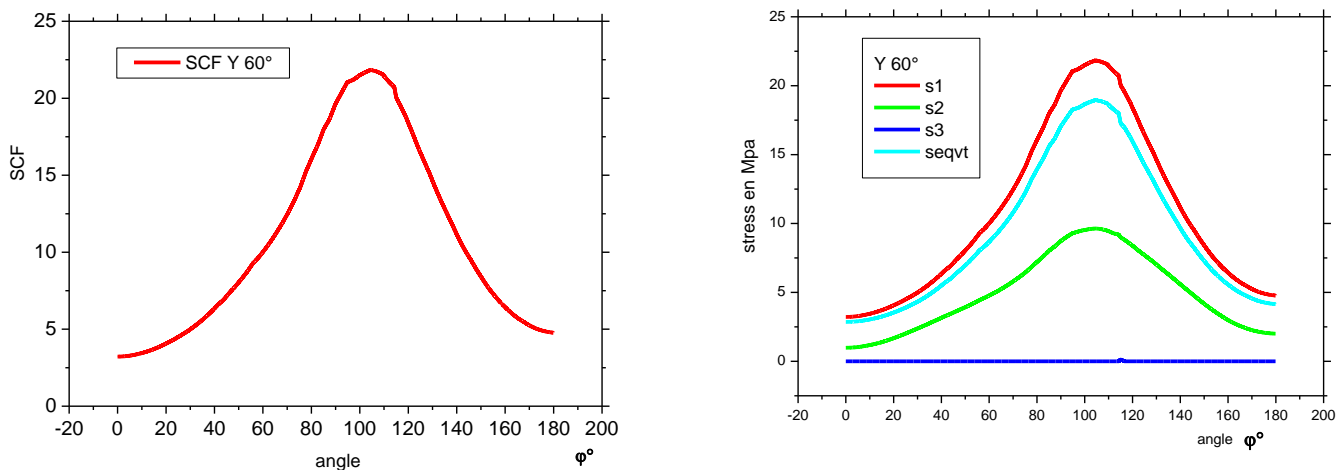


Figure. IV. 40. Distribution des contraintes pour $\theta=60^\circ$

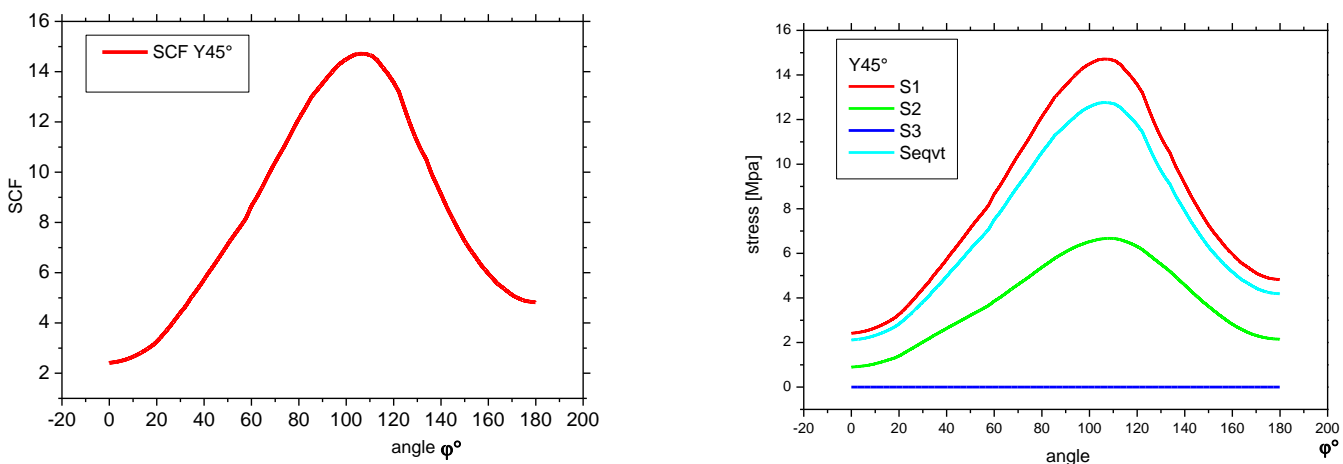


Figure. IV. 41. Distribution des contraintes pour $\theta=45^\circ$

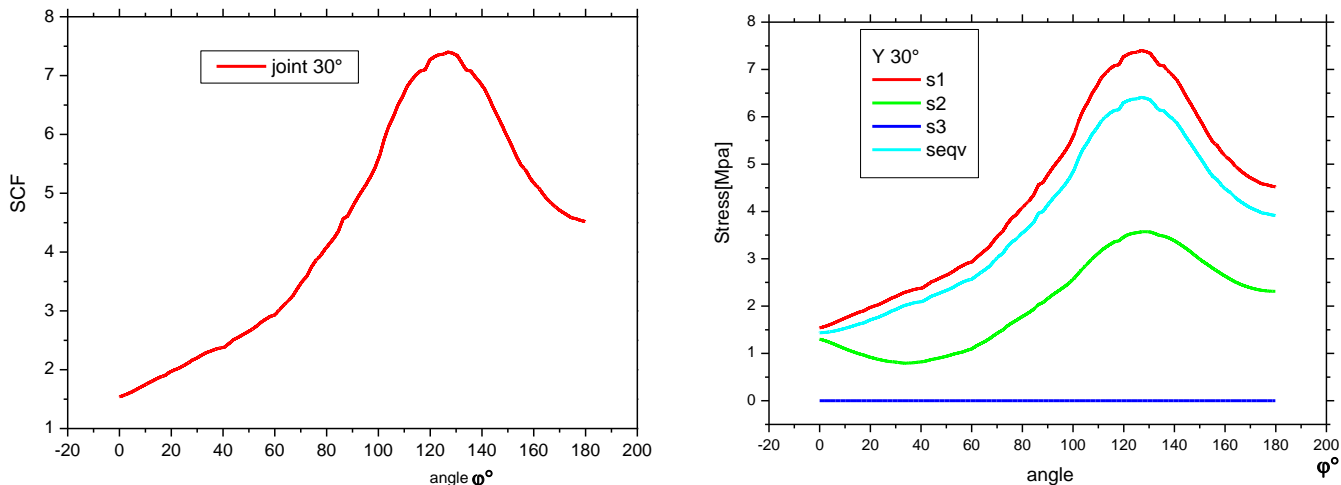


Figure. IV. 42. Distribution des contraintes pour $\theta=30^\circ$

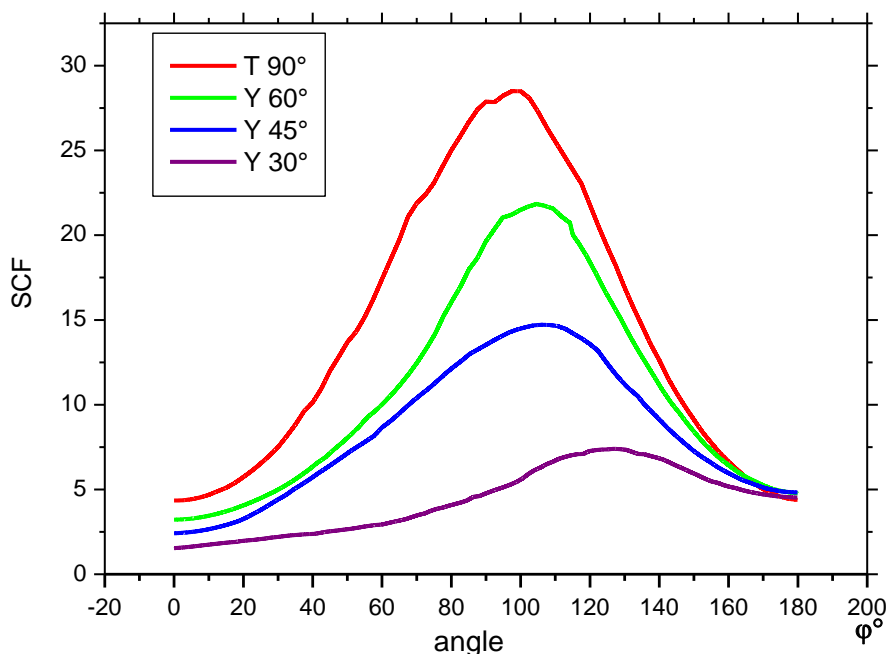


Figure. IV. 43. Evolution du SCF pour les quatre inclinaisons

IV. 7. 2. 4. Modélisation de la jonction T en 3D

On cherche à déterminer les efforts qui s'exercent sur la jonction au niveau de l'intersection. L'évaluation des déformations et des contraintes est effectuée en utilisant les éléments volumiques 20node 186 pour les trois chargements de base AX, OPB et IPB appliqués sous forme de force répartie sur plusieurs nœuds pour éviter la déformation locale. Les SCF obtenues sont représentés sur les figures IV. (44-.46).

Le tableau IV.14 donne une comparaison entre les valeurs du facteur de concentration de contrainte calculées à partir des équations paramétriques d'Efthymiou et de Lloyd et les calculs numériques à l'aide des éléments Shell et des éléments volumiques.

Cette comparaison montre une bonne concordance entre les résultats obtenus par les équations paramétriques et les résultats obtenus par le calcul numérique à l'aide des éléments Shell. Cependant 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 et consomme beaucoup de temps CPU.

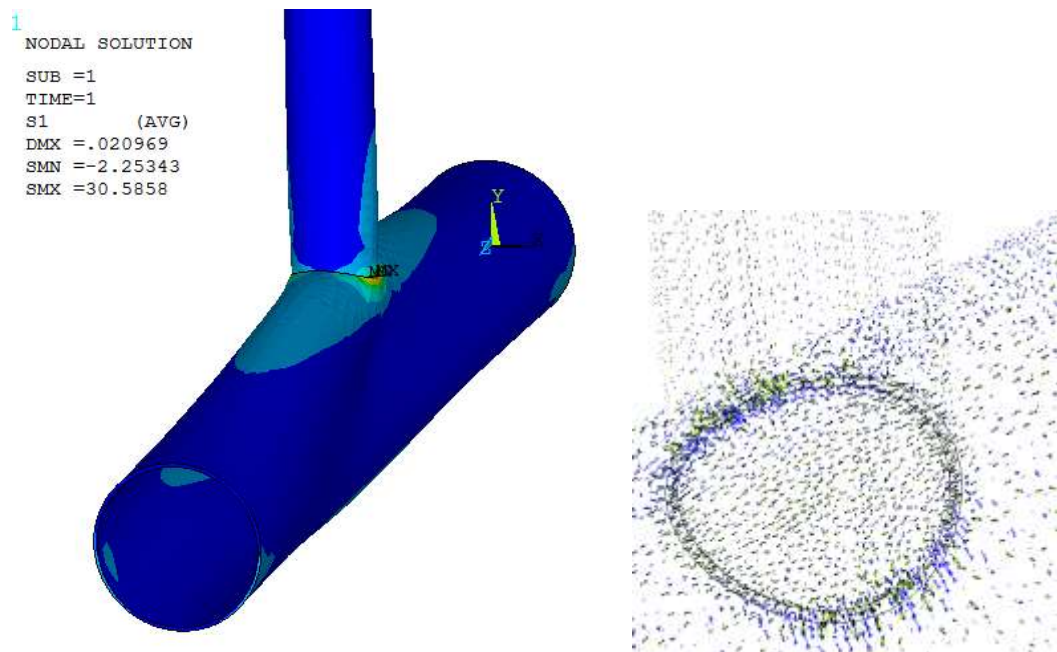


Figure. IV. 44. La contrainte maximale sous un chargement axial

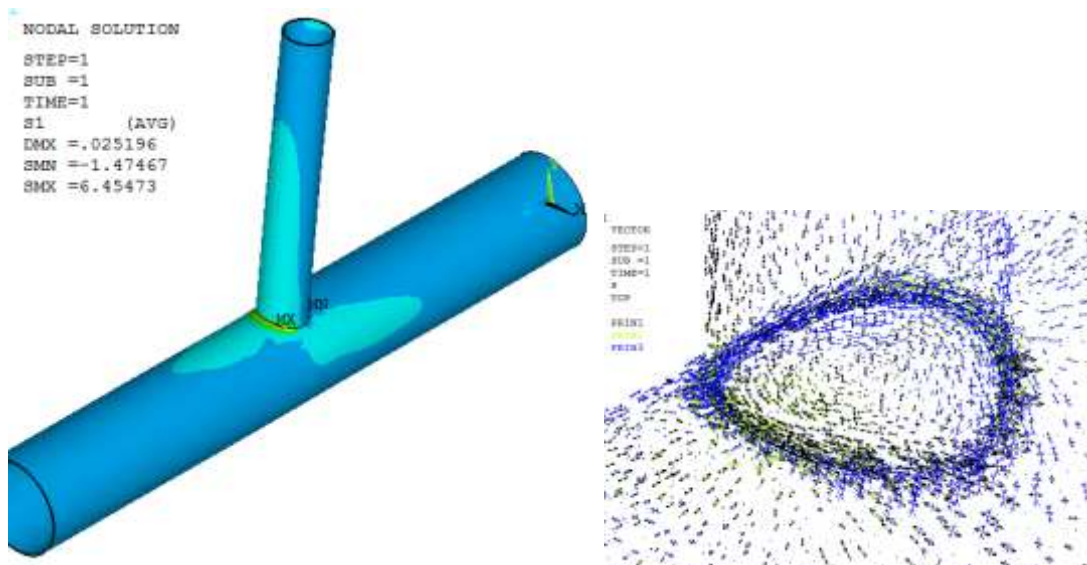


Figure. IV. 45. La contrainte maximale sous un chargement IPB

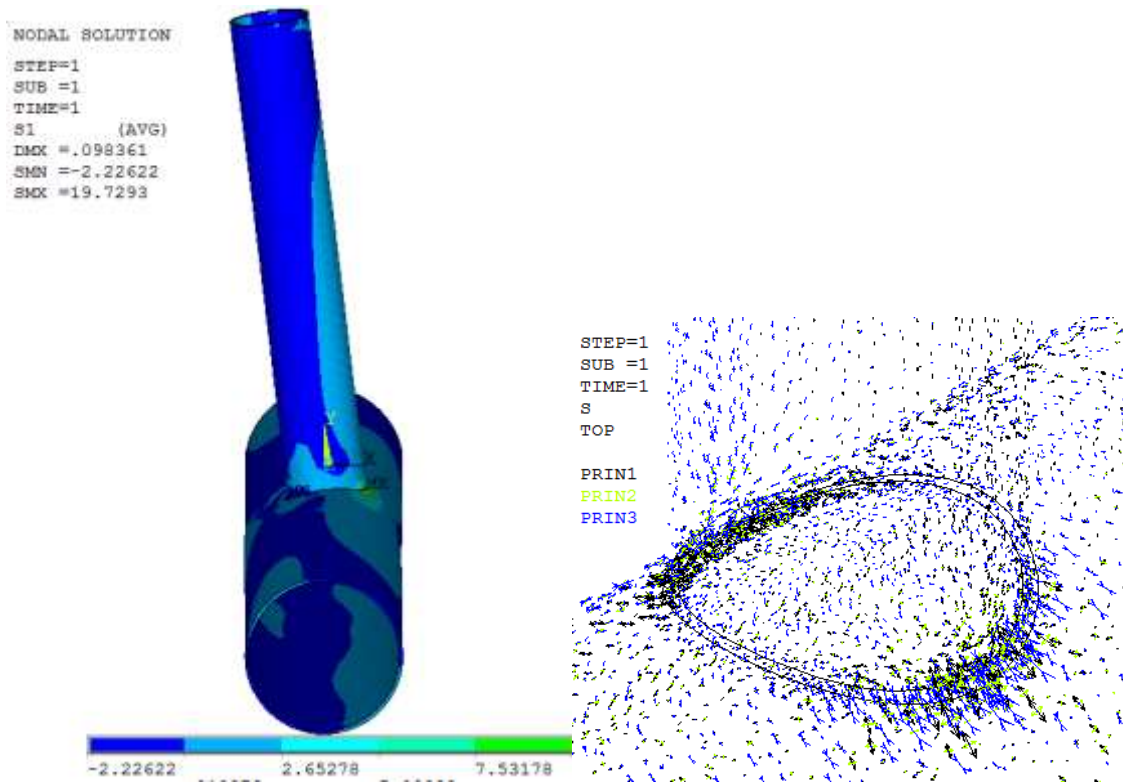


Figure. IV. 46. La contrainte maximale sous un chargement OPB

Tableau IV. 14. Evaluation du SCf, déplacements maximal, déformations maximales

Modèle	SCF	Déplacement maximal [mm]	Déformation maximale [mm]
3D (AX)	30.5858	0.020969	1.229E-04
3D (IPB)	6.45	0.025196	0.25E-04
3D (OPB)	19.73	0.98361	0.809E-04

Tableau IV. 15. Comparaison des SCF des modèles 2D et 3D de la jonction T avec les formules paramétriques

Chargement	SCF				
	Lloyd	Efthymiou	MEF(Shell) ANSYS	MEF (Shell) COMSOL	MEF(solid)
Axial	26,65	27,72	28,504	28,13	30,1841(pression) 30.5858 (F/Node)
IPB	5,104	6,067	5,9730	5,77	6,45
OPB	16,93	19,60	18,669	17,69	19.73

IV. 8. Conclusion

A partir de l'étude numérique on peut déduire que :

- Les résultats du calcul numérique à l'aide des éléments Shell montrent une bonne concordance avec les résultats des équations paramétriques, cependant ils sont moins conservatifs pour le cas des éléments volumiques qui dépendent fortement de la taille du maillage et consomment beaucoup de temps CPU.
- Le choix des éléments Shell, est justifié par le fait que seules les contraintes géométriques sont prises en compte dans l'estimation des durées de vie.
- Avec le même effort appliqué, la contrainte maximale dans le cas de chargement OPB est plus élevée que celle pour le chargement IPB. Donc, le chargement le plus défavorable est la flexion hors plan.
- L'étude de l'influence des paramètres adimensionnels sur les concentrations de contraintes conduit à l'amélioration des jonctions par l'accroissement de la rigidité de la paroi de la membrure par :
 - La réduction du paramètre γ ($D/2T$)
 - La réduction du paramètre $\tau(t/T)$ par augmentation de l'épaisseur de la membrure T .
 - Augmentation de β (d/D) par l'augmentation du diamètre de l'entretoise ou la diminution du diamètre de la membrure.

CONCLUSION GENERALE

Conclusion générale

Le besoin croissant en matière de développement des ressources offshore ont créé un défi pour les chercheurs à établir des spécifications de conception suffisamment détaillées pour énoncer les caractéristiques structurelles, de sélectionner des matériaux ayant les caractéristiques de résistance dynamique et statique appropriées et de définir les mesures de contrôle de qualité nécessaires. L'efficacité de ces études permet de concevoir et de fabriquer des équipements qui fonctionnent de manière efficace, fiable et économique dans les larges des océans et des mers sous des conditions environnementales potentielles inhabituellement défavorables qui doivent être ajoutées aux charges opérationnelles attendues.

Une étape primordiale dans la conception et l'optimisation des structures complexes est l'établissement d'un modèle numérique de base essentielle pour une compréhension future du comportement du système sous différentes sollicitations par un outil d'analyse numérique performant et maîtrisable.

L'objectif de ce travail est d'établir un modèle numérique visant à prédire les concentrations de contraintes autour de la zone du cordon de soudure des jonctions tubulaires. Une modélisation numérique en 2D avec les éléments Shell épaisses à 4 nœuds et à 8 nœuds a été réalisée en utilisant la méthode des éléments finis, qui s'est avérée être précise et fiable. Trois chargements de base AX, IPB, OPB ont été considérés pour valider le modèle.

A partir de l'étude numérique on a déduit que:

- Le modèle de chargement appliqué sur l'entretoise a une influence significative sur la valeur du HSS:
- Dans le cas de 2D l'application d'une force ponctuelle donne meilleur résultat cependant, pour le modèle 3D, une force répartie sur plusieurs nœuds ou une pression est indispensable.
- L'élément 8 Node est recommandé pour la modélisation des structures offshore cependant l'élément 4 Node est également acceptable si le raffinement du maillage est assuré.

Les résultats obtenus montrent que pour les deux types de chargements AX et OPB; les contraintes maximales se situent aux points de quartier ($\varphi = \pi / 2 + k\pi$). Cependant, elles se situent dans une position entre les deux points de quartier et d'arçon pour le chargement IPB ($\pi / 4 + k\pi/2$).

Une étude paramétrique a été également réalisée. Nous avons calculé le facteur de concentration de contraintes (SCF) dans les points chauds pour 12 modèles de joints en

faisant varier les paramètres géométriques α , γ , τ , β , θ , les résultats obtenus sont très proches de ceux calculés par les équations paramétriques de Lloyd et Efthimiou ; la concordance est donc bonne. La variation du SCF en fonction des paramètres γ , τ , θ sont quasiment linéaire, il y a donc une relation proportionnelle entre l'intensité du SCF et les valeurs de ces paramètres. Cependant, La variation du SCF en fonction du paramètre β atteint une valeur maximale pour $\beta = 0.5$ et devient importante pour les faibles valeurs de $\alpha \leq 14$ et tend à se stabiliser lorsque $\alpha \geq 14$.

Pour le cas du chargement combiné simulant le mieux le chargement réel des joints tubulaires, on a appliqué une flexion rotative; les résultats obtenus montrent la localisation des points chauds aux emplacements $\varphi = 90^\circ$, et $\varphi = 270^\circ$ et les positions $\varphi = 45^\circ$, $\varphi = 135^\circ$, $\varphi = 225^\circ$, 315° pour les contraintes minimales.

Cependant les résultats obtenus du chargement combiné avec un chargement axial en balayant l'entretoise d'un angle $\Delta\varphi$ variant de $\varphi = 0^\circ$ jusqu'à $\varphi = 360^\circ$, montrent que la position du point chaud se situe au point de quartier ($\varphi = 90^\circ$) pour les contraintes maximales et au point d'arçon pour les contraintes minimales ; ce résultat est exploité pour le calcul de la durée de vie en fatigue (le rapport de charge).

L'étude de l'influence des paramètres adimensionnels sur les concentrations de contraintes conduit à l'amélioration des jonctions par l'accroissement de la rigidité de la paroi de la membrure par :

- 1- réduction de $\gamma(D/2T)$ et de $\tau(t/T)$ par augmentation de l'épaisseur de la membrure (T), ce qui conduit à un accroissement de la rigidité de la paroi de la membrure
- 2- Augmentation de $\beta(d/D)$ par augmentation du diamètre de l'entretoise 'd'
- 3- augmentation de β par diminution du diamètre 'D' qui conduit simultanément à une réduction de γ .

En plus on a évalué numériquement le SCF ainsi que les zones chaudes dans la ligne d'intersection manchon/entretoise dans le cas de chargement axial pour différentes valeurs d'inclinaison, $30^\circ \leq \theta \leq 90^\circ$; les résultats montrent que le SCF est minimal pour le joint Y30° et maximal pour T90° et que le point chaud change d'emplacement du point de quartier pour T90° au voisinage du point d'arçon pour le joint Y30°. Cependant l'angle 30° constitue une grande contrainte par rapport à la fabrication.

D'autre part une modélisation numérique en 3D a été réalisée avec les éléments solides à 20 nœuds, avec le même type de chargements, le but étant d'établir une comparaison entre les résultats obtenus des deux modélisations sous différents types de chargement (AX, IPB,

OPB), l'utilisation des 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, cependant les résultats du calcul numérique à l'aide des éléments Shell montrent une bonne concordance et confirme la cohérence du modèle.

Les résultats obtenus par notre travail permettent d'optimiser la conception de plusieurs types de joints soudés en fonction de leurs chargements en mettant en évidence les zones dangereuses (points chauds). Il est donc possible de les surveiller à l'aide de capteurs, ce qui permettrait d'augmenter la sécurité des structures offshore.

L'objectif de notre étude est d'assurer une très bonne tenue des joints tubulaires utilisés dans les structures offshore.

Cependant, le développement d'équations paramétriques simplifiées pour prédire le facteur de concentration de contrainte aux points chauds dans les joints tubulaires/non tubulaires est nécessaire, ce qui peut être facilement utilisé dans la conception;

- (i) pour réduire la concentration de contraintes au niveau des joints soudés, certaines techniques facilement applicables doivent être développées, tel que les raidisseurs aux zones chaudes.

En fin, la simulation est un bon moyen pour étudier les problèmes de concentration de contraintes. La méthode d'EF composée d'élément Shell est la plus appropriée car elle prend en compte toutes les complexités et les singularités géométriques de la structure, l'effort ainsi que le temps de calcul sont considérablement réduits.

Cependant, les expériences doivent être menées pour vérifier et valider les résultats numériques, ce qui peut être un défi important.

Cependant, les équations paramétriques et les SCF, qui sont actuellement utilisées pour déterminer les contraintes aux points chauds dans les joints tubulaires, sont principalement dérivées des cas de charge statique uniquement. Ces équations ne font pas la différence entre le chargement dynamique (de type cyclique ou aléatoire) et le chargement statique, qui est très important. Des recherches sont donc nécessaires pour étudier l'influence de la charge dynamique sur le facteur de concentration des contraintes des joints tubulaires. Cela sera très utile pour estimer la durée de vie en fatigue de ces joints dans une structure offshore, où les charges de vagues, de glace et de vent sont très dominantes.

En perspective, il serait intéressant de considérer certains joints spécifiques tel que les joints K et X et de réaliser des essais expérimentaux sur les joints validés par l'étude numérique afin d'estimer la durée de vie en fatigue de la structure soudée.

REFERENCES

Références

- [1] **Lloyd's Register of Shipping**, 'Stress concentration factors for simple tubular joints', HSE books, 1997.
- [2] **S, Elliott Kim**. '*Stresses at weld toes in tubular joints in offshore structures*'. Ph.D. Thesis, Nottingham University, 1987.
- [3] **Xing Wei, Zongyi Wen, Lin Xiao, Chentai Wu**, '*review of fatigue assessment approaches for tubular joints in CFST trusses*', International Journal of Fatigue 113 43–53, 2018.
- [4] **Gande, Sandhya**. '*Analysis of offshore jacket structure*'. international research journal of engineering and technology IRJET, Vol. 05, Jan, 2018.
- [5] **John Plessis**, '*Welding of Offshore Structures*', Spesmet Technology, 2012
- [6] **A.S Kharade, S.V. Kapadiya**, '*Offshore Engineering: An overview of Types And Loadings On Structures*', International journal of structure and Civil Engineering research, May, 2014.
- [7] **Deepwater Development Systems in the Gulf of Mexico**, <https://www.bsee.gov/site-page/deepwater-development-systems-in-the-gulf-of-mexico-basic-options>
- [8] **N°125, Note de Synthèse**. '*L'exploitation pétrolière offshore: Enjeux maritimes*'. ISEMAR : Institut Supérieur d'Economie Maritime Nantes- Saint Nazaire, Mai 2010
- [9] **Kabir Sadeghi**, '*An Overview of Design, Analysis, Construction and Installation of Offshore Petroleum Platforms Suitable for Cyprus Oil/Gas Fields*', Gime American University, 2007.
- [10] **N., Haritos**. '*Introduction to the Analysis and Design of Offshore Structures-An Overview*', EJSE, loading on structure , the University of Melbourne, Australia, 2007.
- [11] **K. Sadeghi, GAU J. Soc. & Appl. Sci.** '*Significant Guidance for Design and Construction of Marine and Offshore Structures*', 2008. pp. 4(7), 67-92.
- [12] **El-Reedy, Mohamed A.** '*Offshore Structures: Design, Construction and Maintenance*'. Elsevier, 2012.
- [13] **Yoshihiko Kitagawa, Hiroyuki Kawasaki**. '*Development of High-strength and Tough Welding-Consumables for Offshore Structures*', Kobelco technology review NO 32 Dec, 2013.
- [14] **U.S.** '*Energy Information Administration, based on Rystad Energy*', October, 2016, <https://www.eia.gov/todayinenergy/detail.php?id=28492>.

- [15] **API RP 2A-WSD**, '*Recommended Practice for Planning, Designing and Constructing Fixed Offshore Platforms Working Stress Design*' american petroleum insritue, December 2002.
- [16] **Yong Bai, Wei-Liang Jin**, 'Offshore strucural analysis', Marine Structural Design. 2016, <http://dx.doi.org/10.1016/B978-0-08-099997-5.00011-3>.
- [17] **Navilkumar, Shetty**. '*System reliability of fixed offshore structures under fatigue deterioration*'. University of London, Thesis, april 1992.
- [18] **Quénelle Alain**, '*les plate forme offshore métallique*', culture technique N°26, 1992 <http://hdl.handle.net/2042/32777>
- [19] **J Billingham, JV Sharp, J Spurrier**, '*Review of the performance of high strength steels used offshore*', 2003.
- [20] **Falko Schröter.**, '*Steels for modern steel construction and offshore application*'.10th Nordic Steel construction conference, Copenhagen, Danemark, 2004.
- [21] **Jose E. Ramirez, Tom Mc.Gaughy, EWI, Portugal**, 'Characterization and mechanical properties of high-strength steel weld metals' proceeding of the seventeenth(2007) international offshore and polar Engineering conference, July 1-6 2007.
- [22]. **Misra, S. C.** 'Design Principles of and Ships Marine Structures',. International Standard Book. Number-13: 978-1-4822-5447-1 , Taylor & Francis Group, LLC, 2016.
- [23] **Ólafsson, Ólafur Magnús**, '*MSc Improved design bases of welded joints in seawater*'. Ph.D. thesis , 2016.
- [24] **Lalitesh Kumar, Ajay Kumar, Danuta Barnat-Hunek, Elzbieta Szczygielska, and Monika Garbacz**, '*SCFs study of tubular T/Y steel joints under inplane loading*', MATEC Web of Conferences 252, 06010, CMES'18, 2019 .
- [25] **Sowmiya K.R. et, Dr. Sreevidya Venkataraman**. '*Behaviour of Welded Connections in Square and Circular Hollow Sections*' . May -2017.
- [26] **Jalal. S, El maskaoui. Z, Bousshine. L, EL. Maliki. A.**, '*Comportement mécanique des jonctions tubulaires soudées de forme DT : Etude comparative des jonctions percées et non percées*', 22 Eme Congrès Français de Mécanique, Lyon, 24 au 28 Août 2015.
- [27] **Hellier. A.K, Connolly. M.P, Dover. W.D**, '*Stress concentration factors for tubular Y- and T-joint*', *International Journal of Fatigue*,12. pp. 13-23.1990.
- [28] **Jalal S.eddine, Bousshine L., el Maskaoui Z., Mjidila A.**, '*Comportement mecanique des jonctions tubulaires DT et DY sous chargement axial*', 12 2ème congrès de Mécanique, Casablanca (Maroc), 21-24 Avril 2015.

- [29] **K. Satyanarayana a, R.T.Naik b , L.V.V.Gopala Rao c and R.T.Babu Naik, J. Basic. Appl. Sci.**, ' *ResStatic Strength Analysis of Tubular T-Joints Using Ansys*', 1(9)989-997, 2011.
- [30] **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*, February 2005 . pp. 235-264,. Vol. 61, 2005.
- [31] **Karamanos S. A., Romeijn A., Wardenier J.**, 'SCF equations in multi planar welded tubular DT-joints including bending effects, *Marine Structures Journal*, pp. 157- 173, 2002.
- [32] **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*, May 2005. pp. 983-1009. Vols. 72,.
- [33] **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.
- [34] **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.*
- [35] **Thévenat. D, Ghanameh. M.F. and Zegloul. A.**, ' *Fatigue strength assessment of tubular welded joints by an alternative structural stress approach*', *International Journal of Fatigue*51 PP 74-82, 2013.
- [36] **Ghanameh. M. F, Thevenet. D & Zegloul. A.**, ' *Evaluation of stress concentration for planar tubular joints*', *Ttrans. Nonferrous Met. Soc. China* 16 . s1-s10, 2006. 2006.
- [37] **Lee. A, M.M. and Llewelyn-Parry**, ' *Strength of ring-stiffened tubular T-joints in offshore structures –a numerical parametric study*', *J. of Constructional Steel Research*51 PP 239-264, 1999.
- [38] **Y.B., Shao.**, ' *Geometrical effect on the stress distribution along weld toe for tubular T- and K-joints under axial loading*', *Journal of Constructional Steel Research* 63 pp. 1351-1360, 2007.
- [39] **Hellier. A.K, Connolly. M.P, Kare. R.F., Dover. W.D.**, ' *Prediction of the stress distribution intubular Y- and T-joints*', *International Journal of Fatigue*12. pp. 25-33, 1990.
- [40] **F. Gao**, ' *Stress and strain concentrations of completely overlapped tubular joints under lap brace OPB load*', *Thin-Walled Structures* 44. 861–871, August 2006.
- [41] **Hamid Ahmadi**, ' *A probability distribution model for SCFs in internally ring-stiffened tubular KT-joints of offshore structures subjected to out-of-plane bending loads*', *Ocean Engineering* 116 (2016), 184–199, 2016.

- [42] **Rudi Walujo Prastianto, Yoyok Setyo Hadiwidodo, Ibnu Fasyin Fuadi, Mhd.**, '*Stress concentration factor distribution of inclined brace in multiplanar offshore tubular double kt joints*', Earth and Environmental Science 162 (2018) 012049, s.1, 2018.
- [43] **Marcus M.K. Lee, Arwel Llewelyn-Parry**, '*Strength prediction for ring-stiffened DT-Joints in Offshore jacket structures*', Engineering Structures 27 (2005) 421–430, January, 2005.
- [44] **J. K. Paik, K. Branner, Y. S. Choo, J. et al.**, '*Ultimate strength*', Conference, 17th international ship and offshore structures congress, Seoul, Korea, pages 375-474, August 2009.
- [45] **Fathi, Ghanameh Mohamad**, '*Etude numérique et expérimentale des jonctions tubulaires soudées "des plateformes offshore soumises à des sollicitations complexes «Analyse par Contrôle non destructif»*', PHD Thesis, 2007.
- [46] **J. Wardenier, Y. Kurobane, J.A. Packer, G.J. van der Vegte and X.-L. Zhao**, '*Design guide for circular hollow section (CHS) joints under predominantly static loading, Second Edition, CIDECT, 2008.*
- [47] **Xing Wei, Zongyi Wen, Lin Xiao, Chentai Wu**, '*review of fatigue assessment approaches for tubular joints in CFST trusses*', International journal of fatigue 113, 43-53, 2018
- [48] **Pierre Willm**, '*Guides Pratiques sur les Ouvrages en mer, ARSEM Assemblages Tubulaires Soudés*', Editions technip, oct. 1985.
- [49] **W.D, Chang E. and Dover**, '*Stress concentration factor parametric equations for tubular X and DT joints*', Pages 363-387. Vol. Volume 18, 1996
- [50] **Fricke, W.**, '*IIW guideline for the assessment of weld root fatigue*', weld world (2013)57, 573-791, 2013.
- [51] **Recommended Practice DNV-P-C203**, '*Fatigue Design of Offshore Steel Structures*', Det Norske Veritas (DNV), 2012.
- [52] **A.M. Paradowska, J.W.H. Price, B. Kerezsi, Dayawansa,X.-L. Zhao**, '*Stress relieving and its effect on life of welded tubular joints*', Engineering Failure Analysis 17, 320-327, 2010.
- [53] **Hobbacher, A.**, '*The new IIW recommendations for fatigue assessment of welded joints and components*', A comprehensive code recently updated', International Journal of Fatigue, 31(1) pp. 50-58, 2009.
- [54] **Romeijn. A.**, '*Stress and strain concentration factors of welded multiplanar tubular joints*', Ph.D. Thesis, Delft University of Technology, The Netherlands, 1994 .

- [55] **Jjeffrey A. packer, Jaap Wardenier, yoshiaki Kurobane, Dipak dutta, noel yeomans**, *'Design guide for rectangular hollow section (RHS) joints under predominantly static loading'* CIDECT, 1992.
- [56] **Philippe Thibaux, Steven Cooreman**, *'Computation of stress concentration factors for tubular joints'*, *proceedings of the asme 32nd International Conference on Ocean, Offshore and Arctic Engineering OMAE, France, June 9-14, 2013*.
- [57] **D. Radaj**, *'Review of fatigue strength assessment of nonwelded and welded structures based on local parameters'* 1996.
- [58] **Dikshant Singh Saini, Debasis Karmakar, Samit Ray-Chaudhuri**, *'A review of stress concentration factors in tubular and non-tubular joints for design of offshore installations'*, *Journal of Ocean Engineering and Science* 1(2016) 186-202, August 2016
- [59] **Seong-Min Kim, Myung-Hyun Kim**, *'Incorporating mesh-insensitive structural stress into the fatigue assessment procedure of common structural rules for bulk carriers'* *Int. J. Nav. Archit. Ocean Eng.* (2015) 7:10~24,
- [60] **Estivaliz lozano minguez**, *'fatigue & fracture mechanics of offshore wind turbine support structures*, Thesis Submitted for the Degree of Doctor of Philosophy Academic Year: 2015.
- [61] **Jorge Mendoza Espinosa, Sebastian Schafhirt, Michael Muskulus**, *'Mesh Parametric Study for Fatigue Assessment of Tubular K-joints using Numerical Methods'*, *14th Deep Sea Offshore Wind R&D Conference, EERA Deep Wind'2017, Trondheim, Norway* 18-20, January 2017.
- [62] **Niemi E, Fricke W and Maddox SJ**, *'Fatigue analysis of welded components designer's guide to the structural hot-spot stress approach'* IIW-1430-00.
- [63] **Yong bai, Wei- Liang jin**, *'Fatigue capacity'*, *Marine Structural design, second edition*, 2016, <http://dx.doi.org/10.1016/B978-0-08-099997-5.00025-3>.
- [64] **Radaj, D**, *'Design and analysis of fatigue-resistant welded structures'*, Abington Pub. Cambridge, 1990.
- [65] **Petershagen, H. Fricke, W. and Massel, T.**, *'Application of the local approach to the fatigue strength assessment of welded structures in ship'* . *IIW Doc. XIII-1409-91*, *International Institute of Welding*, 1991.
- [66] **Qian, X. et al**, *'Fatigue performance of tubular X-joints with PJP+ welds: II – Numerical investigation.*, pp. 252-261. 2013. Vols. 89, 2013
- [67] *Offshore Installations. Guidance on Design and Construction*, Energy, U.K. Department of., HMSO., 1984.

- [68] ‘Code of Practice for Fixed Offshore Structures’, Institution, British standards, BS62J5a. 1982.
- [69] **Niemi, E. (Ed)**, ‘Stress determination for fatigue analysis of welded components’, IIW Doc XIII-1221-93, Cambridge, Abington, 1995 .
- [70] **Doerk, O., Fricke, W. and Weissenborn, C.**, ‘Comparison of different calculation methods for structural stresses at welded joints’. 2003. pp. 359–369. .
- [71] **Fricke, W.** ‘Evaluation of Hot Spot Stresses in Complex Welded Structures’. Tokyo Institute of Technology, 2002.
- [72] **(Ed), Hobbacher A.**, ‘Recommendations for fatigue design of welded joints and components. IIW doc. XIII-1823-07’. Welding Research Council Bulletin 520,. New York. 2009.
- [73] **Dong, P. A.**, ‘structural stress definition and numerical implementation for fatigue analyses’,. pp. 865–76, 2001
- [74] **Dong, P. Hong, J.K. and Cao, Z.**, ‘Structural stress based master S–N curve for welded joints. IIW Doc. XIII-193002/XV-1119-02, 2002.
- [75] **T. Vichiensamuth, M Pimsarn, K. Takahashi, T. Tantanawat**, ‘A Simplified Model of a Reinforced Square Hollow Section (SHS) T-Joint for Stress Evaluation in Bus Superstructures’, IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering 46, 012034, 2013
- [76] **Jae-Myung Lee, Jung-Kwan Seo, Myung-Hyun Kim, Sang-Beom Shin, Myung-Soo Han, June-Soo Park and Mahen Mahendran**, ‘ Comparison of hot spot stress evaluation methods for welded structures’, *Inter J Nav Archit Oc Engng* 2:200~210, 2010.
- [77] **O. Doerk, W. Fricke, C. Weissenborn**, ‘Comparison of different calculation methods for structural stresses at welded joints’. May 2002.
- [78] **M.M.K., Lee**. *Fatigue, Fracture Mechanics and Defect Assessment of Tubular Structures*, Mechanics and Design of Tubular Structures. International Centre for Mechanical Sciences (Courses and Lectures)’, vol 394. 1998
- [79] **Guide for fatigue strength assessment of tankers**, ‘Part 3 Steel Vessel Rules. American Bureau of Shipping, New York. (ABS)’, American Bureau of Shipping. 1992.
- [80] **Fessler, H. and Marston, E.** ‘A Micropolariscope for Automatic Stress’ Analysis Journal of Strain analysis, Vol.22, n°1, 1987
- [81] **Marston, E.** ‘An Automatic Micropolariscope, Its Design, Development and Use for Tubular Joint Stress Analysis’,. Ph.D. Thesis, University of Nottingham, No.1, 336 21. 1987.
- [82] **Design of aluminum structures - Part 2: Structures susceptible to fatigue**. Eurocode. EN 1999-2: E,, British Standard’, London. : 1998.

- [83] **Hamdan., Abdelrahman I. S.**, ‘*Numerical investigation of Stress Concentration Factors (SCFs) in a small I-beam welded Large Circular Hollow Section (CHS)*’. University of Manchester, 2015.
- [84] **A., Romeijn.** ‘*Stress and strain concentration factors of welded multiplanar tubular joints*’. *The Netherlands*, : Ph.D. Thesis, Delft University of Technology, 1994.
- [85] **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.
- [86] **Ghanameh. M. F, Thevenet. D & Zeghloul. A.** ‘*Evaluation of stress concentration for planar tubular joint’s*’, *Ttrans. Nonferrous Met. Soc. China* 16 . s1-s10. 2006.
- [87] **A. M. Gharabaghi, M. R. Chenaghlou.** ‘*New Parametric Equations for Estimating Stress Concentration Factors In Tubular KK-Joints Under Axial Loading, Aghaei*’,.
- [88] **Gho. W.M, Gao.F, Yang. Y.** ‘*Strain and stress concentration of completely overlapped tubular CHS joints under basic loadings*’, *journal of constructional steel research* 62. 656-674, 2006.
- [89] **C.W, Pang. H.L.J and Lee.** *Three-dimensional finite element analysis of a tubular T-joint under combined axial and bending loading*, *Int. J. Fatigue* Vol. 17, No. 5, pp, 313-320, 1995.
- [90] **Katsuzi Takeuchi**, ‘*Locations of strain gauges for fatigue analysis of welded joints*’ *Welding International*, Vol. 26, No. 8, 559–566, August 2012.
- [91] **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.
- [92] **Karamanos S. A., Romeijn A., Wardenier J.** ‘*SCF equations in multi planar welded tubular DT-joints including bending effects*’, *Marine Structures Journal*, 15. 2002. pp. 157-173, 2002.
- [93] **M. Haghpanahi and H. Pirali**, ‘*Hot Spot Stress Determination for a Tubular T-Joint under Combined Axial and Bending Loading*’, *IUST international journal, of engineering science*, Vol.17, No, 3-4, page 21-28, 2006.

ANNEXES

Annexe 1: Les groupes d'acier

L'acier peut être groupé selon le niveau de résistance et les caractéristiques de soudage comme suit:

Le groupe I : désigne les aciers doux dont la limite d'élasticité minimale spécifiée est 280MPa ou moins. Le carbone équivalent est généralement de 0,40% ou moins, et ces aciers peuvent être soudés par n'importe quel procédé de soudage décrits dans AWS D1.1.

$$C_{eq} = C + \frac{Mn}{6} + \frac{Cr + Mo + V}{5} + \frac{Cu + Ni}{15}$$

Le groupe II désigne les aciers à résistance intermédiaire ayant des limites d'élasticité minimales spécifiées de plus de 280 MPa à 360 MPa. Des gammes d'équivalent carbone allant jusqu'à 0,45% et plus, et ces aciers nécessitent l'utilisation des procédés de soudage à faible teneur en hydrogène.

Le groupe III : désigne les aciers à haute résistance avec des limites d'élasticité minimales supérieures à 360 MPa. Ces aciers peuvent être utilisés à condition que chaque application soit étudiée en ce qui concerne:

1. Soudabilité et procédures de soudage spéciales qui peuvent être nécessaires.
2. Problèmes de fatigue pouvant résulter de l'utilisation de contraintes de travail plus élevées,
3. Ténacité d'entaille par rapport à d'autres éléments de contrôle de rupture, tels que la fabrication, les procédures d'inspection, les contraintes de service et l'environnement de température.

II- Classes d'acier

Il convient de prendre en considération le choix des aciers présentant des caractéristiques de ténacité en entaille adaptées aux conditions de service.

A cet effet, les aciers peuvent être classés comme suit:

Les aciers de la classe C : sont ceux qui ont été utilisés avec succès dans les structures soudées à des températures de service supérieures au point de congélation, mais pour lesquels des essais de choc ne sont pas spécifiés. De tels aciers sont applicables aux éléments structurels primaires impliquant une épaisseur limitée, un formage modéré, une faible contrainte, une concentration de contraintes moyennes, une charge quasi-statique (temps de montée 1 seconde ou plus) et une redondance structurelle telle qu'une rupture isolée ne serait pas catastrophique. Des exemples de telles applications sont les membrures, les entretoises, les poutres, les jambes de jacket ou de plateformes.

Les aciers de classe B : peuvent être utilisés là où l'épaisseur, le travail à froid, la contrainte, la concentration des contraintes, la charge d'impact et / ou le manque de redondance indiquent la nécessité d'une meilleure résistance à l'entaille. Lorsque des essais de choc sont spécifiés, les aciers de classe B doivent présenter une énergie d'entaille en V de Charpy de 20 J pour le groupe I et de 34 J pour le groupe II, à la température de service la plus basse prévue.

Les aciers de classe A : peuvent être utilisés à des températures inférieures à zéro et pour des applications critiques impliquant des combinaisons défavorables des facteurs cités ci-dessus.

Les applications critiques peuvent justifier un test Charpy à $-20 \text{ }^{\circ} \text{C}$ en dessous de la température de service la plus basse prévue. Cette ténacité extra-marginale à l'entaille empêche la propagation de fractures fragiles à partir de grosses imperfections et permet l'arrêt des fissures dans des épaisseurs de plusieurs millimètres. La fréquence des essais d'impact pour les aciers de classe A doit être conforme à la spécification sous laquelle l'acier est commandé; en l'absence d'autres exigences, des essais par lot de chaleur peuvent être utilisés [15]

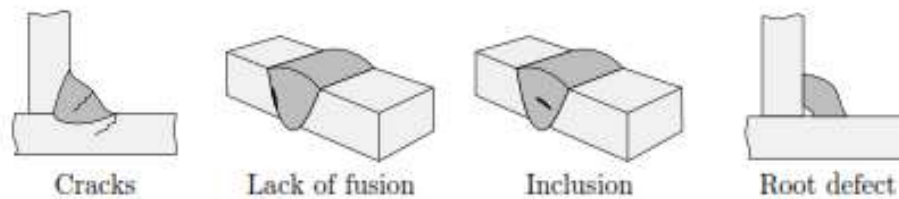
Annexe 2 : l'analyse du soudage

I- Qualité de soudure

L'analyse du soudage est un sujet important dans la recherche en ingénierie et elle est largement utilisée dans la fabrication en raison de son avantage en termes de performances améliorées des structures, d'économies de coûts et de mise en œuvre facile. Cependant, l'application du soudage provoque des distorsions permanentes indésirables et des contraintes résiduelles dans le matériau.

La norme mondiale ISO 5817 de la qualité de soudure ; distingue 26 types différents d'imperfections/défauts de soudure, comme, par ex. fissures, porosité, inclusions, manque de pénétration, manque de fusion, manque d'ajustement, contre-dépouille, remplissage excessif de la soudure, gorge de soudure insuffisante, remplissage excessif de la racine, désalignement, affaissement de la soudure, racine incomplète, recouvrement à froid (nappe froide), coup d'arc, pulvérisation, etc. (figure 2.2). L'étendue admissible de chaque type d'imperfections est mentionnée par les différents niveaux de qualité B, C et D. Certains défauts tels que les fissures ne sont pas autorisés, tandis que les imperfections telles que les contre-dépouilles peuvent être tolérées dans certaine mesure. Cependant, L'ISO 5817 ne peut pas être appliquée directement aux problèmes de fatigue. Dans cette situation, les recommandations IIW ont étendu la portée des codes de conception de fatigue habituels en décrivant les propriétés de fatigue des joints contenant des imperfections de soudure sur une base scientifique.

(a) Not allowed:



(b) Main requirements:

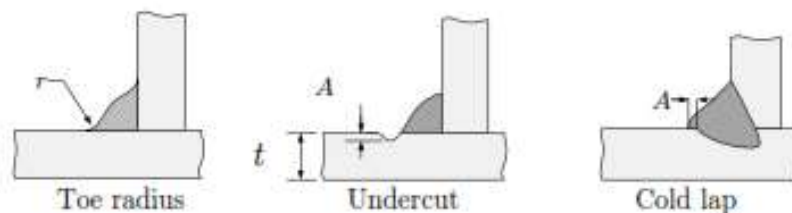


Figure 2.1. Exemples de défauts/imperfections de soudure.

II- Recommandations

Les recommandations préconisées dans cette annexe concernent les soudures produites selon les normes de soudage structurelles normales, telle que l'ISO 5817

1- Sauf pour les joints K et N avec des entretoises avec recouvrement partiel, la connexion doit être établie autour de tout le périmètre de l'élément entretoise à section creuse au moyen de la soudure à pleine pénétration, à partielle pénétration, à soudure d'angle ou la combinaison de différentes soudures.

2- Les soudures doivent satisfaire l'une des conditions suivantes :

a) les soudures doivent être proportionnées pour être «adaptées à l'usage» et pour résister aux forces dans les éléments connectés, en tenant compte de la déformation du joint ou de la capacité de rotation et en tenant compte des longueurs efficaces de soudure;

b) les soudures doivent être proportionnées pour atteindre la capacité des parois des éléments connectés - cela présélectionnera automatiquement la soudure pour toute charge d'élément d'entretoise.

3- Pour les soudures d'angle:

a) l'angle du dièdre local au pied de l'entretoise ne doit pas dépasser 120° ;

b) de telles soudures ne sont généralement pas recommandées pour des épaisseurs de paroi supérieures à 8 mm;

c) lorsque de telles soudures ne sont pas réalisables dans les zones quartier des joints à section creuse circulaire, des soudures à pénétration partielle ou totale doivent y être fournies, tandis que des soudures d'angle peuvent être utilisées dans les régions de pointe et de talon de sommet.

4- Les positions de démarrage et d'arrêt des soudures pour les soudures non continues ne doivent pas être situées aux points de concentration de contraintes. Certains emplacements recommandés pour ces positions de démarrage et d'arrêt de soudage sont indiqués dans la figure ci-dessous.

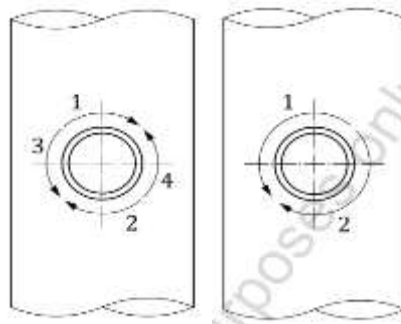


Figure 2. 2. Positions recommandées pour le début et la fin de l'opération du soudage

III- L'influence du cordon de soudure sur le SCF

Une approche plus récente a suggéré que pour une éprouvette sans congé de soudure, l'extrapolation à l'intersection entretoise/manchon devrait être raccourcie de la moitié de la longueur standard du pied de congé pour simuler l'inclusion d'un congé de soudure, voir Figure 2.2. Des travaux supplémentaires de Lloyd's Register utilisant cette approche sur les jonctions avec $\beta < 1$, ont montré un facteur de réduction de contrainte cohérent de 0,95 sur le côté de la membrure et de 0,88 sur le côté de l'entretoise lorsqu'une longueur de la soudure $= t/2$ sur le côté de la membrure et $= t$ sur le côté de l'entretoise a été décrite conformément aux recommandations de l'API pour le profil de soudure contrôlé. Il convient de noter que pour de nombreuses éprouvettes en acier, en particulier celles de petites tailles, la longueur de la soudure sur le côté de l'entretoise dépasse l'épaisseur de l'entretoise (t). [1]

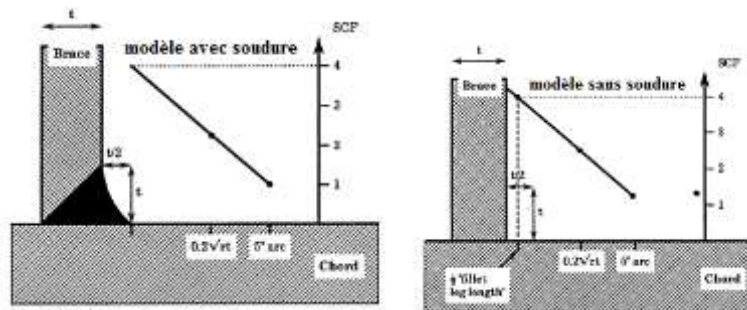


Figure.2.3. Réduction du SCF sous l'effet de l'inclusion d'un congé de soudure

Une étude d'effet sur le SCF d'un congé de soudure a été entreprise par Efthymiou, en utilisant une analyse 3D sur une configuration d'un joint en T avec et sans congé de soudure (tableau 2.1)

Tableau 2.1 Analyse FE d'un joint avec et sans congé de soudure (extrapolation linéaire)

Loading	Chordside			Braceside		
	No weld SCF	Inc weld SCF	No weld ÷ Inc weld	No weld SCF	Inc weld SCF	No weld ÷ Inc weld
Axial	24.52	23.50	0.958	14.95	12.71	0.850
OPB	20.29	19.54	0.963	12.40	10.62	0.856
IPB	6.63	6.18	0.932	5.09	4.38	0.861
Mean reduction factor			0.951	0.856		

les paramètres du joint sont : $\beta=0.5$, $\tau=1.0$, $\gamma=18.6$ and $\alpha=5$)

D'après le tableau 2.2, la géométrie de joint modélisée par Efthymiou donne un facteur de réduction de soudure proche de celui obtenu par Wordsworth du facteur de réduction de congé de soudure mesuré.

Tableau 2.2 Analyse FE d'un joint avec et sans congé de soudure (extrapolation linéaire)

	Measured factor	Smedley factor	Marshall factor	Wordsworth factor
Chordside	0.95	0.87	1.00	0.95
Braceside	0.86	0.87	0.69	0.88

IV- Les jonctions à diamètres égaux « $\beta = 1$ »

Suite aux essais d'assemblage en acier sur des jonctions T avec $\beta = 1$, plusieurs configurations ont été considérées sous l'effet d'un chargement OPB, les résultats montrent une grande différence entre les SCF mesurés et les SCF prédits se produisant lorsque le diamètre de l'entretoise s'approche du diamètre de la membrure. D'où la nécessité d'apporter une attention particulière pour les assemblages avec $\beta = 1$ car aucune équation paramétrique ne prend en compte le profil de la soudure.

Certaines de ces incohérences dans les valeurs de SCF mesurées peuvent être attribuées aux divers degrés de réduction de soudure utilisés dans les éprouvettes, voir la figure 3.2.

À l'emplacement du point de quartier, le SCF diminue rapidement à mesure que β s'approche de 1. Par exemple, en utilisant l'équation Wordsworth/Smedley sur un joint en T, le SCF augmente de 38% sous charge axiale et de 50% sous chargement de flexion hors plan en modifiant β de 1,0 à 0,95.

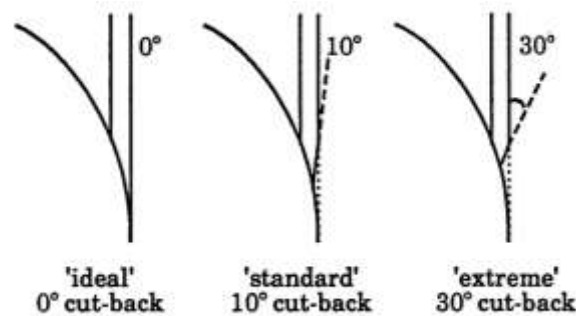


Figure.2.4. Réduction de soudure au niveau du point de quartier pour $\beta = 1$

Pour les assemblages $\beta = 1$ avec une réduction de soudure «extrême», la séparation entre les orteils de soudure aux emplacements des points de quartier peut être considérablement inférieure au diamètre de la membrure (entretoise). Il a été suggéré par Wordsworth que pour les assemblages avec des diamètres égaux, β devrait être défini comme la séparation des orteils de soudure par rapport au diamètre de la membrure (c'est-à-dire $\beta' = d'/D$). Cependant, la séparation des pieds de soudure d' n'est pas facile à calculer ou à mesurer, voir figure 3.3.

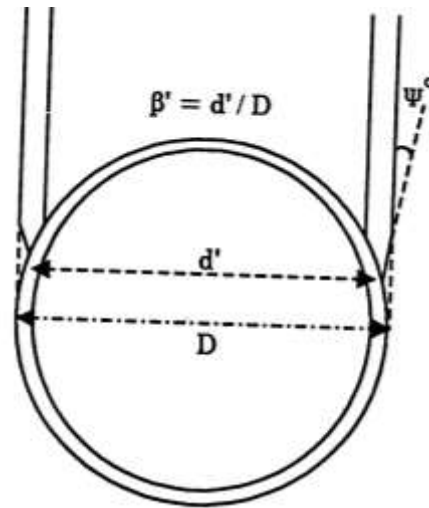


Figure. 2.5. L'inclinaison du cordon de soudure pour $\beta=1$

β' peut être estimé par la relation suivante:

$$\beta' = 1 - \left(\frac{t}{y}\right) X \sin^{0.65}(\psi^\circ) \quad \text{Où } \psi^\circ \text{ est l'angle d'inclinaison du cordon de soudure}$$

(Si ψ n'est pas défini, une valeur par défaut de $\psi = 20^\circ$ est suggérée)

Cette expression a été incluse dans les nouvelles équations paramétriques de Lloyd's Register pour les joints tubulaires simples. En employant cette expression pour les assemblages $\beta = 1$, les SCF peuvent être calculés avec une plus grande précision pour ces configurations d'assemblage complexes et, par conséquent, des durées de vie à la fatigue plus précises peuvent être estimées [1].

Annexe 3 : Les jonctions tubulaires

1- Classification des jonctions tubulaires

La classification des assemblages en treillis à section creuse en K (qui comprend N), Y (qui comprend T) ou X joints est basée sur la méthode de transfert de force dans l'articulation, et non sur l'apparence physique de l'assemblage. Les types de jonctions peuvent être définis comme suit.

Lorsque la composante normale de la force dans l'entretoise ($N \sin\theta$) est équilibrée par le cisaillement (et la flexion) de la poutre dans l'élément membrure, le joint est classé comme joint-T lorsque l'entretoise est perpendiculaire à la membrure, sinon en Y.

- a) Lorsque la composante normale d'une force d'entretoise est essentiellement équilibrée (à moins de 20%) par la composante de force normale d'une autre (ou plusieurs) entretoises, du même côté de la jonction, le joint est classé comme un joint K. L'écart pertinent se situe entre les éléments d'entretoises principaux dont les charges sont équilibrées. Un joint N peut être considéré comme un type spécial de joint K.
- b) Lorsque la composante de force normale est transmise à travers l'élément de membrure et est équilibrée par un élément de renfort (ou des éléments) du côté opposé, l'articulation est classée comme une articulation X.

Lorsqu'un joint possède des éléments de renfort (entretoises) dans plus d'un plan, le joint est classé comme un joint multi-planaire [46]

Lorsque les éléments entretoises transmettent une partie de leur charge sous forme de joints K et une partie de leur charge sous forme de joints T, Y ou X, l'adéquation de chaque entretoise doit être déterminée par l'interaction linéaire de la proportion de la charge de l'entretoise impliquée pour chaque type de chargement transféré. Un joint K, dans la figure 3.1b, montre que les composantes de la force de l'entretoise normales à la membrure peuvent différer jusqu'à 20 % et être toujours considérées comme un joint-K.. Cela permet de s'adapter aux légères variations des forces appliquées aux entretoises.

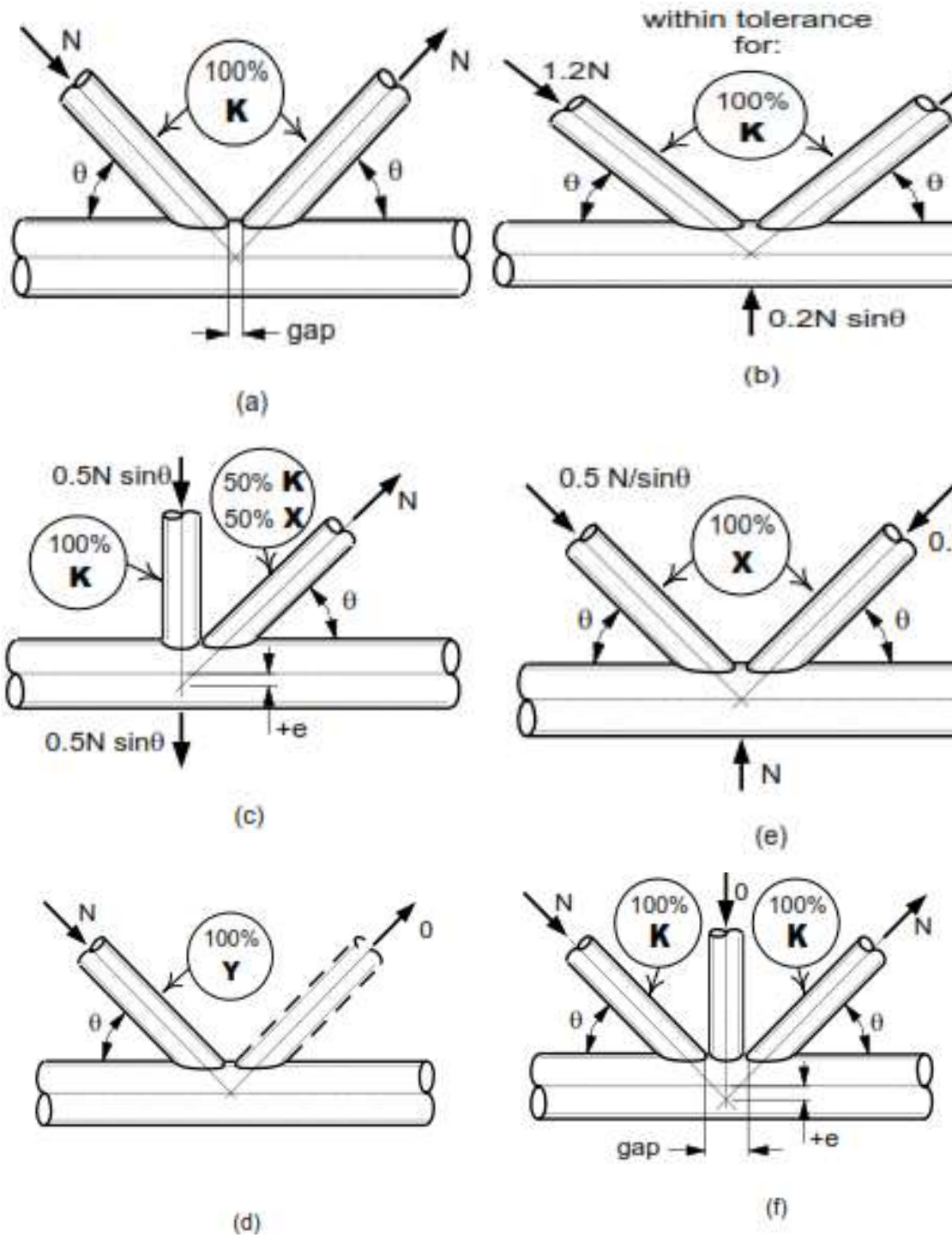
Cependant, le joint N (la figure 3.1 c) a un rapport des composantes de forces normales à la membrure de 2:1. Ce joint particulier doit être analysé à la fois comme un joint K « pur » (avec des forces de renfort équilibrées) et un joint X (car le reste de la charge du renfort diagonal est transféré à travers le joint), comme le montre la figure 3.2. Pour un chargement diagonal aux entretoises (pour ce joint) on doit vérifier que:

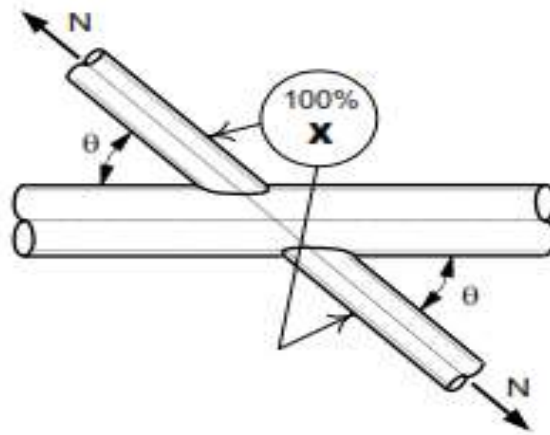
$$\frac{0.5N}{F_K^*} + \frac{0.5N}{F_X^*} \leq 1.0$$

Ou

F_K^* : la résistance du joint-K

F_X^* : la résistance du joint-X





(g)

Figure 3.1. Exemples de classification des joints tubulaire Y, X et K [46]

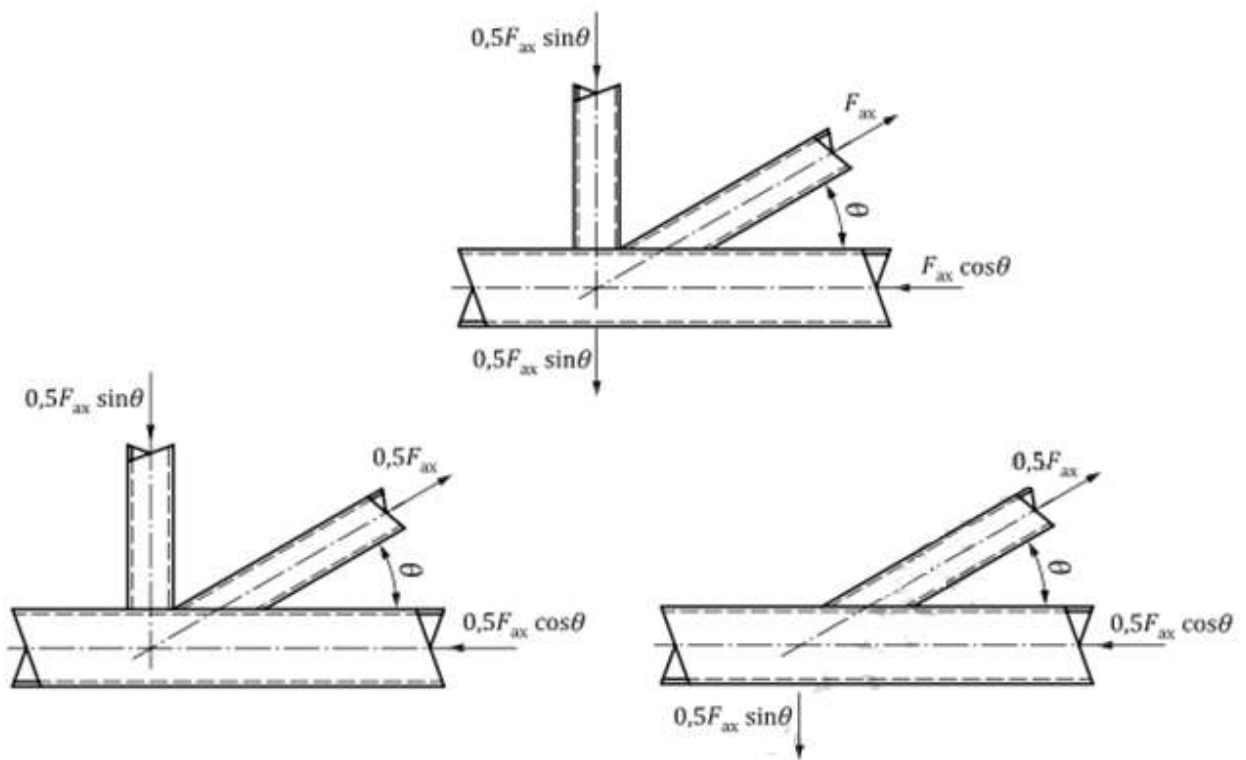


Figure 3.2. Vérification d'une jonction-N avec des chargements non-équilibrés

Annexe 4 : Les équations paramétriques pour le calcul du SCF dans les jonctions T et Y

1- Introduction

Plusieurs équations paramétriques sont proposées pour l'estimation des facteurs de concentration de contraintes dans les joints tubulaires. Les équations de Kuang (1975) couvrent les configurations des joints T / Y, K et KT et utilisent un programme d'éléments finis à Shell mince modifié spécifiquement conçu pour analyser les jonctions. Les jonctions tubulaires ont été modélisées sans congé de soudure.

Les équations de Wordsworth/Smedley (1978) ont été dérivées en utilisant les résultats des essais de modèles acryliques sur des joints tubulaires modélisés sans congé de soudure. Les équations UEG proposées en 1985 sont basées sur les équations W / S et Wordsworth avec un facteur de correction appliqué pour les valeurs élevées de β ($\beta > 0,6$) et de γ ($\gamma > 20$). En 1985, Efthymiou et Durkin ont publié une série d'équations paramétriques couvrant les joints T / Y et K avec recouvrement et espacement. Plus de 150 configurations ont été analysées par éléments finis en utilisant des éléments Shell 3D.

Les équations de Hellier, Connolly et Dover (HCD) ont été publiées en 1990.

Ces équations préliminaires ont été développées pour améliorer les estimations de la durée de vie d'un joint en se basant sur la mécanique de la rupture

Les équations de Lloyd's Register (LR) ont été développées dans le cadre du projet «SCF pour les joints tubulaires simples», largement financé par le «Health and Safety Executive» (HSE), en 1999 [93].

Efthymiou et LLOYD [1] ont proposés un ensemble des équations paramétriques pour calculer le facteur de concentration de contrainte pour différents types de joints.

Pour les courts manchons ($\alpha < 12$), la valeur du facteur de concentration de contrainte au point de quartier (saddle) 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 $C \geq 0,7$.

2- Les équations de Lloyd pour les joints T/Y

Chargement axial

$SCF_{cs} = T1x (F1 \text{ ou } F2)$	$\sigma = 20\%$
$SCF_{cc} = T2 + B0 \times B1$	$\sigma = 20\%$
$SCF_{Bs} = T3x (F1 \text{ ou } F2)$	$\sigma = 25\%$

$$SCF_{Bc} = T4 \quad \sigma = 23\%$$

Chargement de flexion hors- plan

$$SCF_{cs} = T5x(F3) \quad \sigma = 22\%$$

$$SCF_{Bs} = T6x (F3) \quad \sigma = 28\%$$

Chargement de flexion dans le plan

$$SCF_c = T7 \quad \sigma = 15\%$$

$$SCF_B = T8 \quad \sigma = 18\%$$

La Plage de validité

Les équations ci-dessus sont généralement valables pour les intervalles suivants des paramètres géométriques des jonctions :

$$0.13 \leq \beta \leq 1.0$$

$$10 \leq \gamma \leq 35$$

$$0,25 \leq \tau \leq 1,0$$

$$30^\circ \leq \theta \leq 90^\circ$$

$$4 \leq \alpha$$

Remarque : pour les chargements de traction simple et flexion hors plan, il faut remplacer la valeur du paramètre β au point de quartier (pour $\beta = 1$) par l'expression suivante :

$$\beta' = 1 - \left(\frac{t}{y}\right) X \sin^{0,65}(\psi^\circ) \quad \text{Où } \psi^\circ \text{ est l'angle d'inclinaison du cordon de soudure } (\psi^\circ = 20^\circ \text{ valeur par défaut})$$

Les facteurs T : facteurs des jonction T et Y

$$T1 = \tau \gamma^{1,2} \beta (2.12 - 2\beta) \sin \theta^2$$

$$T2 = \tau \gamma^{0,2} (3.5 - 2.4\beta) \sin \theta^{0,3}$$

$$T3 = 1 + \tau^{0,6} \gamma^{1,3} \beta (0.76 - 0.7\beta) \sin \theta^{2,2}$$

$$T4 = 2.6 \beta^{0,65} \gamma^{(0,3-0,5\beta)}$$

$$T5 = \tau \gamma \beta (1.4 - \beta^5) \sin \theta^{1,7}$$

$$T6 = 1 + \tau^{0,6} \gamma^{1,3} \beta (0.27 - 0.2\beta^5) \sin \theta^{1,7}$$

$$T7 = 1.22 \tau^{0,8} \beta \gamma^{(1-0,68\beta)} \sin \theta^{(1-\beta^3)}$$

$$T8 = 1 + \tau^{0,2} \gamma \beta (0.26 - 0.21\beta) \sin \theta^{1,5}$$

Facteur d'approximation de la flexion dans le plan du manchon Bi

$$B0 = \frac{C\tau(B - \frac{t}{2\gamma})(\frac{\alpha}{2} - \beta/\sin\theta)\sin\theta}{(1 - \frac{3}{2\gamma})} : \text{ pour un chargement axial simple}$$

$$B0 = 0.00 : \text{ pur un chargement axial équilibré}$$

$$B1 = 1.05 + \frac{30\tau^{1.5}(1.2 - \beta)(\cos\theta^t + 0.15)}{\gamma}$$

Paramètre de la fixation des extrémités du manchon (C)

Le paramètre C caractérisant la fixation des extrémités du manchon prend les valeurs suivantes **0.5 ≤ C ≤ 1.0**

C= 0.5 pour les extrémités encastrés.

C= 1 pour les extrémités chevillées.

C= 0.7 pour le calcul de structure

Facteurs de correction pour les manchons courts

$$F1 = \begin{cases} 1 - (0.83\beta - 0.56\beta^2 - 0.02)\gamma^{0.23}\exp(-0.21\gamma^{-1.16})\alpha^{2.5} & \alpha < 12 \\ 1.0 & \alpha \geq 12 \end{cases}$$

$$F2 = \begin{cases} 1 - (1.43\beta - 0.97\beta^2 - 0.03)\gamma^{0.04}\exp(-0.71\gamma^{-1.38})\alpha^{2.5} & \alpha < 12 \\ 1.0 & \alpha \geq 12 \end{cases}$$

$$F3 = \begin{cases} 1 - (0.55\beta^{1.8}\gamma^{0.16}\exp(-0.49\gamma^{-0.89})\alpha^{1.8} & \alpha < 12 \\ 1.0 & \alpha \geq 12 \end{cases}$$

3- Relation paramétriques d'EFTHYMIU

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

$$0.2 \leq \beta \leq 1.0$$

$$8 \leq \gamma \leq 32$$

$$0.2 \leq \tau \leq 1.0$$

$$20^\circ \leq \theta \leq 90^\circ$$

$$4 \leq \alpha \leq 40$$

Les équations d'Efthymiou pour les jonctions T ou Y**Chargement de traction simple**

$$SCF_{cs} = \gamma \tau^{1.1} \{1.11 - 3(\beta - 0.52)^2\} \sin \theta^{1.6}$$

$$+ (2C - 1)(0.8\alpha - 6)\tau\beta^2(1 - \beta^2)^{0.5} \sin 2\theta^2 \quad F1ou F2$$

$$SCF_{cc} = \gamma^{0.2} \tau \{2.65 + 5(\beta - 0.65)^2\} + \tau\beta(0.5C\alpha - 3) \sin \theta \quad F1ou F2$$

$$SCF_{BS} = 1.3 + \gamma \tau^{0.52} \alpha^{0.1} \{0.187 - 1.25\beta^{1.1}(\beta - 0.96)\} \sin \theta^{(2.7-0.01\alpha)} \quad F1ou F2$$

$$SCF_{Bc} = 3 + \gamma^{1.2} \{0.12 \exp(-4\beta) + 0.011\beta^2 - 0.045\} + \tau\beta(0.2C\alpha - 1.2)$$

Chargement de flexion hors-plan

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

$$SCF_{BS} = \tau^{(-0.54)} \gamma^{(-0.05)} (0.99 - 0.47\beta + 0.08\beta^4) SCF_{cs}$$

Chargement de flexion dans le plan

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

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

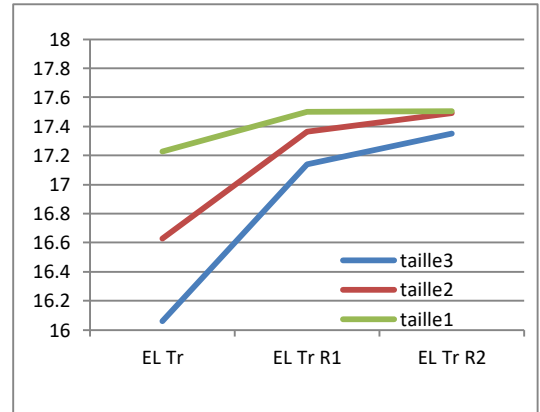
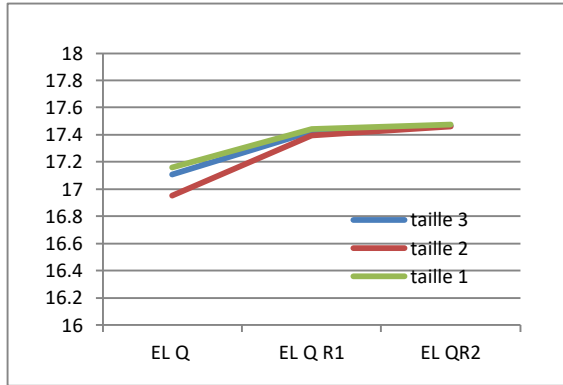
Annexe 5 : Détermination des contraintes maximales et minimales dans les nœuds

6-1-Déterminations des contraintes maximales et minimales

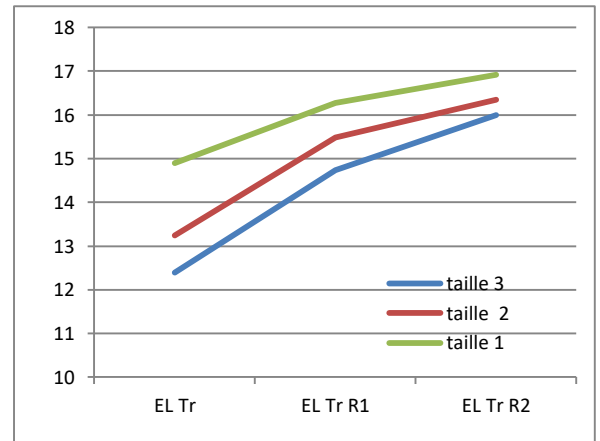
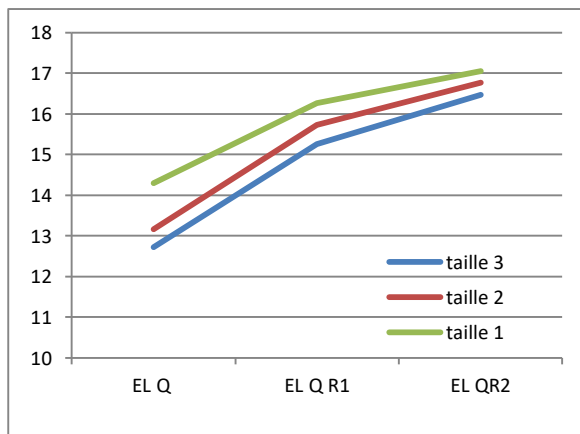
	S1	S2	S3	Sint	Seqv
Joint 90°					
Valeur min.					
Nœud	607	4497	4799	723	723
valeur	-0.49554E-01	-6.7148	-21.923	0.10732	0.98924E-01
Valeur max.					
Nœud	4497	4497	607	4497	4799
valeur	28.505	12.464	0.40604E-01	28.505	24.752
Joint 60°					
Valeur min.					
Nœud	607	1935	14	676	676
valeur	-0.44991E-01	- 4.3651	-20.945	0.54996E-01	0.50985E-01
Valeur max.					
Nœud	6592	6592	1932	6592	6592
Valeur	25.889	13.613	0.51901E-01	25.889	22.430
Joint 45°					
Valeur min.					
Nœud	3970	1887	4705	5890	5890
valeur	-0.21039	- 2.8385	-11.826	0.71075E-01	0.61725E-01
Valeur max.					
Nœud	4705	4838	9860	4705	4705
Valeur	14.718	6.6728	1.0057	14.718	12.765
Joint 30°					
Valeur min.					
Nœud	16	1174	5600	215	215
valeur	-0.19501	-2.0327	-6.2099	0.45123E-01	0.40191E-01
Valeur max.					
Nœud	5600	5605	16	5600	5600
Valeur	7.4008	3.5713	0.69097	7.4006	6.4105

6.2- Influence du type de maillage sur les résultats du SCF

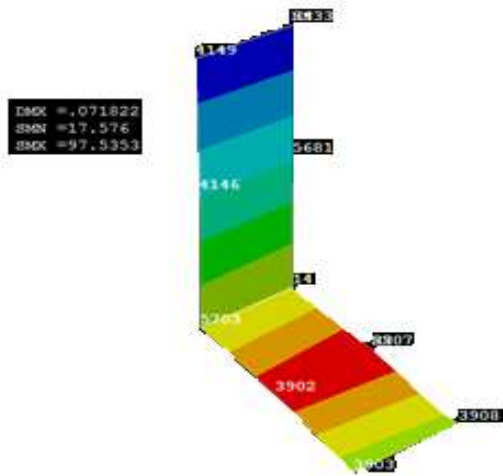
8node 281 : maillage quadratique				8node 281 maillage triangulaire			
type d'élément	taille 3	taille 2	taille 1	type d'élément	taille3	taille2	taille1
EL Q	17,1083	16,9511	17,1588	EL Tr	16,0616	16,6296	17,2257
EL Q R1	17,4223	17,3969	17,4418	EL Tr R1	17,1386	17,3633	17,5012
EL QR2	17,4677	17,4627	17,4752	EL Tr R2	17,3498	17,4898	17,5026



4node 181 : maillage quadratique				4node 181 : maillage triangulaire			
	taille 3	taille 2	taille 1		taille 3	taille 2	taille 1
EL Q	12,721	13,1569	14,3037	EL Tr	12,3999	13,2461	14,9024
EL Q R1	15,2602	15,7251	16,265	EL Tr R1	14,7424	15,4757	16,2803
EL QR2	16,4684	16,7709	17,058	EL Tr R2	15,998	16,3442	16,9124



6.3- Exemple de calcul de la contrainte maximale et SCF par une extrapolation linéaire



```

.4405
.4149 .5680
.4404 .5681
.4407
.4146 .5705
.4406
14
.5704 .5167
.5703
.5169 .3907
.3902 .5168 .2740
.5170 .3908
.5166
.3903
    
```

ELEMENT 1556		
NODE	S1	SEQV
3812	49.053	42.994
3808	71.345	61.871
3908	64.068	55.741
3312	37.280	33.214
3812	0.0000	24.411
3808	0.0000	41.533
3908	0.0000	34.466
3312	0.0000	13.096

ELEMENT 1557		
NODE	S1	SEQV
3808	71.136	61.697
3805	96.715	83.785
3907	96.351	83.460
3908	63.986	55.685
3808	0.0000	41.753
3805	0.0000	62.657
3907	0.0000	61.670
3908	0.0000	34.430

ELEMENT 1648		
NODE	S1	SEQV
3907	96.229	83.351
14	133.65	116.52
5703	131.27	114.42
3902	94.752	82.069
3907	0.0000	61.619
14	0.0000	93.803
5703	0.0000	92.803
3902	0.0000	60.744

Extrapolation linéaire entre les éléments 1556 et 1557

$$\sigma_1 = 1.67 \times 96.351 - 0.67 \times 64.068 = 117.98061 \text{ [Mpa]}$$

$$\text{SCF} = \sigma_1 / \sigma_{nom} = \mathbf{29,495411}$$

Résumé

Les structures tubulaires en acier sont largement utilisées dans la construction des plateformes offshore ; plusieurs types de jonctions sont employés dans ce domaine. Les membres tubulaires sont assemblés par soudure, formant ainsi des intersections entretoise/manchon complexes qui représentent des discontinuités structurales conduisant à de forte concentration de contraintes au voisinage du cordon de soudure. Ces jonctions sont soumises à des chargements répétés dans le temps conduisant à un endommagement par fatigue, d'où la nécessité de prédire les contraintes autour des intersections soudées. C'est dans cette optique qu'une modélisation numérique du comportement mécanique a été réalisée par l'utilisation de deux logiciels ANSYS, et COMSOL-MULTIPHYSICS. Une modélisation numérique en 2D avec les éléments Shell minces et 3D avec les éléments solides à 20Nodes a été réalisée en appliquant trois chargements de base ; axial AX, dans le plan IPB, hors plan OPB et un chargement combiné COM, visant à prédire les concentrations de contraintes autour de la zone du cordon de soudure. Les résultats obtenus montrent que pour les trois types de chargements AX, OPB et COM; les contraintes maximales se situent aux points de quartier. Cependant pour le chargement IPB elles se situent dans une position entre les deux points de quartier et d'arçon. Une étude paramétrique a également été réalisée pour analyser l'effet des paramètres géométrique adimensionnels α , γ , τ , β , θ . Les résultats de SCF sont validés par les équations paramétriques.

Mots clés : méthode des éléments finis, facteur d'intensité de contrainte, modélisation numérique, plateforme offshore, joints tubulaire, joint soudés, fatigue des structures, éléments Shell

Abstract

Tubular steel structures are widely used in the construction of offshore platforms; several types of junctions are used in this field. The tubular members are assembled by welding, thus forming complex brace/chord intersections which represent structural discontinuities leading to high stress concentration in the vicinity of the weld bead. These joints are subjected to repeated loading over time leading to fatigue damage, hence the need to predict stresses around welded intersections. It is with this in mind that a numerical modeling of the mechanical behavior was carried out using two software programs ANSYS, and COMSOL-MULTIPHYSICS. A numerical modeling in 2D with thin Shell elements and 3D with 20 Nodes solid elements was carried out by applying three basic loadings axial loading AX, in-plane bending "IPB", out-of-plane bending "OPB" and a combined loading COM, aiming to predict the concentrations of stresses around the weld bead area. The results obtained show that for the three types of loadings AX, OPB and COM; the maximum stresses are located at saddle point. However, for IPB loading they are located in a position between the two crown and saddle points. A parametric study was also performed to analyze the effect of the dimensionless geometric parameters α , γ , τ , β , θ . The results of SCF are validated by the parametric equations.

Keywords: finite element method, stress intensity factor, numerical modeling, offshore platform, tubular joints, welded joints, fatigue of offshore structures, Shell elements

ملخص

تستخدم الهياكل الفولاذية الأنبوبية على نطاق واسع في بناء المنصات البحرية، وتستخدم عدة أنواع من الوصلات في هذا المجال. يتم تجميع الأعضاء الأنبوبية عن طريق اللحام، مما يؤدي إلى تكوين تقاطعات معقدة بين الدعامة و الوتر أين تخلق انقطاعات هيكلية تؤدي إلى تركيز عالي للإجهاد بالقرب من خط اللحام. تخضع هذه التقاطعات للتحميل المتكرر بمرور الوقت مما يؤدي إلى تلف التعب، ومن ثم استلزمت الحاجة إلى التنبؤ بالإجهادات حول التقاطعات الملحومة. ومن هذا المنطلق، تم تنفيذ نمذجة عددية للسلوك الميكانيكي باستخدام برنامجين ANSYS و COMSOL-MULTIPHYSICS. حيث تم إجراء نمذجة رقمية ثنائية الأبعاد باستخدام عناصر شال السمكية وثلاثية الأبعاد باستخدام العناصر الصلبة من خلال تطبيق ثلاث عمليات تحميل أساسية؛ AX المحوري، في المستوى IPB، خارج المستوى OPB و تحميل مركب COM، يهدف إلى التنبؤ بتركيز الإجهاد حول منطقة خط اللحام. تظهر النتائج التي تم الحصول عليها أنه بالنسبة للأنواع الثلاثة من التحميلات AX و OPB و COM؛ تقع الإجهادات القصوى عند نقطة السرج و بالنسبة لتحميل IPB، فهي تقع بين نقطتي السرج و التاج. كما تم إجراء دراسة بارامترية لتحليل تأثير العوامل الهندسية α , γ , τ , β , θ ، كما تم حساب عامل تركيز الإجهادات SCF في النقاط الساخنة وتم التحقق من صحته بواسطة المعادلات البارامترية.

كلمات المفتاحية: طريقة العناصر المحدودة، عامل شدة الإجهاد، النمذجة العددية، المنصة البحرية، المفاصل الأنبوبية، المفاصل الملحومة، التعب الهيكلي، عناصر شال.