

Thèse de doctorat

**Pour obtenir le grade de Docteur de l'Université de
VALENCIENNES ET DU HAINAUT-CAMBRÉSIS
et de l'ÉCOLE NATIONALE D'INGÉNIEURS DE SFAX**

Discipline, spécialité selon la liste des spécialités pour lesquelles l'Ecole Doctorale est accréditée :

MÉCANIQUE

Présentée et soutenue par

CHTOUROU Rim

Le 15/05/2017, à Valenciennes

École doctorale :

Sciences Pour l'Ingénieur (SPI), Lille Nord-de-France

Equipes de recherche, Laboratoires :

Laboratoire d'Automatique, de Mécanique et d'Informatique Industrielles et Humaines (LAMIH)
Laboratoire de Mécanique, Modélisation et Production (LA2MP)

**Tenue mécanique des assemblages soudés par point multi-tôles en aciers multigrades:
étude expérimentale, modélisation macroscopique et procédure d'identification**

Rapporteurs

M. Bay, François. Professeur, Mines ParisTech
M. Grolleau, Vincent. Professeur, Université de Bretagne Sud

Examineurs

Mme. Ronel, Sylvie. Professeur, Université de Lyon
M. Haddar, Nader. Maître de Conférences HDR, École Nationale d'Ingénieurs de Sfax
M. Leconte, Nicolas. Maître de Conférences, Université de Valenciennes
M. Chaari, Fahmi. Maître de Conférences, Université de Valenciennes

Co-directeurs de thèse

M. Markiewicz, Eric. Professeur, Université de Valenciennes
M. Zouari, Bassem Professeur, École Nationale d'Ingénieurs de Sfax

Invités

M. Haugou, Grégory. Maître de Conférences, Université de Valenciennes
M. Langrand, Bertrand. Maître de Recherche HDR, ONERA-Lille

Remerciements

La rigueur scientifique et les exigences d'un travail de recherche sont souvent au-delà des seules capacités de l'étudiant. Il serait audacieux pour nous d'entrer dans le vif du sujet sans nous acquitter d'une dette de reconnaissance auprès des personnes qui ont contribué à la réalisation de ce modeste travail. Je saisis l'occasion qui m'est offerte, pour exprimer ma profonde reconnaissance à toutes ces âmes généreuses qui m'ont aidée de près ou de loin à mener et à finaliser de ce travail.

A cette occasion, je tiens à remercier vivement mes directeurs de thèse le Professeur Eric Markiewicz et le Professeur Bassem Zouari pour leur soutien, le partage de leur expérience, et la confiance qu'ils m'ont accordée. Leur compétence, leur rigueur scientifique et leur clairvoyance m'ont beaucoup appris. Ils ont été et resteront des moteurs de mon travail de chercheur.

Je remercie également Messieurs Nicolas Leconte, Fahmi Chaari, Gregory Haugo, Yamen Maalej et Bertrand Langrand pour leur participation à mon comité de suivi de thèse, leur relecture scrupuleuse du manuscrit et leurs suggestions toujours avisées qui m'ont permis de clarifier ma pensée.

Je tiens aussi à remercier les membres du jury pour l'intérêt qu'ils ont manifesté pour ce travail : Monsieur François Bay, Professeur à Mines ParisTech et Monsieur Vincent Grolleau, Professeur à l'Université de Bretagne Sud, qui m'ont fait l'honneur de bien vouloir être rapporteurs, Madame Sylvie Ronel, Professeur à l'Université de Lyon et Monsieur Nader Haddar, Maître de Conférences HDR à l'ENI Sfax, qui ont accepté de juger ce travail.

Ce travail de la recherche est réalisé dans le cadre d'une collaboration entre l'université de Valenciennes et l'école Nationale des Ingénieurs à Sfax. Je tiens à remercier ces deux institues et tous les institutions qui ont participé au financement de ce travail : la Comité Mixte pour la Coopération Universitaire (CMCU), le Campus International sur la Sécurité et l'Intermodalité des Transports (CISIT), la Région Nord-Pas-de-Calais, l'Union Européenne, la Délégation Régionale à la Recherche et à la Technologie, le Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche, et le CNRS.

J'exprime tous mes remerciements à tous les membres du laboratoire d'automatique, de mécanique et d'informatique industrielles et humaines pour le climat sympathique dans lequel ils m'ont permis de travailler. Merci Catherine et Sabine pour votre aide en tout ce qui est administrative. Merci Frédérique et Deni de m'avoir aidé à résoudre les problèmes informatiques et techniques que j'ai eu durant ces années de thèse. Merci à tous mes collègues (Sylvain, Julie, Kevin, Gérémy, ...) pour les nombreuses discussions que j'ai pu avoir avec chacun et pour la bonne ambiance. Je voudrais exprimer particulièrement toute mon amitié à Rami, Yomna, Nabila, Bouthayna, Dorsaf, Firas, Ameni, Mariem, Amina, Oussema, pour leur soutien, gentillesse, tous les bons moments que nous avons passé ensemble à Valenciennes.

J'adresse toute ma gratitude à tous à toutes les personnes qui m'ont aidé dans la réalisation de ce travail. En particulier, Monsieur Slah Frikha pour son soutien et Monsieur Pierre Guyon de m'avoir fait part de son expérience et sa compétence en optimisation.

Mention spéciale à Mohamed Jebahi qui m'a soutenu et qui m'a permis de me lever motivée, le coeur léger et l'esprit tranquille depuis le début de ma thèse. Très humblement, je voudrais te dire merci pour ton soutien pendant mes périodes de doutes et pour tes multiples encouragements répétés.

Ce travail n'aurait pu être mené à bien sans le soutien de mon mari Khaled. Merci pour ta compréhension et ton humour qui m'ont beaucoup aidé à surmonter ce défi et atteindre mon objectif. Merci pour ton soutien quotidien indéfectible et ton enthousiasme contagieux à l'égard de mes travaux comme de la vie en général. Je tiens également à remercier mes beaux-parents pour leur confiance et leur soutien.

Enfin, les mots les plus simples étant les plus forts, j'adresse toute mon affection à ma famille : mes parents Khaled et Hajer, mes frères Ahmed et Omar, ma soeur Nadia, mon beau-frère Najeh et ma petite nièce Fattouma. Je vous remercie tous pour vos attentions et encouragements qui m'ont accompagnée tout au long de ces années. En particulier, je suis redevable à mes parents, pour leur soutien moral et matériel et leur confiance indéfectible dans mes choix. A la fin, je dédie cette thèse à eux dont leur présence et leurs encouragements sont pour moi les piliers fondateurs de ce que je suis et de ce que je fais.

Une pensée pour terminer ces remerciements pour toi qui n'a pas vu l'aboutissement de mon travail mais je sais que tu en aurais été très fier de ta nièce!

Résumé

Dans le cadre de la conception des structures automobiles et de la modélisation de leur tenue au crash, la prédiction du comportement mécanique et de la rupture des assemblages soudés par point par résistance, s'avère encore délicate. En introduisant une nouvelle génération d'assemblages multi-tôles en aciers multigrades soudés par point, la prédiction de leur tenue mécanique est devenue encore plus complexe. En effet, malgré une utilisation croissante de ces assemblages, l'étude expérimentale de leur comportement mécanique est encore très limitée, tandis que leur modélisation macroscopique n'a pas encore été proposée.

Dans ce contexte, un dispositif expérimental approprié de type Arcan est proposé pour caractériser la tenue mécanique et la rupture des assemblages trois tôles soudés par points, en chargements purs et combinés et dans les différentes configurations possibles. Une approche de modélisation macroscopique est également proposée pour simuler le comportement des assemblages trois tôles soudés, pour des applications de type structure. Un modèle d'élément équivalent 'connecteur' est tout d'abord proposé, identifié et validé par rapport à un assemblage deux tôles soudé par point. Ensuite, une approche de modélisation utilisant trois connecteurs est proposée pour simuler le comportement mécanique et la rupture d'un assemblage trois tôles soudé par point par résistance. Une stratégie d'identification est aussi détaillée pour simplifier la procédure d'identification des paramètres du modèle. Le modèle est identifié et validé par rapport aux résultats expérimentaux des essais de caractérisation de type Arcan réalisés au cours de cette thèse.

Mots-clés : Soudage par point par résistance, assemblage soudé trois-tôles en aciers multigrades, comportement mécanique, rupture, essais de type Arcan, modélisation macroscopique, méthodologie d'identification.

Abstract

Resistance spot welding (RSW) is widely used in the automotive industry. However, the prediction of their non-linear mechanical behavior and their failure in structural crashworthiness computations remains a challenge. The introduction of a new generation of multi-sheet multi-steel grade spot welded assemblies makes the prediction of their mechanical strength more complex. Despite the increasing use of these assemblies, the experimental study of their mechanical behavior is still very limited, while their macroscopic modeling has not yet been studied.

An experimental device based on Arcan principle is thus proposed to characterize the mechanical strength and the failure of three-sheet spot welded assemblies, in pure and combined loads for different loading configurations. A macroscopic modeling approach is also proposed to simulate their mechanical behavior for structural applications. As a first step, a 'connector' element is proposed, identified and validated for a two-sheet spot welded assembly. Then, a modeling approach using three connectors is proposed to simulate the mechanical behavior and the rupture of a three-sheet multi- steel grade spot welded assembly. An identification methodology is also presented to simplify the identification procedure of the model parameters. The model is identified and validated based on the experimental results of the Arcan tests carried out during this thesis.

Keywords : Resistance spot welding, multi-sheet multi-steel grade assembly, macroscopic modeling, mechanical behavior, rupture, Arcan tests identification methodology.

Table des matières

Table des matières	i
Liste des figures	iii
Liste des tableaux	vii
1 Introduction générale	1
2 Étude bibliographique	5
2.1 Introduction	6
2.2 Le soudage par point par résistance	7
2.3 Caractérisation expérimentale de la tenue mécanique et de la rupture des assemblages soudés par point	11
2.4 Modélisation mésoscopique des assemblages soudés par point	17
2.5 Modélisation macroscopique de la tenue mécanique et de la rupture des assemblages soudés par point	21
2.6 Identification inverse	25
2.7 Synthèse	28
3 Modélisation macroscopique d'un assemblage deux tôles soudé par point	37
3.1 Introduction	38
3.2 Description cinématique de l'élément connecteur	39
3.3 Formulation de l'élément connecteur	40
3.4 Caractérisation expérimentale d'un assemblage deux tôles soudé par point	43
3.5 Modélisation EF et procédure d'identification des paramètres du modèle . .	50
3.6 Résultats et discussion	56
3.7 Validation : Tests standards	59
3.8 Étude de sensibilité à la taille de maille	61
3.9 Conclusions	64
4 Caractérisation expérimentale d'un assemblage trois tôles multi-matériaux soudé par point	67
4.1 Introduction	68
4.2 Présentation et caractérisation des matériaux de base	69
4.3 Assemblage trois tôles multi-matériaux soudé par point par résistance . . .	73
4.4 Module de traction de l'assemblage soudé étudié	77
4.5 Dispositif expérimental	78
4.6 Résultats expérimentaux	81
4.7 Discussion	88
4.8 Conclusions	94

5	Modélisation macroscopique d'un assemblage trois tôles multi-matériaux soudé par point	97
5.1	Introduction	98
5.2	Stratégie de modélisation d'un assemblage trois tôles	98
5.3	Identification des paramètres du modèle numérique	101
5.4	Résultats d'identification	110
5.5	Validation et discussion	112
5.6	Conclusions	115
6	Conclusions générales et perspectives	117
A	Annexe : Étude Paramétrique	I
B	Annexe : Structure des fichiers d'un calcul d'optimisation Pam-Opt/Abaqus	V
C	Annexe : Présentation simplifiée des algorithmes utilisés dans l'optimisation	XI
D	Mesure de la dureté du point soudé	XV
D.1	Problématique	XV
D.2	Solution	XV
D.3	Résultats	XVI

Liste des figures

1.1	Utilisation croissante des flans soudés fabriqués à partir d'une gamme étendue d'aciers [ArcelorMittal, 2009]	2
1.2	Optimisation potentielle de pièces par l'emploi du concept de flans soudés en acier à très haute résistance [ArcelorMittal, 2009]	3
1.3	Modélisation EF d'un assemblage soudé : (a) Modélisation mésoscopique [Dancette, 2009], (b) Modélisation macroscopique	4
2.1	Robots pour la soudure par point pour les caisses en blanc [Dunya, 2017]	7
2.2	Schéma de principe du soudage par point par résistance [EP-Concept, 2017]	8
2.3	Schéma de principe d'un cycle de soudage par point par résistance [Srikunwong, 2005]	9
2.4	Microstructure du point soudé inspiré par [Rossillon, 2007]	10
2.5	Influence de l'épaisseur des tôles sur la géométrie du noyau soudé pour un assemblage trois tôles [Pouranvari et Marashi, 2011]	11
2.6	Éprouvettes standards pour la caractérisation des assemblages : (a) traction en croix ou « pull-out », (b) cisaillement simple recouvrement, (c) pelage. [Langrand et al., 2003]	12
2.7	Essais de caractérisation de type Arcan : (a) Montage Arcan proposé par Lee et al. [Lee et al., 1998], (b) Montage Arcan proposé par Langrand et al. [Langrand et al., 2003]	13
2.8	Éprouvettes d'assemblage soudé pour essais Arcan : (a) Éprouvette en U [Lee et al., 1998], (b) Éprouvette carrée Lin et al. [2002], (c) Éprouvette à zone libre circulaire Langrand et al. [2003]	14
2.9	Huit modes de rupture [Gould et Peterson, 2005]	15
2.10	Éprouvettes standards utilisées par Wung et al. [2001] pour identifier le critère de rupture : (a) traction/cisaillement, (b) traction pelage, (c) traction, (d) traction en torsion	17
2.11	Modélisation EF de l'opération de soudage trois tôles [Lei et al., 2011]. (a) Maillage EF, (b) Distribution de la température	18
2.12	Modélisation de la rupture par déboutonnage et de la rupture interfaciale [Dancette, 2009]. (a) Rupture par déboutonnage (b) Rupture interfaciale	20
2.13	Discrétisation de la ZAT en 4 zones [Mahelle, 2007]	20
2.14	Modélisation de la rupture par éléments cohésifs [Zhou et al., 2006]. (a) Schématisation du principe des éléments cohésifs, (b) Modèle EF avec éléments cohésifs	21
2.15	Identification des paramètres de l'élément cohésifs avec des éprouvettes : a) 'deep-notched', b) 'compact tension', c) 'shear test', d) 'trouser'. [Zhou et al., 2006]	21

2.16 Différentes configurations des modèles avec des éléments rigides Khando-ker et Takla [2014]	23
3.1 Élément connecteur (en rouge) liant deux plaques	39
3.2 Éprouvette soudée pour le dispositif de type Arcan [Langrand et Combescure, 2004]	44
3.3 Dispositif de type Arcan [Langrand et Combescure, 2004]	45
3.4 Résultats expérimentaux des tests Arcan [Langrand et Combescure, 2004]	46
3.5 Modes de rupture obtenus en tests Arcan [Langrand et Combescure, 2004]	47
3.6 Énergie dissipée de rupture en (a) Cisaillement pur, et en (b) Traction pure	47
3.7 Pourcentage de l'énergie dissipée après l'effort maximal en fonction de l'angle	48
3.8 Éprouvettes des essais standards [Langrand et Combescure, 2004]	48
3.9 Résultats expérimentaux des tests standards [Langrand et Combescure, 2004]	49
3.10 Modèle numérique des tests Arcan	50
3.11 Bilan énergétique du modèle numérique.	51
3.12 Identification du coefficient β	53
3.13 Stratégie séquentielle d'identification inverse	54
3.14 Présentation de la fonction objectif	55
3.15 Comparaison expérimental/numérique des résultats des tests Arcan purs	57
3.16 Comparaison expérimental/numérique des résultats des tests Arcan combinés	58
3.17 Évolution de la force maximale des courbes en fonction de l'angle	59
3.18 Pourcentage de l'énergie dissipée par rapport l'énergie totale pour chaque angle	59
3.19 Cisaillement simple recouvrement	60
3.20 Traction croix	60
3.21 Pelage	61
3.22 Test de traction croix	62
3.23 Test de cisaillement simple recouvrement	62
4.1 Montage des essais quasi-statiques : (a) machine de traction, (b) Dimensions en mm des éprouvettes testées	70
4.2 Caractérisation quasi-statique de l'Usibor 22MnB5 à $\approx 0.6 s^{(-1)}$	71
4.3 Montage des barres de Hopkinson pour les essais dynamiques	72
4.4 Comportement en traction de l'Usibor 22MnB5 dans la gamme $[100-600] s^{(-1)}$	73
4.5 Schématisation de l'assemblage étudié	73
4.6 Echelle de qualité du point soudé	74
4.7 Caméra microscopique LEICA IC80 HD	75
4.8 Identification de la taille du noyau de chaque lot	75
4.9 Protocole de l'essai de dureté	76
4.10 Distribution de dureté le long du diamètre du point soudé	77
4.11 Module de traction d'assemblage : Modèle- CAO et pièce physique	78
4.12 Dispositif Arcan pour la caractérisation des assemblages soudés par point	79
4.13 Principe de fonctionnement de la machine de traction	80
4.14 Courbes typiques des forces et du déplacement en fonction du temps à $1 mm/s$ pour $\alpha = 30^\circ$	81
4.15 Essai de traction pure en configuration (1-2)	82
4.16 Force en fonction du déplacement en configuration (1-2)	82
4.17 Mode de rupture en cisaillement pur en configuration (1-2)	82

4.18 Résultats expérimentaux des chargements purs en configuration (1-3) . . .	83
4.19 Résultats expérimentaux des chargements combinés en configuration (1-3)	84
4.20 Flexion de la plaque en DX54D lors du chargement combiné ($\alpha = 45^\circ$) à $v = 1 \text{ mm.s}^{(-1)}$	85
4.21 Rupture par déboutonnage ($\alpha = 0^\circ$)	86
4.22 Rupture interfaciale ($\alpha = 90^\circ$)	87
4.23 Rupture mixte ($\alpha = 60^\circ$)	87
4.24 Rupture en double déboutonnage lors du chargement combiné ($\alpha = 45^\circ$) . .	88
4.25 Défaut de centrage du point soudé	88
4.26 Evolution de l'effort maximal en fonction de l'angle	89
4.27 Evolution du déplacement à rupture en fonction de l'angle	89
4.28 Evolution de l'énergie en fonction de l'angle	90
4.29 Schématisation de la rupture par déboutonnage et la rupture interfaciale . .	90
4.30 Déformation des tôles lors d'une rupture par déboutonnage d'un assem- blage en acier doux [Lin et al., 2003]	91
4.31 Effet de la taille du noyau sur l'effort maximal pour les différents angles de chargement	92
4.32 Effet de la taille du noyau sur l'effort maximal pour les différents angles de chargement	92
4.33 Enveloppe de rupture exprimée en efforts pour les trois lots	93
4.34 Enveloppe de rupture exprimée en efforts normalisés pour les trois lots . .	94
5.1 Approche de modélisation avec deux connecteurs	99
5.2 Comparaison des réponses expérimentales de la configuration (1-2) et de la configuration (1-3)	99
5.3 Approche de modélisation avec trois connecteurs	100
5.4 Modèle EF avec trois connecteurs en configuration (1-3)	101
5.5 Modèles simplifiés pour toutes les configurations	103
5.6 Essais de cisaillement pur	106
5.7 Essais de traction pure	107
5.8 Méthodologie séquentielle d'optimisation pour chaque connecteur	108
5.9 Méthodologie d'optimisation des trois connecteurs	109
5.10 Comparaison des résultats numériques aux résultats expérimentaux pour les tests Arcan purs pour la configuration (1-3)	111
5.11 Comparaison des résultats numériques et expérimentaux pour le cisaille- ment pur en configuration (1-2)	111
5.12 Comparaison des résultats numériques aux résultats expérimentaux pour les tests Arcan chargements combinés en configuration (1-3)	112
5.13 Évolution des efforts maximaux expérimentaux et numériques en fonction de l'angle	113
5.14 Évolution des déplacements à rupture expérimentaux et numériques en fonc- tion de l'angle pour la configuration (1-3)	114
5.15 Évolution des énergies dissipées expérimentales et numériques en fonction de l'angle pour la configuration (1-3)	114
5.16 Critère de rupture	115
6.1 Essais dynamiques à $v_3 = 4 \text{ m/s}$ en configuration (1-3), réalisés sur la ma- chine de traction	119
6.2 Essais dynamiques à $v_2 = 0.1 \text{ m/s}$ en configuration (1-3), réalisés sur les barres de Hopkinson	120

6.3	Essais dynamiques à $v_3 = 4 \text{ m/s}$ en configuration (1-3), réalisés sur les barres de Hopkinson	120
A.1	Influence de la variation du paramètre b sur les réponses des chargements purs	I
A.2	Influence de la variation du paramètre U_f sur les réponses des chargements purs	I
A.3	Influence de la variation du paramètre K_N sur les réponses des chargements purs	II
A.4	Influence de la variation du paramètre D_{33} sur les réponses des chargements purs	II
A.5	Influence de la variation du paramètre β sur les réponses des chargements purs	III
A.6	Influence de la variation du paramètre β sur les réponses des chargements combinés	III
D.1	Point soudé en vue macroscopique (attaqué Nital)	XV
D.2	Positionnement sous la loupe binoculaire	XVI
D.3	Point soudé assemblé (stitching)	XVI
D.4	Points caractéristiques du point soudé	XVI
D.5	Évolution de la dureté sur chaque tôle d'un bord à l'autre	XVII
D.6	Répartition des indentations	XVII

Liste des tableaux

3.1	Les paramètres de l'élément connecteur	43
3.2	Propriétés mécaniques du métal de base : acier doux (XES)	44
3.3	Caractéristiques extraites des essais Arcan	52
3.4	Resultats de l'identification directe	53
3.5	Récapitulatif de l'étude paramétrique. + : influence le test, - : n'influence pas le test	54
3.6	Paramètres identifiés par méthode inverse	56
4.1	Composition chimique des matériaux de base	69
4.2	Propriétés mécaniques des matériaux de base	71
4.3	Les résultats des essais dynamiques sur l'Usibor 22MnB5	71
4.4	Variation de la taille du noyau selon le lot des modules de traction de l'assemblage soudé	76
4.5	Effort maximal expérimental pour les différents angles de chargement	85
4.6	Déplacement à rupture expérimental pour les différents angles de chargement	85
4.7	Énergie expérimentale pour les différents angles de chargement	85
4.8	Caractéristique des zones de rupture pour chaque mode	90
4.9	Valeurs caractéristiques du critère de rupture pour chaque lot	93
5.1	Propriétés mécanique du métal de base : acier doux (XES)	101
5.2	Paramètres à identifier pour chaque connecteur	101
5.3	Caractéristiques des courbes expérimentales des tests Arcan	106
5.4	Resultats de l'identification directe	108
5.5	Paramètres identifiés des trois connecteurs	110
5.6	Efforts maximaux expérimentaux et numériques pour les différents angles de chargement	113
5.7	Déplacements à rupture expérimentaux et numériques pour les différents angles de chargement	113
5.8	Énergies expérimentales et numériques pour les différents angles de chargement	113

Chapitre 1

Introduction générale

Contexte de l'étude

Avec l'augmentation du trafic routier, le risque d'accidents est de plus en plus important. Pour limiter leur fréquence, et le cas échéant d'en limiter les dégâts, le niveau des exigences en matière de sécurité s'est accru. La sécurité active représentée par la multiplication des témoins d'alerte de dysfonctionnement, le freinage assisté par anti-blocage des roues, l'anti-patinage, la suspension hydractive, a bien été développée ces dernières années. De manière complémentaire, la sécurité passive consiste à minimiser la gravité d'un accident lorsque celui-ci ne peut être évité (ceinture de sécurité, airbags, déformation de la structure, etc). L'étude du comportement et de la déformation de la structure, conçue pour assurer une absorption maximale d'énergie lors de l'impact, est un axe principal de la sécurité passive. Cependant, le comportement de la structure dépend fortement de la tenue des assemblages ponctuels dans cette structure. En d'autres termes, l'amélioration de la sécurité des passagers repose sur la maîtrise du comportement mécanique des assemblages, dans les parties de la carrosserie qui subissent l'impact. Le soudage par point par résistance est le procédé d'assemblage le plus utilisé dans le domaine automobile. En effet, une caisse en blanc est assemblée à plus de 80% par des points soudés. Pour améliorer la sécurité au choc, notamment le choc latéral, une nouvelle génération d'assemblages multi-tôles multi-matériaux a été introduite ces dernières années. Ces assemblages sont utilisés dans des structures complexes comme les longerons avant, les longerons de bas de caisse, le berceau moteur, les traverses, les renforts de tunnel, etc (Fig. 1.1). D'autre part, l'allégement des voitures est la tendance du développement actuelle. En effet, il s'agit de réduire la consommation de carburant et les émissions de CO₂ en diminuant la masse des véhicules. Dans cette optique, il est envisageable d'utiliser des tôles plus minces, mais, gardant la même tenue mécanique de la structure. Les aciers à Très Haute Résistance (THR), présentant un compromis intéressant entre résistance, masse volumique, coût de fabrication raisonnable et bonne aptitude au soudage par points, sont alors de bons candidats. Ces nuances de matériaux sont aujourd'hui très utilisées dans la construction automobile et en particulier au niveau des assemblages trois tôles en aciers multigrades (Fig. 1.2).

Problématique

Pour étudier la tenue au choc et la sécurité des véhicules automobiles, les constructeurs ont recours, depuis les années 80, à la simulation numérique par la méthode des Éléments Finis (EF). Dans le cas des calculs de structures contenant environ 4000 points d'assemblage soudés, il est impossible de modéliser intégralement (mésoscopiquement)

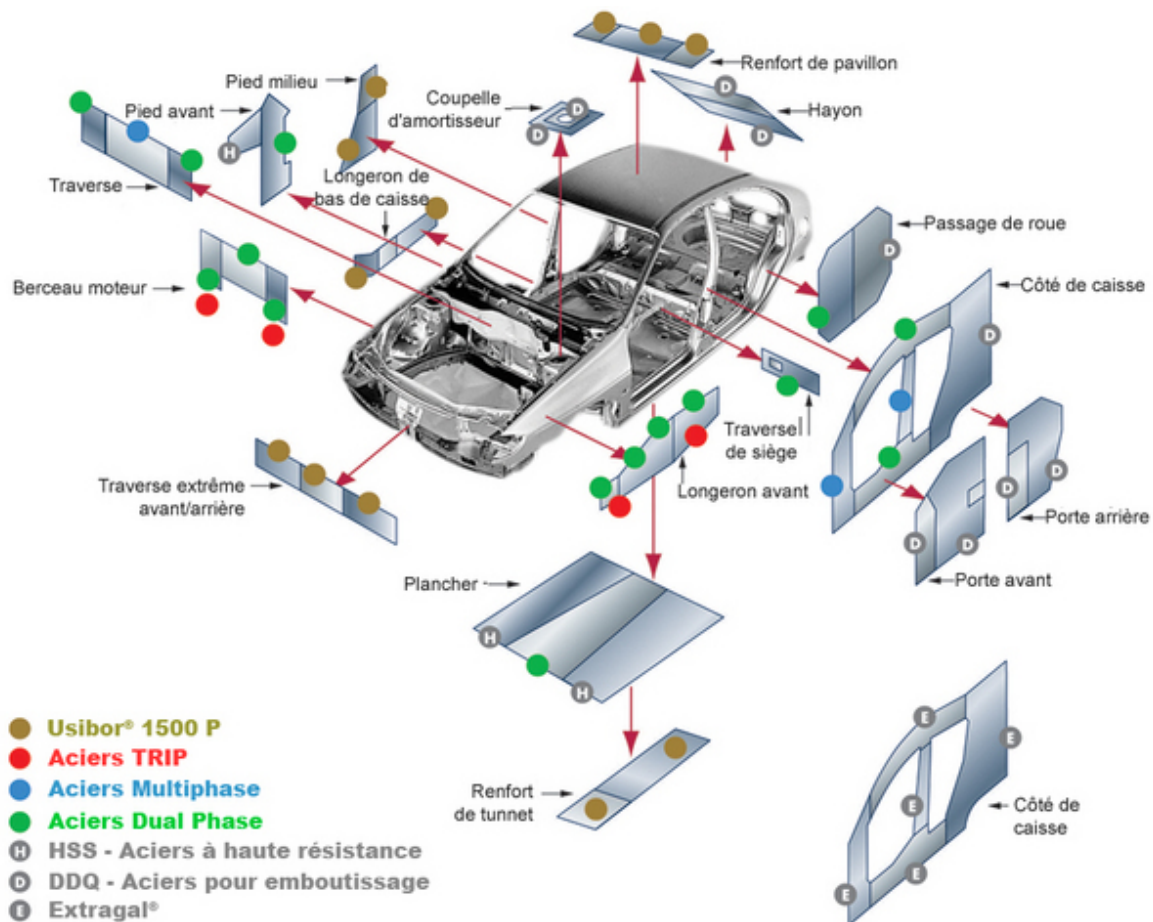


FIGURE 1.1 – Utilisation croissante des flans soudés fabriqués à partir d’une gamme étendue d’aciers [ArcelorMittal, 2009]

chaque point soudé (Fig. 1.3a). Plusieurs modèles macroscopiques ont été alors proposés pour simuler le comportement mécanique et la rupture des assemblages soudés lors des simulations des structures (Fig. 1.3b). Malgré la performance de certains modèles, la modélisation macroscopique des assemblages soudés trois tôles en aciers multigrades manque encore de prédictibilité, et à notre connaissance, les modèles publiés dans la littérature ouverte sont limités à la modélisation des assemblages deux tôles. Des essais expérimentaux appropriés sont également nécessaires pour identifier et valider les modèles macroscopiques. Cependant, la caractérisation mécanique des assemblages trois-tôles est souvent limitée à des essais standards en quasi-statique. D’autre part, la performance de ces modèles dépend fortement des valeurs des paramètres du modèle généralement identifiés par méthode inverse. En revanche, l’identification de ces paramètres présente un vrai défi même avec le recours aux optimiseurs. En effet, la qualité de la solution d’optimisation dépend à la fois de la méthodologie d’optimisation, de la fonction objectif, et de l’algorithme d’optimisation utilisés. Un bon compromis entre le temps d’optimisation et la qualité de la solution doit être assuré.

Démarche scientifique et structure du mémoire

Face à la complexité de ces assemblages, l’objectif de la thèse consiste à caractériser expérimentalement et à modéliser macroscopiquement le comportement mécanique et la rupture des assemblages trois tôles en aciers multigrades soudés par point par ré-

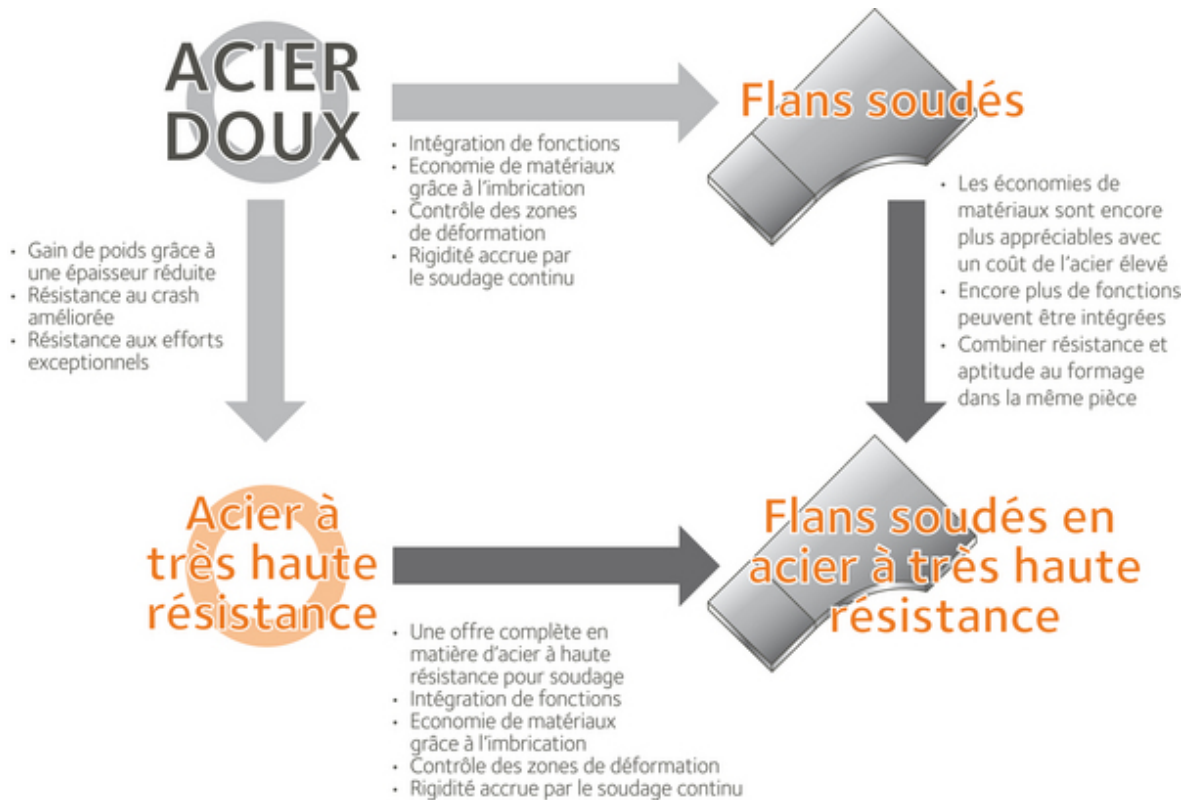


FIGURE 1.2 – Optimisation potentielle de pièces par l'emploi du concept de flans soudés en acier à très haute résistance [ArcelorMittal, 2009]

sistance. Pour la suite du mémoire, ces assemblages sont appelés "assemblages trois tôles multi-matériaux soudés". Afin d'atteindre cet objectif, la démarche a consisté dans le chapitre 2 à répertorier les méthodes expérimentales proposées pour caractériser les assemblages. Les différentes approches de modélisation du comportement des assemblages (soudés) sont également présentées dans ce deuxième chapitre. Les modèles macroscopiques sont particulièrement discutés. Ensuite, la méthode d'identification inverse et les algorithmes utilisés sont également présentés. Un modèle macroscopique et des méthodes d'optimisation sont alors sélectionnés a priori. Afin de parvenir à modéliser un assemblage trois tôles, il est tout d'abord proposé de considérer le modèle de l'assemblage deux tôles. Ainsi, le chapitre 3 présente un élément connecteur type élastoplastique pour modéliser le comportement mécanique non-linéaire d'un assemblage deux tôles soudé par point. Un modèle d'endommagement associé à cet élément est proposé pour modéliser la rupture de la connexion soudée. La procédure d'identification des paramètres du modèle est également présentée dans ce chapitre. Une méthodologie séquentielle, basée sur les résultats expérimentaux des essais de type Arcan, est proposée. Le modèle est ensuite validé par rapport à des essais standards. Une étude de sensibilité du modèle à la taille de maille est finalement présentée. Le chapitre 4 présente ensuite la caractérisation expérimentale d'un assemblage trois tôles multi-matériaux soudé par point par résistance. Un dispositif de type Arcan est proposé pour solliciter l'assemblage en chargements purs et combinés. L'assemblage étudié est constitué de deux plaques en acier à très haute résistance, et une plaque centrale en acier doux. Les matériaux de base sont tout d'abord caractérisés. Ensuite, le dispositif proposé et l'assemblage soudé étudié sont présentés. Pour un assemblage trois tôles, les trois configurations de chargement (1-2), (2-3) et (1-3)

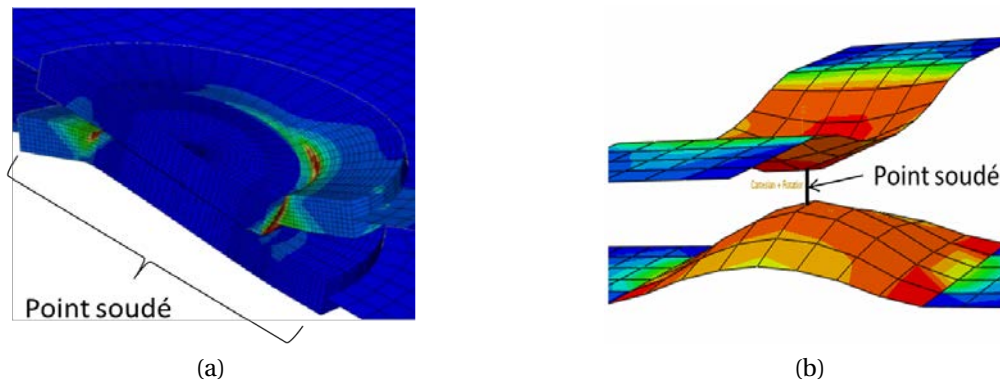


FIGURE 1.3 – Modélisation EF d'un assemblage soudé : (a) Modélisation mésoscopique [Dancette, 2009], (b) Modélisation macroscopique

possibles, sont testées. Grâce au conception du dispositif l'assemblage considéré est testé en cinq angles de chargement. Les résultats de ces essais ont permis de d'étudier l'effet de l'angle de chargement sur la réponse mécanique d'un assemblage trois tôles soudé par point. Trois lots d'éprouvettes caractérisés chacun par une taille de point soudé spécifique ont été étudiés. L'influence de la qualité de point soudé a été alors investiguée pour les différents angles de chargement. A la fin de ce chapitre, des enveloppes de rupture, exprimées en efforts généralisés $\left[\frac{N}{N_u}; \frac{T}{T_u} \right]$, ont été présentées pour chaque lot. Le chapitre 5 présente ensuite une approche de modélisation macroscopique du comportement mécanique et de la rupture de cet assemblage trois tôles soudé par point, lors des chargements pur et combinés. Une méthodologie d'identification est également proposée pour simplifier l'identification des paramètres de cet assemblage complexe. Le modèle a été identifié et validé par rapport les résultats expérimentaux présentés dans le chapitre 4.

Références

- ArcelorMittal (2009). Flans soudés multi-épaisseurs : Noble International, disponible sur <http://automotive.arcelormittal.com/saturnus/sheets/exp-31.html> [iii](#), [2](#), [3](#)
- Dancette, S. (2009). Comportement mécanique des soudures par points : mécanismes et stratégies de prédiction dans le cas des tôles en acier pour automobile. Thèse de doctorat : L'Institut National des Sciences Appliquées de Lyon. [iii](#), [4](#)

Chapitre 2

Étude bibliographique

Sommaire

2.1 Introduction	6
2.2 Le soudage par point par résistance	7
2.2.1 Description du procédé de soudage par point	7
2.2.2 Microstructure : Métallurgie du point soudé	8
2.2.3 Assemblage trois tôles multi-matériaux	10
2.3 Caractérisation expérimentale de la tenue mécanique et de la rupture des assemblages soudés par point	11
2.3.1 Essais de caractérisation standards	11
2.3.2 Essais de caractérisation type Arcan	13
2.3.3 Mécanismes et critères de rupture	14
2.4 Modélisation mésoscopique des assemblages soudés par point	17
2.4.1 Modélisation du procédé de soudage par résistance	17
2.4.2 Modélisation de la tenue mécanique et de la rupture	18
2.4.3 Conclusion	21
2.5 Modélisation macroscopique de la tenue mécanique et de la rupture des assemblages soudés par point	21
2.5.1 Modèles utilisant des éléments rigides	22
2.5.2 Modèles utilisant des éléments solides avec un modèle d'endommagement pour les tôles	23
2.5.3 Modèles utilisant un élément équivalent	24
2.5.4 Conclusion	24
2.6 Identification inverse	25
2.6.1 Principe de l'identification inverse	25
2.6.2 Les différents types d'algorithmes d'optimisation	25
2.6.3 Conclusion	27
2.7 Synthèse	28

Résumé

Ce chapitre présente une étude bibliographique des méthodes expérimentales proposées pour la caractérisation expérimentale du comportement mécanique et de la rupture des assemblages soudés sollicités sous chargements purs et combinés. L'étude de ces dispositifs montre que les essais de type Arcan permettent une meilleure caractérisation des assemblages soudés par rapport aux essais standards. D'autre part, cette étude a mis en évidence un manque au niveau de la caractérisation expérimentale des assemblages soudés multi-tôles. Ce chapitre propose également une présentation et une discussion des principaux modèles numériques proposés pour les modélisations mésoscopique et macroscopique des assemblages soudés par point. L'état de l'art sur ces modèles a montré que l'approche de modélisation macroscopique utilisant un élément équivalent est adéquate pour la simulation des structures, tant en qualité de réponse qu'en temps de calcul. Cependant, la performance de ces modèles n'est pas encore vérifiée pour la modélisation des assemblages multi-tôles et multi-matériaux. Les paramètres de ces modèles sont généralement identifiés par méthode inverse. Une présentation de cette méthode et les différents algorithmes d'optimisation existants est également proposée dans ce chapitre. A la base de ces travaux, une méthodologie d'optimisation des paramètres du modèle proposé sera présentée dans la suite de ce mémoire.

2.1 Introduction

L'étude des assemblages reste un sujet d'actualité vu la complexité croissante au niveau de la modélisation du comportement des structures qui sont formées souvent par un assemblage de plusieurs entités. Le soudage par point par résistance est l'un des procédés d'assemblages les plus utilisés dans le domaine d'automobile. Afin d'étudier expérimentalement et numériquement le comportement mécanique et la rupture d'un assemblage soudé, une description du procédé de soudage par point par résistance est tout d'abord présentée dans la première section de ce chapitre. Une description des caractéristiques structurales et métallurgiques de ces assemblages, est également présentée. La section 2 présente une synthèse bibliographique des différents dispositifs expérimentaux proposés dans la littérature pour la caractérisation expérimentale des assemblages soudés par point en chargements purs et combinés. Un état de l'art sur la modélisation des assemblages soudés est également présenté dans ce chapitre. En effet, la section 3 récapitule les principaux modèles mésoscopiques proposés pour la modélisation du procédé de soudage par point, du comportement en fatigue, et principalement de la tenue mécanique d'un assemblage soudé. Un récapitulatif des méthodes macroscopiques, avec une discussion de chaque modèle ont été proposés dans la section 4. La section 5 est ensuite réservée pour présenter la méthode d'identification inverse qui est généralement utilisée pour identifier les paramètres de ces modèles numériques. Le principe de cette méthode et les principaux algorithmes d'optimisation sont présentés et discutés dans ce chapitre pour améliorer l'identification des paramètres et par conséquent la représentativité des modèles numériques.

2.2 Le soudage par point par résistance

Le soudage par point par résistance présente l'un des principaux types d'assemblage des matériaux métalliques qui a été inventé en 1877 par Elihu Thomson. Ce procédé, consiste en un assemblage à chaud par l'utilisation d'un courant électrique sans ajout de matière. A partir des années 1920, l'utilisation de soudage par point a connu une croissance remarquable avec l'évolution de la construction automobile. Aujourd'hui, le nombre des points soudés peut atteindre les 5000 points dans une structure de caisse en blanc (Fig.2.1). Ceci est dû à :

- la facilité de la mise en œuvre,
- la possibilité de la robotisation du procédé,
- la possibilité d'assembler plus de deux tôles,
- la bonne qualité des assemblages,
- le faible coût.



FIGURE 2.1 – Robots pour la soudure par point pour les caisses en blanc [Dunya, 2017]

2.2.1 Description du procédé de soudage par point

Le soudage par résistance est un assemblage par fusion autogène sous pression de deux pièces métalliques ou plus. En effet, l'interpénétration métallique est obtenue par l'application simultanée d'un chauffage et d'un effort de forgeage. Le chauffage est effectué par l'effet Joule provoqué par un courant électrique qui traverse les pièces à assembler. Le courant électrique circule à travers deux électrodes qui assurent aussi l'application de l'effort de forgeage et le refroidissement à la fin de l'opération (Fig.2.2).

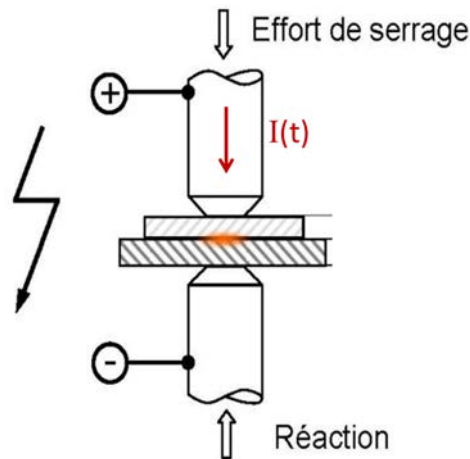


FIGURE 2.2 – Schéma de principe du soudage par point par résistance [EP-Concept, 2017]

L'énergie électrique fournie aux pièces en contact se transforme en chaleur par effet Joule :

$$W = R \times I^2 \times T \quad (2.1)$$

où :

R : est la résistance Ohmique équivalente entre les deux électrodes,

I : est l'intensité du courant électrique,

T : est le temps du maintien du courant électrique.

L'opération de soudage peut être décomposée en trois phases principales schématisées dans la Figure 2.3 :

- la phase d'accostage : Le rôle de cette phase est principalement mécanique. Elle consiste à assurer le contact parfait entre les surfaces à assembler et atteindre le niveau d'effort nécessaire,
- la phase de soudage : Cette phase constitue la phase la plus importante. En effet, un courant électrique (quelques milliers à quelques dizaines de milliers d'Ampère) est établi dans le circuit et passe par les tôles à assembler, d'où la naissance d'un effet Joule au niveau de la surface de contact,
- la phase de forgeage : Au cours de cette phase l'effort de pression des électrodes sur les tôles est maintenu. Cependant, le courant électrique n'est plus appliqué. Les électrodes assurent également le refroidissement dès que l'effet Joule est interrompu. La chaleur s'évacue vers le circuit de refroidissement par l'eau dans deux électrodes. Le maintien de l'effort lors du refroidissement assure une bonne solidification et la formation d'un noyau homogène, et par conséquent une bonne tenue mécanique de l'assemblage. La qualité des phases métallurgiques résiduelles et le comportement mécanique du point dépendent directement de la durée de cette phase.

2.2.2 Microstructure : Métallurgie du point soudé

L'opération de soudage est caractérisée par la rapidité des cycles thermomécaniques appliqués. En effet, les vitesses de refroidissement et de chauffage sont de l'ordre de $1000^\circ\text{C}/\text{s}$, et le temps total de l'opération ne dépasse pas quelques dixièmes de seconde [Srikunwong, 2005]. Cette rapidité explique la complexité des transformations métallurgiques

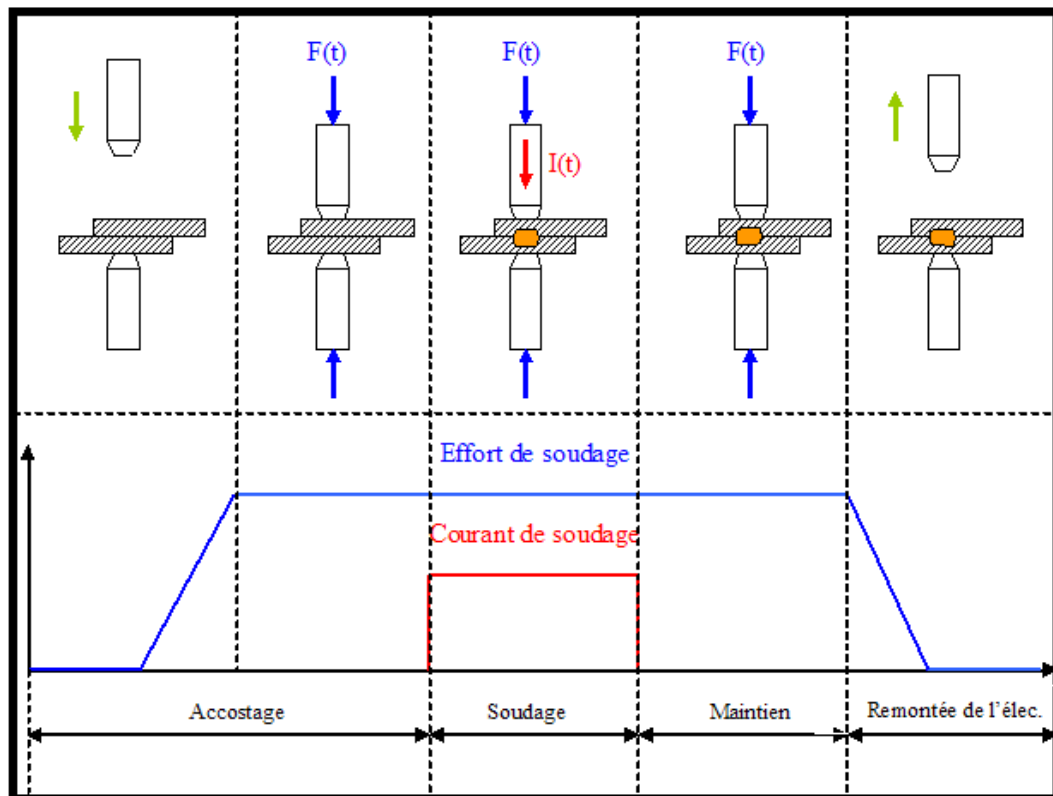


FIGURE 2.3 – Schéma de principe d'un cycle de soudage par point par résistance [Srikunwong, 2005]

subies par le métal lors de l'opération de soudage par résistance. On distingue alors, trois zones principales (Fig. 2.4) :

a) Zone Fondue (ZF) C'est une petite zone située au coeur du point soudé qu'on peut aussi l'appeler « Noyau ». En effet, dans cette zone, l'acier passe à l'état liquide puis il se refroidi jusqu'à la température ambiante. La composition chimique ainsi que la dureté de cette zone dépendent principalement de la vitesse de refroidissement. Suite au refroidissement rapide, une microstructure grossière est obtenue. Cette zone est caractérisée par la présence des phases martensitiques et bainitiques résiduelles qui expliquent alors la dureté importante dans la zone fondue.

b) Zone Affectée Thermiquement (ZAT) Cette zone entoure le Noyau du point soudé. Dans cette zone l'acier atteint de hautes températures mais sans atteindre le point de fusion. Le cycle thermique engendré lors de l'opération de soudage cause des modifications métallurgiques remarquables dans la composition de cette zone. La ZAT est à son tour peut être décomposée en quatre zones en fonction de la température de chauffage maximale T atteinte lors de l'opération de soudage (Fig. 2.4) :

- La zone subcritique SCZAT : la température maximale est supérieure à 600°C , sans dépasser la température de début d'austénitisation $Ac1$ ($600^{\circ}\text{C} < T < Ac1$). Lors du refroidissement, des phénomènes de revenu ou de précipitation peuvent être décelés en fonction des propriétés du métal de base. Cependant, aucun effet sur la taille des grains n'est observé.
- la zone intercritique ICZAT : la température maximale est comprise entre la température de début d'austénitisation et la température de fin d'austénitisation $Ac3$

($Ac1 < T < Ac3$). C'est la zone d'austénitisation partielle, caractérisée par la coexistence de la ferrite et de l'austénite. Des modifications importantes de la microstructure sont observées dans cette zone.

- la zone à grains fins GFZAT : la température maximale est entre $Ac3$ et 1100°C ($Ac3 < T < 1100^{\circ}\text{C}$). C'est la zone d'austénitisation totale, caractérisée par une structure bainito-martensitique fine.
- la zone à gros grains GGZAT : la température maximale est entre 1100°C et la température de fusion T_f ($1100^{\circ}\text{C} < T < T_f$). Cette zone est caractérisée par le grossissement des grains austénitiques et par conséquent une forte trempabilité. Après refroidissement une microstructure martensitique homogène est généralement obtenue.

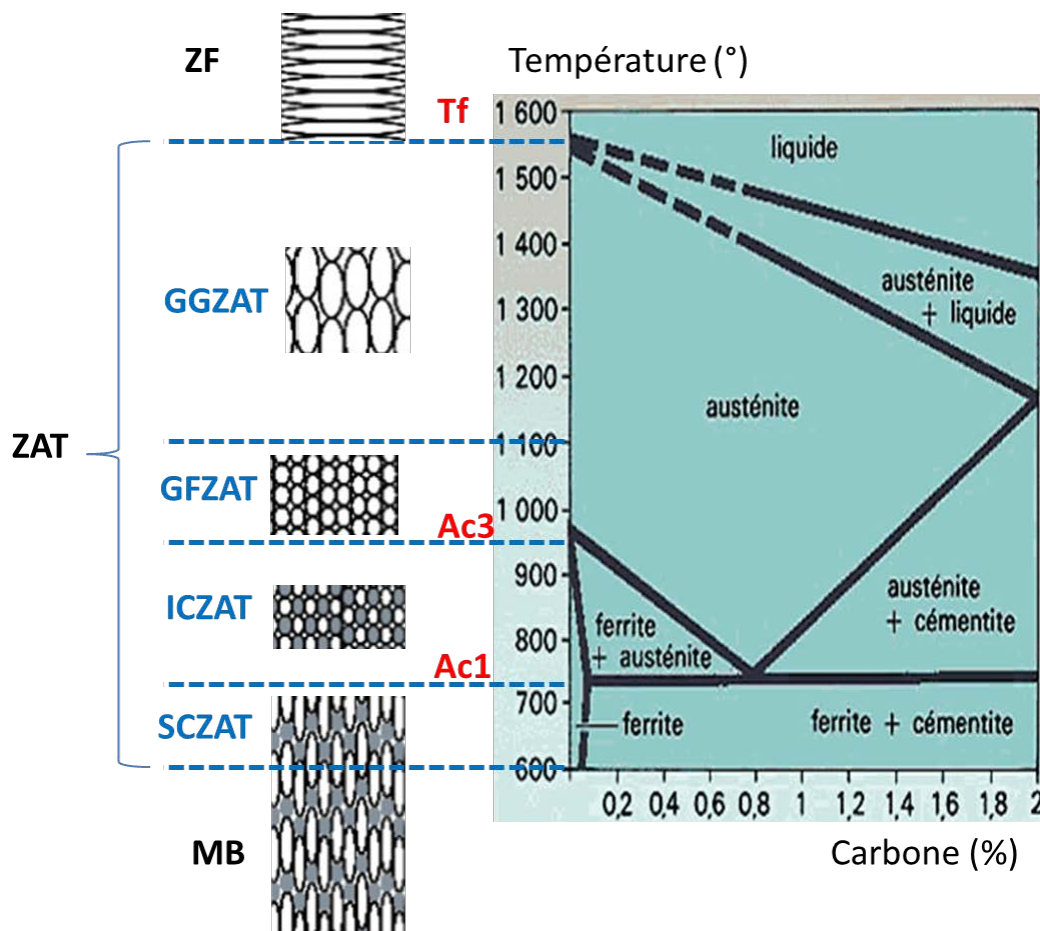


FIGURE 2.4 – Microstructure du point soudé inspiré par [Rossillon, 2007]

c) Métal de base (MB) Dans cette zone la température atteinte lors de soudage ne dépasse pas 600°C , ce qui garantit le maintien des propriétés microstructurales initiales des matériaux assemblés.

2.2.3 Assemblage trois tôles multi-matériaux

Les zones d'assemblages soudés sont généralement considérées comme des zones critiques par rapport à la tenue mécanique d'une structure. Dans ce contexte, et pour améliorer la sécurité et l'allégement des structures, une nouvelle génération d'assemblages soudés trois-tôles multi-matériaux (Fig. 2.3) a été introduite, en particulier dans

le domaine de l'automobile. L'effet des paramètres de soudage et de la nature métallurgique des matériaux de base sur la tenue mécanique de cette nouvelle génération d'assemblage soudé reste un sujet d'actualité. Harlin et al. [2003] ont investigué l'influence de la force de l'électrode et du temps de maintien sur la formation du noyau dans le cas d'un assemblage trois tôles multi-matériaux. L'effet de la composition chimique des matériaux de base sur la formation du point soudé a été également étudié. En 2011, Pouranvari et Marashi [2011] ont étudié l'influence des épaisseurs des tôles, sur la formation du noyau soudé. Les résultats de cette étude ont montré que pour un assemblage trois tôles, il y a une épaisseur critique égale à 1.5 mm pour laquelle la taille du noyau à l'interface tôle/tôle est presque égale à la taille du noyau au centre géométrique de la connexion (Fig. 2.5). Ces études et bien d'autres permettent d'optimiser les paramètres de soudage afin d'obtenir une meilleur qualité de point soudé et par conséquent, une meilleure tenue mécanique de l'assemblage soudé peut être obtenue.

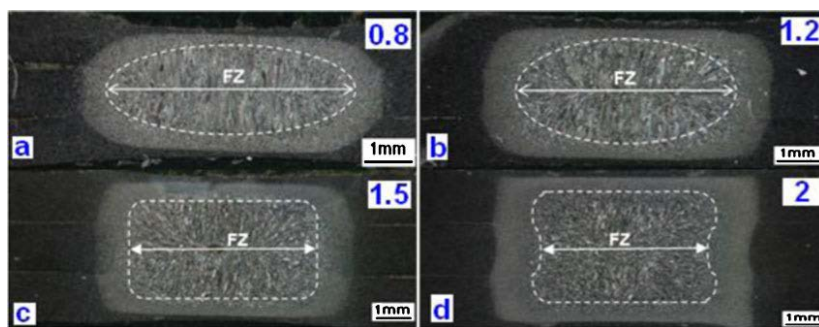


FIGURE 2.5 – Influence de l'épaisseur des tôles sur la géométrie du noyau soudé pour un assemblage trois tôles [Pouranvari et Marashi, 2011]

2.3 Caractérisation expérimentale de la tenue mécanique et de la rupture des assemblages soudés par point

Pour caractériser les propriétés mécaniques, et les mécanismes de déformation et de rupture d'un point soudé, différents tests mécaniques ont été proposés.

2.3.1 Essais de caractérisation standards

Les travaux de Zuniga et Sheppard [1997] sont parmi les premiers à avoir eu l'ambition d'étudier le processus de rupture du point soudé sous des sollicitations de traction-cisaillement et de traction-pelage. Les essais 'standards' constituent une première approche pour la caractérisation expérimentale des assemblages soudés. Trois principaux essais sont définis : traction en croix, cisaillement simple recouvrement, et pelage.

- Les essais de traction en croix (Fig. 2.6) permettent de solliciter l'assemblage en traction pure. Néanmoins, ces essais sont caractérisés par une grande déformation plastique des tôles lors de l'essai due à la flexion de ces dernières. Donc, la mesure de la déformation locale non-linéaire du point soudé est difficile.
- Les essais de cisaillement simple recouvrement (Fig. 2.6) ne sont pas exactement des essais de cisaillement pur. En effet, la flexion des tôles qui peut apparaître, engendre une rotation du point, ce qui mène à des sollicitations mixtes de traction/cisaillement. Néanmoins, le rapport entre les efforts normaux et tangentiels

n'est ni constant ni connu pour ce type d'essai. L'effort global ne peut donc pas être décomposé en composantes normales et tangentielles directement et simplement.

- Les essais de pelage (Fig. 2.6), permettent de solliciter l'assemblage en traction et en flexion. Les essais de pelage sont également caractérisés par une grande déformation des plaques. Par conséquent une contribution importante des tôles intervient dans la réponse globale.

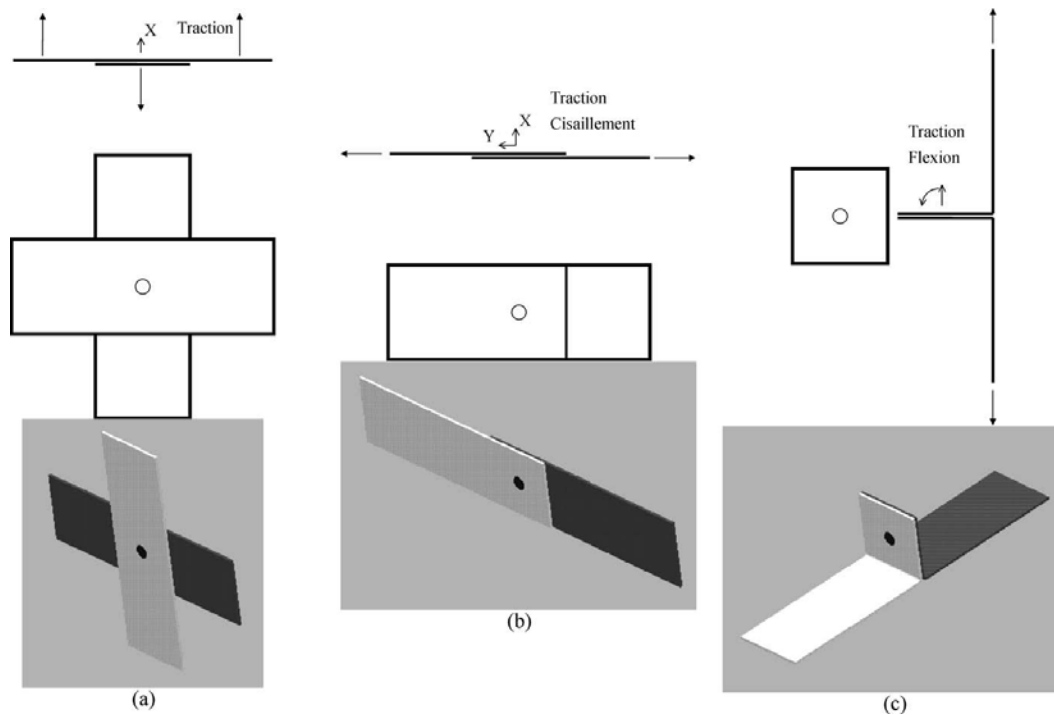


FIGURE 2.6 – Éprouvettes standards pour la caractérisation des assemblages : (a) traction en croix ou « pull-out », (b) cisaillement simple recouvrement, (c) pelage. [Langrand et al., 2003]

Jusqu'à aujourd'hui, ces essais sont très utilisés pour la caractérisation des assemblages soudés. Même les nouveaux assemblages multi-tôles sont étudiés en utilisant ces essais standards. Tavassolizadeh et al. [2011] ont investigué le comportement mécanique et la rupture d'un assemblage trois tôles en acier doux en utilisant des essais de cisaillement simple recouvrement. Les propriétés mécaniques en termes d'effort maximal, d'énergie absorbée et de mode de rupture ont été présentées. Ensuite, Pouranvari et Marashi [2011, 2012] ont étudié le même assemblage en cisaillement simple recouvrement en trois configurations de chargement différentes. L'influence de la taille du point soudé sur le mode de rupture a aussi été étudié pour chaque configuration testée. Un assemblage trois tôles constitué de deux tôles épaisses en acier à haute résistance et une tôle mince en acier doux, a été caractérisé par Nielsen et al. [2011] en utilisant des essais de cisaillement simple recouvrement. Choi et al. [2007]; Fujii et al. [2016]; Kang et al. [2010] ont également utilisé les essais de cisaillement simple recouvrement pour étudier le comportement en fatigue des assemblages trois tôles soudés par point en différentes nuances de matériaux.

Les essais de caractérisation standards sont simples à mettre en œuvre. Cependant, ces essais présentent quelques limitations. D'une part, une partie importante des tôles autour du point soudé se déforme plastiquement au cours de l'essai. La contribution des tôles dans la réponse globale est alors très grande. Par conséquent, un écart non négligeable peut apparaître entre le comportement local de l'assemblage ponctuel et la réponse expérimentale globale mesurée. D'autre part, ces essais ne permettent pas de dé-

terminer les caractéristiques de l'assemblage soudé sollicité par différents modes combinés de traction et de cisaillement. Or, ces données sont nécessaires pour identifier les paramètres de la loi de comportement des modèles éléments finis macroscopiques proposés pour le calcul des structures. De plus, même pour les essais qui combinent les chargements, comme l'essai de cisaillement simple recouvrement, les contributions respectives de traction et de cisaillement sont variables au cours de l'essai. Il est donc impossible de les contrôler et de les mesurer. Ces méthodes d'essai sont aussi inappropriées en dynamique (grande vitesse de déformation) à cause de la masse importante des pièces de montage. Pour identifier et valider des modèles EF en dynamique, de nouveaux montages plus légers sont donc indispensables.

2.3.2 Essais de caractérisation type Arcan

Depuis 1978, Arcan et al. [Arcan et al., 1978; Voloshin et Arcan, 1980] ont développé une procédure expérimentale pour étudier et caractériser le comportement et l'endommagement des matériaux composites. En 2000, Sutton et al. [2000] ont également utilisé cette procédure expérimentale pour étudier les problèmes d'ouverture et de la propagation de fissures. Récemment, ces essais ont été adaptés pour caractériser les assemblages soudés par point en sollicitations pures et combinées [Langrand et al., 2003; Lee et al., 1998; Lin et al., 2002].



FIGURE 2.7 – Essais de caractérisation de type Arcan : (a) Montage Arcan proposé par Lee et al. [Lee et al., 1998], (b) Montage Arcan proposé par Langrand et al. [Langrand et al., 2003]

Cette nouvelle génération d'essais est proposée pour améliorer la caractérisation mécanique des points soudés et faciliter l'identification des paramètres des modèles éléments finis macroscopiques. En effet, ils permettent de combiner et de contrôler parfaitement des sollicitations de traction perpendiculaire et de cisaillement transverse dans une éprouvette. Deux supports angulaires sont liés à deux embases au milieu desquelles se trouve l'échantillon (Fig. 2.7). L'orientation de ces deux secteurs par rapport à l'axe de chargement d'une machine d'essai définit exactement la répartition [traction perpendiculaire]/[cisaillement transverse] dans l'axe du chargement. La variation de cette orientation permet d'obtenir plusieurs combinaisons de sollicitations. L'effort appliqué est un glisseur (pas de moments) qui passe par le centre de l'échantillon, et qui est incliné d'un angle α dans le plan de chargement, par rapport à la normale (Fig. 2.7).

Des éprouvettes spécifiques, adaptées au montage Arcan, ont été conçues. Lee et al. [1998] ont proposé le premier modèle d'éprouvettes en forme de U (Fig. 2.8a). Ces éprouvettes en U permettent la caractérisation de la tenue mécanique de la fixation en termes

d'effort, mais pas en termes de comportement non-linéaire. En effet, une forte participation des tôles dans les réponses globales est également obtenue (flexions, déformation plastique des tôles). Ces travaux ont été ensuite repris par Lin et al. [Lin et al., 2002] avec des éprouvettes à base carrée (Fig. 2.8b), ce qui permet de réduire la partie déformable des tôles autour du point soudé. Cependant, cette géométrie d'éprouvette ne garantit pas l'isotropie des déformations au niveau du point. Pour appliquer et utiliser le principe Arcan aux points soudés, Langrand et al. [2003] proposent la solution montrée dans la Figure 2.8c. La partie libre de la tôle autour du point est circulaire pour des questions d'isotropie de chargement. L'embase et la tôle soudée sont brasées au-delà de cette partie libre. L'intérêt du nouveau dispositif expérimental est de réduire la contribution des tôles dans la déformation globale de l'assemblage pour accéder au comportement non-linéaire de la liaison en chargements purs et combinés. L'utilisation et l'analyse des résultats issus de ce moyen d'essais sont directes, ce qui facilite l'identification des modèles éléments finis macroscopiques développés pour la modélisation du comportement mécanique et de la rupture d'un assemblage soudé lors des simulations des structures.

Malgré leur performance, à notre connaissance aucun dispositif de type Arcan n'a encore été proposé pour caractériser des assemblages multi-tôles.

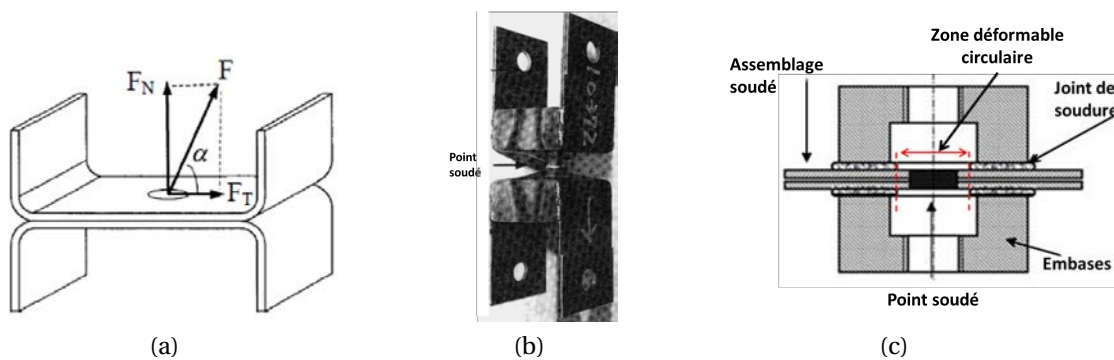


FIGURE 2.8 – Éprouvettes d'assemblage soudé pour essais Arcan : (a) Éprouvette en U [Lee et al., 1998], (b) Éprouvette carrée Lin et al. [2002], (c) Éprouvette à zone libre circulaire Langrand et al. [2003]

2.3.3 Mécanismes et critères de rupture

Mécanismes de rupture

Lors des essais de caractérisation expérimentale des assemblages soudés, différents mécanismes de rupture ont été observés.

De nombreuses études expérimentales ont été réalisées pour investiguer ces modes de rupture. En effet, ils ont montré que le mode de rupture d'un assemblage soudé dépend de plusieurs facteurs comme la qualité du point soudé, les propriétés matérielles des tôles assemblées, le type de chargement, etc. Selon l'étude réalisée, différents classement des modes de rupture ont été proposés.

L'American Welding Society (AWS) [Gould et Peterson, 2005] a étudié l'influence de la qualité des points soudés sur le mode de rupture. Cette étude lui a permis de distinguer huit modes de rupture, dont le déboutonnage total et la rupture interfaciale totale sont les deux cas extrêmes :

- mode 1 : c'est une rupture par déboutonnage. La rupture se produit autour du noyau dans la ZAT ou dans le MB, aboutissant au déboutonnage total du noyau à travers

l'épaisseur d'une des deux tôles assemblées (Fig. 2.9a),

- mode 2 : c'est une rupture en partie par déboutonnage total, et en deuxième partie par déboutonnage à mi-épaisseur. En effet, d'une part, au moins 20% de la surface du noyau est déboutonnée. D'autre part, au moins 20% de la surface du noyau est rompue à mi-épaisseur (Fig. 2.9b),
- mode 3 : c'est une rupture par déboutonnage à mi-épaisseur. Le noyau ne se déboutonne pas à travers toute l'épaisseur de la tôle. Cependant, au moins 20% de l'épaisseur est enlevée. La rupture se produit dans la ZAT, mais pas dans le noyau lui-même (Fig. 2.9c),
- mode 4 : c'est une rupture en différentes parties. En fait, on observe pour ce mode une partie rompue à l'interface, une partie déboutonnée en mi épaisseur et une partie totalement arrachée (à travers toute l'épaisseur de la tôle) (Fig. 2.9d),
- mode 5 : c'est une rupture en partie par déboutonnage, et en deuxième partie à l'interface des deux tôles assemblées (Fig. 2.9e),
- mode 6 : c'est une rupture en partie par déboutonnage à mi épaisseur, et en deuxième partie à l'interface des deux tôles assemblées (Fig. 2.9f),
- mode 7 : c'est une rupture interfaciale. La rupture est totalement dans le plan de joint (Fig. 2.9g),
- mode 8 : collage, il n'y a pas eu de noyau fondu formé (Fig. 2.9h).

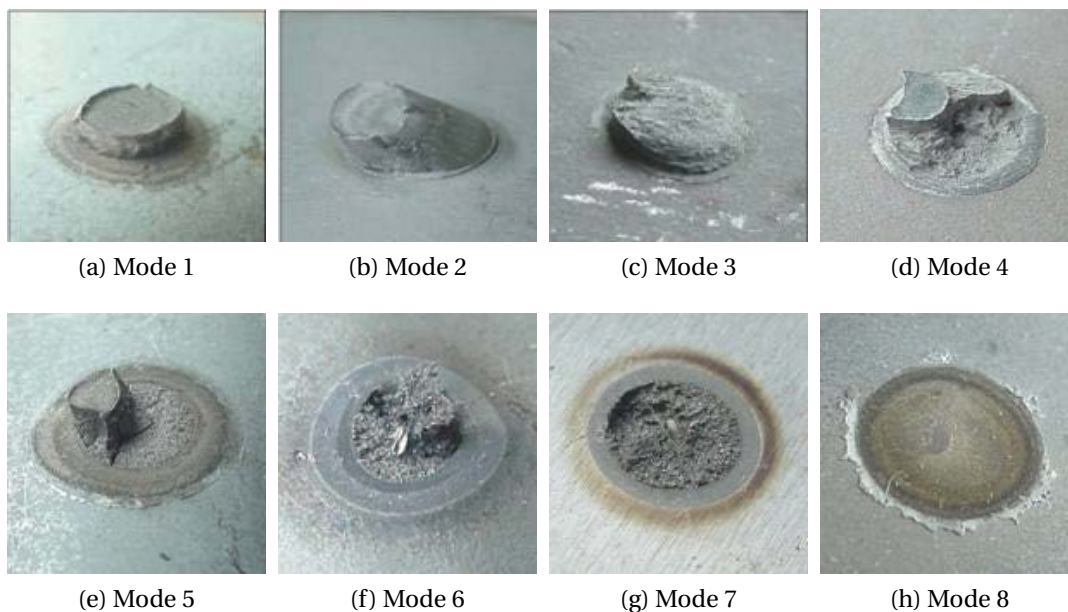


FIGURE 2.9 – Huit modes de rupture [Gould et Peterson, 2005]

Pour une même qualité des points soudés, l'influence du type de chargement sur le mode rupture a été étudié par [Zuniga et Sheppard \[1997\]](#) pour des essais standards, et plus tard par [Lin et al. \[2002, 2003\]](#) pour des essais de type Arcan en chargements purs et combinés. Deux principaux modes de rupture ont été identifiés : (i) une rupture par déboutonnage à l'interface ZAT/ZF est obtenue pour l'essai de pelage, et en traction pure type Arcan. (ii) une rupture par déboutonnage à l'interface ZAT/MB due à la localisation des contraintes de cisaillement est obtenue pour l'essai de cisaillement simple recouvrement et pour les essais combinés de type Arcan.

L'influence des propriétés matérielles des tôles assemblées sur les modes de rupture des assemblages soudés a été étudiée par [Dancette \[2010\]](#). Cette étude a permis de distinguer trois principaux modes de rupture : (i) une rupture par déboutonnage soit en bordure du noyau à l'interface ZAT/ZF, soit dans le métal de base à l'interface MB/ZAT, (ii) une rupture interfaciale caractérisée par une rupture semi fragile au niveau du ZF à l'interface des deux tôles, (iii) entre ces deux cas extrêmes, il y a la rupture partielle à l'interface caractérisée par un début de propagation de la rupture à l'interface qui remonte ensuite à la surface, formant un demi bouton.

Récemment, [Tavassolizadeh et al. \[2011\]](#) ont investigué les modes de rupture des assemblages trois tôles multi-matériaux. En effet, l'influence des paramètres de soudage (temps de maintien, l'intensité du courant électrique, etc) sur le mode de rupture a été étudiée. Cette étude a montré que l'augmentation du temps de soudage entraîne une transition entre le mode de rupture interfaciale et le mode de rupture par déboutonnage. En effet, pour un faible temps de maintien, et par conséquent un petit noyau soudé formé, une rupture interfaciale est obtenue. Cependant, en augmentant le temps de maintien, et par conséquent la taille du noyau fondu, une rupture par déboutonnage est alors obtenue.

Critères de rupture

Pour représenter la rupture des assemblages soudés, un critère global exprimé en effort est d'abord proposé par [Lee et al. \[1998\]](#) :

$$\left(\frac{N}{N_u}\right)^a + \left(\frac{T}{T_u}\right)^b = 1 \quad (2.2)$$

Les paramètres de ce critère sont initialement identifiés sur la base des essais expérimentaux standards. En effet, le paramètre N_u est pris égal à l'effort maximal en essai de traction en croix. T_u est pris égal à l'effort maximal en essai de cisaillement par la méthode des cales [\[Fourmentaux, 1999\]](#). Par contre pour déterminer les paramètres a et b du critère, au moins deux essais en chargements combinés traction/cisaillement sont nécessaires. Néanmoins, seul l'essai de cisaillement simple recouvrement mène à des sollicitations mixtes traction/cisaillement; donc il est obligatoire de faire l'hypothèse d'égalité entre a et b , ($a = b$).

Pour prendre en compte les moments de flexion et de torsion, une extension du critère a été proposée par [Wung et al. \[2001\]](#) :

$$\left(\frac{F_T}{F_{Tm}}\right)^\alpha + \left(\frac{M_f}{M_{fm}}\right)^\gamma + \left(\frac{F_N}{F_{Nm}}\right)^\theta + \left(\frac{M_t}{M_{tm}}\right)^\beta = 1 \quad (2.3)$$

où :

F_T, F_N, M_f, M_t : sont respectivement la composante tangentielle et la composante normale de l'effort résultant et les moments de flexion et de torsion résultants,

$F_{Tm}, F_{Nm}, M_{fm}, M_{tm}$: sont les résistances du point mesurées dans les différents modes,

$\alpha = \gamma = \theta = \beta$: sont les exposants du critère.

Les paramètres de ce critère ont été identifiés en utilisant les essais présentés dans la Figure 2.10. Pour simplifier l'identification, un critère quadratique est choisi ($\alpha = \gamma = \theta = \beta = 2$).

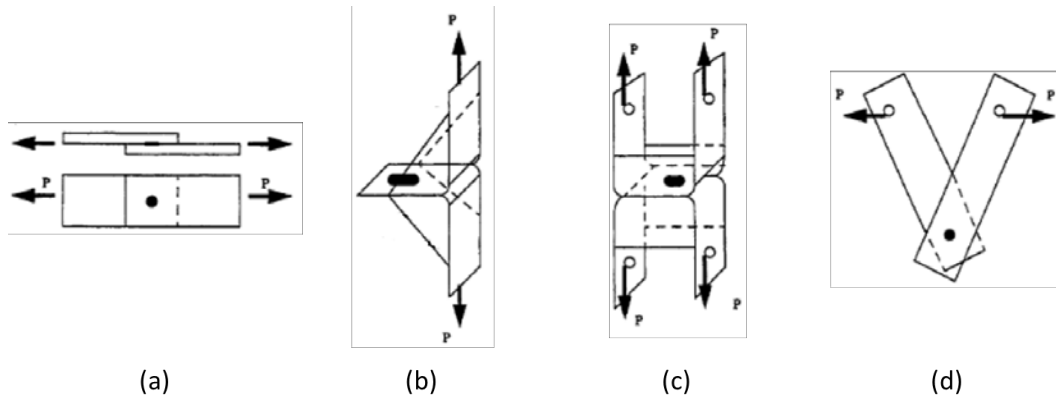


FIGURE 2.10 – Éprouvettes standards utilisées par Wung et al. [2001] pour identifier le critère de rupture : (a) traction/cisaillement, (b) traction pelage, (c) traction, (d) traction en torsion

Pour les différents critères de rupture proposés, il est obligatoire de faire l'hypothèse d'égalité des exposants du critère lorsque l'identification est basée sur des essais standards. Cependant, en exploitant les résultats des essais Arcan combinés, les exposants a et b peuvent être identifiés avec $a \neq b$. Les réponses expérimentaux des essais Arcan purs permettent aussi de définir directement la valeur des paramètres N_u et T_u du critère de rupture (Eq.2.2), tel que : $N_u = N(\alpha = 0^\circ)$ et $T_u = T(\alpha = 90^\circ)$.

2.4 Modélisation mésoscopique des assemblages soudés par point

Plusieurs modèles éléments finis ont été développés pour l'étude numérique des assemblages soudés par point. Ces modèles mésoscopiques peuvent être classés en deux catégories principales : modèles pour la simulation du procédé de soudage, et des modèles pour simuler la tenue mécanique et la rupture d'un point soudé.

2.4.1 Modélisation du procédé de soudage par résistance

Les premiers modèles pour simuler le procédé de soudage par point sont des modèles électrothermiques. Greenwood [1967] a proposé le premier modèle EF qui étudie l'histoire thermique et la formation du noyau fondu et de la ZAT. La formation du noyau a été également étudiée par des chercheurs japonais [Yamamoto et Okuda, 1970], qui ont constaté que la variation de la taille de contact tôle/tôle pendant le soudage pourrait jouer un rôle sur la formation du noyau. D'autres phénomènes physiques qui accompagnent le soudage ont été également investigués. En effet, la relation entre la température et la résistance de contact tôle/tôle a été ensuite étudiée par Rice et Funk [1967] et plus tard par Kaiser et al. [1982] qui ont montré que le chauffage est plus rapide dans la tôle d'acier HSLA que dans celle d'acier doux. Houchen et al. [1997] ont montré que plus la température de l'eau de refroidissement augmente, plus la température à l'interface électrode/tôle est élevée, par conséquent la dégradation de l'électrode est plus importante.

Récemment, le procédé de soudage par point par résistance de trois tôles a été également modélisé. Lei et al. [2011] ont implémenté la méthode de couplage thermo-électrique pour investiguer la transition thermique au cours de l'opération de soudage par point d'un assemblage trois tôles en acier doux (Fig. 2.11). La formation du noyau en fonction des paramètres de soudage a été également discutée.

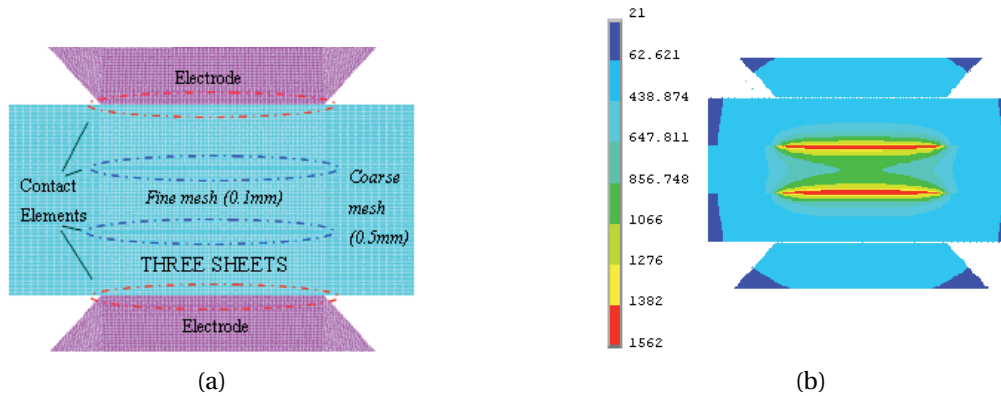


FIGURE 2.11 – Modélisation EF de l'opération de soudage trois tôles [Lei et al., 2011]. (a) Maillage EF, (b) Distribution de la température

Shen et al. [2011] ont couplé un modèle thermo-mécanique avec un modèle thermo-électrique pour étudier la position et la géométrie du noyau lors d'un soudage par point de trois tôles multi-matériaux avec différentes épaisseurs. L'étude des différentes configurations d'assemblages proposées dans ce travail a permis de trouver une relation entre les propriétés des métaux de base, les paramètres de soudage, et la qualité du point soudé.

2.4.2 Modélisation de la tenue mécanique et de la rupture

De nombreuses études numériques mésoscopiques ont été proposées pour modéliser la tenue mécanique des assemblages soudés par point. Le comportement en fatigue est tout d'abord investigué. Radaj et al. [1990]; Radaj et Zhang [1991]; Radaj et Giering [1994]; Radaj et Zhang [1995] ont proposé des modèles fins pour examiner les effets des contraintes d'entailles, des contraintes structurelles et des facteurs d'intensité de contrainte, afin d'évaluer la résistance en fatigue des joints soudés. L'influence de la rigidité des tôles sur la durée de vie en fatigue des assemblages, a été également étudiée par Chun et Wang [1990]. Une étude réalisée par Blarasin et al. [1990] a montré que les contraintes de fatigue sont similaires pour le soudage laser et pour le soudage par point. A partir d'une étude du comportement à rupture de tôles soudées par points soumises à des sollicitations de traction en croix en statique et en fatigue, [Sakia et al., 1990] ont vérifié que la possibilité de début de fissure est identiquement la même en quatre endroits autour du noyau. Plus récemment, Behraves et al. [2014] ont proposé un modèle EF pour simuler la fatigue des assemblages soudés par point en magnésium. Cependant le comportement en fatigue des assemblages multi-tôles soudés par point n'est pas encore investigué numériquement. L'étude en fatigue de cette catégorie d'assemblage est pour l'instant limitée aux aspects expérimentaux [Choi et al., 2007; Kang et al., 2010].

De nombreux modèles EF mésoscopiques ont été proposés pour simuler le comportement mécanique non-linéaire et la rupture des points soudés. Pour les assemblages soudés par point, les simulations complètes du comportement du point et de sa rupture, sont basées sur différentes approches. Radakovic et Tumuluru [2008] ont adopté une approche très simple qui consiste à considérer le point soudé homogène et ayant les mêmes propriétés que le matériau de base. Malgré sa simplicité, cette approche montre sa performance dans le cas de la rupture par déboutonnage hors noyau. Afin d'améliorer les performances des modèles mésocopiques et pouvoir modéliser les différents modes de rupture, d'autres approches plus réaliste ont été également représentées.

Le point soudé est modélisé par trois zones différentes : ZF, ZAT, et MB

Markiewicz et Drazetic [2003] adoptent une autre approche qui consiste à discrétiser le point en trois zones : ZF, ZAT, et MB lors de la modélisation mésoscopique du comportement mécanique d'un assemblage soudé. La loi de comportement de la ZF a été identifiée en minimisant l'erreur entre les courbes contrainte/déformation numérique et expérimentale. Les réponses expérimentales sont obtenues d'un essai de traction pure d'une éprouvette reconstruite thermiquement. Cependant, les paramètres élasto-plastique de la loi de comportement de la ZAT ont été identifiés par méthode inverse en recalant la réponse globale effort/déplacement numérique sur la réponse expérimentale d'un essai de traction simple recouvrement de l'assemblage soudé. Pour la prédiction de la rupture, ils proposent un critère de rupture en fraction critique de porosités pour décrire la rupture par déboutonnage. En effet, ils utilisent un modèle de Gurson-Tvergaard-Needleman [Tvergaard, 1984] (GTN) pour modéliser l'endommagement dans le MB et la ZAT. Les paramètres de ce modèle dans la ZAT sont identifiés par méthode inverse en utilisant des essais de traction en croix. L'introduction de l'endommagement dans la ZAT permet d'améliorer la prédiction du déplacement à rupture en pelage car la rupture est déjà localisée dans la ZAT au bord du noyau. Lamouroux [2007] a également décomposé le point soudé en trois zones (ZF, ZAT, MB), et il a utilisé le modèle d'endommagement ductile GTN pour la modélisation du déboutonnage des points soudés et des soudures laser pour les aciers HSLA et TRIP. Cependant, les éprouvettes proposées pour caractériser et identifier par méthode inverse les paramètres du modèle GTN des trois zones, sont obtenues manière différente. Tel que, une éprouvette prélevée entre deux soudures laser agencées de façon adéquate est utilisée pour caractériser la ZAT, une éprouvette prélevée dans une soudure laser est utilisée pour caractériser la ZF et une éprouvette en MB. Le modèle est ensuite validé par simulation des essais de cisaillement simple recouvrement, de pelage et en chargement combinés avec de éprouvettes en U. La rupture par déboutonnage est alors bien modélisée, contrairement à la rupture interfaciale obtenue en cisaillement. Pour surmonter cette limitation et pouvoir décrire la rupture interfaciale, Lamouroux [2007] propose dans les perspectives de son travail de prendre en compte la forme des cavités MGologan [Gologanu et al., 1993], et la formation de bandes de cisaillement entre les porosités [Brown et Embury, 1973]. Dancette [2009] a aussi proposé un modèle à trois zones (ZF, ZAT, MB), dont les comportements introduits pour la ZAT et la ZF ont été identifiés à l'aide des courbes de traction jusqu'à la striction, obtenues sur les éprouvettes Gleeble. Un critère de déformation critique pour modéliser la rupture par déboutonnage (Fig. 2.12a) a été également, utilisé. La modélisation de la rupture interfaciale est plutôt assurée par l'utilisation d'éléments cohésifs à l'interface en traction en croix (Fig. 2.12b). Carrier et al. [2015] proposent une approche spécifique pour générer le matériau de la ZAT en utilisant un traitement thermique. La dureté et la granulométrie sont utilisées pour valider la ZAT répliquée. Le matériau obtenu est utilisé pour réaliser les éprouvettes de traction qui vont servir par la suite à l'identification des paramètres du modèle complet de l'assemblage soudé.

La ZAT du point soudé est modélisé par quatre zones différentes

Une approche plus détaillée proposée par Mahelle [2007] consiste à discrétiser la ZAT en 4 zones (750°C, 900°C, 1100°C et 1250°C) (Fig. 2.13). La loi de comportement pour des sollicitations quasi-statique et dynamique de chaque zone est définie sur la base d'essais de traction uni-axile réalisés sur des éprouvettes reconstruites thermiquement. Pour ce faire, les cycles thermiques dans chaque zone, obtenus par simulation numérique du

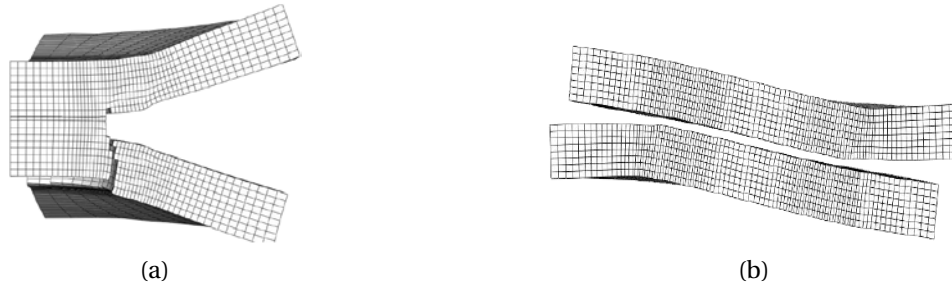


FIGURE 2.12 – Modélisation de la rupture par déboutonnage et de la rupture interfaciale [Dancette, 2009]. (a) Rupture par déboutonnage (b) Rupture interfaciale

procédé de soudage, sont reproduits sur un simulateur thermomécanique Gleeble. Les résultats du modèle numérique montrent une bonne cohérence en termes de déplacement. Cependant, l'effort maximum est généralement surestimé. Ainsi, l'introduction d'un modèle d'endommagement devrait permettre de se rapprocher de la tenue mécanique expérimentale. Le modèle prévoit une rupture dans le MB, contrairement aux résultats expérimentaux, qui montrent la rupture plutôt localisée dans la ZAT. Kong et al. [2008]; Lee et Choi [2005]; Yang et al. [2008] ont également adopté une approche de discrétisation de la ZAT. Cependant, pour l'identification des lois de comportement des différentes parties de la ZAT, ils se sont inspirés des travaux de Zuniga et Sheppard [1997] en utilisant les corrélations entre dureté et résistance mécanique. Le modèle proposé par Yang et al. [2008] permet de prendre en considération les contraintes résiduelles, les déformations plastiques, et l'hétérogénéité microstructurale pour prédire le comportement mécanique de l'assemblage soudé lors d'une charge de traction et de cisaillement ainsi que la charge combinée. La rupture est décrite par un critère en déformation critique en parallèle avec un critère en contrainte hydrostatique.

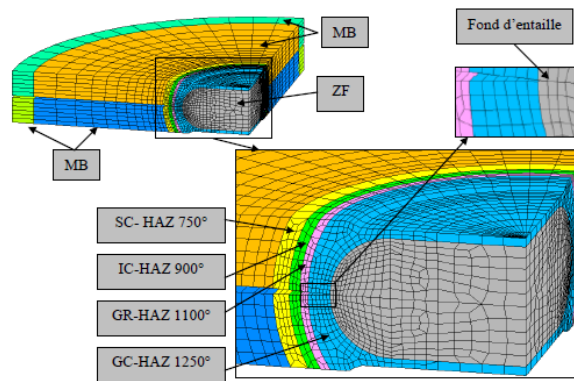


FIGURE 2.13 – Discrétisation de la ZAT en 4 zones [Mahelle, 2007]

Le point soudé est modélisé par des éléments cohésifs

Une autre approche mésoscopique également proposée pour la modélisation de la rupture des points soudés consiste à utiliser des éléments cohésifs au niveau des zones potentielles de rupture en fonction du mode de rupture (Fig. 2.14a). Cavalli et al. [2005] ont utilisé cette approche pour modéliser le comportement mécanique et la rupture d'un assemblage soudé en aluminium. L'identification de paramètres des zones cohésifs est basée sur les réponses expérimentales des essais de traction pure, de cisaillement simple recouvrement, et de pelage. Dans cette même approche des éléments cohésifs, Zhou et

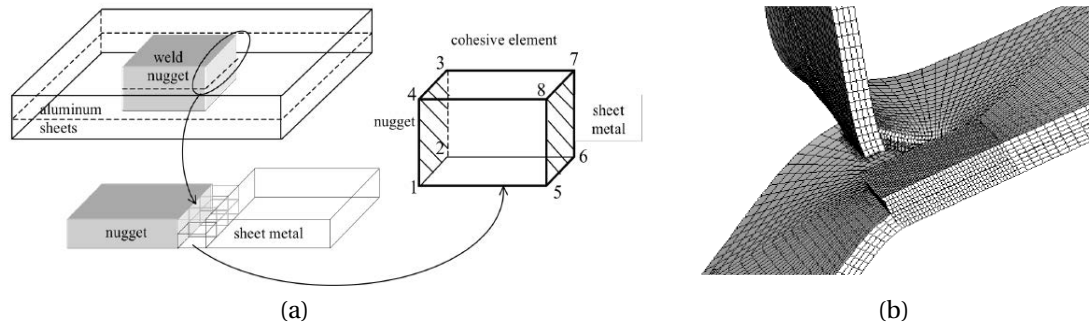


FIGURE 2.14 – Modélisation de la rupture par éléments cohésifs [Zhou et al., 2006]. (a) Schématisation du principe des éléments cohésifs, (b) Modèle EF avec éléments cohésifs

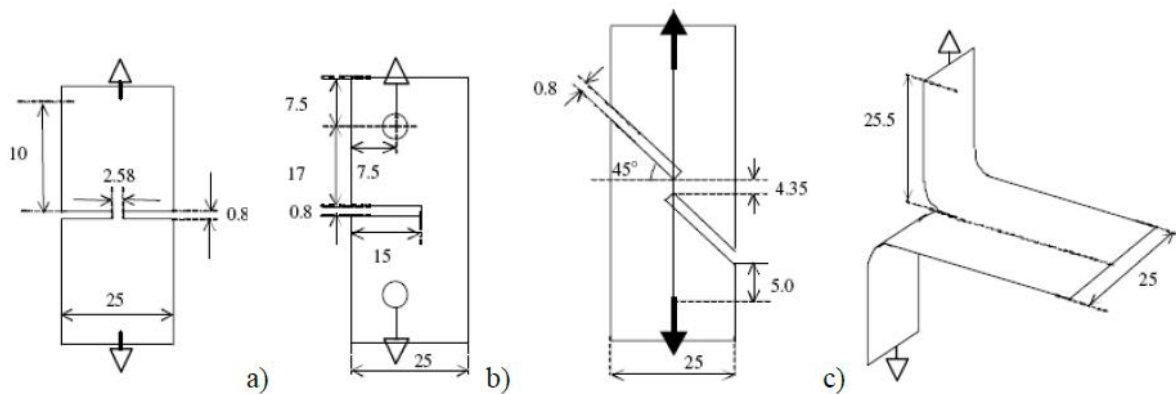


FIGURE 2.15 – Identification des paramètres de l'élément cohésifs avec des éprouvettes : a) 'deep-notched', b) 'compact tension', c) 'shear test', d) 'trouser'. [Zhou et al., 2006]

al. [2005, 2006] ont proposé une méthode d'identification basée sur des essais conçus pour exacerber la sensibilité à la contrainte maximale ou à la ténacité dans un mode donné (Fig. 2.15). Le modèle complet est ensuite validé en cisaillement simple recouvrement et en pelage. Malgré les bons résultats obtenus avec ce modèle, la procédure d'identification des paramètres est lourde.

2.4.3 Conclusion

Ces modèles mésoscopiques donnent une bonne représentativité du comportement mécanique de l'assemblage soudé. Cependant, ils consomment beaucoup de temps CPU. Leur application est donc limitée au modèle élémentaire (non-structural). Néanmoins, les informations obtenues de ces modèles mésoscopiques peuvent servir à alimenter les modèles EF macroscopiques destinés à la simulation des structures aux plusieurs points soudés.

2.5 Modélisation macroscopique de la tenue mécanique et de la rupture des assemblages soudés par point

Un macro-modèle est un concept qui tient compte des complexités géométrique et matérielle de l'assemblage soudé sans avoir besoin de le modéliser finement. Construire

ces macro-modèles n'est pas une tâche simple. En outre, ils ne doivent pas être trop coûteux en temps de calcul, et capables de reproduire le comportement non-linéaire de l'assemblage étudié. Ceci est la raison pour laquelle différentes approches sont proposées dans la littérature pour la modélisation du comportement mécanique et de la rupture d'un assemblage soudé par point.

2.5.1 Modèles utilisant des éléments rigides

L'approche la plus simple consiste à relier les plaques discrétisées par un élément rigide unique pour modéliser la connexion du point soudé. Ce genre de modèle est fortement influencé par la taille de maille et la position de l'élément par rapport au maillage. L'utilisation des contraintes cinématiques entre les nœuds des deux plaques à assembler est une autre approche simple pour la modélisation du comportement de la liaison soudée qui permet de réduire la dépendance au maillage [Song et al., 2006]. Ces deux modèles présentent plusieurs avantages :

- Simples à mettre en œuvre même pour le cas des assemblages complexes,
- n'affecte pas de condition de stabilité des calculs. Ceci vient du fait qu'il n'y a pas de rigidité associée à ces techniques.

D'autre part, les limitations pour l'utilisation de ces formulations sont présentées :

- Les modèles sont incapables de modéliser le comportement non linéaire de la liaison,
- les résultats numériques sont suréstimés vu la supposition d'une rigidité infinie de la liaison,
- pour ces modèles, un nœud de maillage EF ne peut être associé qu'à une seule condition cinématique pour un degré de liberté (DDL). Cela cause des conflits de priorité ou des incompatibilités entre deux conditions cinématiques.

Pour améliorer la représentativité de la modélisation, plusieurs éléments rigides peuvent être employés [Dincer et al., 2006; Xu et Deng, 2004]. Cependant, tous ces travaux sont limités au comportement élasto-plastique de l'assemblage soudé. La rupture de la connexion n'est pas simulée par le modèle EF.

Khandoker et Takla [2014], a également adopté cette approche et il a introduit un critère de rupture exprimé en l'effort [Wung et al., 2001; Wung, 2001] pour simuler le comportement mécanique et la rupture de l'assemblage soudé. Malgré la simplicité de l'approche basée sur l'utilisation des éléments rigides, son application reste un peu problématique, car il n'y a pas un accord sur le nombre et la façon de disposer les éléments rigides. Un examen des principaux modèles (Fig. 2.16), utilisant des connexions rigides, a été alors présenté dans les travaux de Khandoker et Takla [2014]. La comparaison des modèles a été basée sur la qualité de la réponse obtenue, le temps de calcul CPU, la mémoire utilisée et l'espace du disque nécessaire pour résoudre le problème au cours du calcul. Néanmoins, cette comparaison a été effectuée par rapport à un seul type d'essai (traction pure), alors qu'elle peut être dépendante du type d'essai.

Une approche plus représentative a été proposée pour une meilleure modélisation de la rupture par déboutonnage, le mode de rupture le plus observé lors des essais de caractérisation mécanique des assemblages soudés. Ce mode est aussi le mode de rupture généralement préféré par les constructeurs d'automobile, puisque l'absorption d'énergie pour ce mode est plus importante que pour celui de rupture interfaciale. Pour la rupture

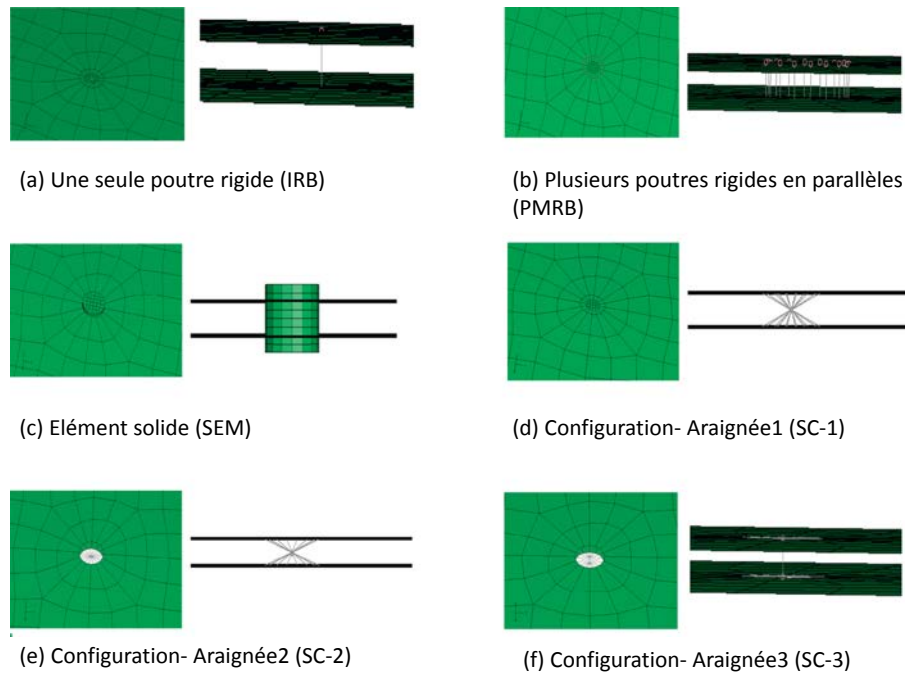


FIGURE 2.16 – Différentes configurations des modèles avec des éléments rigides [Khandoker et Takla \[2014\]](#)

par déboutonnage, la rupture est généralement localisée dans le métal de base ou dans la ZAT autour du noyau. [Wang et al. \[2006\]](#) ont proposé de modéliser le noyau par une série de poutres rigides et de décomposer la ZAT en deux parties. Les propriétés matérielles de chaque partie sont identifiées en utilisant les relations de corrélation entre dureté et résistance mécanique proposées par [Zuniga et Sheppard \[1997\]](#). Un critère de contraintes maximales est adopté pour définir la rupture autour du noyau soudé. Le modèle a été testé en traction en croix et en cisaillement simple recouvrement.

2.5.2 Modèles utilisant des éléments solides avec un modèle d'endommagement pour les tôles

[Yang et al. \[2010\]](#) ont proposé d'utiliser un modèle d'endommagement Gurson-Tvergaard-Needleman [[Tvergaard, 1984](#)] dans les plaques pour simuler la rupture de l'assemblage soudé. Le point soudé est modélisé par un élément solide connecté aux éléments coques des plaques soudées. Le comportement mécanique macroscopique du point soudé est alors équivalent à celui de l'élément solide, qui est identifié par modélisation des essais de traction pelage et de cisaillement simple recouvrement. Les paramètres du modèle d'endommagement dans les plaques sont identifiés à partir de plusieurs tests spécifiques de traction. Une bonne représentativité de la rupture par déboutonnage est obtenue pour différents cas de chargement. Cependant, cette approche présente un nombre important de paramètres qui doivent être identifiés, de nombreuses expériences sont nécessaires et le processus d'identification est coûteux. Avec des nuances de matériaux plus résistants, la rupture interfaciale peut être plus fréquente. Il est donc important de vérifier la performance de ce genre de modèle pour tous les modes de rupture, y compris la rupture interfaciale.

2.5.3 Modèles utilisant un élément équivalent

Une autre catégorie de modèles, qui présentent un bon compromis entre la représentativité du comportement mécanique et le temps de calcul, est celle des éléments équivalents. Elle consiste à définir un seul élément fini équivalent dans lequel on peut introduire une loi de comportement pour modéliser le comportement non-linéaire macroscopique d'un assemblage soudé par point. [Langrand et al. \[2001, 2002\]](#) ont proposé d'utiliser un élément ressort entre deux positions géométriques pour modéliser la géométrie de la connexion rivetée. Des raideurs normale K_N et tangentielle K_T non-linéaires sont associées au ressort pour mieux reproduire le comportement non-linéaire de l'assemblage sans alourdir le calcul. La rupture de l'assemblage est gérée par un critère macroscopique en efforts.

Un nouvel élément équivalent a ensuite été développé par [Combescure et al. \[2003\]](#). Il consiste en une poutre élasto-plastique pour modéliser le comportement non-linéaire d'un assemblage soudé par point. La rupture de la connexion est plutôt décrite par un modèle d'endommagement linéaire [[Lemaitre et Chaboche, 2009](#)] associé à l'élément équivalent. Les paramètres du modèle sont identifiés par méthode inverse en utilisant les résultats expérimentaux des essais de traction croix, cisaillement simple recouvrement et traction pelage. Vu les limitations de ces essais standards précédemment discutées (Sous section. 2.3.1), [Langrand et Combescure \[2004\]](#) ont ré-identifié les paramètres de ce modèle en utilisant les résultats expérimentaux des essais Arcan caractérisés par une contribution limitée des tôles, et par conséquent une réponse plus proche du comportement local du point soudé.

Récemment, [Bérot et al. \[2012\]](#) ont proposé un modèle simplifié en tenant compte de l'effet thermo-mécanique dû au processus d'assemblage riveté. Le comportement du modèle a été limité à une élasticité non linéaire. Le comportement plastique de l'assemblage est simulé par la loi de plasticité du matériau de base des plaques assemblées. Malgré la simplicité de ce modèle, la procédure d'identification de ses paramètres de rigidité n'est pas évidente. En effet, ces rigidités non-linéaires sont exprimées en fonction des paramètres d'un modèle 3D (mésoscopique) également proposé dans le travail de Bérot.

Vue la complexité de la modélisation macroscopique du comportement mécanique d'un assemblage soudé, différents modèles macroscopiques ont été proposés dans la littérature pour simuler les assemblages deux tôles. Cependant, la modélisation macroscopique des assemblages soudés trois tôles en aciers multigrades manque encore de prédictibilité, et à notre connaissance, les modèles publiés dans la littérature ouverte sont limités à la modélisation des assemblages deux tôles. La modélisation macroscopique des assemblages multi-tôles n'est pas encore investiguée. Seuls des modèles mésoscopiques qui simulent le procédé de soudage des trois tôles sont actuellement développés [[Lei et al., 2011](#); [Shen et al., 2011](#)].

2.5.4 Conclusion

L'étude de la littérature montre que la représentativité des modèles macroscopiques peut être améliorée, et que la procédure d'identification peut également être simplifiée. Des identifications basées sur des considérations physiques sont aussi envisagées, afin de simplifier le processus d'identification et réduire le nombre de paramètres à identifier par méthode inverse. Cette synthèse bibliographique a montré que les modèles macroscopiques actuellement disponibles sont limités aux assemblages deux tôles. Une approche de modélisation macroscopique des assemblages trois tôles peut alors être envisagée.

2.6 Identification inverse

2.6.1 Principe de l'identification inverse

Les modèles numériques permettant de simuler le comportement physique expérimental, sont de plus en plus complexes. Le problème majeur dans l'utilisation de ces modèles est généralement le choix des valeurs de leurs paramètres. Si les paramètres agissent de manière indépendante sur la courbe de réponse, l'identification de ces paramètres est relativement simple par une méthode empirique (directe). Cependant, si ce n'est pas le cas, l'utilisation d'un outil numérique d'optimisation est indispensable pour identifier les paramètres du modèle par méthode inverse. Cette section présente l'ensemble des développements relatifs à la méthode d'identification inverse des paramètres des modèles de comportement des matériaux.

Au sens technique, le terme optimisation signifie l'amélioration d'un système en changeant certaines de ses caractéristiques. Pour évaluer quantitativement cette amélioration, on définit un critère de qualité, généralement appelé fonction coût ou fonction objectif. Dans le cas d'identification des lois de comportement, l'optimisation consiste alors à trouver l'ensemble des valeurs des paramètres à identifier, qui donne la réponse numérique la plus proche d'une réponse expérimentale de référence, en minimisant la fonction objectif [Avril et Pierron, 2007; Langrand et al., 2000; Markiewicz et al., 2001; Notta-Cuvier et al., 2013; Zouari et al., 2006]. La fonction objectif peut être considérée simplement comme l'erreur entre la réponse numérique et la réponse expérimentale, ou la somme quadratique des erreurs sur quelques points de fonctionnement du système optimal. Des contraintes sur les paramètres sont généralement imposées lors de la définition du problème d'identification inverse. Ces contraintes sont basées sur des considérations physiques du problème étudié. L'ensemble des paramètres qui satisfait les contraintes est appelé "région faisable" [Zouari, 2001].

Une méthode "visuelle" ou "interactive" est tout d'abord proposée pour l'identification inverse. En effet, l'opérateur modifie les paramètres et calcule la fonction objectif jusqu'à obtenir la solution jugée satisfaisante. Cette méthode est lente et fortement dépendante de l'opérateur [Zouari, 2001]. Donc, des outils numériques dédiés permettant d'employer la méthode inverse sont ensuite proposés comme une solution pratique pour l'identification inverse [Bui, 1993; Tarantola, 1987]. Ces outils reposent sur des algorithmes d'optimisation permettant d'automatiser le choix des paramètres et le calcul de la fonction objectif. L'algorithme d'optimisation doit être alors choisi en fonction du nombre de paramètres et de la nature de la fonction objectif.

2.6.2 Les différents types d'algorithmes d'optimisation

Les algorithmes d'optimisation peuvent être divisés en deux classes : les algorithmes d'optimisation locale et les algorithmes d'optimisation globale. Alors que les algorithmes de la première classe sont piégés par le premier minimum qu'ils rencontrent ou sont handicapés par la taille de l'espace de recherche, les algorithmes de la seconde classe ne présentent pas ces inconvénients et permettent de trouver une solution proche de l'optimum global [Debbat et Bendimerad, 2005]. En revanche, les algorithmes de la première classe convergent plus rapidement que ceux de la seconde, tout en ayant un coût calculatoire moindre.

Algorithmes locaux

Les premiers algorithmes d'optimisation développés depuis 1950 sont des algorithmes d'optimisation locale. Ces algorithmes sont capables de trouver rapidement un minimum local dans le voisinage du point de départ. La chance qu'a un algorithme local de trouver la solution globale dépend fortement du point de départ de l'optimisation. Les algorithmes de la première classe sont relativement pas très coûteux. Cependant, leur utilisation est principalement limitée aux problèmes relativement simples (*e.g.* fonction objectif convexe). En effet, les algorithmes d'optimisation locale sont performants lorsque la fonction objectif est linéaire [Xu, 2002]. Cependant, pour une fonction objectif avec plusieurs minimums, ces algorithmes sont généralement incapables de trouver l'optimum global.

L'algorithme Monte Carlo a été présenté pour la première fois en 1949 par [Metropolis et Ulam \[1949\]](#). Son nom fait allusion aux jeux de hasard pratiqués à Monte-Carlo. Cet algorithme présente une première catégorie non-itérative, qui consiste simplement à choisir aléatoirement un certain nombre de points dans la région faisable des paramètres, puis de choisir la meilleure solution. Plus le nombre de points initiaux est important, plus que la solution est bonne. Cette méthode de recherche non-itérative est très simple à utiliser, cependant, elle ne permet pas généralement d'aboutir à une bonne solution du problème d'optimisation.

La majorité des algorithmes d'optimisation locale utilisent alors la stratégie de recherche itérative. Ils se différencient selon la dérivabilité de la fonction objectif et selon les taux de convergence [Xu, 2002]. Pour les fonctions objectif continues et deux fois dérivables, des méthodes d'optimisation basées sur la méthode du gradient, ont été proposées, encore appelées méthodes de Newton. Ces méthodes convergent rapidement. Cependant, des problèmes de divergence peuvent également être présents à cause de la définition de la matrice Hessienne à chaque itération. Pour surmonter cette limitation, [Broyden \[1970\]](#), [Fletcher \[1970\]](#), [Goldfarb \[1970\]](#), et [Shanno \[1970\]](#) ont développé une méthode de quasi-Newton qui a pris leur noms 'BFGS quasi-Newton method', qui consiste à définir correctement une matrice positive en chaque itération pour remplacer la matrice Hessienne. Pour les problèmes d'optimisation de formes aérodynamiques, l'algorithme de type quasi-Newton BFGS a été utilisé. Cet optimiseur est très performant en termes d'exploitation (converge rapidement). Toutefois, il a été vérifié qu'il converge vers un minimum local dépendant de la forme initiale et effectue peu d'exploration [Laurenceau, 2008]. Afin d'améliorer les capacités d'exploration du logiciel d'optimisation, [Laurenceau et Meaux \[2008\]](#) ont proposé de nouveaux algorithmes basés sur les surfaces de réponse RSM (Response Surface Method) pour l'optimisation des formes aérodynamiques.

Cette méthode consiste à construire une surface de réponse qui passe par des points initiaux, choisis dans la région faisable des paramètres. Un modèle approché de la fonction objectif est obtenu à partir de cette surface de réponse [Box et Hunter, 1957; Kaufman et al., 1996]. Le minimum de ce modèle approché présente une solution approximative du problème. Les appels au solveur sont alors limités et ceci permet de beaucoup gagner en temps CPU.

Cette méthode basée sur la surface de réponse a été ensuite développée en proposant d'adapter les intervalles des paramètres à chaque itération (réduire la taille de l'espace de recherche) pour améliorer la convergence et le temps d'optimisation. Le nouveau algorithme est alors nommé 'Adaptive RSM' [Wang et al., 2001; Wujek et Renaud, 1998]. Une autre façon du développement de la méthode de surface de réponse est proposée dans l'optimiseur Pam-Opt [SolverPam-Opt, 2011], qui consiste à adapter la surface de réponse au problème d'optimisation.

Algorithmes globaux

L'incapacité des algorithmes d'optimisation locale à trouver la solution globale du problème a motivé les chercheurs à développer une nouvelle classe d'algorithmes, appelée algorithmes d'optimisation globale. Les efforts durant les cinq dernières décennies aboutissent en trois catégories des méthodes d'optimisation globale : (i) technique basée sur l'arithmétique par intervalles, (ii) le recuit simulé, (iii) l'algorithme génétique [Xu, 2002].

La première catégorie est de nature déterministe, tandis que les deux autres catégories sont de nature aléatoire. L'algorithme basé sur l'arithmétique par intervalles est initialement présenté par Hansen [1979] et Ichida et Fujii [1979]. C'est une méthode par linéarisation successive des contraintes en utilisant la résolution d'un système quadratique (Taylor à l'ordre 2), dont le but est de réduire le domaine étudié par des étapes de déduction. Malgré que cette méthode a été développée très rapidement, et elle a été utilisée en plusieurs applications, elle présente des limitations dans les problèmes d'optimisation qui ont une fonction objectif très oscillatoire. En effet, dans ce cas le nombre d'intervalle à contrôler est alors très important [Hansen, 1992].

Le recuit simulé, inspiré par une analogie avec le phénomène thermodynamique de recuit des métaux, a été mis au point en 1983 par Kirkpatrick et al. [1983]. Cette méthode a pris un intérêt dans le développement théorique et l'application pratique [Sen et Stoffa, 1995; Szu et Hartley, 1987]. Cependant, le recuit simulé ne peut pas garantir la convergence vers la solution globale sans des ressources illimitées (à cause de sa nature aléatoire de type Monte Carlo).

L'algorithme génétique est initialement proposé par Holland [1975] dans le cadre de ses travaux sur les systèmes adaptatifs. C'est un algorithme d'optimisation s'appuyant sur des techniques dérivées de la génétique et de l'évolution naturelle : croisement, mutation, sélection, etc [Debbat et Bendimerad, 2005]. Les deux dernières décennies ont vu l'évolution rapide des algorithmes génétiques, et la liste des domaines d'applications en sciences et ingénierie croître [Forrest, 1993; Goldberg, 1989; Sen et Stoffa, 1995]. Cet algorithme est le plus connu de la catégorie des algorithmes révolutionnaires. Il a montré son efficacité dans la recherche de la solution globale [Massa et al., 2009, 2011]. Il est également très stable par rapport aux erreurs numériques commises sur la fonction objectif. Cependant, vu son caractère itératif, la qualité de la solution est améliorée à chaque itération. Donc, plusieurs itérations (appels au solveur) sont nécessaires pour garantir une solution globale.

Les algorithmes de la deuxième classe sont généralement utilisés pour optimiser des problèmes complexes, mais ils nécessitent un grand nombre d'appels au serveur pour donner de bons résultats, donc ils consomment beaucoup de temps CPU.

2.6.3 Conclusion

Un algorithme d'optimisation doit vérifier à la fois une meilleure solution (exploration) en respectant le temps qui lui est imparti (exploitation) [Laurenceau, 2008]. Face à la diversité des problèmes d'optimisation, de nombreux algorithmes ont été proposés. Cependant, aucun n'est capable de traiter efficacement tous les problèmes possibles [Laurenceau, 2008]. Wolpert et Macready [1997] ont confirmé qu'aucun algorithme n'est meilleur qu'un autre, si on considère tous les problèmes d'optimisation ("no free lunch theorems for optimization"). Le choix de l'algorithme d'optimisation dépend fortement des conditions du problème d'optimisation (fonction objectif, nombre de paramètre, coût de calcul, etc).

2.7 Synthèse

Dans une première partie de ce chapitre bibliographique, le principe de soudage par point par résistance a été exposé, tout en présentant les caractéristiques structurales et métallurgiques d'un point soudé, qui expliquent la complexité de l'étude expérimentale et numérique des assemblages soudés par point. Une nouvelle génération d'assemblages soudés multi-tôles multi-matériaux a également été présentée.

Ensuite, une synthèse des différentes procédures expérimentales utilisées pour la caractérisation des assemblages soudés a été présentée. L'étude des différents modèles montre qu'une première génération de dispositifs appelée 'essais standards' sont très utilisés jusqu'à aujourd'hui grâce à leur simplicité. Cependant, ils présentent plusieurs limitations. En effet, ils sont caractérisés par une grande déformation des tôles autour du point soudé, et par conséquent une contribution importante des tôles dans la réponse globale de l'assemblage. En plus, les essais purs ne sont pas correctement purs, et les essais mixtes ne sont pas correctement contrôlés en terme de ratio effort normal/effort tangentiel. Pour améliorer la caractérisation des assemblages soudés et l'identification des paramètres des critères de rupture, une deuxième génération de dispositifs basée sur le principe Arcan a été introduite. Outre la réduction de la contribution des tôles au voisinage du noyau fondu, ces dispositifs permettent de solliciter l'assemblage soudé en chargements purs et combinés avec des directions de chargement bien contrôlées. Ces dispositifs peuvent être aussi adaptés aux essais dynamiques, ce qui permet d'étudier la sensibilité des assemblages à la vitesse de déformation. Malgré les avantages de ces dispositifs, leur utilisation est pour l'instant limitée aux assemblages deux tôles. L'étude expérimentale des assemblages trois tôles est encore limitée à l'essai de cisaillement simple recouvrement.

La troisième et la quatrième parties de ce chapitre ont été consacrées à la présentation des différentes classes de modélisation des assemblages soudés par point. En effet, la première classe de modélisation dite 'mésoscopique' a été d'abord présentée. Plusieurs modèles ont été développés pour modéliser le procédé de soudage par point, le comportement en fatigue et aussi le comportement mécanique d'un assemblage soudé. Malgré la performance de certains modèles mésoscopiques à reproduire la réponse mécanique de l'assemblage soudé, ces modèles ne peuvent pas être utilisés pour le calcul de structures. Ce sont des modèles fins qui consomment beaucoup de mémoire et de temps CPU. Leur application reste alors limitée à des cas élémentaires.

Ces modèles sont plutôt utiles pour alimenter une deuxième classe de modélisation dite 'macroscopique'. Ce sont des modèles développés principalement pour la modélisation des structures complètes ou des sous-structures. Un état de l'art des différentes approches de modélisation macroscopique a été présenté dans ce chapitre. Les modèles macroscopiques ont été divisés en trois catégories, en commençant par la catégorie la plus simple utilisant des éléments rigides. Vu leur simplicité, ces modèles manquent de représentativité pour le comportement non-linéaire de l'assemblage. Une deuxième catégorie qui utilise des éléments solides avec un modèle d'endommagement au niveau des tôles, est caractérisée par une bonne prédiction de la rupture par déboutonnage de l'assemblage soudé. Cependant, ces modèles nécessitent un lourd processus d'identification pour obtenir les paramètres du modèle d'endommagement. Enfin, la troisième catégorie, qui présente une approche très différente, consiste à développer un élément équivalent auquel on peut associer une loi de comportement pour modéliser le comportement non-linéaire et la rupture d'un point soudé. Ces modèles présentent un bon compromis entre la qualité de la réponse numérique, le temps de calcul, et la simplicité de la procédure d'identification de ses paramètres. Cependant, la performance de ces modèles n'est pas

encore vérifiée pour les assemblages multi-tôles. La discussion des différents modèles proposés permet de choisir la meilleure approche pour le développement d'un nouveau modèle macroscopique pour la simulation du comportement mécanique d'un assemblage soudé par point, qui sera présentée dans le chapitre suivant.

L'identification des paramètres de ces modèles nécessite souvent le recours à une méthode inverse. Une bonne maîtrise de cette méthode est alors nécessaire pour garantir la qualité des réponses numériques des modèles macroscopiques. L'étude de la méthode d'identification inverse montre que la qualité du résultat d'identification dépend fortement de l'algorithme d'optimisation utilisé. Une présentation des principaux algorithmes a été proposée. Deux grandes catégories ont été distinguées : les algorithmes d'optimisation locale et les algorithmes d'optimisation globale. Les algorithmes d'optimisation locale sont caractérisés par la simplicité d'implémentation et la rapidité de résolution (généralement une solution locale). Cependant, leur utilisation est limitée aux problèmes simples à fonction objectif convexe. Pour optimiser des problèmes plus compliqués, les algorithmes d'optimisation globale sont développés. Ces algorithmes ont montré leur performance pour trouver la solution globale des problèmes d'optimisation qui présentent des fonctions objectifs à plusieurs minimums locaux. Cependant, ils sont très coûteux en temps de calcul. Une approche d'optimisation en deux étapes qui utilise un algorithme d'optimisation globale suivi d'un algorithme d'optimisation locale, peut présenter une bonne solution qui permet de profiter des avantages des deux classes d'algorithmes. Cette approche sera détaillée dans le chapitre 3.

Références

- Arcan, M., Hashin, Z., Voloshin, A. (1978). A method to produce uniform plane-stress states with applications to fiber-reinforced materials. *Experimental Mechanics*, Vol. 35, pp. 141—146. [13](#)
- Avril, S., Pierron, F. (2007). General framework for the identification of constitutive parameters from full-field measurements in linear elasticity. *International Journal of Solids and Structures*, Vol. 44, pp. 4978–5002. [25](#)
- Behravesh, S.B, Jahed, H., Lambert, S. (2014). Fatigue characterization and modeling of AZ31B magnesium alloy spot-welds. *International Journal of Fatigue*, Vol.64, pp. 1—13. [18](#)
- Bérot, M., Malrieu, J., Bay, F. (2012). An innovative strategy to create equivalent elements for modelling assembly points in joined structures. *International Journal for Computer-Aided Engineering and Software*, Vol. 31, pp. 453–466. [24](#)
- Blarasin, A., Atzori, B., Filippa, P., Gastaldi, G. (2007). Design Fatigue Data for Joining Steel Sheets in the Automotive Industry. *Society of Automotive Engineers*, Vol. 99, pp. 812–818. [18](#)
- Box, G. E. P, Hunter, J. S. (1957). Multifactor Experimental Designs for Exploring Response Surfaces. *Annals of Mathematical Statistics*, Vol. 28, pp. 195–241. [26](#)
- Brown, L.M., Embury, J.D. (1973). Initiation and growth of voids at second phase particles. *Proceeding of the 3rd International Conference on Microstructure and Design of Alloys*, Institute of Metals, London, Vol. 33. [19](#)

- Broyden, C.G. (1970). The convergence of a class of double-rank minimization algorithms 1. general considerations. *IMA Journal of Applied Mathematics*, Vol. 76. 26
- Bui, H.D. (1993). Introduction aux problèmes inverses en mécanique des matériaux. Eyrolles. 25
- Carrier, J., Markiewicz, E., Haugou, G., Lebaillif, D., Leconte, N., Naceur, H. (2015). Dynamic behavior and failure of the base and heat affected materials of a HSS fillet welded joint. *DYMAT 2015, EPJ Web of Conferences*, Vol. 94, 05011, Lugano, September 7-11. 19
- Cavalli, M.N., Thouless, M.D., Yang, Q.D. (2005). Cohesive-zone modelling of the deformation and fracture of spot-welded joints. *Fatigue and Fracture of Engineering Materials and Structures*, Vol. 28, pp. 861-874. 20
- Combescure, A., Delcroix, F., Caplain, L., Espanol, S., Eliot, P. (2003). A finite element to simulate the failure of weld points on impact. *International Journal of Impact Engineering*, Vol. 28, pp. 783-802. 24
- Choi, B.H., Joo, D.H., Song, S.H. (2007). Observation and prediction of fatigue behavior of spot welded joints with triple thin steel plates under tensile-shear loading. *International Journal of Fatigue*, Vol. 29, pp. 620—6272. 12, 18
- Chun, Z., Wang, Y.H. (1990). The Effect of the Sheet Rigidity on Strenght of the Spot Weld Tension Shear Joint. *Acta Mechanica Solida Sinica*, Vol.3, No.4, pp 403-416. 18
- Dancette, S. (2009). Comportement mécanique des soudures par points : mécanismes et stratégies de prédiction dans le cas des tôles en acier pour automobile. Thèse de doctorat : L'Institut National des Sciences Appliquées de Lyon. iii, 19, 20
- Dancette, S., Fabrègue, D., Massardier, V., Merlin, J., Dupuy, T., Bouzekri, M. (2010). Experimental and modeling investigation of the failure resistance of Advanced High Strength Steels spot welds. *Engineering Fracture Mechanics*, Vol. 78, pp. 2259-2272. 16
- Debbat, F., Bendimerad, F.T. (2005). Les Algorithmes d'Optimisation Globale : Application Réseaux Intelligents d'Antennes. 3rd International Conference : Sciences of Electronic, Technologies of Information and Telecommunications. 25, 27
- Dincer, S., Cinar, A., Kepenek, D.A., Asureciler, B, Duran, E.T., Mugan, A. (2006). A comparative study on the finite element models for spot welds and their verification. *SAE Technical Paper*, 2006-01-0590. 22
- Dunya (2017). Disponible sur [http ://www.dunya.com/sektorler/otomotiv/otomotiv-yan-sanayisinden-89-milyar-dolar-ihracat-haberi-347025](http://www.dunya.com/sektorler/otomotiv/otomotiv-yan-sanayisinden-89-milyar-dolar-ihracat-haberi-347025). iii, 7
- Excellent Productique Concept (2017). Disponible sur [http ://www.ep-c.fr/services-industriel/le-soudage/144-module-soudage-par-resistance.html](http://www.ep-c.fr/services-industriel/le-soudage/144-module-soudage-par-resistance.html). iii, 8
- Esi-group (2011). *PAM-OPT 2011.0 - Solver Reference Manual*. 2013.09.30 26
- Forrest, R. (1970). A new approach to variable metric algorithms. *The Computer Journal*, Vol. 13. 26

- Forrest, S. (1993). Genetic algorithms : principles of natural selection applied to computation. *Science*, Vol. 261, pp. 872—878. [27](#)
- Fourmentaux, T. (1999). Contribution à la caractérisation numérique et expérimentale d'assemblages soudés par points soumis à des sollicitations quasi-statiques. Thèse de doctorat : Univ. Valenciennes Et Du Hainaut-Cambrésis. [16](#)
- Fujii, T., Tohgo, K., Suzuki, Y., Yamamoto, T., Shimamura, Y. (2016). Fatigue strength and fatigue fracture mechanism of three-sheet spot weld-bonded joints under tensile-shear loading. *International Journal of Fatigue*, Vol. 87, pp. 424—434. [12](#)
- Goldberg, D.E. (1989). *Genetic Algorithms in Search, Optimization and Machine Learning*. Addison Wesley, New York. [27](#)
- Goldfarb, D. (1970). A family of variable metric updates derived by variational means. *Math. Comp.*, Vol. 109, pp. 23–26 [26](#)
- Gologanu, M., Leblond, B., Devaux, J.(1993). Approximate models for ductile metals containing non-spherical voids – case of axisymmetric prolate ellipsoidal cavities. *Journal of Mechanics and Physics of Solids*, Vol. 41, pp. 1723–1754. [19](#)
- Gould, J.E., Peterson, W. (2005). Advanced materials require advanced knowledge - Understanding resistance spot welding of AHSS. *The Fabricator*. [iii](#), [14](#), [15](#)
- Greenwood, J.A., (1967). Temperatures in Resistance Spot Welding. *British Welding Journal*, Vol. 8, pp. 316–322. [17](#)
- Hansen, E. (1979). Global Optimization Using Interval Analysis : The One-Dimensional Case. *Journal of optimization theory and applications*, Vol. 29. [27](#)
- Hansen, E.R. (1992). *Global Optimization Using Interval Analysis*. Marcel Dekker, New York. [27](#)
- Harlin, N., Jones, T.B., Parker, J.D. (2003). Weld growth mechanism of resistance spot welds in zinc coated steel. *Journal of Materials Processing Technology*, Vol.143–144, pp. 448–453. [11](#)
- Holland, J.H. (1975). *Adaptation in Natural and Artificial Systems*. The University of Michigan Press, Ann Arbor, MI. [27](#)
- Houchen, A.F, Page, R.E., Yang, W.H. (1997). Numerical Modelling of Resistance Spot Welding. *Numerical Modelling of Manufacturing Processes*, ASME Winter Annual Mtg, pp. 117–129. [17](#)
- Ichida, K., Accorsi, Y. (1979). An interval arithmetic method for global optimization. *Computing*, Vol. 23, pp. 85—97. [27](#)
- Kaiser, J.G., Dunn, G.J., Eagar, T.W (1982). The Effect of Electrical Resistance on Nugget Formation during Spot Welding. *Welding Journal*, Vol. 61, pp. 167–174. [17](#)
- Kang, H.T., Accorsi, I., Patel, B., Pakalnins, E. (2010). Fatigue performance of resistance spot welds in three sheet stack-ups. *Procedia Engineering*, Vol. 2, pp. 129—138. [12](#), [18](#)
- Khandoker, N., Takla, M. (2014). Tensile strength and failure simulation of simplified spot weld models. *Materials and Design*, Vol. 54, pp. 323--330. [iv](#), [22](#), [23](#)

- Kirkpatrick, S., Gelatt, C.D., Vecchi, M.P. (1983). Optimization by simulated annealing. *Science*, Vol. 220, pp. 671—680. [27](#)
- Kaufman, M., Balabanov, V., Burgee, S. L., Giunta, A. A., Grossman, B., Haftka, R. T., Mason, W. H. and Watson, L. T. (1996). Variable-Complexity Response Surface Approximations for Wing Structural Weight in HSCT Design. *Computational Mechanics*, Vol. 18, pp. 112–126. [26](#)
- Kong, X., Yang, Q., Li, B. (2008). Numerical study of strengths of spot-welded joints of steel. *Materials and Design*, Vol. 29, pp. 1554–1561. [20](#)
- Lamouroux, E.H.J. (2007). Modélisation détaillée des soudures par point et Laser pour simuler la rupture des assemblages automobiles. Thèse de doctorat : Univ. Valenciennes Et Du Hainaut-Cambrésis. [19](#)
- Langrand, B., Deletombe, E., Markiewicz, E., Drazetic, P. (2000). Identification of non linear dynamic behaviour and failure for riveted joint assemblies. *Shocks and Vibration*, Vol. 7, pp. 121–138. [25](#)
- Langrand, B., Deletombe, E., Markiewicz, E., Drazetic, P. (2001). Riveted joint modeling for numerical analysis of airframe crashworthiness. *Finite Elements in Analysis and Design*, Vol. 38, pp. 21–44. [24](#)
- Langrand, B., Patronelli, L., Deletombe, E., Markiewicz, E., Drazetic, P. (2002). An alternative numerical approach for full scale characterisation for riveted joint design. *Aerospace Science and Technology* Vol. 6, pp. 343–354. [24](#)
- Langrand, B., Fabis, F., Deudon, A., Mortier, J.M. (2003). Experimental characterisation of mechanical behaviour and failure criterion of assemblies under mixed mode loading. Application to rivets and spotwelds. *Mécanique and Industries*, Vol. 4, pp. 273—283. [iii](#), [12](#), [13](#), [14](#)
- Langrand, B., Combescure, A. (2004). Non-linear and failure behaviour of spotwelds : a global finite element and experiments in pure and combined modes I/II. *International Journal of Solids and Structures*, Vol. 41, pp. 6631–6646. [24](#)
- Lee, Y., Wehner, T., Lu, M., Morrisett, T., Pakalnins, E. (1998). Ultimate strength of resistance spot welds subjected to combined tension. *Journal of Testing and Evaluation*, Vol. 26, pp. 213–219. [iii](#), [13](#), [14](#), [16](#)
- Lee, H., Choi, J. (2005). Overload analysis and fatigue life prediction of spot-welded specimens using an effective J-integral. *Mechanics of Materials*, Vol. 37, pp. 19–32. [20](#)
- Lei, Z., Kang, H.T., Liu, Y. (2011). Finite Element Analysis for Transient Thermal Characteristics of Resistance Spot Welding Process with Three Sheets Assemblies. *Procedia Engineering*. Vol. 16, pp. 622–631. [iii](#), [17](#), [18](#), [24](#)
- Lemaitre, J., Chaboche, J.L. (2009). *Mechanics of solid materials*. Dunod, 3rd Edition. [24](#)
- Lin, S.-H., Pan, J., Wu, S.R., Tyan, T., Wung, P. (2002). Failure loads of spot welds under combined opening and shear static loading conditions. *International Journal of Solids and Structures*, Vol. 39, pp. 19–39. [iii](#), [13](#), [14](#), [15](#)

- Lin, S.-H., Pan, J., Tyan, T., Prasad, P. (2003). A general failure criterion for spot welds under combined loading conditions. *International Journal of Solids and Structures*, Vol. 40, pp. 5539–5564. [15](#)
- Laurenceau, J. (2008). Surfaces de réponse par krigeage pour l'optimisation de formes aérodynamiques. Thèse de doctorat : L'Institut National Polytechnique de Toulouse. [26](#), [27](#)
- Laurenceau, J., Meaux, M. (2008). Comparison of Gradient and Response Surface Based Optimization Frameworks Using Adjoint Method. 49th AIAA/ASME/ASCE/AHS/ASC Structures, Structural Dynamics, and Materials Conference. [26](#)
- Mahelle, P. (2007). Caractérisation expérimentale et numérique du comportement d'assemblages soudés soumis à des sollicitations quasi-statiques et dynamiques. Thèse de doctorat : Univ. Valenciennes Et Du Hainaut-Cambrésis. [iii](#), [19](#), [20](#)
- Markiewicz, E., Drazetic, P. (2003). Experimental and local/global numerical characterization of mechanical strength for spot-welded assemblies. *Mechanics and Industry*, Vol. 4, pp. 17–27. [19](#)
- Markiewicz, E., Ducrocq, P., Drazetic, P., Haugou, G., Fourmentaux, T., Bérard, J.Y. (2001). Material behaviour law identification for the various zones of the spot weld under quasi-static loadings. *International Journal of Materials and Product Technology*, Vol. 16, pp. 484–509. [25](#)
- Massa, F., Lallemand, B., Tison, T. (2009). Fuzzy multiobjective optimization of mechanical structure. *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering* 198, 631–643. [27](#)
- Massa, F., Leroux, A., Lallemand, B., Tison, Mary, S., Buffe, F. (2011). Fuzzy vibration analysis and optimization of engineering structures. *International Union of Theoretical and Applied Mechanics*, Vol. 27, pp. 63-76. [27](#)
- Matsushita, M., Taniguchi, K., Oi, K. (2013). Development of Next Generation Resistance Spot Welding Technologies Contributing to Auto Body Weight Reduction. JFE TECHNICAL REPORT, No. 13, pp. 111–117.
- Metropolis, N., Ulam, S. (1949). Metropolis-Ulam, the Monte-Carlo method. *Journal of the American Statistical Association*, Vol. 44, pp. 335–341. [26](#)
- Nielsen, C.V., Friis, K.S., Zhang, W., Bay, N. (2011). Three-Sheet Spot Welding of Advanced High-Strength Steels :The weldability of thin, low-carbon steel to two thicker, high-strength steels is studied through factorial experimentation and statistical analysis. *Welding Research*, Vol. 90, pp. 32–40. [12](#)
- Notta-Cuvier, D., Langrand, B., Markiewicz, E., Lauro, F., Portemont, G. (2013). Identification of Johnson–Cook's Viscoplastic Model Parameters Using the Virtual Fields Method : Application to Titanium Alloy Ti6Al4V. *Strain : An International Journal for Experimental Mechanics*, Vol. 49, pp.22–45. [25](#)
- Pouranvari, M., Marashi, S.P.H. (2011). Failure Behavior of Three-Steel Sheets Resistance Spot Welds : Effect of Joint Design. *Journal of Materials Engineering and Performance*, Vol. 16. [iii](#), [11](#), [12](#)

- Pouranvari, M., Marashi, S.P.H. (2012). Weld nugget formation and mechanical properties of three-sheet resistance spot welded low carbon steel. Canadian Institute of Mining, Metallurgy and Petroleum, Vol. 51, pp. 105–109. [12](#)
- Radaj, D., Zhaoyun, Z., Möhrmann, W. (1990). Local stress parameters at the weld spot of various specimen. Engineering Fracture Mechanics, Vol. 37, pp. 933–951. [18](#)
- Radaj, D., Zhang, S. (1991). Stress intensity factors for spot welds between plates of unequal thickness. Local stress parameters at the weld spot of various specimen. Engineering Fracture Mechanics, Vol. 39, pp. 391–413. [18](#)
- Radaj, D., Gierring, A. (1994). Spot Welded H Specimen. IIW Document III 1012-93, Part A. [18](#)
- Radaj, D., Zhang, S. (1991). Geometrically Non-Linear Behaviour of Spot Welded Joints in Tensile and Compressive Shear Loading. Engineering Fracture Mechanics, Vol. 51, pp. 281–294. [18](#)
- Radakovic, J., Tumuluru, M. (2008). Predicting resistance spot weld failure modes in shear tension tests of advanced high-strength automotive steels. Welding Journal, Vol. 87-s, pp. 96-105. [18](#)
- Rice, W., Funk, E.J. (1967). An Analytic Investigation of the Temperature Distributions during Resistance Welding. Welding Journal, Vol. 57, pp. 211–216. [17](#)
- Rossillon, F. (2007). Influence des conditions de soudage sur le comportement en fatigue en acier THR Dual Phase soudé par point Welding. Thèse de doctorat : Université Blaise Pascal-Clermont II. [iii](#), [10](#)
- Sakia, T., Kikuchi, T., Fujisawa, Y. (1990). A Statistical Study on Fatigue Fracture of Spot Weld Joints in Cross Tension Type. 34 th Japan Congress on Materials Research , Kyoto, pp. 79-86 [18](#)
- Sen, M.K., Stoffa, P.L. (1995). Global Optimization Methods in Geophysical Inversion. Elsevier, Amsterdam. [27](#)
- Shanno, D.F. (1970). Conditioning of quasi-Newton methods for function minimization. Math. Comp., Vol. 24, pp. 647—656. [26](#)
- Shen, J., Zhang, Y., Lai, L., Wang, P.C. (2011). Modeling of resistance spot welding of multiple stacks of steel sheets. Materials and Design, Vol. 32, pp. 550—560. [18](#), [24](#)
- Song, J. H., Huh, H., Kim, H. G., Park, S. H. (2006). Evaluation of the finite element modeling of aspotwelded region for crash analysis. International Journal of Automotive Technology, Vol. 7, pp. 329–336. [22](#)
- Srikunwong, C. (2005). Modélisation du procédé de soudage par points. Thèse de doctorat : l'Ecole des Mines de Paris. [iii](#), [8](#), [9](#)
- Sutton, Boone, M.L., Ma, F., Helm, J.D. (2000). A combined modelingexperimental study of the crack opening displacement fracture criterion for characterization of stable crack growth under mixed mode I/II loading in thin sheet materials. Engineering Fracture Mechanics, Vol. 66, pp. 171–185. [13](#)

- Szu, H., Hartley, R. (1987). Fast simulated annealing. *Physics Letters A*, Vol. 122, pp. 157–162. [27](#)
- Tarantola, A. (1987). *Inverse problem theory*. Elsevier. [25](#)
- Tavassolizadeh, A., Marashi, S.P.H., Pouranvari, M. (2011). Mechanical performance of three thickness resistance spot welded low carbon steel. *Materials Science and Technology*, Vol. 27, pp. 219–224. [12](#), [16](#)
- Tvergaard, V. (1984). Analysis of cup-cone fracture in a round tensile bar. *Acta Metallurgica*, Vol. 32, pp. 157–169. [19](#), [23](#)
- Voloshin, A., Arcan, M. (1980). Failure of unidirectional fiber-reinforced materials-New methodology and results. *Experimental Mechanics*, Vol. 37, pp. 280–284. [13](#)
- Wang, G.G., Dong, Z., Aitchison, P. (2001). Adaptive response surface method—a global optimization scheme for computation-intensive design problems. *Journal of Engineering Optimization*, Vol. 33, pp. 707–733. [26](#)
- Wang, J.T., Xia, Y., Zhou, Q., Zhang, J.H. (2006). Simulation of spot weld pullout by modeling failure around nugget. SAE technical paper, 2006-01-0532, Detroit, USA. [23](#)
- Wolpert, D.H., Macready, W.G. (1997). No free lunch theorems for optimization. *IEEE Transaction on evolutionary computation*, Vol. 1, pp. 67–82. [27](#)
- Wung, T., Walsh, A. (2001). Failure of spot welds under in-plane static loading. *Experimental Mechanics*, Vol. 41, pp. 100–106. [iii](#), [16](#), [17](#), [22](#)
- Wung, T. (2001). A force-based failure criterion for spot weld design. *Experimental Mechanics*, Vol. 41, pp. 107–113. [22](#)
- Wujek, B. A., Renaud, J. E. (1998). New Adaptive Move-Limit Management Strategy for Approximate Optimization. *AIAA Journal*, Vol. 36, pp. 1911–1921. [26](#)
- Xu, P. (2002). A hybrid global optimization method : the one-dimensional case. *Journal of Computational and Applied Mathematics*, Vol. 147, pp. 301–314. [26](#), [27](#)
- Xu, S., Deng, X. (2004). An evaluation of simplified finite element models for spot welded joints. *Finite Elements in Analysis and Design*, Vol. 40, pp. 1175–1194. [22](#)
- Yamamoto, T., Okuda, T. (1970). A Study of Spot Welding of Heavy Gage Mild Steel. IIW Document, N. III-387-70. [17](#)
- Yang, Y.P, Babu, S.S, Orth, F. (2008). Integrated computational model to predict mechanical behaviour of spot weld. *Science and Technology of Welding and Joining*, Vol. 13, pp. 232–239. [20](#)
- Yang, X., Xia, Y., Zhou, Q. (2010). A simplified FE model for pull-out failure of spot welds. *Engineering Fracture Mechanics*, Vol. 77, pp. 1224–1239. [23](#)
- Zhou, B., Thouless, M.D., Ward, S.M. (2005). Determining mode-I cohesive parameters for nugget fracture in ultrasonic spot welds. *International Journal of Fracture*, Vol. 136, pp. 309–326. [20](#)

- Zhou, B., Thouless, M.D., Ward, S.M. (2006). Predicting the failure of ultrasonic spot welds by pull-out from sheet metal. *International Journal of Solids and Structures*, Vol. 43, pp. 7482–7500. [iii](#), [21](#)
- Zouari, B. (2001). Modélisation et simulation de l'enlèvement de revêtements polymériques par impact particulaire. Thèse de doctorat : ENSAM, Paris. [25](#)
- Zouari, B., Lauro, F., Bennani, B., Markiewicz, E., Even, D., Cornette, D. (2006). Efficiency and identification procedures of damage models in dynamic. *International Journal of Crashworthiness*, Vol. 11, pp. 583–592. [25](#)
- Zuniga, S.M., Sheppard, S.D. (1997). Resistance Spot Weld Failure Loads and Modes in Overload Conditions. *Fatigue and Fracture Mechanics*, Vol. 77, pp. 469—489. [11](#), [15](#), [20](#), [23](#)

Chapitre 3

Modélisation macroscopique d'un assemblage deux tôles soudé par point

Sommaire

3.1 Introduction	38
3.2 Description cinématique de l'élément connecteur	39
3.3 Formulation de l'élément connecteur	40
3.3.1 Élasticité	40
3.3.2 Plasticité	41
3.3.3 Endommagement et rupture	42
3.4 Caractérisation expérimentale d'un assemblage deux tôles soudé par point	43
3.4.1 Caractérisation du métal de base	43
3.4.2 Tests Arcan	44
3.4.3 Tests standards	46
3.5 Modélisation EF et procédure d'identification des paramètres du modèle	50
3.5.1 Modélisation EF des tests Arcan	50
3.5.2 Hypothèses simplificatrices	51
3.5.3 Identification directe	52
3.5.4 Identification par approche inverse	53
3.6 Résultats et discussion	56
3.7 Validation : Tests standards	59
3.8 Étude de sensibilité à la taille de maille	61
3.9 Conclusions	64

Résumé

Ce chapitre concerne la formulation d'un élément connecteur pour la modélisation macroscopique du comportement mécanique et de la rupture d'un assemblage deux tôles soudé par point. Le modèle proposé implique des paramètres à identifier. Une méthodologie d'identification, basée sur des réponses expérimentales des essais Arcan purs et combinés, est alors proposée pour simplifier le processus d'identification. Les résultats numériques obtenus montrent une bonne cohérence avec les résultats expérimentaux. Le modèle connecteur et la méthodologie d'identification ont été également validés par rapport à des essais de caractérisation standards (traction croix, cisaillement simple recouvrement et pelage). Le modèle proposé a montré également sa faible sensibilité à la taille de maille.

3.1 Introduction

Un assemblage deux tôles soudé par point présente des complexités métallurgiques et structurales. La modélisation macroscopique de son comportement mécanique non-linéaire et de sa rupture demeure un défi.

A la base de l'étude bibliographique des différents modèles macroscopiques (Chap. 2), l'approche utilisant un élément équivalent a été sélectionnée. Un modèle 'connecteur' est alors proposé. Un modèle de comportement élasto-plastique est présenté dans la deuxième section du présent chapitre pour modéliser le comportement non-linéaire de l'assemblage soudé. La rupture de la connexion est quant à elle, simulée par un modèle d'endommagement. Le modèle connecteur engendre des paramètres à identifier. Des hypothèses simplificatrices et des identifications directes basées sur des considérations physiques sont proposées pour simplifier le processus d'identification. Les résultats expérimentaux des essais de caractérisation de l'assemblage soudé, utilisés pour l'identification des paramètres, sont présentés dans la section 3. Par ailleurs, la section 4, présente une méthodologie d'identification séquentielle basée sur les résultats expérimentaux des essais Arcan purs et combinés. Les résultats numériques obtenus de l'identification sont comparés aux résultats expérimentaux et sont présentés dans la section 5. Une validation du modèle et de la procédure d'identification est ensuite présentée dans la Section 6. Cette validation consiste à comparer les résultats numériques et expérimentaux pour les essais standards (traction croix, cisaillement simple recouvrement et pelage). Finalement, une étude de sensibilité du modèle à la taille de la maille est présentée à la dernière section de ce chapitre.

3.2 Description cinématique de l'élément connecteur

Le modèle connecteur est un élément équivalent à deux nœuds, similaire à un ressort généralisé dont les degrés de liberté sont les mouvements généralisés relatifs entre les deux nœuds. Six degrés de liberté (DDL) sont définis pour chaque nœud : trois translations et trois rotations. Ces DDL sont exprimés dans un repère local $(\vec{X}_1, \vec{X}_2, \vec{X}_3)$ d'origine le nœud a , tel que l'axe $\vec{X}_3$ est tangent au connecteur en ce nœud (Fig. 3.1).

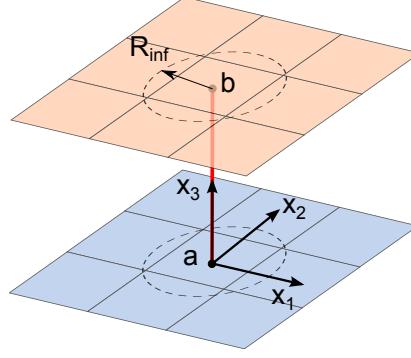


FIGURE 3.1 – Élément connecteur (en rouge) liant deux plaques

La position relative du nœud b par rapport au nœud a est exprimée dans le repère local $(\vec{X}_1, \vec{X}_2, \vec{X}_3)$ [Abaqus Manual, 2012], par :

$$x_1^b = (x^b - x^a); \quad x_2^b = (y^b - y^a); \quad x_3^b = (z^b - z^a) \quad (3.1)$$

où :

(x^a, y^a, z^a) et (x^b, y^b, z^b) : sont les coordonnées respectives des points a et b dans le repère global $(\vec{X}, \vec{Y}, \vec{Z})$.

Les déplacements relatifs du connecteur sont définis par les déplacements relatifs du nœud b dans le repère local :

$$u_1 = x_1^b - (x_1^b)_0; \quad u_2 = x_2^b - (x_2^b)_0; \quad u_3 = x_3^b - (x_3^b)_0 \quad (3.2)$$

où :

$((x_1^b)_0, (x_2^b)_0, (x_3^b)_0)$: sont les coordonnées initiales du nœud (b) dans le repère local.

D'une façon analogue [Abaqus Manual, 2012], les rotations relatives du connecteurs sont exprimées. Un deuxième repère local $(\vec{X}_1^b, \vec{X}_2^b, \vec{X}_3^b)$ est associé au nœud b , ce qui permet de définir un vecteur de rotation ψ entre les deux repères locaux, avec $i = 1, 2, 3$:

$$\theta_i = \psi_i - (\psi_0)_i + 2n\pi \frac{\psi_i}{\|\psi\|} \quad (3.3)$$

où :

ψ_0 : est la position angulaire initiale du repère local attaché au nœud (b) par rapport à celui attaché au nœud (a) .

Les mouvements généralisés du connecteur engendrent des forces et des moments qui peuvent être exprimés dans le repère local $(\vec{X}_1, \vec{X}_2, \vec{X}_3)$ [Abaqus Manual, 2012], respectivement, comme suit :

$$\begin{cases} \vec{F} = f_1 \vec{X}_1 + f_2 \vec{X}_2 + f_3 \vec{X}_3 \\ \vec{M} = M_1 \vec{X}_1 + M_2 \vec{X}_2 + M_3 \vec{X}_3 \end{cases} \quad (3.4)$$

Connexion entre le connecteur et les plaques soudées : En pratique, le mouvement d'un nœud du connecteur est calculé à partir du mouvement pondéré (en utilisant des fonctions de pondération) des nœuds situés dans un rayon d'influence R_{inf} du maillage de la plaque attachée à ce nœud (Fig. 3.1). Ces nœuds sont appelés nœuds de couplage [Abaqus Manual, 2012].

Une fonction de pondération uniforme est utilisée pour définir le couplage entre le mouvement d'un nœud de connecteur et les nœuds de maillage dans la zone d'influence de la plaque. En effet, tous les nœuds qui appartiennent à la zone d'influence ont le même poids dans la fonction de couplage, et par conséquent, ils contribuent de la même façon dans le calcul du mouvement des nœuds du connecteur.

3.3 Formulation de l'élément connecteur

Pour modéliser le comportement fortement non-linéaire d'un assemblage soudé par point, on propose une loi de comportement élasto-plastique endommageable.

3.3.1 Élasticité

L'élément connecteur est un ressort généralisé. Son comportement élastique linéaire est défini par un modèle découplé (Eq. 3.5). Tel que le mouvement suivant une direction, n'engendre d'effort que suivant cette direction. Alors, l'effort élastique suivant une direction est complètement indépendant des mouvements suivant les autres directions, d'où le choix d'un modèle d'élasticité découplé. L'Equation 3.5 exprime la relation linéaire entre le déplacement généralisé (u_i) suivant la $i^{ième}$ direction et la force généralisée (f_i) générée suivant cette même direction.

$$f_i = D_{ii} \cdot u_i \quad (3.5)$$

où :

D_{ii} : sont les composantes de la rigidité élastique suivant une $i^{ième}$ direction, avec $i : 1..6$.

Dans l'écriture matricielle, $[D_{ii}]$ est bien une matrice diagonale. On constate alors que le torseur des efforts s'écrit :

$$\begin{Bmatrix} f_1 \\ f_2 \\ f_3 \\ M_1 \\ M_2 \\ M_t \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} D_{11} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & D_{22} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & D_{33} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & D_{44} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & D_{55} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & D_{66} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u_1 \\ u_2 \\ u_3 \\ \theta_1 \\ \theta_2 \\ \theta_3 \end{Bmatrix} \quad (3.6)$$

3.3.2 Plasticité

Le comportement non-linéaire du point soudé est défini par un modèle de 'plasticité'. Le terme 'plasticité', est utilisé ici pour désigner une déformation permanente dans le sens le plus large. En effet, il ne fait pas référence à la théorie de plasticité des matériaux solides continus. Cependant, la formulation du connecteur est obtenue par analogie aux modèles développés par [Lemaitre et Chaboche \[2009\]](#) pour les métaux. Mais, au lieu de traiter une contrainte équivalente et une déformation 'plastique' cumulée, le modèle est formulé à base d'effort généralisé équivalent $\bar{F}$ et un déplacement 'plastique' relatif équivalent $\bar{u}^{pl}$. Le critère de 'plasticité' (Eq. 3.7) est défini tel que : Si $\phi < 0$, le comportement du connecteur reste élastique, et si $\phi = 0$, l'écoulement 'plastique' se produit.

$$\phi(\bar{F}, \bar{u}^{pl}) = \bar{F} - F_H \leq 0 \quad (3.7)$$

où :

ϕ : est la fonction de charge,

$\bar{F}$: est l'effort généralisé équivalent du connecteur,

F_H : est une fonction d'écrouissage isotrope.

Contrairement au modèle d'élasticité découplé, la 'plasticité' de l'élément connecteur est définie par un modèle couplé. En effet, l'effort généralisé équivalent $\bar{F}$ est fonction des variables généralisées suivant toutes les directions. Soit P_1 la fonction potentiel proposée pour calculer $\bar{F}$. La forme compacte du potentiel suivant une β -norme, est exprimée par l'équation suivante :

$$\bar{F} = P_1(f) = \|f\|_\beta = \left[\left(\frac{F_N}{R_N} \right)^\beta + \left(\frac{F_S}{R_S} \right)^\beta + \left(\frac{M_T}{R_T} \right)^\beta + \left(\frac{M_B}{R_B} \right)^\beta \right]^{\frac{1}{\beta}} \quad (3.8)$$

où :

$F_N = \langle f_3 \rangle$: est la partie positive de l'effort normal,

$F_S = \sqrt{f_1^2 + f_2^2}$: est l'effort de cisaillement,

$M_B = \sqrt{M_1^2 + M_2^2}$: est le moment de flexion,

$M_T = |M_3|$: est le moment de torsion,

R_N, R_S, R_B , et R_T : sont les coefficients de couplage qui définissent le poids de la contribution de chaque variable généralisée dans le calcul de $\bar{F}$,

β : est un exposant de la fonction potentiel qui définit la forme de l'enveloppe de charge présentant la limite du comportement élastique.

La fonction d'écrouissage isotope F_H choisie est une loi exponentielle type Voce [[Churchland, 1979](#)] :

$$F_H = F_0 + Q(1 - \exp(-b\bar{u}^{pl})) \quad (3.9)$$

où :

F_0 : est la limite d'élasticité,

Q : est l'effort de saturation,

b : est une constante d'écrouissage.

3.3.3 Endommagement et rupture

La rupture de la connexion point soudé est simulée par un modèle d'endommagement.

Initiation de la rupture

L'endommagement est initié quand l'effort généralisé équivalent atteint une valeur critique, ou un seuil, notée F_i :

$$\bar{F} \leq F_i \quad (3.10)$$

En se basant sur les Equations (3.8) et (3.10) du modèle de plasticité, le critère d'initiation de la rupture peut être défini comme suit :

$$\left(\frac{F_N}{F_{iN}} \right)^\beta + \left(\frac{F_S}{F_{iS}} \right)^\beta + \left(\frac{M_T}{M_{iT}} \right)^\beta + \left(\frac{M_B}{M_{iB}} \right)^\beta \leq 1 \quad (3.11)$$

avec $F_{iN} = R_N \times F_i$, $F_{iS} = R_S \times F_i$, $M_{iT} = R_T \times F_i$ et $M_{iB} = R_B \times F_i$.

La forme du critère de rupture est similaire à une β -norme. Pour $\beta = 2$, la forme du critère est elliptique et correspond au critère de rupture proposé par [Lee et al. \[1998\]](#), généralement utilisé dans la littérature.

Rupture

Lorsque l'élément connecteur subit une dégradation irréversible, la force équivalente est alors calculée comme suit :

$$\bar{F}_d = (1 - d)\bar{F}, \text{ avec } 0 \leq d \leq 1 \quad (3.12)$$

où :

d : est la variable d'évolution de l'endommagement.

La loi d'évolution de l'endommagement est supposée linéaire :

$$\begin{cases} d = 0, & \text{si } \bar{U} \leq U_i \\ d = \frac{\bar{U} - U_i}{U_f - U_i}, & \text{si } U_i \leq \bar{U} \leq U_f \end{cases} \quad (3.13)$$

où :

$\bar{U}$: est le déplacement relatif équivalent,

U_i : est le déplacement relatif équivalent à l'initiation de l'endommagement (quand $\bar{F} = F_i$),

U_f : est le déplacement relatif équivalent ultime à la rupture.

La rupture totale de la connexion est définie pour $d = 1$. Elle correspond à $\bar{U} = U_f$. $\bar{U}$ est défini comme suit :

$$\bar{U} = P_2(u) = \|u\|_\beta = \left[\left(\frac{U_N}{k_N} \right)^\beta + \left(\frac{U_S}{k_S} \right)^\beta + \left(\frac{\theta_T}{k_T} \right)^\beta + \left(\frac{\theta_B}{k_B} \right)^\beta \right]^{\frac{1}{\beta}} \quad (3.14)$$

où :

$U_N = \langle u_3 \rangle$: est le déplacement relatif suivant la direction normale,

$U_S = \sqrt{u_1^2 + u_2^2}$: est le déplacement relatif suivant la direction de cisaillement,

$\theta_B = \sqrt{\theta_1^2 + \theta_2^2}$: est la rotation relative due à la flexion,

$\theta_T = |\theta_3|$: est la rotation relative due à la torsion,

k_N , k_S , k_T , et k_B : sont les coefficients de couplage, qui définissent le poids de la contribution de chaque variable généralisée dans le calcul de $\bar{U}$.

On propose d'utiliser le même exposant β pour les expressions des deux fonctions potentiel P_1 (Eq. 3.8) et P_2 (Eq. 3.14).

Notez ici que deux différentes fonctions potentiel sont utilisées : P_1 pour calculer l'effort équivalent en 'plasticité' (Eq. (3.8)) et jusqu'à l'initiation de l'endommagement (Eq. (3.11)), et P_2 pour calculer le déplacement équivalent lors d'endommagement du connecteur (Eq. (3.14)). En effet, ceci correspond à un couplage faible entre la 'plasticité' et l'endommagement [Abu Al-Rub et Voyiadjis, 2003]. Donc, la contribution des différentes variables généralisées pour le calcul de la force équivalente de plasticité et le déplacement équivalent $\bar{U}$ dans le modèle d'endommagement est différente. Contrairement au modèle classique de couplage fort entre la 'plasticité' et l'endommagement, lorsque une seule fonction potentiel est utilisée, et par conséquent les mêmes coefficients de couplage vont être utilisés pour le calcul de $\bar{F}$ et $\bar{U}$. Ce couplage faible va donner plus de flexibilité au modèle pour mieux reproduire la partie plastique ainsi que la partie d'endommagement. Ceci sera illustré dans la Section 3.6 qui présente les résultats numériques du modèle.

Les paramètres du modèle à identifier sont finalement présentés dans le Tableau 5.2. Des essais expérimentaux sont nécessaires pour la détermination de ces paramètres. La section suivante présente des essais de caractérisation expérimentale des assemblages soudés par point, dont les résultats vont servir pour l'identification et la validation du modèle proposé.

TABLEAU 3.1 – Les paramètres de l'élément connecteur

Modèle d'élasticité	Modèle de 'Plasticité'								Modèle d'endommagement					
$D_{ii}, i = 1..6$	F_0	Q	b	R_N	R_S	R_B	R_T	β	F_i	U_f	k_N	k_S	k_B	k_T

3.4 Caractérisation expérimentale d'un assemblage deux tôles soudé par point

Cette section constitue une présentation des tests de caractérisation d'un assemblage soudé par point. Il s'agit d'un assemblage deux tôles en acier doux (XES). Les essais ont été réalisés par Langrand et Combescure [2004]. Les résultats de ces essais sont nécessaires pour l'identification et la validation des paramètres du modèle de connecteur proposé.

3.4.1 Caractérisation du métal de base

Avant de passer à la caractérisation de l'assemblage soudé, des essais de caractérisation du Métal de Base (MB) ont été réalisés. Il s'agit d'essais de traction uni-axiale qui permettront d'identifier les propriétés mécaniques de l'XES. En effet, à partir des résultats

obtenus, le module d'Young et les paramètres de la loi d'écrouissage du matériau testé ont été déterminés. Une loi d'écrouissage type Ludwik (Eq. 4.2) est proposée pour modéliser le comportement d'écrouissage du métal de base. Les paramètres correspondants sont résumés dans le Tableau 3.2

$$\sigma = \sigma_0 + K \cdot \epsilon_p^n \quad (3.15)$$

où :

σ_0 : est la limite d'élasticité,

K et n : sont des coefficients de la loi d'écrouissage,

ϵ_p : est la déformation plastique.

TABLEAU 3.2 – Propriétés mécaniques du métal de base : acier doux (XES)

Module d'Young : E	Limite d'élasticité : σ_0	Contrainte maximale : σ_u	Paramètres d'écrouissage : k et n	
210(GPa)	170(MPa)	301(MPa)	409(MPa)	0.447

3.4.2 Tests Arcan

Des tests Arcan ont été réalisés pour caractériser le comportement non-linéaire et la rupture du point soudé en chargements purs et combinés.

Les éprouvettes testées sont des assemblages deux tôles soudés par point. En effet, les deux plaques assemblées sont du même matériau XES et de même épaisseur $e = 1.2 \text{ mm}$. Le diamètre du point soudé est de 6 mm [Langrand et Combescure, 2004]. L'assemblage soudé est lié à deux embases par brasure à base d'argent/étain dans un four à vide. Le diamètre de la zone déformable des plaques est égal à 20 mm (Fig. 3.18). Cette configuration permet de limiter et contrôler la déformation du métal autour du point soudé. Ceci facilite l'identification des paramètres de l'élément connecteur du point soudé.

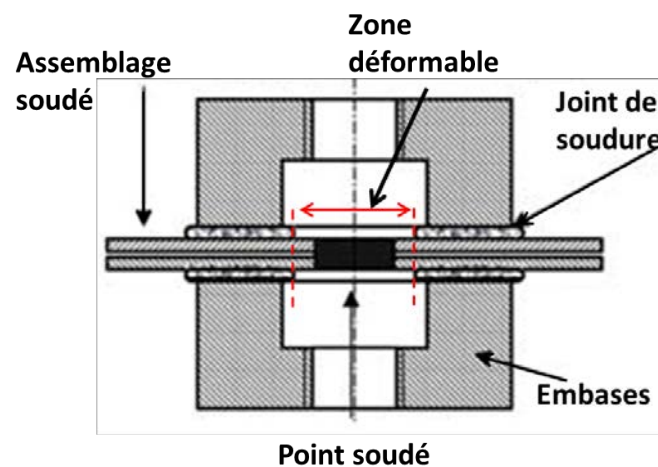


FIGURE 3.2 – Éprouvette soudée pour le dispositif de type Arcan [Langrand et Combescure, 2004]

Le dispositif expérimental est formé par deux supports angulaires liés à l'éprouvette à tester. Le support inférieur est fixé à la machine. Cependant, le support supérieur est lié

à la machine de traction par une liaison pivot afin de libérer la rotation autour de l'axe $\vec{Y}$ de la machine (Fig. 3.3). Les éprouvettes sont complètement intégrées dans le dispositif d'essai Arcan. Plusieurs combinaisons de sollicitations sont possibles en fonction de l'orientation de ces deux secteurs par rapport à l'axe de chargement de la machine d'essais. L'angle α entre la normale à l'éprouvette et l'axe de chargement définit la répartition du chargement traction/cisaillement. La variation de cet angle permet d'obtenir plusieurs combinaisons de sollicitations. D'autre part, l'effort appliqué est un glisseur (pas de moment) qui passe par le centre de l'échantillon et qui est incliné dans le plan de chargement d'un angle α par rapport à la direction de la traction pure (par convention) (Fig. 3.3).

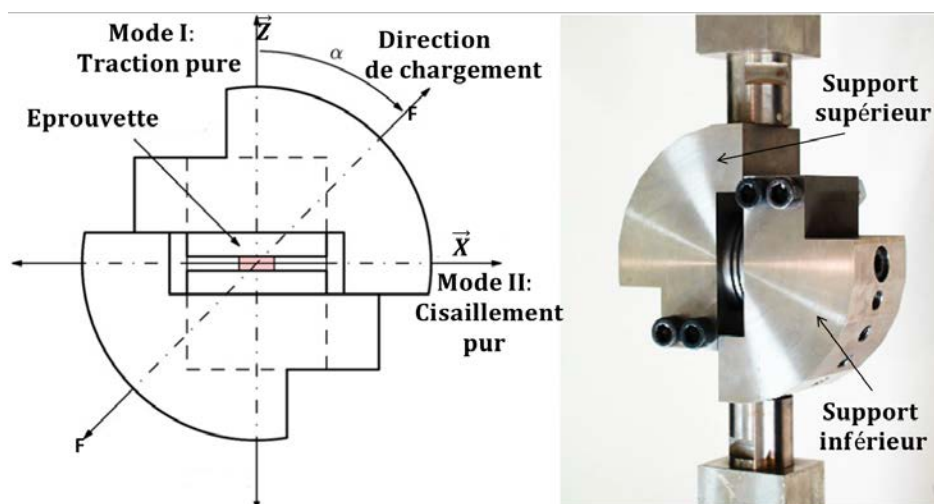


FIGURE 3.3 – Dispositif de type Arcan [Langrand et Combescure, 2004]

Les tests sont réalisés à une vitesse constante $V = 2 \text{ mm/min}$. Quatre combinaisons de chargement ont été testées :

- Traction pure : $\alpha = 0^\circ$,
- Chargement combinés : $\alpha = 30^\circ$ et $\alpha = 60^\circ$,
- Cisaillement pur : $\alpha = 90^\circ$.

Les résultats expérimentaux sont présentés dans la Figure 3.4 en termes de diagramme efforts/déplacements globaux pour les différents angles de chargement.

Une rupture par déboutonnage est obtenue pour les différents cas de chargement (Fig. 3.5). En traction pure, les contraintes se concentrent uniformément autour du point soudé. La plasticité s'y développe puis la rupture intervient par la striction sur la périphérie du point soudé (ZAT). Cependant, en chargements combinés et en cisaillement pur, le déboutonnage du point est accompagné de la déchirure de la plaque au tour du point. En effet, les contraintes se concentrent au fond de l'entaille et près du point soudé. La plasticité se développe puis une fissure s'initie dans cette zone de sur-contraintes. Elle se propage d'abord autour du point soudé (ZAT) sur une distance qui correspond approximativement à la moitié de la circonférence (baisse rapide de la charge appliquée (Fig. 3.4)). Ensuite, elle se propage dans la tôle (Fig. 3.5) qui finit par être arrachée (baisse progressive de la charge appliquée, puis, retour à zéro (Fig. 3.4)) [Langrand et Combescure, 2004].

Une quantité supplémentaire d'énergie dissipée est alors obtenue dans le cas de chargements combinés et de cisaillement pur par rapport à la traction pure, qui est due à la déchirure de la plaque. Cette partie d'énergie dépend fortement de l'angle de chargement comme illustre la Figure 3.7. Par conséquent, l'énergie de rupture, correspondante à l'air

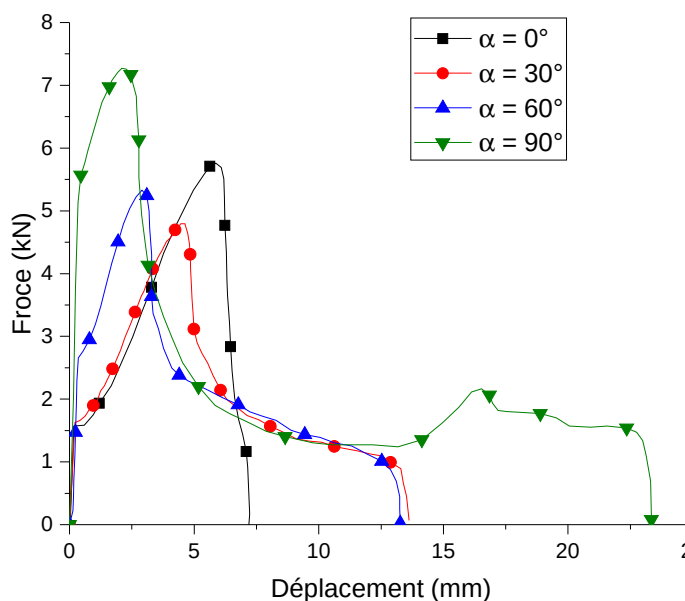


FIGURE 3.4 – Résultats expérimentaux des tests Arcan [Langrand et Combescure, 2004]

de la courbe à partir de l'effort maximal, représente 75% de l'énergie totale (air totale de la réponse expérimentale) pour l'essai de cisaillement (Fig. 3.6a). Cependant, cette énergie de rupture ne dépasse pas 15% de l'énergie totale en traction pure (Fig. 3.6b).

3.4.3 Tests standards

La caractérisation mécanique des assemblages soudés par point est souvent réalisée à l'aide des essais standards de cisaillement simple recouvrement (avec ou sans cales), de traction en croix et de pelage. La Figure 3.8 présente les éprouvettes utilisées pour chaque test. La largeur des éprouvettes est de 40 mm, et la longueur est de 2×105 mm pour l'essai de cisaillement simple recouvrement (Fig. 3.8a), 125 mm pour l'essai de traction croix (Fig. 3.8b), et 2×85 mm pour l'essai de pelage (Fig. 3.8c). Les éprouvettes sont du même matériau que celles utilisées pour les tests Arcan (Sous-section. 3.4.2) et sont également de même épaisseur. Le diamètre du point soudé est toujours d'environ 6 mm, vu que le procédé de soudage est fait dans les mêmes conditions. La vitesse de chargement est de 2 mm/min.

Ces essais sont considérés classiques et simples à élaborer. Cependant, ils sont caractérisés par une grande déformation des tôles autour du point soudé, et donc, une grande contribution des tôles dans la réponse globale surtout pour les essais de traction en croix et de pelage (Fig. 3.9b). Les essais de cisaillement simple recouvrement ne sont pas exactement des essais de cisaillement pur, car au cours des essais, le point soudé peut tourner et par conséquent une composante normale peut apparaître. Pour le test de pelage les chargements mixtes ne sont pas bien contrôlés.

La Figure 3.9a présente les réponses expérimentales des essais standards. En effet, on remarque que le déplacement à rupture pour l'essai de cisaillement simple recouvrement est très faible par rapport à celui de l'essai de traction en croix et l'essai de pelage. Ceci est expliqué par le fait que la déformation des tôles avant d'atteindre la force maximale est plus faible en cisaillement comparativement aux deux autres essais. La partie post-pic des essais de cisaillement simple recouvrement et de pelage (Fig. 3.9b) correspond à une quantité d'énergie dissipée lors de la déchirure des plaques.

Les résultats de ces essais expérimentaux vont être utilisés pour l'identification et la

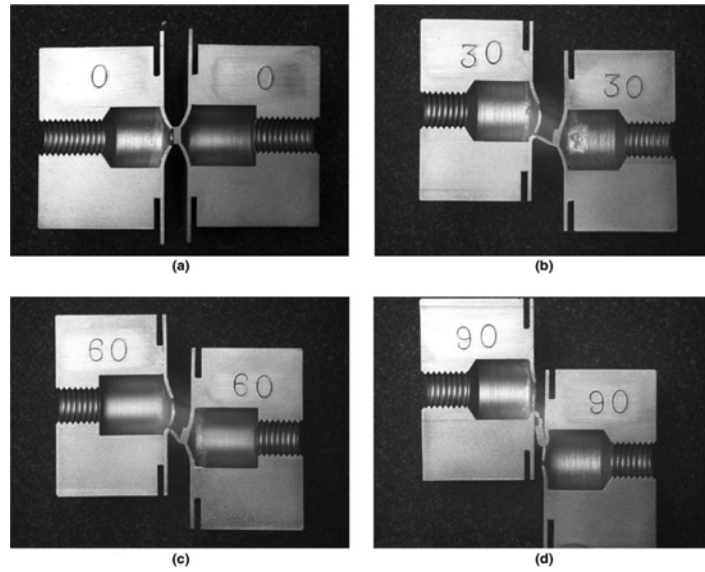


FIGURE 3.5 – Modes de rupture obtenus en tests Arcan [Langrand et Combescure, 2004]

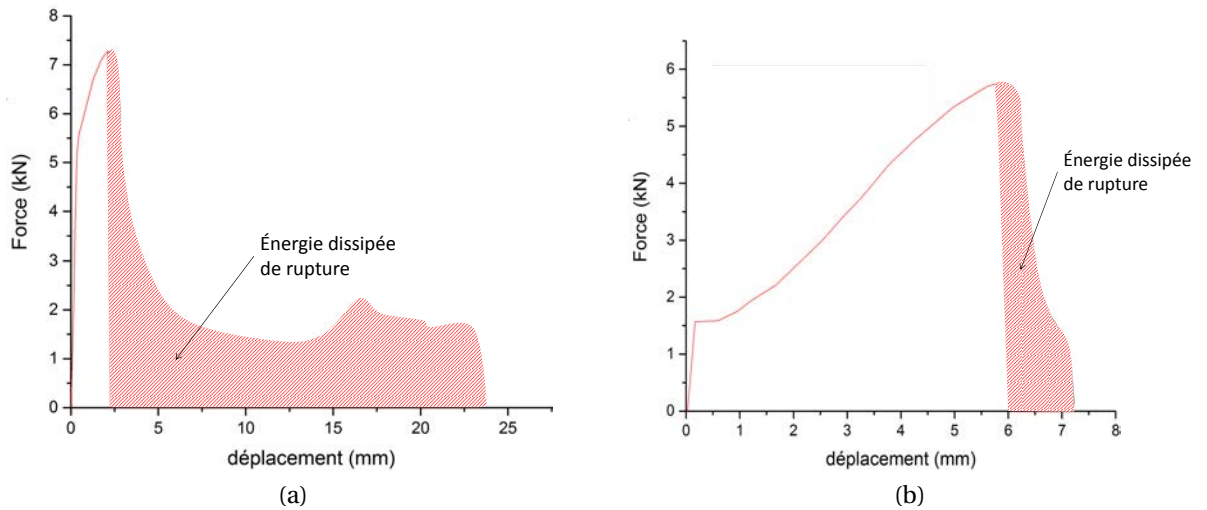


FIGURE 3.6 – Énergie dissipée de rupture en (a) Cisaillement pur, et en (b) Traction pure

validation des paramètres du modèle connecteur présenté précédemment (Section. 3.3). La procédure d'identification est ainsi détaillée dans la section suivante.

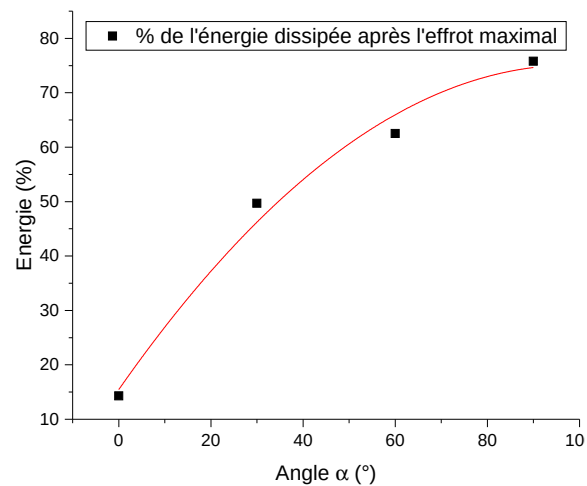
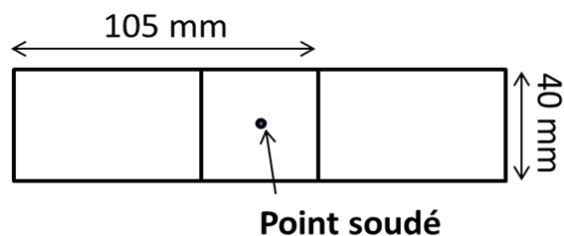
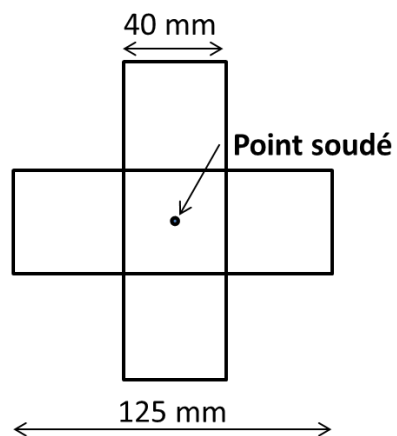


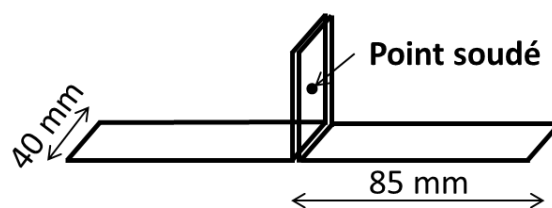
FIGURE 3.7 – Pourcentage de l'énergie dissipée après l'effort maximal en fonction de l'angle



(a) Cisaillement simple recouvrement

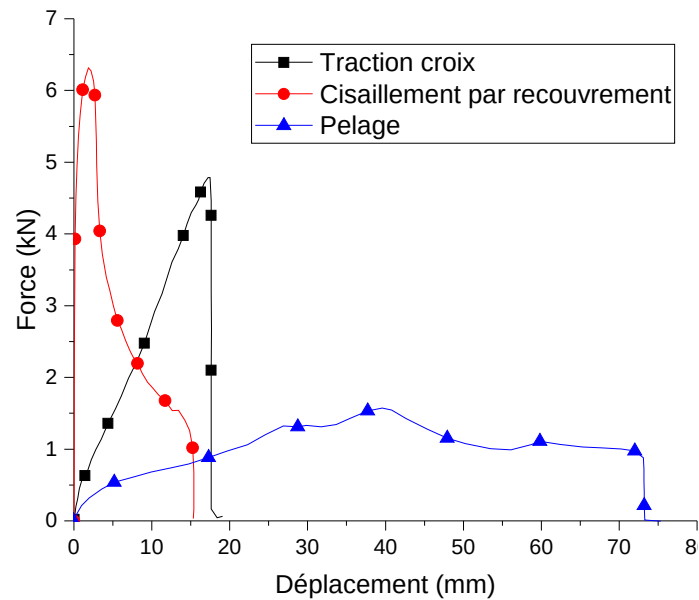


(b) Traction en croix

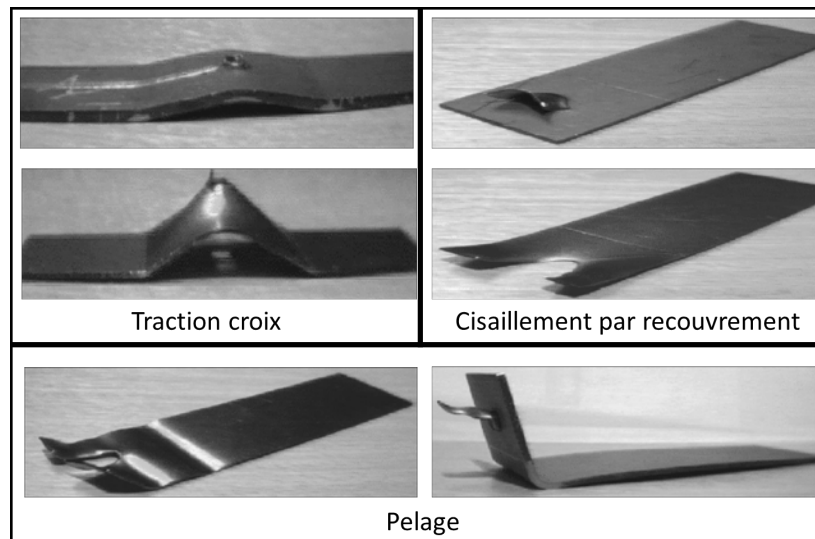


(c) Pelage

FIGURE 3.8 – Éprouvettes des essais standards [Langrand et Combescure, 2004]



(a) Courbes force / déplacement



(b) Éprouvettes déformées après tests

FIGURE 3.9 – Résultats expérimentaux des tests standards [Langrand et Combescure, 2004]

3.5 Modélisation EF et procédure d'identification des paramètres du modèle

3.5.1 Modélisation EF des tests Arcan

Le modèle numérique est développé en utilisant le logiciel de calcul ABAQUS [Abaqus Manual, 2010]. Seule la partie déformable de l'éprouvette est modélisée (Sous-section 3.4.2). Le modèle est donc constitué de deux plaques circulaires de 20 mm de diamètre et d'un connecteur (Fig. 3.10). Les propriétés matérielles des plaques sont celles identifiées pour le métal de base dans la Sous-section 3.4.1.

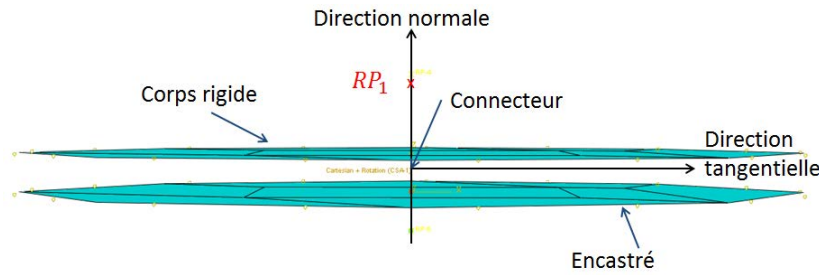


FIGURE 3.10 – Modèle numérique des tests Arcan

Conditions aux limites et chargements appliqués Pour reproduire les conditions des essais expérimentaux, un encastrement est appliqué à la périphérie de la plaque inférieure tel que, $UR_1 = UR_2 = UR_3 = U_1 = U_2 = U_3 = 0$.

Pour la plaque supérieure, les nœuds de sa périphérie ont été associés à un corps rigide. Il est de type 'Pin' [Abaqus Manual, 2010], tel que le point de référence ne pilote que les déplacements des points de la périphérie. Les rotations sont par contre non pilotées. Ce qui a permis d'appliquer deux conditions aux limites différentes aux nœuds de la périphérie et au point de référence du corps rigide associé.

- les points de la périphérie de la plaque supérieure sont guidés en translation : $UR_1 = UR_2 = UR_3 = U_1 = U_2 = 0$,
- une vitesse constante ($V = 2 \text{ mm/min}$) est appliquée au point de référence du corps rigide de la plaque supérieure (RP_1) décrivant les différents cas tests : traction pure, cisaillement pur, chargement combiné traction/cisaillement (Fig. 3.10).

Avec ces conditions, on vérifie d'une part, la liaison pivot entre le montage et la machine (Sous-section 3.4.2). D'autre part, on vérifie que la plaque ne tourne pas au cours de l'essai (pas des moments de flexion).

Maillage et bilan énergétique Les plaques sont maillées par des éléments coques quadrangulaires à 4-nœuds. Les éléments sont à interpolation bilinéaire et linéaire à intégration réduite et de 8 mm de taille. La connexion soudée est modélisée par un seul élément connecteur, précédemment présenté dans la Section 3.3.

L'équilibre du bilan énergétique est bien vérifié. L'énergie interne ($W_{interne}$) est égale la somme de l'énergie de déformation ($W_{déformation}$), l'énergie dissipée par déformation plastique ($W_{plasticité}$) et l'énergie dissipée suite à l'endommagement ($W_{endommagement}$).

$$W_{interne} = W_{déformation} + W_{plasticité} + W_{endommagement} \quad (3.16)$$

La Figure 3.11, présente l'évolution des différentes énergies au cours de l'essai.

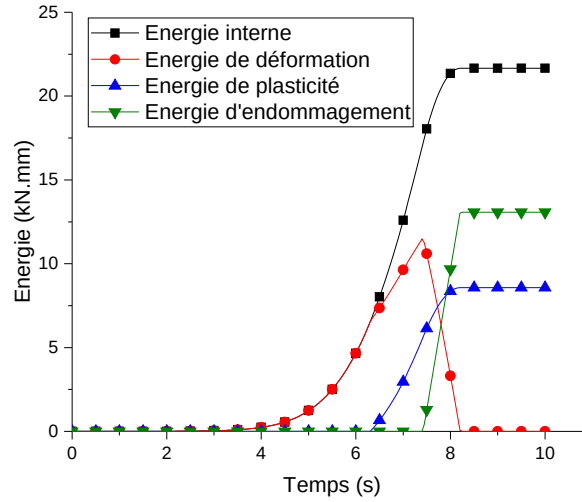


FIGURE 3.11 – Bilan énergétique du modèle numérique.

Plusieurs paramètres de l'élément connecteur sont à identifier (Tab. 5.2). Dans cette section une méthodologie d'identification est proposée. Pour simplifier la procédure d'identification, quelques hypothèses simplificatrices sont proposées, et une identification en deux étapes est présentée. La première étape consiste à identifier directement un premier ensemble de paramètres. Les paramètres restants, sont identifiés lors d'une deuxième étape en utilisant la méthode d'identification inverse.

3.5.2 Hypothèses simplificatrices

Pour simplifier la procédure d'identification, quelques hypothèses sont proposées :

- la section de l'élément connecteur est considérée circulaire. Donc, les rigidités en cisaillement de l'élément connecteur suivant les deux directions tangentielles sont égales : $D_{11} = D_{22}$,
- d'après les résultats expérimentaux, on remarque que pour l'essai de traction pure les plaques se déforment autour du point soudé dès le début du chargement. Donc, une bonne partie de la réponse globale de l'assemblage représente le comportement des plaques au voisinage du point soudé. Contrairement, à l'essai de cisaillement pur où les plaques ne se déforment presque pas avant l'initiation de la rupture de la connexion soudée. Donc, la réponse obtenue peut être considérée comme une réponse locale du comportement du point soudé. On propose alors de normaliser les potentiels P_1 (Eq.3.8) et P_2 (Eq.3.14) par rapport à l'essai de cisaillement pur. On prend alors : $R_S = 1$ et $k_S = 1$. A la base de cette interprétation, on propose aussi d'identifier le maximum de paramètres du connecteur en utilisant la réponse expérimentale de l'essai de cisaillement,
- les tests Arcan ne génèrent pas de moments de flexion ni de torsion. Donc, les paramètres liés à la flexion et à la torsion ne peuvent pas être directement identifiés. Il est alors proposé de les identifier en utilisant la formule du bras de levier en se basant sur les paramètres de traction et de cisaillement. Donc, $R_F = R_N \times l$ et $R_T = R_S \times l$, avec l est la longueur l'élément connecteur.

3.5.3 Identification directe

Un premier ensemble de paramètres est d'abord identifié par une méthode directe basée sur l'exploitation des résultats expérimentaux issus des tests Arcan et des propriétés du métal de base. D'abord, la rigidité (la première pente de la courbe), la limite d'élasticité (le point de changement de pente), et la force maximale sont directement extraites des courbes expérimentales des tests Arcan purs (Fig. 3.4). Uniquement les valeurs nécessaires pour l'identification directe sont présentées dans le Tableau 3.3.

TABLEAU 3.3 – Caractéristiques extraites des essais Arcan

	Cisaillement pur			Traction pure
Propriétés	Rigidité	Limite d'élasticité	Force maximale en cisaillement	Force maximale en traction
Valeurs expérimentales	13 kN/mm	5.5 kN	7.3 kN	5.7 kN

En se basant sur les données expérimentales du Tableau (Tab. 3.3), l'identification directe des paramètres de l'élément connecteur est présentée :

- les rigidités de cisaillement $D_{11} = D_{22}$ sont supposées égales à la rigidité de la réponse de l'essai du cisaillement pur.
- la limite d'élasticité F_0 est supposée égale à la limite d'élasticité de la réponse de l'essai du cisaillement pur,
- la force critique pour l'initiation de l'endommagement F_i est proposée égale à la force maximale de la réponse d'essai du cisaillement pur,
- le paramètre de couplage R_N est défini comme étant le rapport entre la force maximale en traction pure F_{maxN} et la force maximale en cisaillement pur F_{maxS} :

$$R_N \simeq \frac{F_{maxN}}{F_{maxS}} \quad (3.17)$$

- le coefficient β peut être déterminé en utilisant les forces maximales des essais en chargements purs et combinés. Un simple critère quadratique ($\beta = 2$), généralement utilisé dans la littérature, n'est pas représentatif. En effet, ce critère ne passe pas par tous les points expérimentaux. L'identification de ce paramètre donne finalement $\beta = 1.2$ (Fig. 3.12),
- la force de saturation Q du connecteur est identifiée en utilisant une approximation analytique basée sur les propriétés matérielles du métal de base. Elle est alors définie comme étant le produit de la contrainte de saturation du MB, et de la section du point soudé. La saturation du MB est obtenue par la différence entre la contrainte maximale σ_u et la limite d'élasticité σ_0 du MB.

$$Q \simeq (\sigma_u - \sigma_0) \times S \quad (3.18)$$

Une synthèse des paramètres du connecteur directement identifiés est présentée dans le Tableau 3.4.

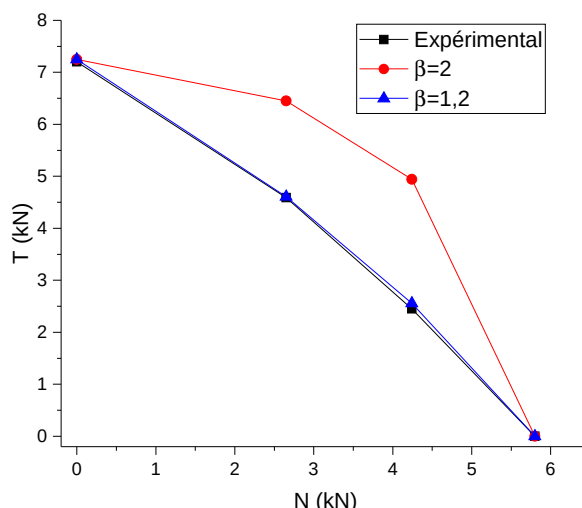


FIGURE 3.12 – Identification du coefficient β .

TABEAU 3.4 – Resultats de l'identification directe

Modèle d'élasticité	Modèle de 'Plasticité'					Modèle d'endommagement	
$D_{11} = D_{22}$	F_0	Q	R_N	R_S	β	F_i	k_S
13 kN/mm	5.5 kN	3.6 kN	0.78	1	1.2	7.3 kN	1

3.5.4 Identification par approche inverse

L'approche d'identification directe a permis de déterminer un ensemble de neuf paramètres. Seulement quatre paramètres (D_{33} , b , U_f et k_N) restent à identifier par approche inverse. La méthodologie d'identification par méthode inverse, basée sur une étude paramétrique, est d'abord proposée. Ensuite, les fonctions objectifs et les algorithmes d'optimisation sont présentés.

Méthodologie d'identification inverse séquentielle

Pour définir une méthodologie séquentielle d'identification des paramètres du modèle, une étude paramétrique a été réalisée. Cette dernière consiste à étudier qualitativement l'influence de chaque paramètre à identifier sur la réponse du modèle en chargements purs. Les résultats de cette étude, présentés dans l'Annexe A, permettent de définir la 'région faisable' des paramètres et une méthodologie d'identification séquentielle. Les résultats de cette analyse sont les suivants :

- D_{33} est la rigidité de traction de l'élément connecteur. Sa variation n'influence que la réponse de l'essai de traction pure. D_{33} est donc identifié sur la base de l'essai Arcan en traction pure,
- b est un paramètre d'écrouissage. Sa variation influence directement la partie plastique et indirectement la partie endommagement des courbes de réponse de l'essai de traction et de l'essai de cisaillement.
- U_f est le déplacement plastique à rupture. Sa variation influence la rupture pour l'essai de traction et l'essai de cisaillement.
- k_N est un coefficient de couplage du potentiel P_2 du modèle d'endommagement. k_N est associé à la force normale F_N du potentiel. Donc, sa variation n'influence pas l'essai de cisaillement. Elle influence plutôt la réponse de l'essai de traction.

TABEAU 3.5 – Récapitulatif de l'étude paramétrique. + : influence le test, - : n'influence pas le test

	D_{33}	b	U_f	k_N
Essai de cisaillement pur	-	+	+	-
Essai de traction pure	+	+	+	+

En se basant sur cette étude paramétrique, une méthodologie d'identification séquentielle en deux étapes est proposée (Figure 3.13) :

- 1) b et U_f sont identifiés en utilisant le résultat expérimental de l'essai de cisaillement pur,
- 2) D_{33} et k_N sont identifiés en utilisant le résultat expérimental de l'essai de traction pure,

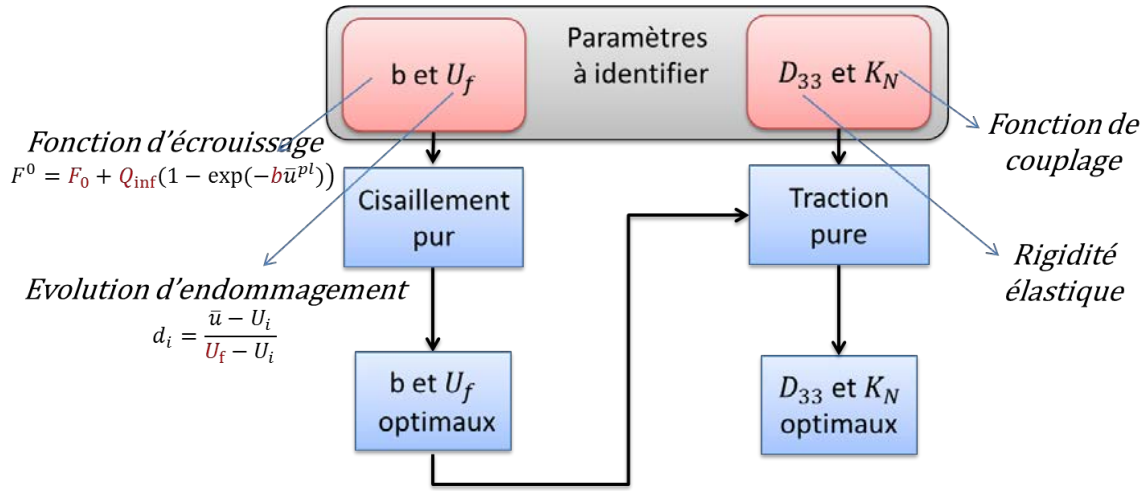


FIGURE 3.13 – Stratégie séquentielle d'identification inverse

Fonction objectif proposée

Le procédé d'identification inverse consiste en la minimisation d'un ou de plusieurs objectifs. Le premier objectif (global) consiste à minimiser une fonction coût, qui est l'erreur entre la courbe numérique et la courbe expérimentale (Fig. 3.14) :

$$G_{air} = \sqrt{\frac{\int_{u_i}^{u_f} (f_{num}(u) - f_{exp}(u))^2 du}{|u_f - u_i|}} \quad (3.19)$$

où :

f_{num} : est la force numérique,

f_{exp} : est la force expérimentale,

u_f : est le déplacement maximal,

u_i : est le déplacement à l'incrément i .

Pour améliorer la précision de l'identification, la fonction objectif principale est enrichie par deux autres objectifs relatifs à la force maximale et au déplacement correspondant.

$$\begin{cases} G_{F_{max}} = \frac{(F_{max})_{num} - (F_{max})_{exp}}{(F_{max})_{exp}} \\ G_{U_{F_{max}}} = \frac{(U_{F_{max}})_{num} - (U_{F_{max}})_{exp}}{(U_{F_{max}})_{exp}} \end{cases} \quad (3.20)$$

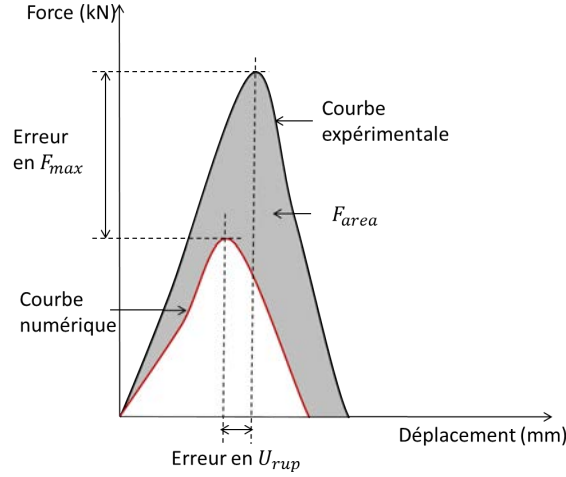


FIGURE 3.14 – Présentation de la fonction objectif

où :

$(F_{max})_{num}$: est l'effort numérique maximal,

$(F_{max})_{exp}$: est l'effort expérimental maximal,

$(U_{F_{max}})_{num}$: est le déplacement correspondant à l'effort numérique maximal,

$(U_{F_{max}})_{exp}$: est le déplacement correspondant à l'effort expérimental maximal.

Finalement, la fonction coût utilisée est définie par l'équation suivante :

$$G_{globale} = \left(\frac{G_{air}}{(F_{max})_{exp}} \right)^2 + G_{F_{max}}^2 + G_{U_{F_{max}}}^2 \quad (3.21)$$

Le choix des deux fonctions objectifs, relatives à la force maximale et au déplacement correspondant, permet d'améliorer les positions des forces maximales des courbes numériques par rapport aux courbes expérimentales.

Choix de l'algorithme d'optimisation

Le choix de l'algorithme d'optimisation à utiliser est discuté dans cette section. Dans l'étude bibliographique, plusieurs algorithmes d'optimisation peuvent être trouvés [Levitin, 2007; Peralta et al., 2014; Snyman, 2005; Sun et al., 1997; Wang et al., 2001], dont l'utilisation dépend beaucoup de la complexité et de la forme de la fonction objectif du problème d'optimisation.

Étant donné que le problème d'optimisation présenté dans ce travail est non linéaire, il n'est pas évident de prédire a priori la forme de la fonction objectif qui peut être non convexe. Dans ce cas, un algorithme d'optimisation global est nécessaire pour éviter les minimums locaux [Massa et al., 2009, 2011; Xu, 2002]. Cependant, nous proposons d'utiliser une approche en deux étapes afin de garantir de bons résultats de l'identification avec un coût d'optimisation raisonnable. Dans la première étape, un algorithme génétique, qui est un algorithme d'optimisation global, est utilisé avec un nombre réduit d'itérations pour explorer l'espace de conception et obtenir une solution proche de la solution globale [SolverPam-Opt, 2011]. Dans la deuxième étape, cette solution est utilisée comme point de départ pour un algorithme d'optimisation par surface de réponse adaptative (ARSM). Ce dernier est utilisé comme un algorithme d'optimisation locale lancée pour améliorer les résultats obtenus lors de la première étape. Par ailleurs, le choix de l'ARSM peut être

justifié par le fait qu'il combine la robustesse (convergence) et le nombre réduit des appels de solveur [SolverPam-Opt, 2011].

Développement du code d'optimisation

Le programme d'optimisation est développé en utilisant le logiciel d'optimisation PAM-OPT [SolverPam-Opt, 2011]. Tandis que le modèle numérique est simulé en utilisant le logiciel de calcul ABAQUS [Abaqus Manual, 2010]. Un développement spécifique a été proposé pour pouvoir connecter ces deux logiciels (Annexe B). Le code d'optimisation est constitué de deux grandes parties :

Partie 1 qui consiste principalement à :

- Définir le nombre de processeurs utilisés,
- définir l'algorithme d'optimisation,
- définir les variables à optimiser en utilisant des étiquettes,
- lancer le code de calcul ABAQUS,
- traiter le fichier output ABAQUS pour récupérer la courbe numérique,
- définir la fonction objectif globale.

Partie 2 consiste à introduire le fichier exécutable du modèle EF '.inp'. Des étiquettes sont, ensuite, introduites dans ce fichier au niveau des paramètres à optimiser. Plus de détails sont fournis dans l'Annexe B.

3.6 Résultats et discussion

La procédure d'identification inverse aboutit finalement aux paramètres présentés dans le Tableau 3.6. Notons que les bornes de la région faisable et les valeurs initiales des paramètres à optimiser sont fixés en se basant sur les résultats de l'étude paramétrique (Annexe A).

En utilisant les paramètres identifiés (Tab. 3.6), les essais type Arcan en chargements purs et combinés ont été modélisés. les Figures 3.15 et 3.16 présentent une comparaison des réponses numériques obtenues et des réponses expérimentales (Fig. 3.4) qui ont déjà été utilisées pour l'identification. Pour tous les tests modélisés, les résultats numériques sont aussi comparés aux résultats du modèle de Langrand et Combescure [2004] déjà proposé dans la littérature (Figs. 3.15 et 3.16).

Les résultats présentés dans les Figures 3.15 et 3.16 montrent un bon accord en terme de force maximale. En effet, la valeur et la position de la force maximale sont bien reproduites pour tous les essais Arcan, tel que l'erreur entre les résultats expérimentaux et les

TABLEAU 3.6 – Paramètres identifiés par méthode inverse

	Modèle d'élasticité	Modèle de 'plasticité'	Modèle d'endommagement		Fonction objectif
Paramètres	D_{33}	b	U_f	k_N	$G_{globale}$
Valeur initiale	1	0.5	0.5	1	0.443
Limite inférieure	0.2	0.05	0.05	0.2	-
Limite supérieure	20	5	5	20	-
Valeur finale	1.4	0.8	2.0	0.5	0.167

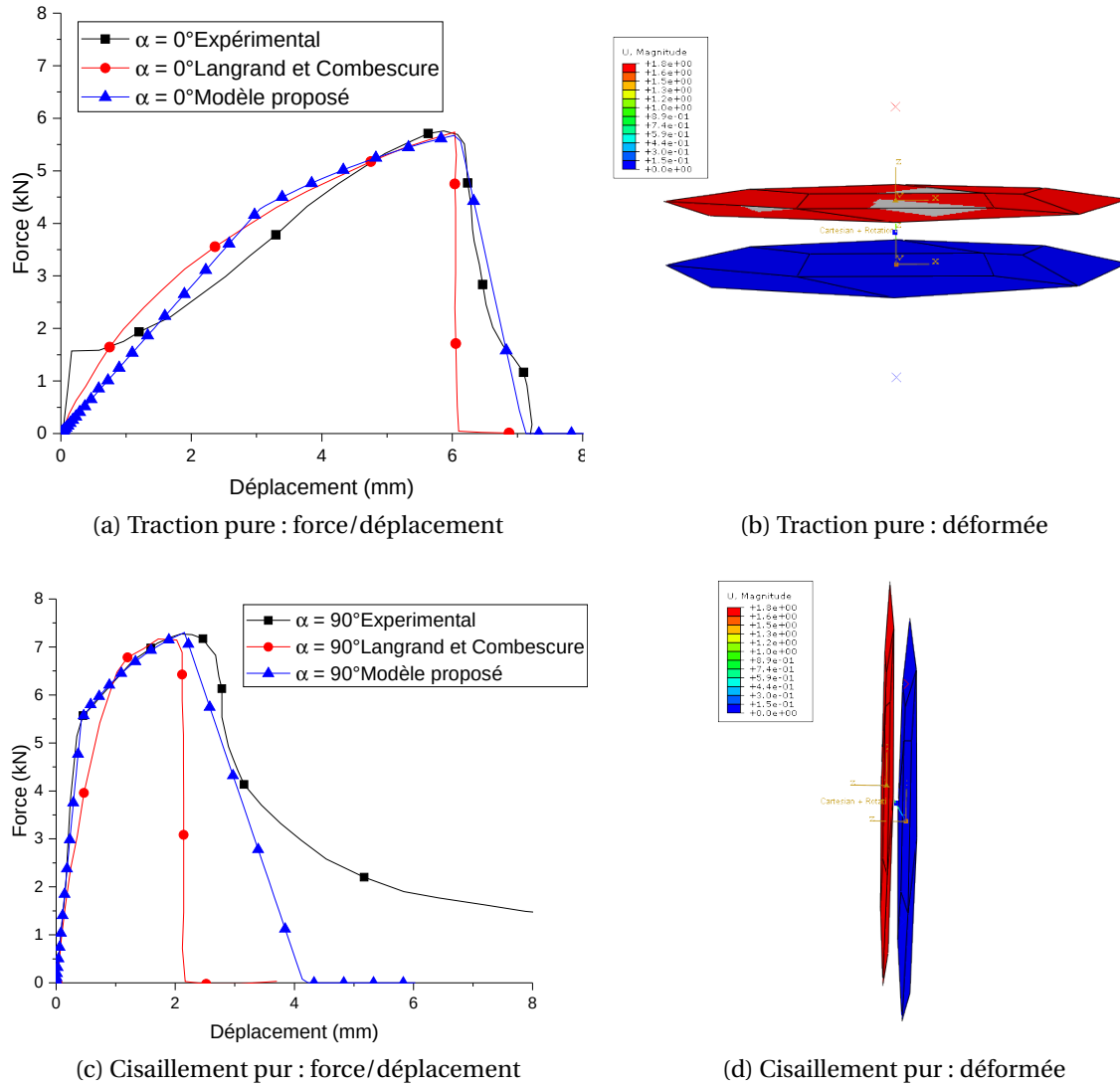


FIGURE 3.15 – Comparaison expérimental/numérique des résultats des tests Arcan purs

simulations numériques ne dépasse pas 5% pour la force maximale et 17% pour le déplacement correspondant. En particulier pour les essais en chargement combinés (Figs. 3.16a et 3.16c), on remarque une bonne amélioration par rapport au modèle de Langrand et Combescure [2004].

La Figure 3.17 représente l'évolution expérimentale et numérique de la force maximale et du déplacement correspondant en fonction de l'angle de chargement. On remarque que le modèle numérique reproduit très bien l'évolution des forces maximales des courbes en fonction de l'angle de chargement. En effet, la Figure 3.17a montre que la valeur de la force maximale, expérimentale et numérique, décroît lorsque l'angle augmente jusqu'à atteindre sa valeur minimale (5 kN) pour $\alpha = 30^\circ$. Puis, elle augmente avec l'angle de chargement jusqu'à atteindre sa valeur maximale (7.25 kN) pour $\alpha = 90^\circ$. Cependant, le déplacement correspondant à la force maximale décroît linéairement avec l'augmentation de l'angle de chargement pour les résultats expérimentaux ainsi que ceux du modèle numérique comme montre la Figure 3.17b.

Les deux modèles (proposé et celui de Langrand et Combescure [2004]) prédisent relativement bien les résultats expérimentaux jusqu'à la force maximale. La rupture est particulièrement bien décrite dans le test de traction pure. Cependant, dans les chargements combinés et surtout dans le mode de cisaillement pur, une partie de l'énergie dissipée,

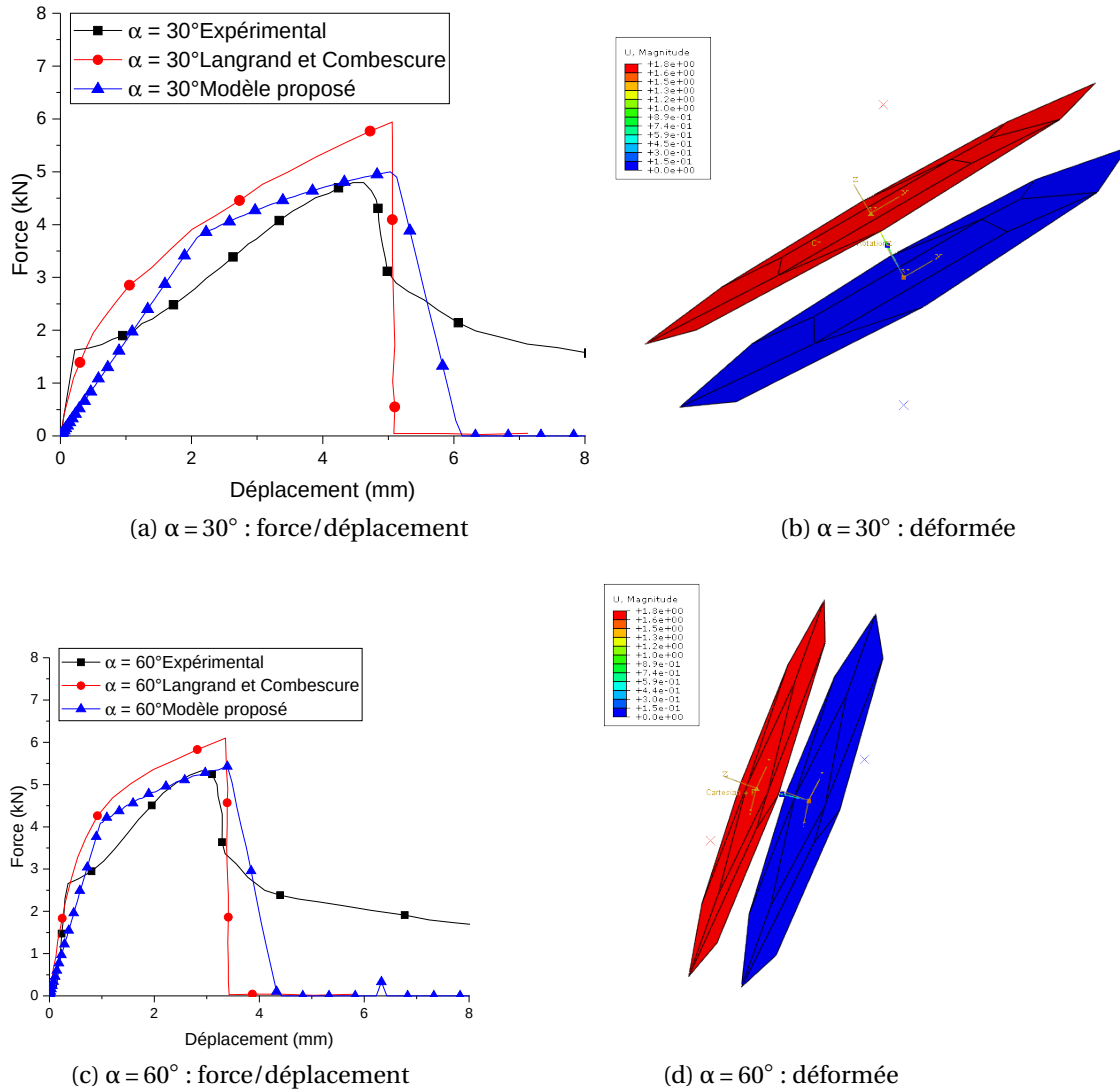


FIGURE 3.16 – Comparaison expérimental/numérique des résultats des tests Arcan combinés

due à la déchirure des plaques à la rupture de l'assemblage (Sous-section 3.4.2), n'est pas prise en compte par les deux modèles. Au-delà de la force maximale, le modèle proposé décrit mieux la rupture du point soudé pour tous les types de chargement. En particulier en cisaillement pur, le modèle proposé présente une amélioration de 16% par rapport à l'erreur en termes d'énergie totale (Fig. 3.15c). Cette amélioration est attribuée au couplage faible entre le modèle de 'plasticité' et le modèle d'endommagement (Section 3.4.1), de l'élément connecteur. En effet, avec cette approche, il est possible de séparer le rapport entre les forces maximales R_N et le rapport entre les déplacements à la rupture K_N dans la traction pure et le cisaillement pur. Malgré l'amélioration de la représentativité de la rupture en cisaillement, une grande partie d'énergie dissipée n'a toujours pas pu être prise en compte, ce qui représente une limitation du modèle et la simulation de cette partie a besoin d'être encore enrichie.

Pour les tests Arcan, dont les réponses expérimentales sont utilisées pour la procédure d'identification, les résultats numériques sont généralement en bonne cohérence avec les résultats expérimentaux. A fin de valider le modèle et évaluer ses performances, une modélisation des essais standards, qui n'ont pas servis à l'identification, est faite en utilisant les paramètres identifiés. La comparaison des résultats numériques et expérimentaux est présentée dans la Section suivante.

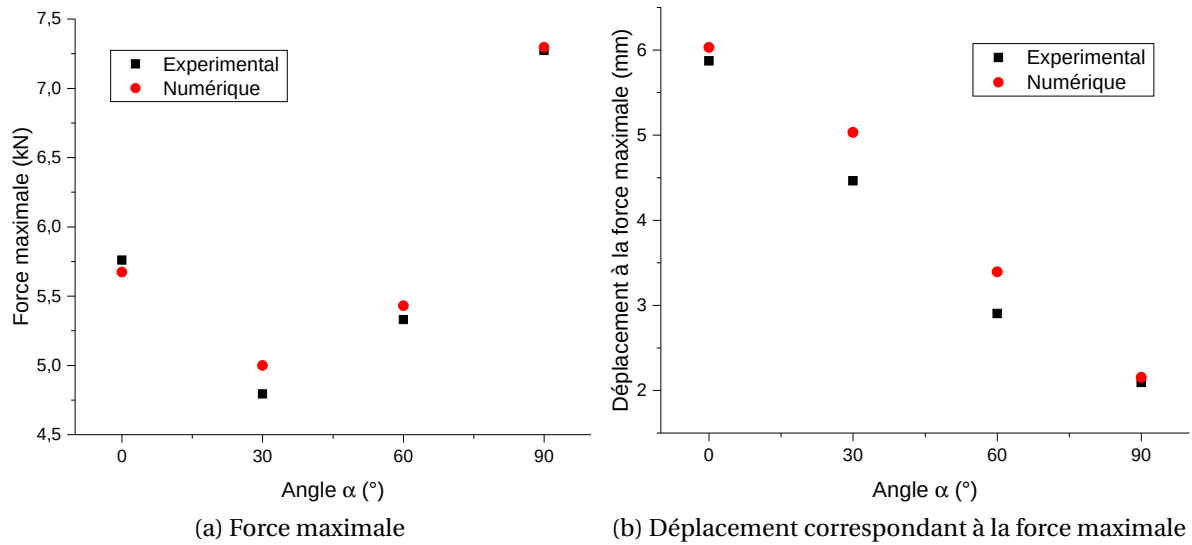


FIGURE 3.17 – Évolution de la force maximale des courbes en fonction de l'angle

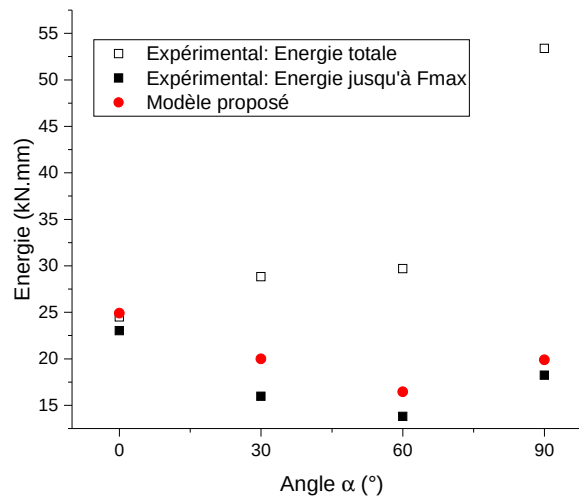


FIGURE 3.18 – Pourcentage de l'énergie dissipée par rapport l'énergie totale pour chaque angle

3.7 Validation : Tests standards

L'objectif de cette section est de valider le modèle proposé et les paramètres identifiés à l'aide des essais n'ayant pas servi à l'identification. Les réponses numériques, obtenues avec le connecteur alimenté par les paramètres du Tableau 3.6, sont donc comparées à celles provenant des résultats expérimentaux des tests standards.

Pour l'essai de cisaillement simple recouvrement, le comportement non-linéaire jusqu'à la force maximale est très bien prédit (Fig. 3.19). Au-delà de la force maximale, la déchirure des tôles observée expérimentalement, n'est pas prise en compte avec cet élément connecteur. Une rupture brusque est obtenue par le modèle numérique, contrairement à la rupture progressive obtenue expérimentalement.

Cependant, pour la traction croix, la forme de la courbe est bien reproduite jusqu'à la rupture. Une première partie de la réponse expérimentale est bien modélisée. Par contre la force maximale numérique est sur-estimée de 20%, comme le montre la Figure 3.20. L'allongement à rupture est bien prédit.

En ce qui concerne l'essai de pelage, la prédiction de la force maximale ($F^{\max}$) est amé-

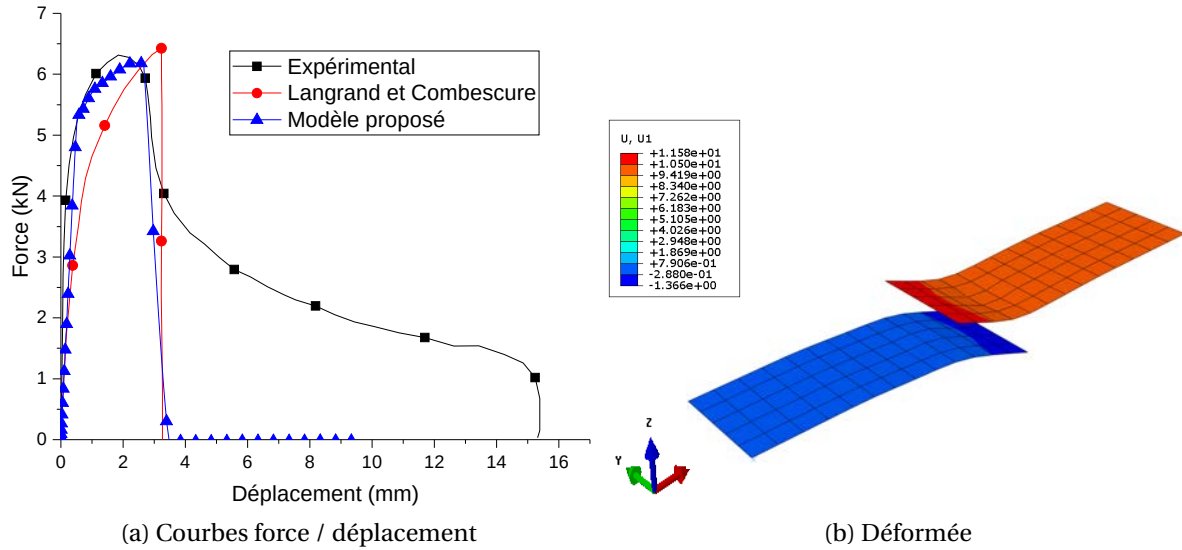


FIGURE 3.19 – Cisaillement simple recouvrement

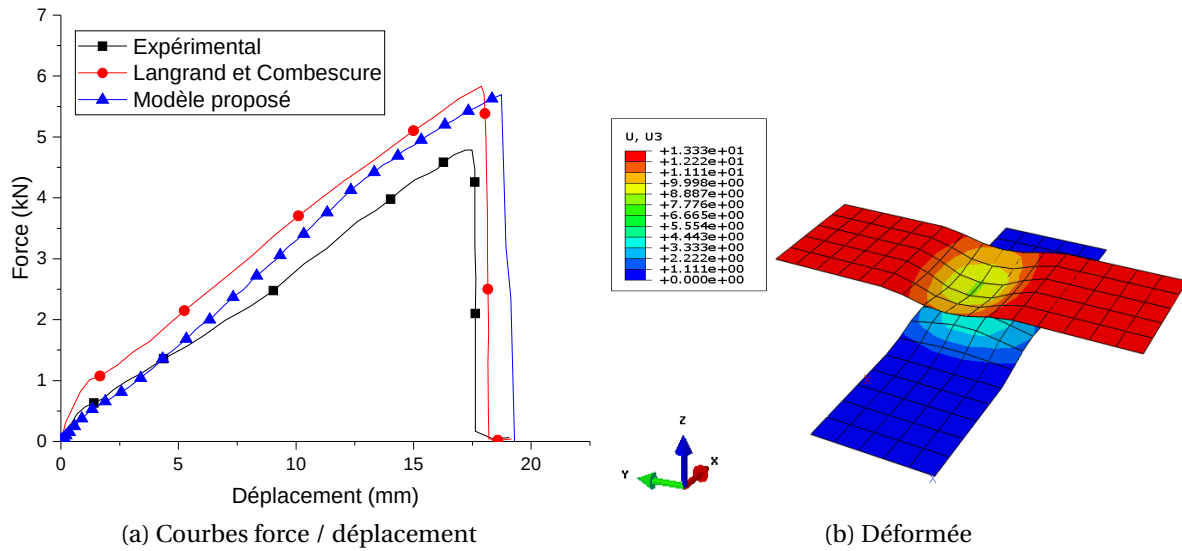


FIGURE 3.20 – Traction croix

liorée par rapport au modèle proposé par [Langrand et Combescure \[2004\]](#) (Fig. 3.21). Cependant, la modélisation de la rupture reste encore à améliorer afin de prendre en compte toute l'énergie dissipée à la rupture. L'essai de pelage génère des moments de flexion et de torsion contrairement aux essais Arcan. En effet, l'identification des paramètres de couplage liés à la flexion et à la torsion R_F et R_T en utilisant la réponse expérimentale de l'essai de Pelage peut améliorer la réponse numérique pour le calcul des structures où la flexion et la torsion sont générées.

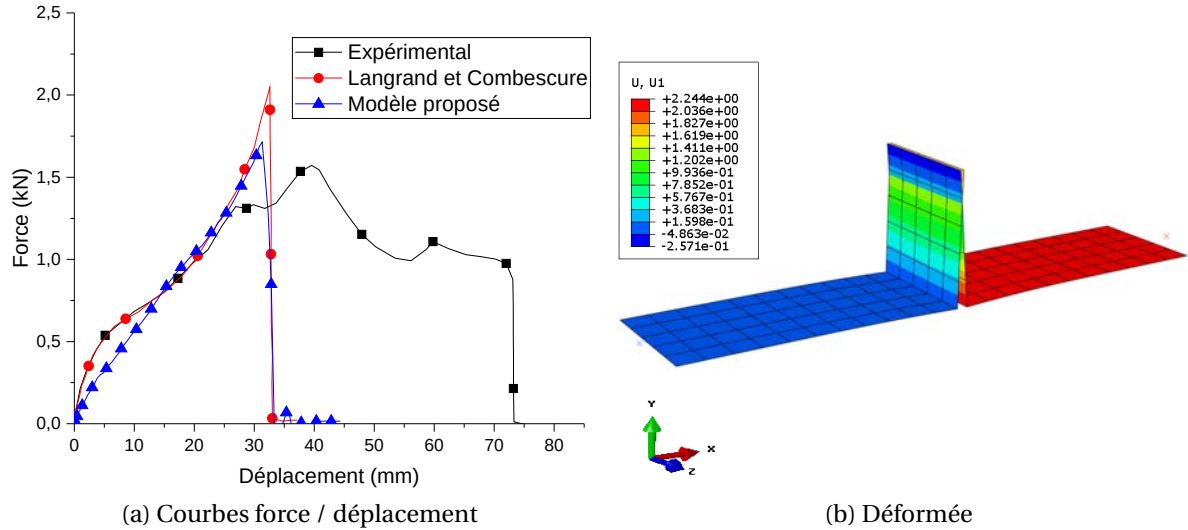


FIGURE 3.21 – Pelage

3.8 Étude de sensibilité à la taille de maille

La comparaison des résultats numériques et expérimentaux, a permis de valider le modèle proposé et la méthodologie d'identification. Cependant, les paramètres du modèle ont été identifiés à une taille de maille fixe. Néanmoins, le marco modèle proposé est dédié à l'analyse des structures complètes où différentes tailles de mailles peuvent être utilisées pour simuler les différentes parties d'une même structure. Par conséquent, une étude de l'influence de la taille du maille sur la réponse globale est nécessaire.

Pour étudier l'influence de la taille de maille, il est proposé de modéliser l'essai de traction croix et de cisaillement simple recouvrement en utilisant trois tailles de maille différentes : 8 mm, 5 mm, et 2 mm.

Les Figures 3.22a et 3.23a montrent que la variation de la taille de maille influence légèrement la réponse globale de l'assemblage soudé par point. En traction croix et en cisaillement simple recouvrement, une erreur de $\approx 10\%$ est obtenue pour le déplacement à la rupture. Et une erreur de $\approx 7\%$ est obtenue pour la force maximale en cisaillement.

Donc, une ré-identification des paramètres du modèle est nécessaire pour chaque taille de maille. Cette opération peut prendre beaucoup de temps, quand plusieurs tailles de maille sont utilisées pour modéliser différentes parties dans une même structure. Il est donc, très important de corriger l'influence de la taille de maille sans ré-identifier les paramètres du modèles.

La sensibilité de la réponse globale à la taille de maille, est due au fait que la rigidité numérique des plaques autour du point soudé diminue avec la taille de maille. Cette sensibilité est liée au paramètre R_{inf} qui définit la région d'influence de l'élément connecteur. En effet, chaque point de connexion est associé à un groupe de nœuds voisins dans la plaque. Le mouvement de ce point est alors couplé aux mouvements de ces nœuds par une distribution des contraintes de couplage. Il est donc proposé de compenser l'influence de la taille de maille par une modification du paramètre R_{inf} (sans modifier l'identification des paramètres du modèle), comme présenté dans les figures 3.22b et 3.23b. Pour conclure, lorsque la taille de la maille diminue, il faut augmenter le rayon d'influence pour compenser la diminution de la rigidité numérique de la plaque.

Cette solution est très simple à utiliser car aucun processus d'identification inverse n'est nécessaire. En utilisant cette solution, le modèle proposé peut être considéré indé-

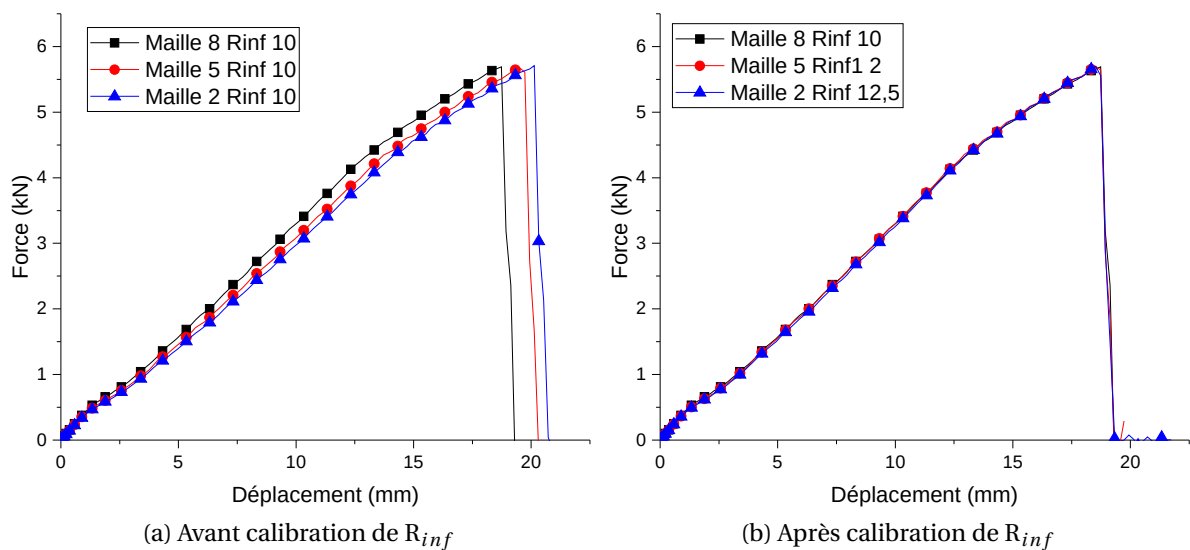


FIGURE 3.22 – Test de traction croix

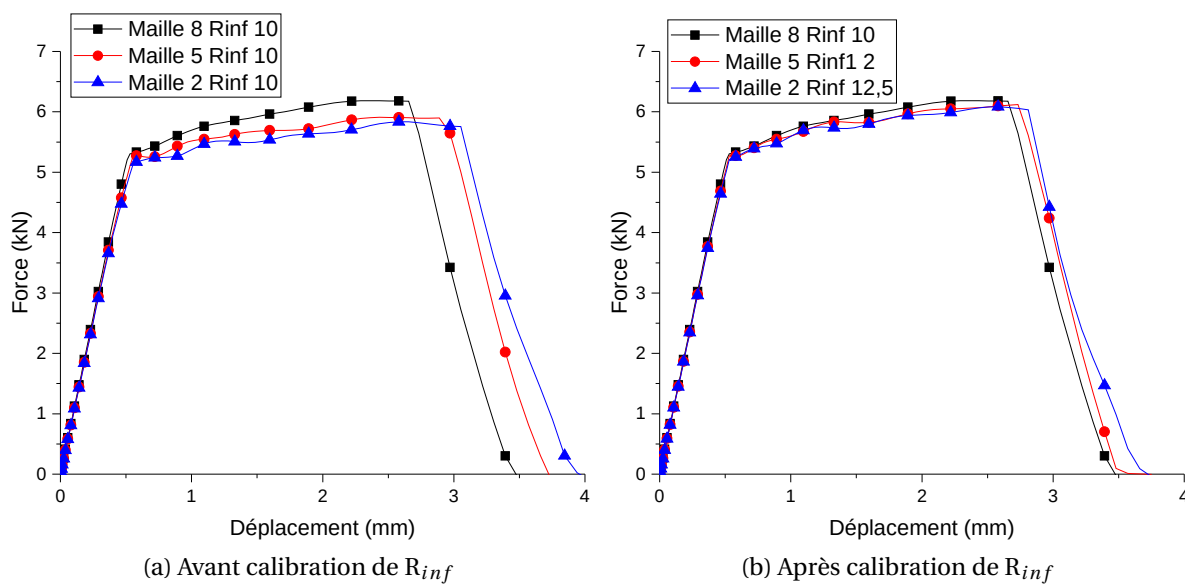


FIGURE 3.23 – Test de cisaillement simple recouvrement

pendant de la taille de maille.

3.9 Conclusions

Un modèle de connecteur élastoplastique avec endommagement a été proposé pour décrire la réponse non-linéaire et la rupture des assemblages deux tôles soudés par point. Un couplage faible est choisi : deux fonctions potentielles indépendantes sont utilisées pour décrire la plasticité et l'endommagement. Ce choix renforce la description de la partie post-pic de la réponse globale. Un critère de rupture β -norme est proposé, au lieu d'un critère quadratique. Le coefficient β est déterminé en utilisant les efforts maximaux des essais Arcan expérimentaux. Les forces maximales sont donc bien prédites pour les différents cas de chargement.

Plusieurs paramètres sont impliqués dans ce modèle. Il est proposé d'identifier, d'abord, neuf paramètres par calcul analytique ou à partir de l'exploitation des résultats expérimentaux des tests Arcan purs. Les quatre paramètres restants sont toutefois plus difficiles à identifier, une approche d'identification inverse est alors utilisée. Une étude paramétrique a permis la mise en œuvre d'une méthodologie d'identification inverse en deux étapes en utilisant les résultats des tests Arcan en traction pure et en cisaillement pur.

Les résultats obtenus montrent que, par rapport aux autres résultats numériques de la littérature, le modèle proposé améliore les résultats pour les tests Arcan ainsi que pour les essais de traction croix, de cisaillement simple recouvrement et de pelage.

Enfin, une étude de sensibilité à la taille du maille permet aux paramètres du modèle de connecteur d'être rendus indépendants de la taille de maille, en adaptant simplement le rayon d'influence.

Références

- Abaqus Analysis User is Manual Volume IV (2010). [50](#), [56](#)
- Abaqus Theory Manual (6.12). [39](#), [40](#)
- Abu Al-Rub, R.K., Voyiadjis, G.Z. (2003). On the coupling of anisotropic damage and plasticity models for ductile materials. *International Journal of Solids and Structures*, Vol. 40, pp. 2611–2643. [43](#)
- Churchland, P.M. (1979). *Scientific Realism and the Plasticity of Mind*. Cambridge University Press [41](#)
- Esi-group (2011). PAM-OPT 2011.0 - Solver Reference Manual. 2013.09.30 [55](#), [56](#)
- Langrand, B., Combescure, A. (2004). Non-linear and failure behaviour of spotwelds : a global finite element and experiments in pure and combined modes I/II. *International Journal of Solids and Structures*, Vol. 41, pp. 6631–6646. [iv](#), [43](#), [44](#), [45](#), [46](#), [47](#), [48](#), [49](#), [56](#), [57](#), [60](#)
- Lee, Y., Wehner, T., Lu, M., Morrisett, T., Pakalns, E. (1998). Ultimate strength of resistance spot welds subjected to combined tension. *Journal of Testing and Evaluation*, Vol. 26, pp. 213–219. [42](#)
- Lemaitre, J., Chaboche, J.L. (2009). *Mechanics of solid materials*. Dunod, 3rd Edition. [41](#)
- Levitin, G. (2007). *Computational Intelligence in Reliability Engineering*. vol39 *Studies in Computational Intelligence*. Springer. [55](#)

- Massa, F., Lallemand, B., Tison, T. (2009). Fuzzy multiobjective optimization of mechanical structure. *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering* 198, 631–643. 55
- Massa, F., Leroux, A., Lallemand, B., Tison, Mary, S., Buffe, F. (2011). Fuzzy vibration analysis and optimization of engineering structures. *International Union of Theoretical and Applied Mechanics*, Vol. 27, pp. 63-76. 55
- Peralta, R.C., Farghani, A., Fayad, H. (2014). Multiobjective genetic algorithm conjunctive use optimization for production, cost, and energy with dynamic return flow. *Journal of Hydrology* 511, 776–785. 55
- Snyman, J.A. (2005). *Practical Mathematical Optimization, An Introduction to Basic Optimization Theory and Classical and New Gradient-Based Algorithms*. vol97 Applied Optimization. Springer. 55
- Sun, D., Sester, M., Schmitt, W. (1997). Development and application of micromechanical material models for ductile fracture and creep damage. *International Journal of Fracture*, Vol. 86, pp. 75–90. 55
- Wang, G.G., Dong, Z., Aitchison, P. (2001). Adaptive response surface method—a global optimization scheme for computation-intensive design problems. *Journal of Engineering Optimization*, Vol. 33, pp. 707–733. 55
- Xu, P. (2002). A hybrid global optimization method : the one-dimensional case. *Journal of Computational and Applied Mathematics*, Vol. 147, pp. 301–314. 55

Chapitre 4

Caractérisation expérimentale d'un assemblage trois tôles multi-matériaux soudé par point

Sommaire

4.1 Introduction	68
4.2 Présentation et caractérisation des matériaux de base	69
4.2.1 Étude quasi-statique du comportement de l'Usibor 22MnB5	70
4.2.2 Étude dynamique du comportement de l'Usibor 1500	70
4.3 Assemblage trois tôles multi-matériaux soudé par point par résistance	73
4.3.1 Différentes qualités de points soudés	73
4.3.2 Microdureté Vickers	76
4.4 Module de traction de l'assemblage soudé étudié	77
4.5 Dispositif expérimental	78
4.6 Résultats expérimentaux	81
4.6.1 Configurations (1-2)	81
4.6.2 Configuration (1-3)	82
4.7 Discussion	88
4.8 Conclusions	94

Résumé

Ce chapitre propose une caractérisation expérimentale du comportement mécanique et de la rupture d'un assemblage trois tôles multi-matériaux soudé par point par résistance. L'assemblage étudié est constitué de deux tôles en acier Usibor 22MnB5 à très haute résistance et une tôle en acier doux DX54D. Un montage spécifique de type Arcan a été développé pour solliciter l'assemblage en chargements purs et combinés. Pour les sollicitations mixtes, cinq angles de chargement ont été testés. Les résultats obtenus ont montré la grande influence de l'angle de chargement sur le comportement mécanique et le mode de rupture de l'assemblage soudé. L'effet de la qualité du noyau a été également mis en évidence en testant des assemblages possédants différentes tailles de noyau.

4.1 Introduction

Une nouvelle génération d'assemblages trois tôles multi-matériaux soudés par point a été récemment introduite dans la conception de la caisse en blanc des véhicules automobiles, pour améliorer la sécurité et contribuer également à l'allègement structural. Malgré l'utilisation croissante de ces assemblages, leur comportement mécanique n'a pas encore été bien étudié, notamment sous sollicitations multi-axiales.

Dans ce contexte, ce chapitre présente une étude expérimentale de la tenue mécanique et de la rupture d'un assemblage trois tôles multi-matériaux soudé par point en chargements purs et combinés. La première section, présente les tôles à assembler, et une caractérisation des matériaux de base. Une description détaillée de l'assemblage et des différentes qualités des points soudés, est présentée dans la deuxième section. La section 3 présente le module de traction de l'assemblage soudé pour les trois configurations testées. Le dispositif expérimental type Arcan conçu pour caractériser ces assemblages trois-tôles en chargements purs et combinés est ensuite présenté dans la section 4. Les résultats des essais sont présentés dans la cinquième section. Ces résultats ont permis d'investiguer l'effet de l'angle de chargement sur le comportement mécanique et sur la rupture de l'assemblage soudé. L'influence de la qualité du noyau en fonction de l'angle de chargement est également étudiée et présentée à la fin de cette section.

4.2 Présentation et caractérisation des matériaux de base

L'assemblage étudié dans le cadre de ces travaux est un assemblage trois tôles multi-matériaux soudé par point par résistance. Il est proposé par notre partenaire industriel Renault dans le cadre de l'amélioration de la sécurité et de l'allègement de ses véhicules. L'assemblage est constitué de deux nuances d'aciers : l'acier Usibor 1500 (22MnB5) et un l'acier doux (DX54D).

- les aciers Usibor 1500 (22MnB5) à très haute résistance sont des nuances de mises en forme à chaud destinées aux pièces de structures et de sécurité pour les carrosseries automobile. Leurs caractéristiques mécaniques obtenues sur pièces sont extrêmement élevées, ce qui permet d'atteindre des allègements jusqu'à 30% par rapport aux nuances conventionnelles embouties à froid [ArcelorMittal, 2014]. Deux épaisseurs de tôles, 2 mm et 1.6 mm, sont utilisées pour l'assemblage étudié.
- Les aciers pour formage à froid et emboutissage (DX54D) sont des nuances qui offrent une haute, voire très haute aptitude à l'emboutissage dans tous les modes de déformation et permettent la réalisation de pièces complexes. Ils sont notamment utilisés dans la construction automobile et ses secteurs connexes, l'industrie générale, et le bâtiment. Une tôle d'épaisseur 0.65 mm est utilisée ici pour l'assemblage étudié.

La composition chimique et les propriétés mécaniques de ces deux nuances de matériaux, données par les fournisseurs

TABEAU 4.1 – Composition chimique des matériaux de base

	C (%)	Mn (%)	Si (%)	P (%)	S (%)	Ti (%)
DX54D	0.120	0.600	0.500	0.100	0.045	0.300
22MnB5	0.250	1.400	0.350	0.025	0.008	0.035

Afin de bien caractériser la tenue mécanique des assemblages soudés, il est important de connaître le comportement mécanique des matériaux de base des tôles assemblées. Le DX54D étant un acier doux très utilisé dans la construction automobile. Son comportement mécanique, équivalent à celui d'un XES, a été déjà étudié auparavant [Haugou et al., 2006; Langrand et Combescure, 2004; Langrand et Markiewicz, 2010]. En quasi-statique, une loi d'écrouissage de type Ludwik (Eq. 4.2) est utilisée pour modéliser son comportement en plasticité.

$$\sigma = \sigma_y + K\varepsilon_p^n \quad (4.1)$$

où :

σ_y : est la limite d'élasticité,

K et n : sont des coefficients de la loi d'écrouissage (Tab. 4.2),

ε_p : est la déformation plastique.

Haugou et al. [2006] ont investigué la sensibilité du comportement mécanique de ce matériau à la vitesse de déformation en réalisant des essais dynamiques sur des barres de Hopkinson. Une loi viscoplastique a été proposée par Langrand et Markiewicz [2010] pour exprimer l'évolution de la contrainte ultime en fonction de la vitesse de déformation.

$$\frac{\sigma_u(\dot{\epsilon})}{\sigma_u(\dot{\epsilon}_0)} = 1 + \kappa \dot{\epsilon}^\lambda \quad (4.2)$$

où :

$\sigma_u(\dot{\epsilon}_0)$: est la contrainte ultime à la vitesse de déformation initiale.

κ et λ : sont les paramètres du modèle viscoplastique,

4.2.1 Étude quasi-statique du comportement de l'Usibor 22MnB5

Une étude quasi-statique du comportement de l'Usibor 22MnB5 est d'abord réalisée. Des tests ont été effectués sur une machine de traction hydraulique (INSTRON VHS 65/20) (Fig. 4.1), à une vitesse de chargement de 19 mm/s. Les éprouvettes testées sont de longueur initiale égale à 30 mm comme le montre la Figure 4.1.

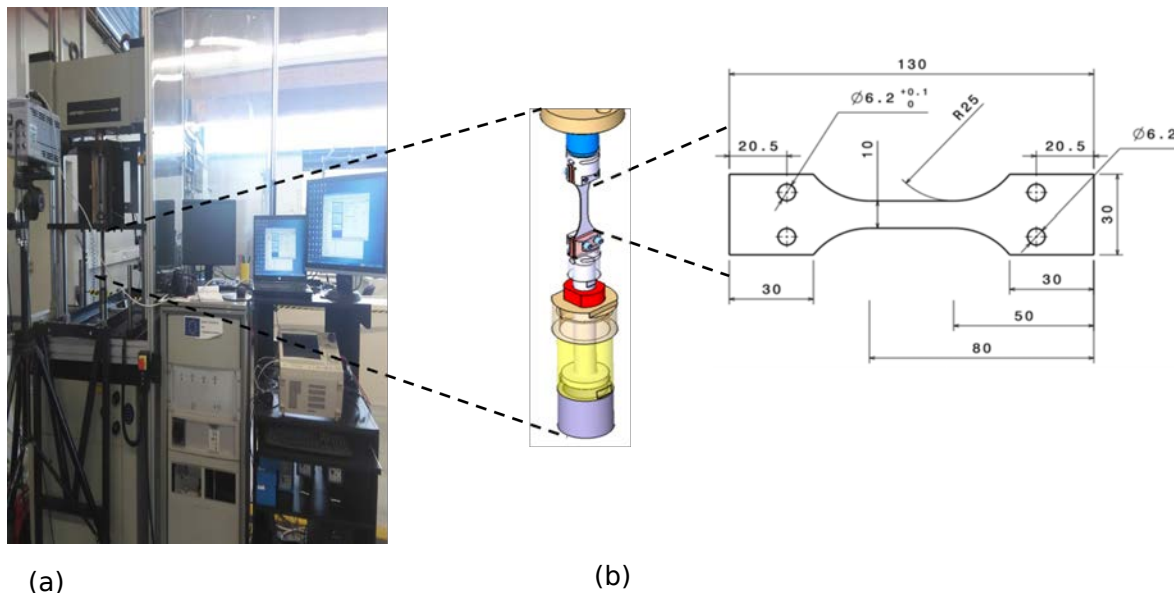


FIGURE 4.1 – Montage des essais quasi-statiques : (a) machine de traction, (b) Dimensions en mm des éprouvettes testées

La Figure 4.2 présente les courbes de contrainte vraie en fonction de la déformation vraie pour les trois essais réalisés et dont la répétabilité est ainsi validée. Les tests sont répétitifs. La contrainte augmente linéairement avec la déformation jusqu'à atteindre la limite d'élasticité ($\sigma_y = 1100 \text{ MPa}$). La rigidité mesurée du matériau est de l'ordre de $E = 195 \text{ GPa}$. Puis, la contrainte continue à augmenter non linéairement dans le domaine plastique avant de se stabiliser à la contrainte ultime ($\sigma_{max} = 1400 \text{ MPa}$), notée aussi résistance à la traction. Les résultats obtenus sont en cohérence avec les propriétés mécaniques données par ArcelorMittal [2014] au Tableau 4.2. Une loi d'écrouissage type Ludwik (Eq. 4.2) est proposée pour modéliser le comportement d'écrouissage du métal de base. En utilisant les résultats expérimentaux les paramètres identifiés sont collectés dans le Tableau 4.2.

4.2.2 Étude dynamique du comportement de l'Usibor 1500

Des essais à grandes vitesses ont été également effectués pour étudier la sensibilité de ce matériau à la vitesse de déformation. Un dispositif expérimental spécifique a alors

TABLEAU 4.2 – Propriétés mécaniques des matériaux de base

	σ_y (MPa)	σ_{max} (MPa)	K(MPa)	n
DX54D	170	301	409	0.447
22MnB5	1100	1500	400	0.135

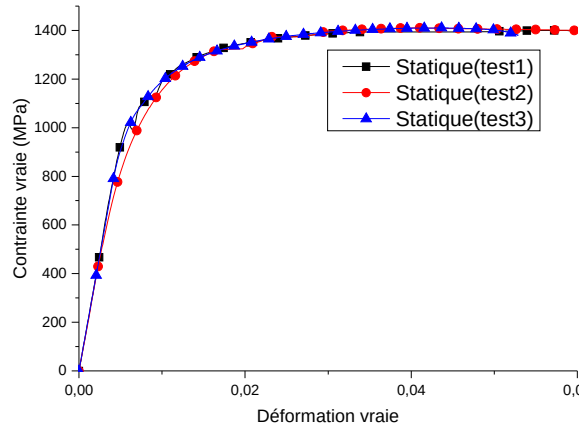


FIGURE 4.2 – Caractérisation quasi-statique de l'Usibor 22MnB5 à $\approx 0.6 \text{ s}^{(-1)}$

été mis en place. Les essais sont effectués sur une barre de Hopkinson pré-tendue alignée sur un bâti rigide et guidée tous les 400 mm. Une deuxième barre libre est ajoutée au dispositif. Chaque barre est instrumentée d'un pont complet de jauges de déformation (HBM-LY41-1,5 mm-300 Ω), et calibrée en effort et en vitesse. La vitesse de propagation d'onde est de 4671.1 mm/s dans les deux barres (Fig. 4.3).

Les éprouvettes testées sont de longueur initiale égale à 10 mm comme illustré dans la Figure 4.3. Trois vitesses de déformation $\dot{\epsilon} (/s) = \{125, 350, 550\}$ sont ainsi accessibles pour étudier le comportement dynamique de ce matériau. Pour cette étude on s'est limité à ces vitesses pour des raisons techniques. En effet, avec la géométrie des éprouvettes proposées, il a fallu diminuer en avantage la longueur si on veut aller à des vitesses plus importantes sans plastifier les barres ($R_e = 1800 \text{ MPa}$). Les données sont analysées de façon conventionnelle au regard de la théorie de la propagation des ondes élastiques [Haugou et al., 2016]. Les réponses obtenues sont présentées dans la Figure 4.4, et les propriétés mécaniques associées sont collectées dans le Tableau 4.3. On remarque que les propriétés mécaniques pour les trois vitesses testées sont proches. En effet, pour une multiplication des vitesses de déformation de l'ordre de 4.5 fois, la rigidité et la limite d'élasticité σ_y n'ont pas changé, et la résistance à la traction σ_{max} du matériau n'a varié que de 7% (Tab. 4.3). Chaque vitesse a été reproduite pour trois éprouvettes.

TABLEAU 4.3 – Les résultats des essais dynamiques sur l'Usibor 22MnB5

<i>vitesse relative (m/s)</i>	1.3	3.5	5.65
$\dot{\epsilon} (/s)$	125	350	550
E (GPa)	195	195	195
σ_y (MPa)	1250	1250	1250
σ_{max} (MPa)	1450	1500	1550

La Figure 4.4 superpose les réponses dynamiques avec la réponse quasi-statique moyenne. On remarque que la rigidité du matériau n'a pas varié, alors que d'autres propriétés mécaniques ont légèrement changé. En effet, la limite d'élasticité du matériau a augmenté, elle

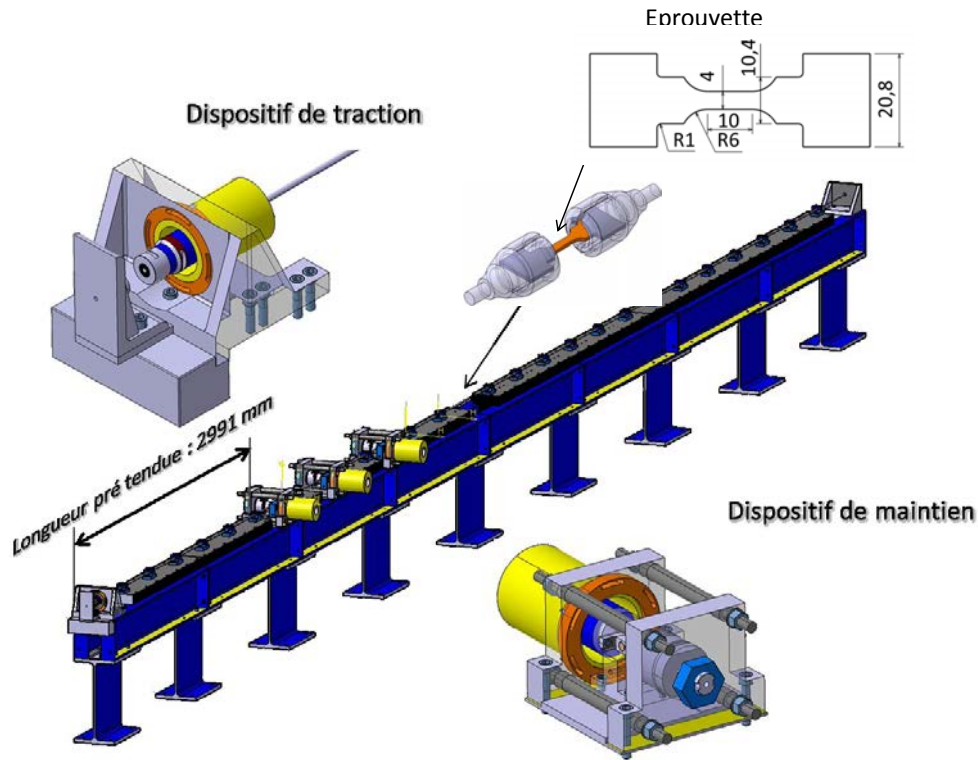


FIGURE 4.3 – Montage des barres de Hopkinson pour les essais dynamiques

est passée de $\sigma_{y\text{Statique}} = 1100 \text{ MPa}$ à $\sigma_{y\text{Dynamique}} = 1250 \text{ MPa}$. Également pour la résistance à la traction, elle a évolué de $\sigma_{\text{maxStatique}} = 1400 \text{ MPa}$ à $\sigma_{\text{maxDynamique}} = 1500 \text{ MPa}$. On peut conclure que l'Usibor 22MnB5 est faiblement sensible à la vitesse de déformation pour la plage de vitesse testée.

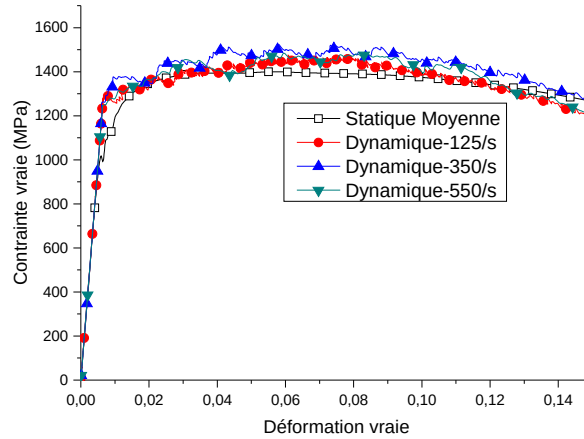


FIGURE 4.4 – Comportement en traction de l'Usibor 22MnB5 dans la gamme $[100-600]s^{(-1)}$

4.3 Assemblage trois tôles multi-matériaux soudé par point par résistance

L'assemblage étudié dans le cadre de ces travaux est un assemblage trois tôles multi-matériaux soudé par point par résistance. Le processus de soudage par point est réalisé par Renault selon son savoir-faire (non détaillé ici).

Les deux plaques extérieures de l'assemblage sont en acier Usibor à très haute résistance (22MnB5). La plaque du milieu est faite d'acier doux (DX54D). L'assemblage est défini comme suit (Fig. 4.5) :

- une tôle (P_1) de 1.6 mm d'épaisseur en 22MnB5,
- une tôle (P_2) de 0.65 mm d'épaisseur en DX54D,
- une tôle (P_3) de 2 mm d'épaisseur en 22MnB5.

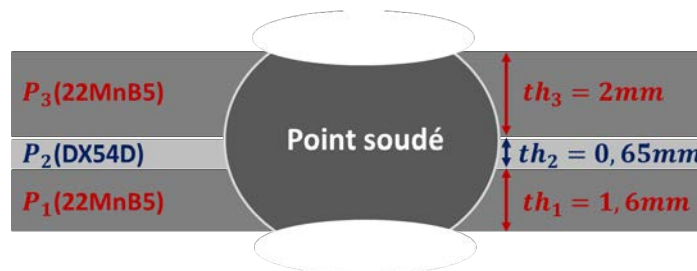


FIGURE 4.5 – Schématisation de l'assemblage étudié

Notons que les deux plaques extérieures P_1 et P_3 sont faites du même matériau 22MnB5, et sont d'épaisseurs proches, donc, l'assemblage étudié peut être considéré géométriquement symétrique. La symétrie du comportement mécanique de l'assemblage est à vérifier dans la suite de ce chapitre.

4.3.1 Différentes qualités de points soudés

Selon les conditions de soudage, la taille du point soudé peut varier, et par conséquent, différentes qualités peuvent être observées. Quatre principaux défauts/non-conformités (noyau détaché, noyau collé, noyau insuffisant et noyau étincelé), sont définis par Renault en fonction de la taille du noyau (Fig. 4.6) :

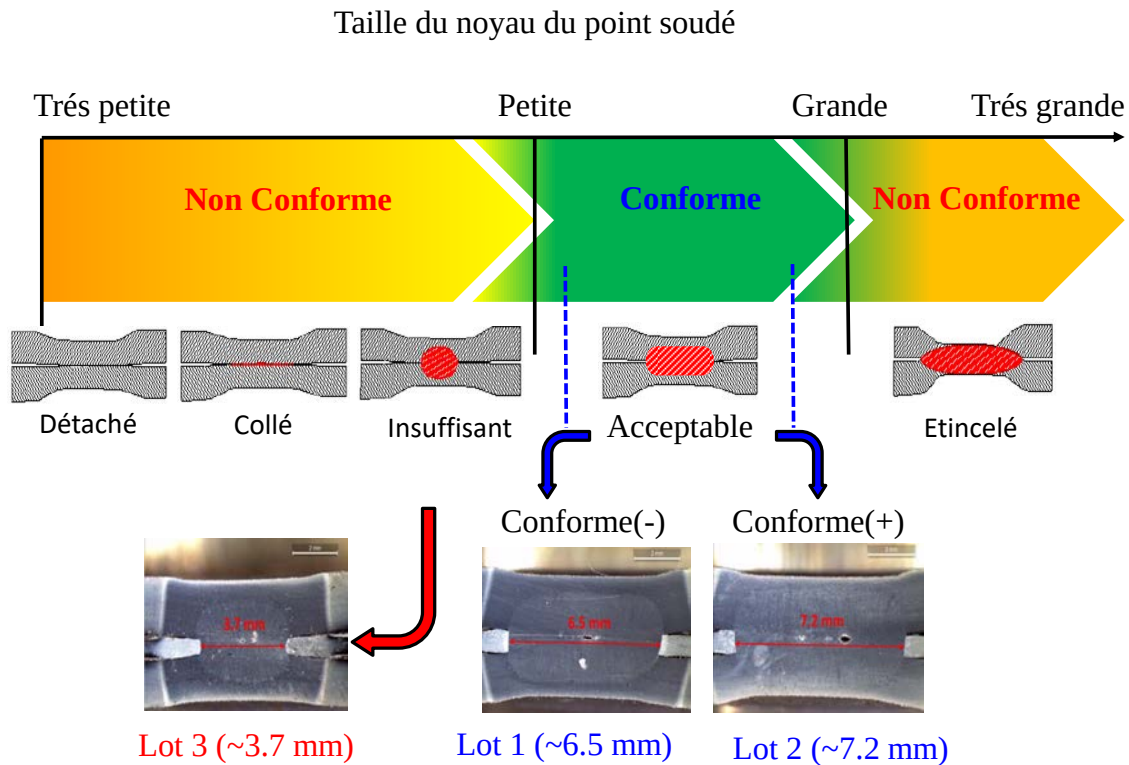


FIGURE 4.6 – Echelle de qualité du point soudé

Les modules de traction de l'assemblage soudé ont été livrés en trois lots selon la taille de leur noyau. Les modules de traction de l'assemblage soudé des lot 1 (L_1) et lot 2 (L_2) sont de qualité 'conforme', tel que les tailles de leurs noyaux respectent les critères imposés par l'industriel. Avec, le noyau du L_2 'conforme(+)' est plus grand que celui du L_1 'conforme(-)'. Cependant, le lot 3 (L_3) est de qualité considérée 'non conforme' car la taille du noyau est inférieure à la taille minimale imposée (noyau insuffisant).

Avant de commencer les essais, un échantillon a été prélevé aléatoirement dans chaque lot pour vérifier la taille du point soudé. Les modules de traction de l'assemblage soudé sont découpés au centre du point soudé, s'arrêtant précisément dans le plan passant par le centre du point. Ensuite, la moitié découpée de l'échantillon est polie, avant d'être attaquée chimiquement au Nital 5% (5% d'acide nitrique dans de l'éthanol). Le Nital attaque les zones riches et pauvres en carbone différemment, ceci crée un contraste entre grains et joints de grains. Une observation globale des différentes zones du point soudé a donc été menée (Fig. 4.8). L'observation des différentes zones du point soudé a été réalisée avec une caméra microscopique LEICA IC80 HD (Fig.4.7).

La Figure 4.8 présente une coupe du point soudé pour les trois lots. On observe que la taille des noyaux des lots L_1 et L_2 , considérés 'conformes', sont proches et que les deux sont supérieures à 6 mm (Figs. 4.8b et 4.8a). Cependant, la taille du noyau du L_3 est beaucoup plus petite (< 4 mm) (Fig. 4.8c). Selon les normes fixées par le constructeur (Renault), cette taille est considérée insuffisante, et par conséquent, le L_3 est 'non-conforme'. Un seul module de traction de l'assemblage soudé a été sacrifié de chaque lot, car l'essai est destructif et laborieux à mettre en œuvre. Aucun calcul de dispersion ne peut alors être envisagé. Le Tableau 4.4 récapitule les tailles des noyaux des trois échantillons testés.

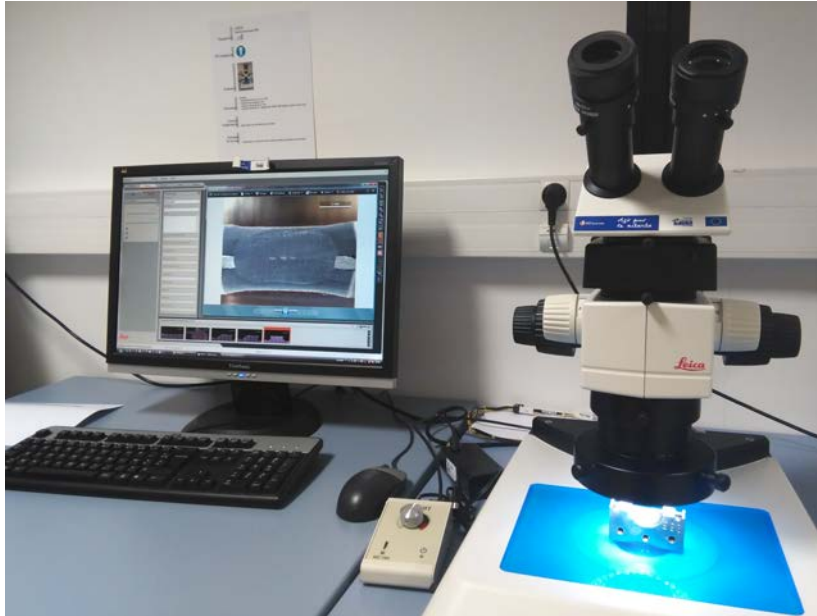
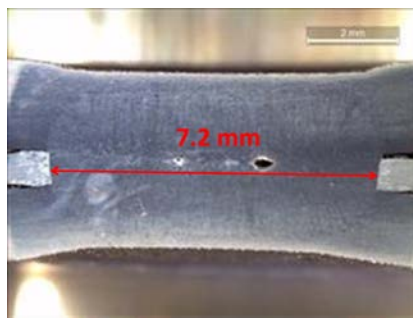
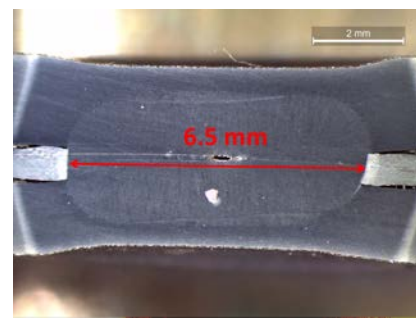


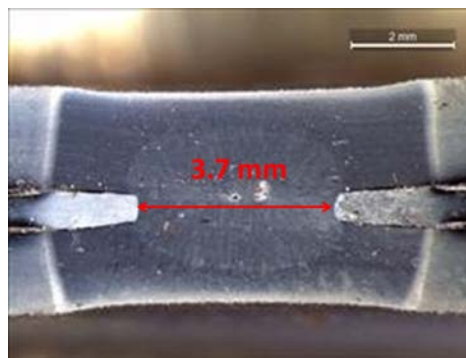
FIGURE 4.7 – Caméra microscopique LEICA IC80 HD



(a) Lot2



(b) Lot1



(c) Lot3

FIGURE 4.8 – Identification de la taille du noyau de chaque lot

Des retassures sont parfois observées dans le noyau du point soudé (Fig. 4.8), ce qui peut influencer la qualité du point soudé, et par conséquent son comportement mécanique. La présence ou non de retassures fera partie des variables non maîtrisées lors de nos essais. Plusieurs études dans la littérature ont montré l'influence de la qualité du noyau du point soudé sur le comportement mécanique et la rupture de l'assemblage soudé [Nielsen et al., 2011; Pouranvari et Marashi, 2011, 2012; Wei et al., 2015]. Dans le cadre de cette thèse, l'étude sera focalisée sur l'influence de la taille du noyau sur le com-

TABLEAU 4.4 – Variation de la taille du noyau selon le lot des modules de traction de l'assemblage soudé

Qualité	'conforme'		'non conforme'
Lot	L ₁	L ₂	L ₃
Diamètre du noyau	6.5 mm	7.2 mm	3.7 mm

portement mécanique de cet assemblage trois tôles multi-matériaux, selon des chargements purs et combinés (Sec. 4.6).

4.3.2 Microdureté Vickers

L'identification des trois zones des points soudés a été complétée par un profil de micro-dureté Vickers, depuis le métal de base jusqu'au noyau fondu, sur un échantillon découpé et poli.

Afin de mesurer les duretés sur le point soudé à des positions caractéristiques (les trois zones), il faut avoir une vue globale du point soudé. Cependant, cette vue est indiscernable avec le microduromètre sous l'objectif (x40). Un protocole de travail, détaillé dans l'Annexe D, a été alors proposé pour résoudre ce problème. La solution consiste tout d'abord, à générer une image globale sous la loupe binoculaire et d'en extraire les coordonnées planes (X_b,Y_b). Il s'agit ensuite de repositionner cette image sous le repère du microduromètre (X_m,Y_m) par transformation (rotation, translation) (Fig. 4.9). Pour plus de détails sur le protocole proposé pour la réalisation de l'essai de micro-dureté, voir l'annexe D.

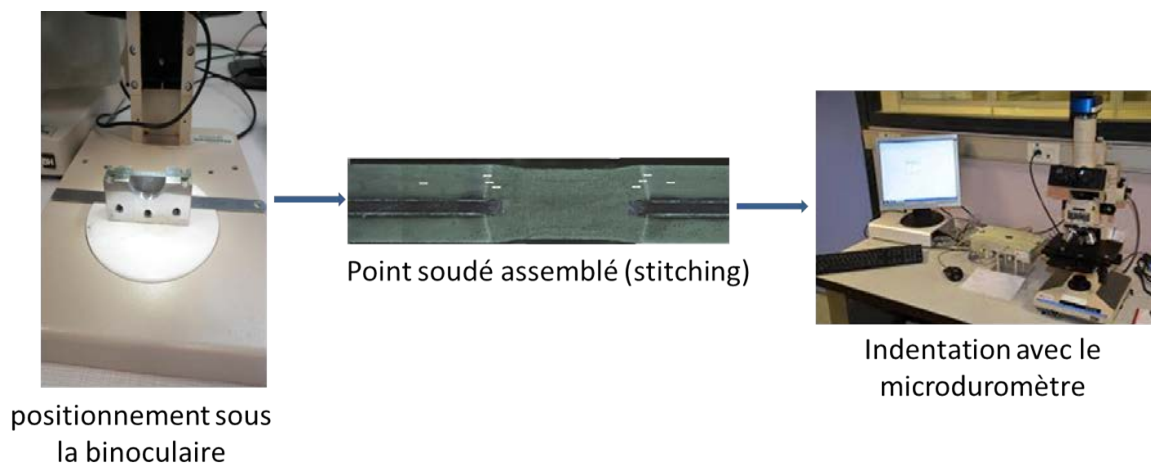


FIGURE 4.9 – Protocole de l'essai de dureté

L'essai de dureté Vickers a été réalisé avec un microduromètre Future Tech (modèle FM). Les mesures de dureté ont été effectuées avec un pas de 1 mm dans la zone du matériau de base et un pas de 0.1 mm dans les zones du noyau et de la ZAT. Une série d'indentations est réalisée à chaque fois sur les trois tôles (P₁, P₂ et P₃) de l'assemblage. Les résultats obtenus ont permis de tracer le diagramme de dureté présenté dans la Figure 4.10. Les trois zones principales du point de soudure sont caractérisées :

- Zone Fondue (ZF) nommée aussi Noyau, caractérisée par une stabilité relative de dureté des trois tôles,

- zone Affectée Thermiquement (ZAT), caractérisée par un grand changement de dureté (généralement chute de dureté),
- matériaux de Base (MB), caractérisé également par une stabilité de dureté. La dureté des matériaux de base est généralement inférieure à celle de la ZF (Fig. 4.10).

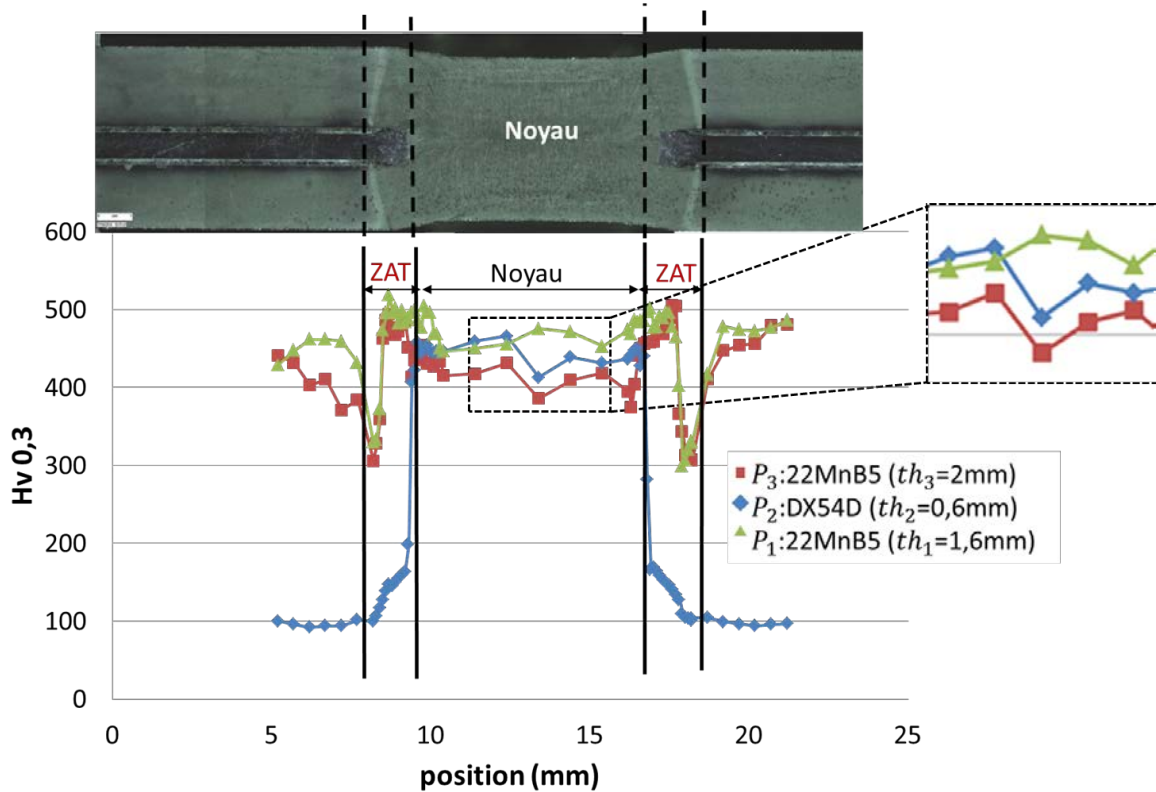


FIGURE 4.10 – Distribution de dureté le long du diamètre du point soudé

D'après le diagramme de dureté obtenu pour cet assemblage, on remarque que dans le noyau, les duretés des trois plaques ne sont pas exactement égales. En effet, la dureté de la plaque P_3 (la plus épaisse en Usibor) est inférieure à celle de la plaque P_1 (la moins épaisse en Usibor), comme le montre la Figure 4.10.

Ce diagramme de micro-dureté est généralement utilisé pour identifier la résistance de chaque zone du point soudé. Ceci permet par la suite, de prévoir et d'expliquer le comportement mécanique et surtout les modes de rupture des assemblages soudés obtenus lors des essais expérimentaux qui seront présentés ultérieurement.

4.4 Module de traction de l'assemblage soudé étudié

Après avoir présenté l'assemblage multi-tôles multi-matériaux soudé par point, on présente dans cette section le module de traction de l'assemblage soudé complet conçu pour la réalisation des essais mécaniques. La conception des modules de traction de l'assemblage soudé a été réalisée conjointement par le LAMIH et Renault, tandis que la fabrication a été assurée par un prestataire extérieur. Deux embases métalliques rigides ont été conçues pour assurer la liaison entre l'assemblage et le dispositif (Fig. 4.11). Elles sont liées aux tôles tel que la partie libre autour du point de soudure est circulaire. La taille de cette zone libre est limitée à un diamètre $\phi_{\text{libre}} = 25 \text{ mm}$, ce qui permet de limiter la flexion des tôles lors des essais et d'être capable de reproduire convenablement les

conditions aux limites d'un point de vue numérique. La liaison entre les embases et l'assemblage est un développement conjoint effectuée selon un procédé faisant l'objet d'un "secret" entre Renault et le LAMIH. Pour des raisons de confidentialité, les images 4.11a et 4.11b sont partiellement cachées.

Pour un assemblage trois tôles soudé par point, trois configurations de chargement (1-3), (1-2) et (2-3) sont possibles. Tel que, le type de configuration dépend des deux plaques sollicitées parmi les trois. En effet, pour une configuration (1-3), la plaque supérieure P_3 et la plaque inférieure P_1 sont liées aux embases (Fig. 4.11a), et par conséquent, ce sont les deux plaques sollicitées. Pour la configuration (1-2), afin de solliciter les plaques P_1 et P_2 , la plaque P_3 est détournée en un disque de diamètre $\phi_{p3} = 20 \text{ mm}$, tel que $\phi_{p3} < \phi_{libre}$ (Fig. 4.11b). Les embases sont, alors, liées aux plaques P_1 et P_2 . Le module de traction de l'assemblage soudé de la configuration (2-3) est réalisé par analogie avec le module de traction de l'assemblage soudé de la configuration (1-2).

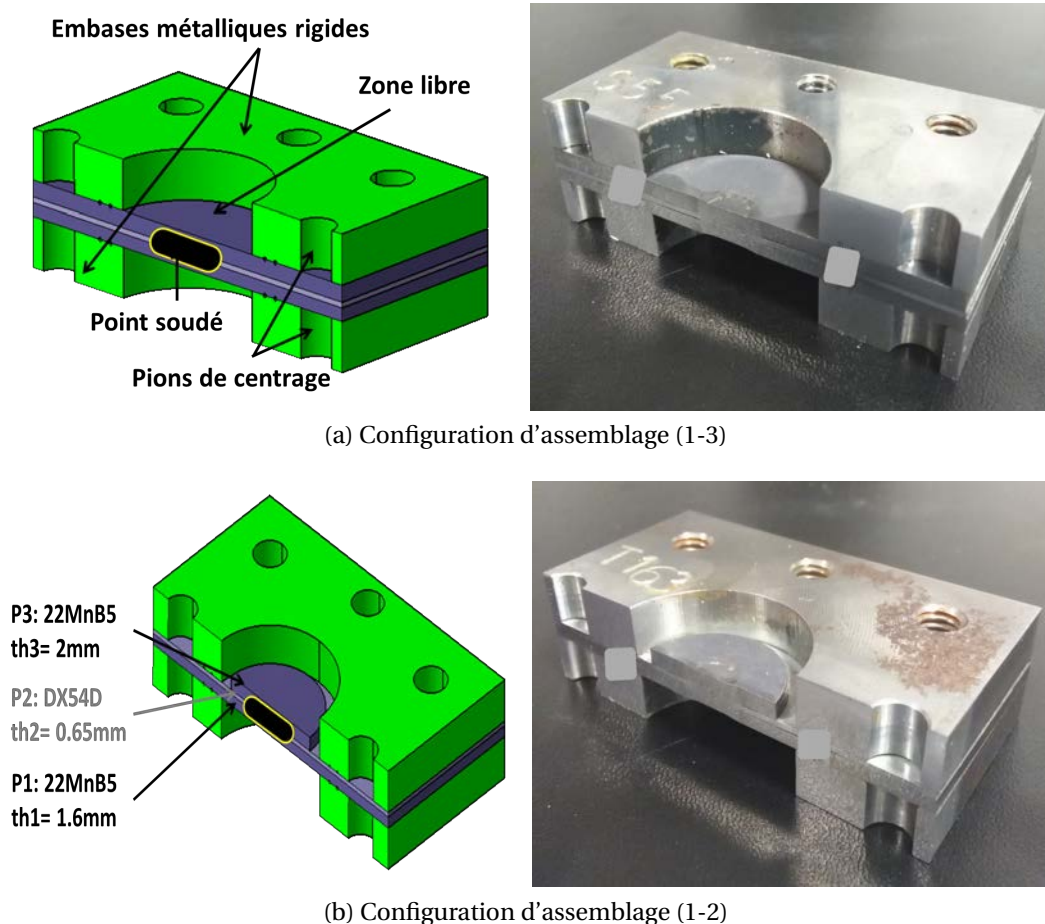


FIGURE 4.11 – Module de traction d'assemblage : Modèle- CAO et pièce physique

4.5 Dispositif expérimental

Pour caractériser le comportement mécanique et la rupture des assemblages trois tôles soudés par point en différentes configurations, un dispositif expérimental spécifique a été mis en œuvre. Ce dispositif est de type Arcan, il permet d'investiguer le comportement mécanique et la rupture des assemblages soudés trois tôles en chargements purs et combinés I/II. La position angulaire α entre la direction de chargement (axe vertical (z)) et

la normale à la surface du module de traction de l'assemblage soudé, définit le rapport de traction/cisaillement (Fig. 4.12). Un dispositif d'essai adéquat a été spécialement conçu pour chaque position angulaire. Le module de traction de l'assemblage soudé est positionné sur le dispositif par deux pions de centrage. Il est ensuite fixé par six vis de chaque côté.

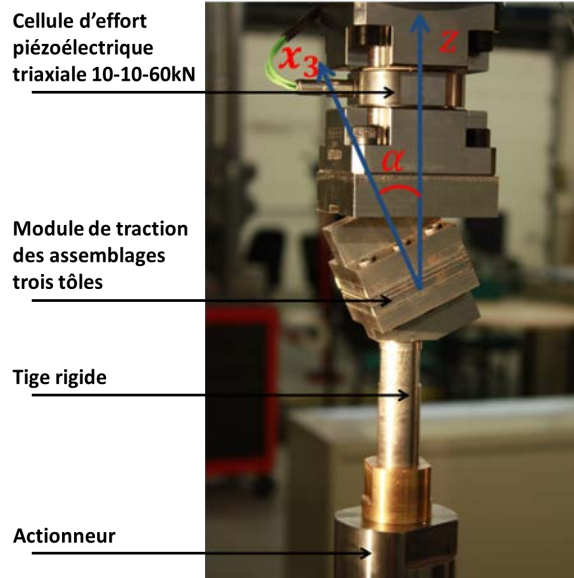


FIGURE 4.12 – Dispositif Arcan pour la caractérisation des assemblages soudés par point

Les essais sont effectués sur une machine hydraulique à haute vitesse (INSTRON VHS 65/20) (Fig. 4.12). Un actionneur hydraulique se déplace le long de l'axe vertical (z) avec une vitesse imposée pour solliciter le module de traction de l'assemblage soudé. Dans des conditions de chargement dynamique, le déplacement de l'actionneur augmente progressivement avec le temps jusqu'à atteindre un régime linéaire. Pour assurer une vitesse constante de chargement pendant l'essai, seul l'actionneur se déplace sans aucun chargement du module de traction de l'assemblage soudé le long d'une distance notée d_0 (Fig. 4.13). Une fois la vitesse de chargement constante atteinte, le contact entre l'actionneur et la tige s'effectue, et le module de traction de l'assemblage soudé est alors chargé en traction.

La force globale $\vec{F}$ est appliquée au centre du module de traction de l'assemblage soudé, et elle peut être divisée en deux composantes : l'effort normal $\vec{N}$ pour la charge de traction locale, et l'effort tangentiel $\vec{T}$ pour la charge de cisaillement local (Eq.4.3).

$$\begin{cases} \|\vec{N}(\alpha)\| = \|\vec{F}(\alpha)\|. \cos(\alpha) \\ \|\vec{T}(\alpha)\| = \|\vec{F}(\alpha)\|. \sin(\alpha) \end{cases} \quad (4.3)$$

Le dispositif est fixé à la machine de traction de sorte que toutes les rotations sont annulées. Les forces suivant les trois directions principales de la machine (F_x , F_y et F_z) sont mesurées pendant les essais, en utilisant une cellule de charge tri-axiale (Kistler de 9367C). Le déplacement global est mesuré par un capteur LVDT avec une gamme de mesure égale à 300 mm et une erreur de 0.15 mm. Les essais sont réalisés avec une vitesse de chargement égale à $V = 1 \text{ mm/s}$.

Le dispositif proposé est conçu avec une géométrie optimisée, et il est fabriqué en alliage de titane afin de réduire sa masse et de minimiser les effets d'inertie. Des essais

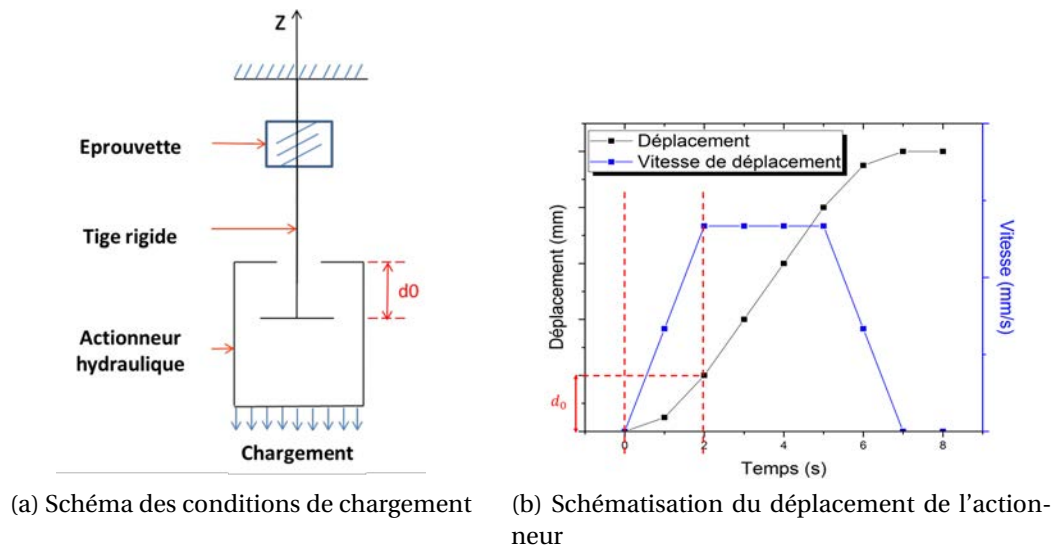


FIGURE 4.13 – Principe de fonctionnement de la machine de traction

dynamiques peuvent donc être envisageables avec ce dispositif.

4.6 Résultats expérimentaux

Pour étudier la résistance mécanique et la rupture de cet assemblage soudé par point multi-tôles multi-matériaux, trois configurations de chargement (1-3), (1-2) et (2-3) sont testées. La Figure 4.14 présente l'évolution typique temporelle en force et en déplacement lors d'un essai combiné ($\alpha = 30^\circ$) à une vitesse de chargement $v = 1 \text{ mm/s}$ en configuration (1-3). Comme prévu, le déplacement augmente de façon linéaire au cours du temps, et par conséquent, la vitesse reste constante pendant l'essai. Les forces tangentielles (F_x et F_y) sont négligeables par rapport à la force normale F_z (direction de chargement), car le dispositif proposé est un glisseur. Les efforts tangentiels ne seront pas considérés dans la suite de ce travail.

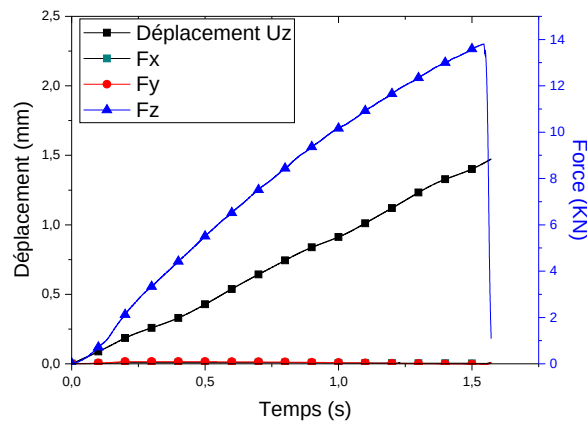


FIGURE 4.14 – Courbes typiques des forces et du déplacement en fonction du temps à 1 mm/s pour $\alpha = 30^\circ$

D'après les résultats préliminaires, on observe que les réponses mécaniques sont similaires pour les configurations (1-2) et (2-3), comme on pouvait prévoir en raison de la 'symétrie' de l'assemblage considéré. En effet, les réponses expérimentales pour ces deux configurations correspondent principalement au comportement de la plaque intermédiaire en DX54D, parce que les plaques épaisses en 22MnB5 sont beaucoup plus rigides que celle en DX54D. Ainsi, seuls les résultats expérimentaux des configurations (1-2) et (1-3) seront présentés dans la suite de ce chapitre.

4.6.1 Configurations (1-2)

Pour la configuration (1-2), seul le résultat de l'essai de cisaillement pur $\alpha = 90^\circ$ est présenté. En effet, les essais préliminaires ont montré que pour $\alpha < 90^\circ$, le comportement du point soudé ne peut pas être caractérisé, et la rupture de l'assemblage est causée par le déboutonnage de la plaque P_2 du milieu en DX54D comme montre la Figure 4.15. D'autre part, à l'échelle des structures (crash de voitures), les assemblages trois tôles en configuration (1-2) ne peuvent être sollicités qu'en cisaillement.

La Figure 4.16 présente la courbe d'effort en fonction du déplacement pour $\alpha = 90^\circ$. Pour la première partie de la réponse, l'effort augmente progressivement avec le déplacement jusqu'à atteindre l'effort maximal ($F_{max} = 13 \text{ kN}$). Cette force maximale est maintenue presque constante, puis, elle commence à diminuer progressivement jusqu'à la rupture de la connexion (Fig. 4.16).

Au cours du chargement l'effort principal dans la direction de chargement augmente, et les contraintes se concentrent de plus en plus au niveau du point soudé jusqu'à l'initiation de la rupture à sa périphérie (ZAT). Enfin, la déchirure se propage dans la tôle P_2

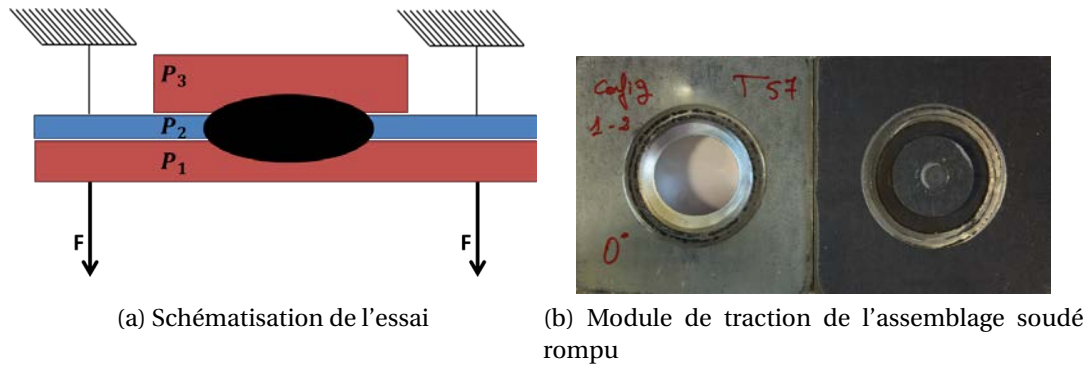


FIGURE 4.15 – Essai de traction pure en configuration (1-2)

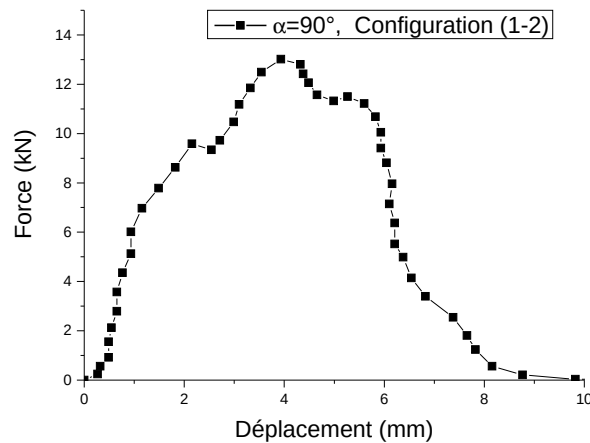


FIGURE 4.16 – Force en fonction du déplacement en configuration (1-2)

jusqu'à la rupture totale de l'assemblage (Fig. 4.17), ce qui explique la quantité d'énergie dissipée dans la partie post-pic de la courbe de réponse (Fig. 4.16).

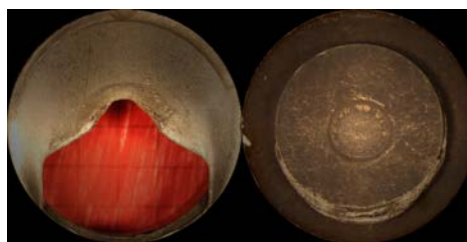


FIGURE 4.17 – Mode de rupture en cisaillement pur en configuration (1-2)

4.6.2 Configuration (1-3)

Pour la configuration (1-3), les résultats préliminaires ont montré que le point soudé est toujours sollicité pour les différents angles de chargement (même en traction pure), contrairement à la configuration (1-2). Donc, l'assemblage soudé trois tôles est étudié en chargements purs et combinés. Un ensemble de trois essais a été réalisé pour chaque angle. Les assemblages testés sont du lot 1.

Réponses expérimentales

Cinq angles de chargement ont été testés en configuration (1-3). Pour les différents angles de chargement, les allures des courbes de réponses sont semblables. Les Figures 4.18 et 4.19, présentant les courbes effort(F) en fonction du déplacement (U), montrent que l'effort augmente progressivement avec le déplacement jusqu'à atteindre sa valeur maximale. Puis, une chute brusque de l'effort est obtenue à la rupture de la liaison soudée.

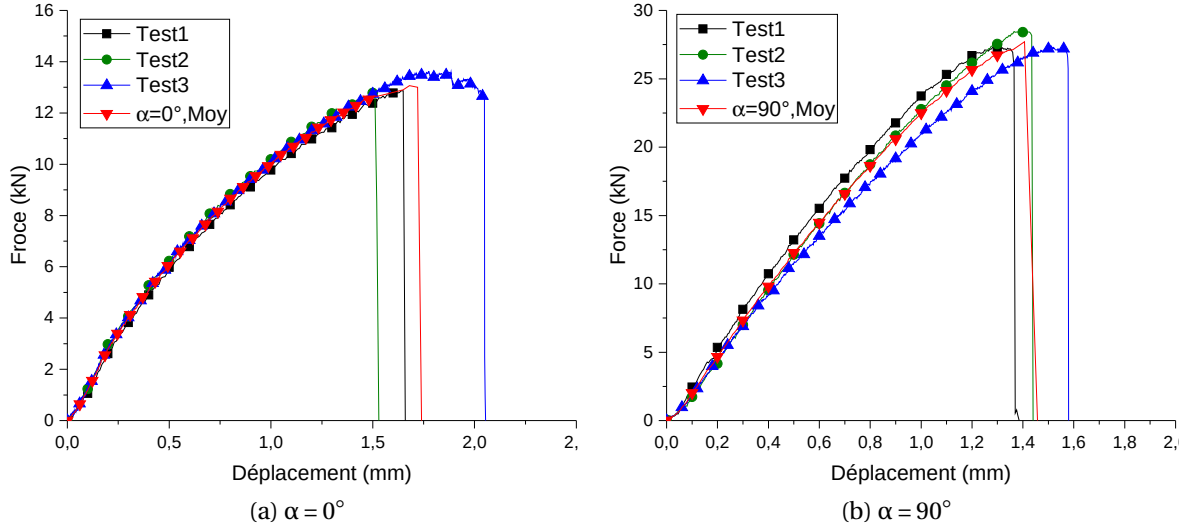


FIGURE 4.18 – Résultats expérimentaux des chargements purs en configuration (1-3)

Pour les différents angles de chargement, la première partie de la courbe (avant la valeur maximale de la force) présente peu de dispersion pour les trois essais. Cependant, pour la valeur maximale de la force et la partie post-pic, on remarque quelques dispersions. La dispersion relative moyenne en effort est calculée à partir de l'équation suivante :

$$Dispersion\ relative\ moyenne = \frac{1}{3} \sum_i^3 \left| \frac{F_{max(i)} - F_{max(moy)}}{F_{max(moy)}} \right| \times 100 \quad (4.4)$$

Où :

$F_{max(i)}$ est l'effort maximal correspondant à l' $i^{ème}$ test, et $F_{max(moy)}$ est l'effort maximal moyen des trois tests, donné par :

$$F_{max(moy)} = \frac{1}{3} \sum_i^3 F_{max(i)} \quad (4.5)$$

De la même manière, les dispersions relatives moyennes en déplacement et en énergie à rupture sont calculées. Les Tableaux 4.5, 4.6 et 4.7 collectent, respectivement, les efforts maximaux, les déplacements à rupture et les énergies dissipées pour tous les essais.

Le Tableau 4.5 montre que la dispersion relative moyenne en effort maximal est relativement faible, elle ne dépasse pas 7% pour $\alpha = 45^\circ$. Cependant, pour le déplacement à rupture on remarque que la dispersion atteint 17% en traction pure, et pour les autres angles elle ne dépasse pas 6%. D'une façon générale la répétabilité des essais est acceptable. La dispersion en énergie ne dépasse pas 10% pour tous les angles, sauf pour la traction pure où elle est de l'ordre de 20%. Sachant qu'un seul essai sur les trois essais réalisés en traction pure a été vraiment décalé par rapport les deux autres. Cette dispersion peut

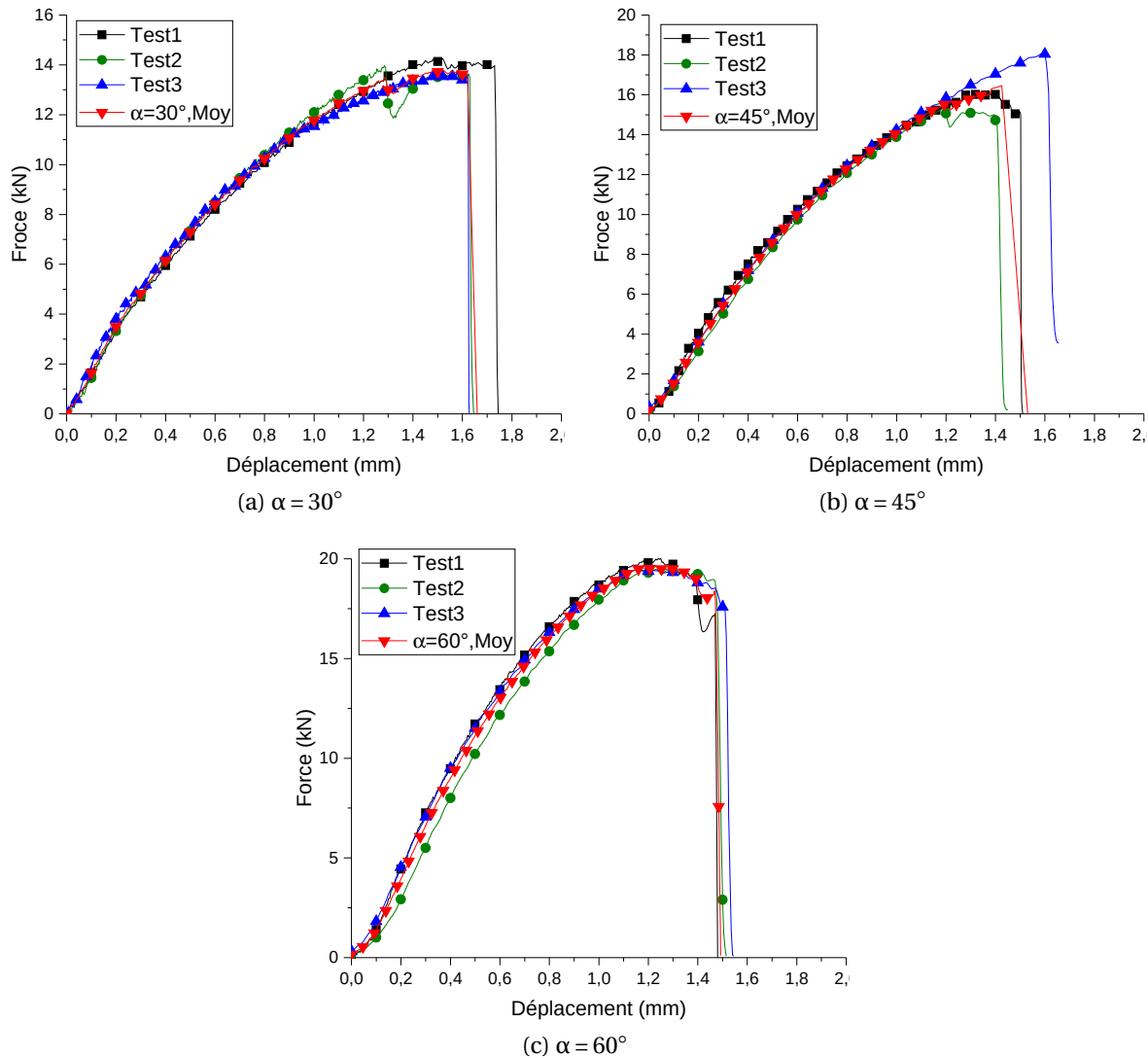


FIGURE 4.19 – Résultats expérimentaux des chargements combinés en configuration (1-3)

être expliquée par la variation de la position et de la taille du noyau dans un même lot (L_1). Pour bien étudier l'influence de la taille du noyau sur le comportement mécanique des points soudés. Ces essais ont été refaits pour les lots L_2 et L_3 . Cette étude est présentée dans la Section suivante (Sec. 4.7).

Malgré la bonne répétabilité des réponses expérimentales, une réponse différente est parfois observée pour certains modules de traction de l'assemblage soudé, en chargement combiné. Elle est caractérisée par plusieurs pics d'effort et une diminution progressive d'effort avant la rupture finale, et par conséquent une grande quantité d'énergie dissipée pour la partie post-pic (Fig. 4.20a). L'étude des modes de rupture présentée dans le paragraphe suivant, permet d'apporter des explications.

Modes de rupture

L'étude des différents mécanismes de rupture observés lors des essais purs et combinés en configuration (1-3), et en se basant sur l'étude bibliographique présentée dans la Sous-section 2.3.3, a permis d'identifier trois principaux modes de rupture et un mode parasite :

CHAPITRE 4. CARACTÉRISATION EXPÉRIMENTALE D'UN ASSEMBLAGE TROIS TÔLES MULTI-MATÉRIAUX SOUDÉ PAR POINT

TABLEAU 4.5 – Effort maximal expérimental pour les différents angles de chargement

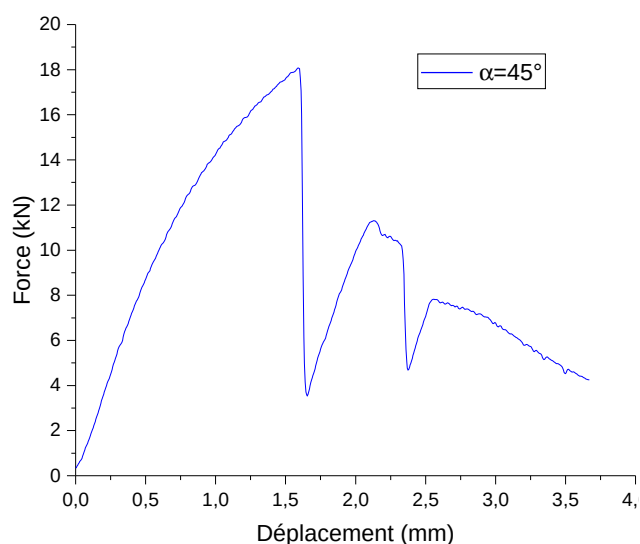
	$\alpha = 0^\circ$	$\alpha = 30^\circ$	$\alpha = 45^\circ$	$\alpha = 60^\circ$	$\alpha = 90^\circ$
$F_{max(1)} (kN)$	12.87	14.25	16.18	21,45	27.29
$F_{max(2)} (kN)$	12.79	13.96	15.12	19.35	28.46
$F_{max(3)} (kN)$	13.62	13.70	18.08	19.46	27.38
$F_{max(moy)} (kN)$	13.09	13.97	16.46	20,08	27.71
Dispersion relative moyenne (%)	2.68	1.33	6.56	4.52	1.8

TABLEAU 4.6 – Déplacement à rupture expérimental pour les différents angles de chargement

	$\alpha = 0^\circ$	$\alpha = 30^\circ$	$\alpha = 45^\circ$	$\alpha = 60^\circ$	$\alpha = 90^\circ$
$U_{rup(1)} (mm)$	1,65	1,74	1,50	1,41	1,37
$U_{rup(2)} (mm)$	1.51	1,63	1,45	1,51	1,44
$U_{rup(3)} (mm)$	2,05	1,62	1,655	1,54	1.58
$U_{rup(moy)} (mm)$	1.74	1,66	1,53	1,49	1.46
Dispersion relative moyenne (%)	17.5	2.94	5.14	3.42	5.31

TABLEAU 4.7 – Énergie expérimentale pour les différents angles de chargement

	$\alpha = 0^\circ$	$\alpha = 30^\circ$	$\alpha = 45^\circ$	$\alpha = 60^\circ$	$\alpha = 90^\circ$
$Energie_{(1)} (J)$	13,082	16,591	13,960	19,480	22,191
$Energie_{(2)} (J)$	11,904	15,203	15,980	18,850	23,132
$Energie_{(3)} (J)$	18,809	15,024	18,450	20,520	25,380
$Energie_{(moy)} (J)$	14,59	15,606	16,137	19,705	23,567
Dispersion relative moyenne (%)	19.22	4.20	9.50	3.06	5.12



(a) Déformation pour $\alpha = 45^\circ$



(b) $\alpha = 45^\circ$

FIGURE 4.20 – Flexion de la plaque en DX54D lors du chargement combiné ($\alpha = 45^\circ$) à $v = 1 \text{ mm.s}^{(-1)}$

- Rupture par déboutonnage : Il s'agit d'un cisaillement dans l'épaisseur de tôle en bordure du noyau fondu. Ce mode de rupture est principalement rencontré en traction pure où l'effort normal est dominant lors du chargement. Cet effort engendre une concentration de contrainte autour du point. Parallèlement, la contrainte d'ouverture sur le fond d'entaille, et la ductilité relativement importante de cette zone permettent de créer une fissure. La propagation de cette fissuration autour du Zone Fondue (ZF) conduit à la rupture finale au niveau de la Zone Affectée Thermiquement (ZAT). La rupture pour ce mode est obtenue au niveau de la tôle P_1 (la moins épaisse des deux tôles en Usibor). La Figure 4.21 montre une coupe de la zone libre d'un module de traction de l'assemblage soudé testé en traction pure. La découpe a été réalisée par électroérosion. Pour ce mode de chargement, la rupture est précédée par une déformation des tôles dans la zone libre autour du point soudé. Cette déformation dépend fortement des propriétés des tôles. En effet, elle est plus marquée pour des assemblages en acier doux (Fig. 4.30)

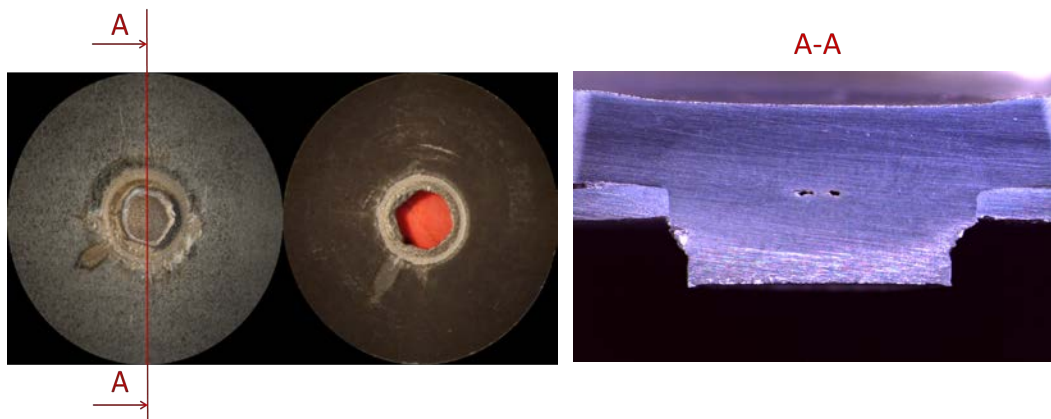


FIGURE 4.21 – Rupture par déboutonnage ($\alpha = 0^\circ$)

- Rupture interfaciale : Il s'agit d'une rupture à l'interface des tôles. Ce mode de rupture est principalement rencontré en cisaillement pur où l'effort tangentiel est dominant lors du chargement. Il est caractérisé par le développement d'une fissure interfaciale, qui se propage à travers le diamètre du noyau du point soudé, comme l'illustre la Figure 4.22 d'une coupe d'un module de traction de l'assemblage soudé testé en cisaillement pur. Contrairement au premier mode, la rupture interfaciale est généralement obtenue à l'interface entre les tôles P_2 et P_3 . Ceci peut être expliqué par le fait que dans le noyau, la dureté de la partie supérieure (côté P_3) est plus faible que celle de la partie inférieure (côté P_1), comme montre le diagramme de dureté (Fig. 4.10) présenté à la Section 4.3. Pour ce mode de rupture, les tôles autour du point soudé ne sont pas déformées avant la rupture, même pour assemblage en acier doux.
- Rupture mixte : Il s'agit d'une combinaison entre les deux premiers modes de rupture précédemment détaillés. C'est un mode intermédiaire équivalent au "mode 2" identifié par Gould et Peterson [2005]. Ce mode de rupture est plutôt observé pour des chargements combinés, et en particulier pour $45^\circ \leq \alpha \leq 60^\circ$. Au début du chargement, l'effort combiné appliqué déforme le noyau à mi épaisseur suivant la direction de chargement. Le noyau est alors déformé, tel que son axe principal est maintenant presque colinéaire avec la direction du chargement. La composante normale du chargement augmente par conséquent, et on revient presque aux conditions de la traction pure. Par la suite, on obtient le déboutonnage du noyau déformé comme

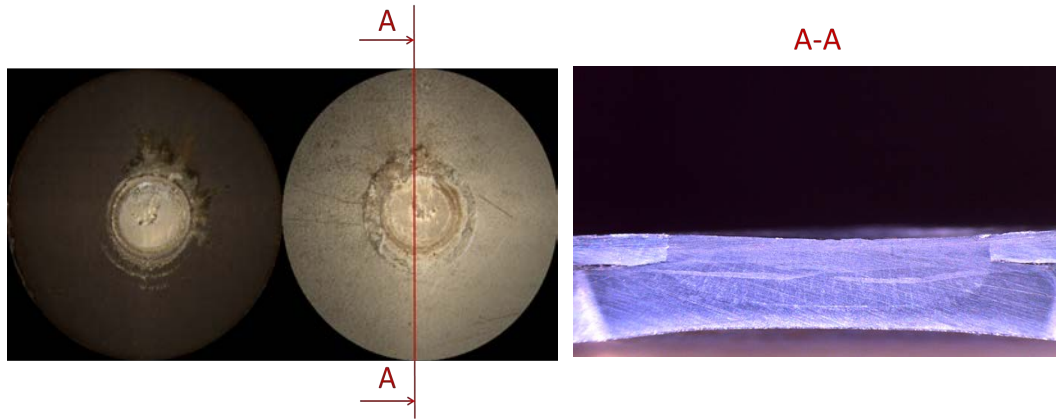


FIGURE 4.22 – Rupture interfaciale ($\alpha = 90^\circ$)

le montre la coupe du module de traction de l'assemblage soudé testé pour $\alpha = 60^\circ$ (Fig. 4.23).

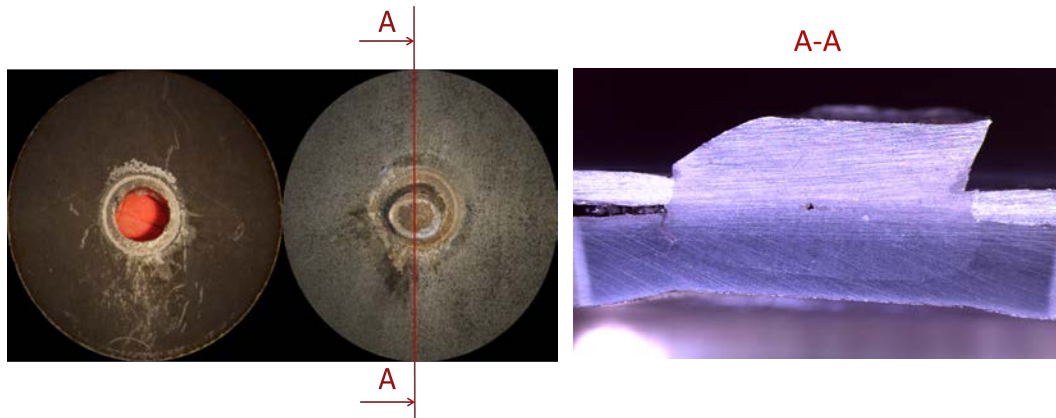


FIGURE 4.23 – Rupture mixte ($\alpha = 60^\circ$)

- un quatrième mode, moins fréquent, a été aussi observé. Ce mode de rupture est associé à la réponse expérimentale présentée dans la Figure 4.20b. C'est une rupture par double déboutonnage : ce mode de rupture est obtenu en chargement combiné. Il faut noter que ce mode accidentel est lié principalement à la qualité du module de traction de l'assemblage soudé. En effet, lors de la préparation des modules de traction de l'assemblage soudé, un soin a été apporté par le constructeur pour assurer le centrage du point soudé par rapport à la zone libre (Fig. 4.11b) suivant les recommandations du LAMIH. Cependant, une vérification effectuée par une analyse de photos de certains modules de traction de l'assemblage soudé avant la réalisation des essais, a montré des défauts d'excentricité entre le centre du point soudé et le centre de la zone libre (Fig. 4.25). Cette excentricité, combinée avec le chargement appliqué, génère un moment de flexion au niveau des plaques, et par conséquent la rotation de la plaque P_2 en DX54D (la moins rigide), sans déformer le point soudé (Fig. 4.20). On obtient alors, le début du déboutonnage du noyau par rapport aux deux plaques P_1 et P_3 (Fig. 4.24). Le point soudé devient colinéaire avec la direction du chargement et la composante normale d'effort est dominante, ce qui mène au déboutonnage total du noyau.

En résumé, quatre modes de rupture sont identifiés lors des essais expérimentaux. Un mode de rupture d'un assemblage est fortement lié au type de chargement appliqué, à la

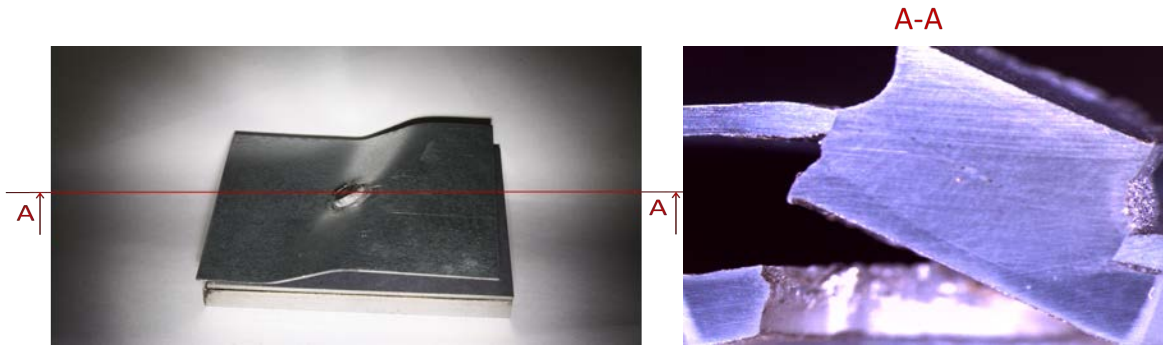


FIGURE 4.24 – Rupture en double déboutonnage lors du chargement combiné ($\alpha = 45^\circ$)

qualité du point soudé et au centrage du point soudé par rapport la zone libre. Dans ce contexte, l'influence de l'angle de chargement et de la taille du point sur le comportement mécanique et la rupture d'un assemblage trois tôles soudé va être étudiée dans la partie suivante. Les relations entre les caractéristiques de chaque mode de rupture, et la réponse mécanique correspondante vont être aussi discutées.

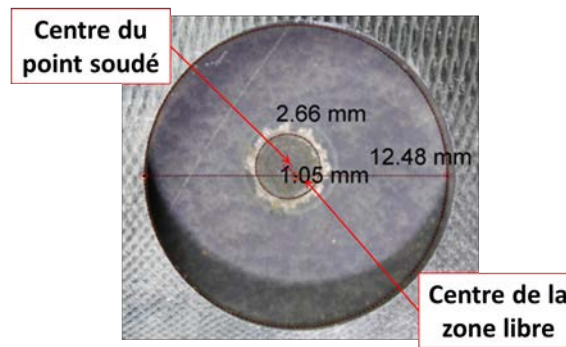


FIGURE 4.25 – Défaut de centrage du point soudé

4.7 Discussion

Influence de l'angle de chargement sur la tenue mécanique et la rupture d'un assemblage soudé trois tôles

Grâce au montage Arcan proposé, cinq angles de chargement ($\alpha = [0^\circ, 30^\circ, 45^\circ, 60^\circ, 90^\circ]$) ont été étudiés en configuration (1-3). Un ensemble de trois essais a été réalisé pour chaque angle. L'exploitation des résultats expérimentaux obtenus, a permis d'étudier l'influence de l'angle de chargement sur le comportement mécanique et la rupture de cet assemblage trois tôles soudé par point. La Figure 4.26 représente l'évolution de l'effort maximal en fonction de l'angle de chargement, et la dispersion associée pour chaque angle. On remarque que la valeur de l'effort maximal augmente exponentiellement avec l'angle de chargement. Une faible variation d'effort est obtenu pour $0^\circ \leq \alpha \leq 30^\circ$, puis, une augmentation rapide de l'effort est obtenue à partir de 45° jusqu'à atteindre sa valeur maximale de $F_{max} = 27.71 \text{ kN}$ en cisaillement pur ($\alpha = 90^\circ$) (Fig. 4.26). Cependant, la Figure 4.27 montre que le déplacement à rupture diminue lorsque l'angle de chargement augmente. Il atteint sa valeur minimale $U_{rup} = 1.46 \text{ mm}$ pour $\alpha = 90^\circ$. L'évolution de l'énergie dissipée en fonction de l'angle de chargement et la dispersion associée pour chaque angle,

sont présentées dans la Figure 4.28. On remarque que l'énergie est croissante en fonction de l'angle de chargement. Comme l'effort maximal, elle augmente légèrement pour $0^\circ \leq \alpha \leq 45^\circ$, puis elle augmente plus nettement et atteint $E = 25 \text{ Joules}$ en cisaillement pur ($\alpha = 90^\circ$).

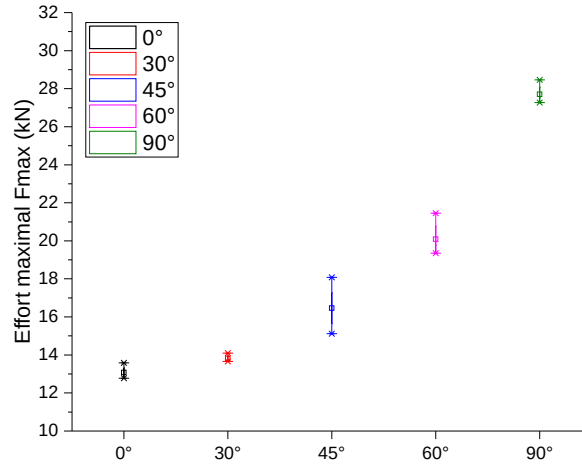


FIGURE 4.26 – Evolution de l'effort maximal en fonction de l'angle

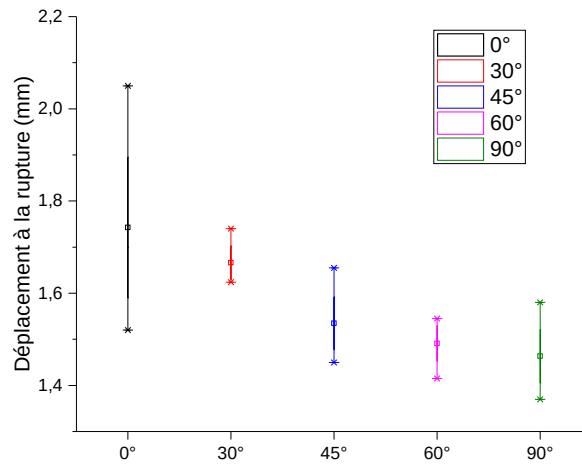


FIGURE 4.27 – Evolution du déplacement à rupture en fonction de l'angle

Pour récapituler, lorsque l'angle de chargement α passe de 0° à 90° , l'effort maximal augmente, le déplacement à rupture diminue, et l'énergie dissipée augmente. En d'autres termes, la rupture de l'assemblage en cisaillement pur nécessite plus d'effort et moins de déformation par rapport à la rupture en traction pure. Cette conclusion peut être argumentée par une comparaison des deux modes de rupture obtenus en traction pure (rupture par déboutonnage) et en cisaillement pur (rupture interfaciale) :

D'une part, pour la rupture par déboutonnage, la rupture se fait dans l'épaisseur en bordure du noyau fondu (Fig. 4.29). La surface rompue est alors estimée à $S_{\text{déboutonnage}} = \pi * \phi_{\text{noyau}} * th_1 = 14.45 \text{ mm}^2$. Cependant, pour la rupture interfaciale, la surface rompue du point soudé, est bien la surface d'interface entre la tôle P_2 et P_3 (Fig. 4.29). Sa valeur est estimée à $S_{\text{interfaciale}} = \frac{\pi}{4} * \phi_{\text{interfaciale}}^2 = 50 \text{ mm}^2$. Une valeur beaucoup plus grande que celle en rupture par déboutonnage.

D'autre part, pour la rupture par déboutonnage, la rupture se fait totalement au niveau de la ZAT (à l'interface ZAT/ZF), dont la dureté associée est de l'ordre de 300 Hv

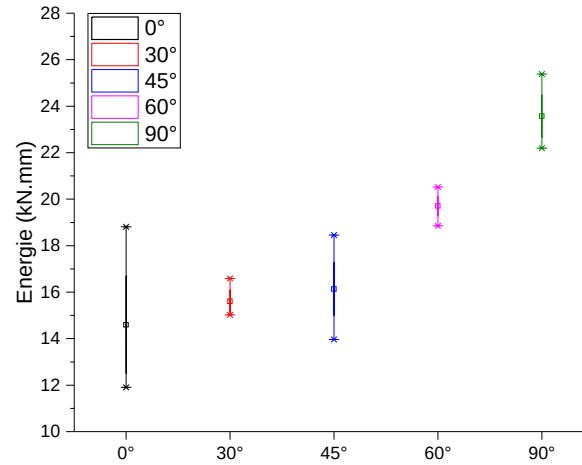


FIGURE 4.28 – Evolution de l'énergie en fonction de l'angle

(Fig. 4.10), équivalente à une résistance à rupture approximative égale à $Rm = 965 \text{ MPa}$ [Maweld, 2017]. Cependant, pour la rupture interfaciale, la zone rompue est principalement le noyau du point soudé, dont la dureté associée est de l'ordre de 460 Hv (Fig. 4.10), équivalente à une résistance à rupture approximative égale à $Rm = 1485 \text{ MPa}$ [Maweld, 2017]. Le Tableau 4.8 résume les caractéristiques de chaque surface rompue.

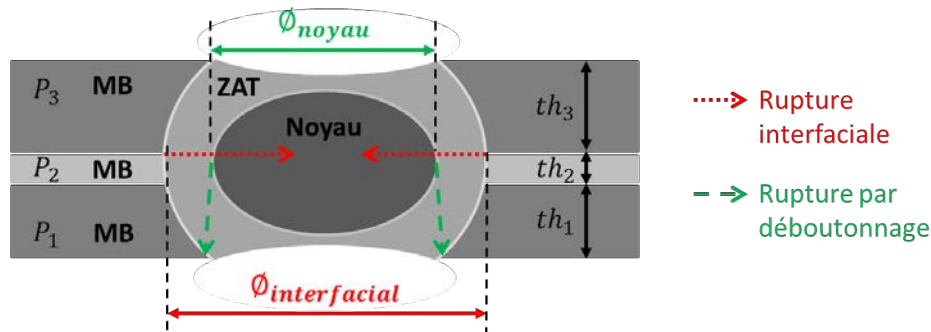


FIGURE 4.29 – Schématisation de la rupture par déboutonnage et la rupture interfaciale

Deux points de différence entre la rupture par déboutonnage et la rupture interfaciale, peuvent expliquer que l'effort à rupture en cisaillement est beaucoup plus élevé que celui en traction pure. La surface de rupture change de forme et de propriétés mécaniques en fonction du mode de rupture. Grâce au diagramme de dureté (Fig. 4.10) et l'analyse des modes de rupture présentés précédemment, les caractéristiques de chaque surface rompue sont collectées dans le Tableau 4.8.

TABEAU 4.8 – Caractéristique des zones de rupture pour chaque mode

Mode de rupture	Déboutonnage	Interfaciale
Surface rompue	$S_{déboutonnage} = \pi * \phi_{noyau} * th_1$ $S_{déboutonnage} = 14.45 \text{ mm}^2$	$S_{interfaciale} = \frac{\pi}{4} * \phi_{interfacial}^2$ $S_{interfaciale} = 50 \text{ mm}^2$
Zone rompue	à l'interface ZAT/ZF	dans la ZF et la ZAT
Dureté	300 Hv	460 Hv
Résistance à rupture	965 MPa	1485 MPa

où :

$\phi_{interfaciale}$: est le rayon du point soudé,

ϕ_{noyau} : est le rayon du noyau du point soudé,

th_3 : est l'épaisseur de la tôle P_3 .

L'évolution du déplacement à rupture est également justifiée par le changement des modes de rupture pour les différentes sollicitations. En effet, en traction pure ($\alpha = 0^\circ$), la rupture par déboutonnage est accompagnée par une déformation de la tôle P_1 autour du point soudé avant la rupture. Ce phénomène est bien visible pour les assemblages en aciers doux comme montre la Figure 4.30. Le déplacement global est, donc, la somme du déplacement du point soudé et du déplacement de la tôle P_1 . Cependant, en cisaillement pur ($\alpha = 90^\circ$), la rupture interfaciale est caractérisée par le cisaillement du point soudé sans déformation des plaques ni rotation du point soudé. Le déplacement est réduit au déplacement relatif des tôles (Fig. 4.22). Par conséquent, le déplacement à rupture en cisaillement pur est plus faible que celui en traction pure.

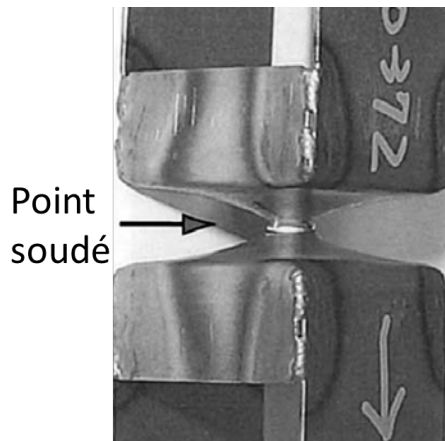


FIGURE 4.30 – Déformation des tôles lors d'une rupture par déboutonnage d'un assemblage en acier doux [Lin et al., 2003]

Influence de la taille du noyau sur le comportement mécanique et la rupture d'un assemblage soudé trois tôles

Plusieurs travaux dans la littérature ont montré que la taille du noyau d'un point soudé, est un facteur qui influence fortement le comportement mécanique d'un assemblage soudé trois tôles d'un point de vue effort maximal et absorption d'énergie [Nielsen et al., 2011; Pouranvari et Marashi, 2011, 2012; Wei et al., 2015]. Pour étudier cette influence sur l'assemblage considéré, trois lots de modules de traction de l'assemblage soudé avec différentes tailles de noyau, ont été testés en chargements purs et combinés. La Figure 4.31 illustre la superposition des courbes d'évolution de l'effort en fonction de l'angle de chargement pour les différents lots testés. On remarque que pour un angle de chargement donné, plus la taille du noyau est grande, plus l'effort maximal est important. Un résultat prévisible qui est bien en cohérence avec les études bibliographiques précédemment citées dans ce contexte. On remarque également, que l'influence de la taille du noyau sur l'effort maximal dépend fortement de l'angle de chargement. En effet, cette influence est de plus en plus remarquable et importante lorsque l'angle de chargement augmente : en traction pure ($\alpha = 0^\circ$), l'évolution de l'effort maximal est de l'ordre de 30% entre les lots 1 et 2 ($D = 7.2 \text{ mm}$) et le lot 3 ($D = 3.7 \text{ mm}$). Cependant, en cisaillement pur ($\alpha = 90^\circ$), cette évolution dépasse les 120%.

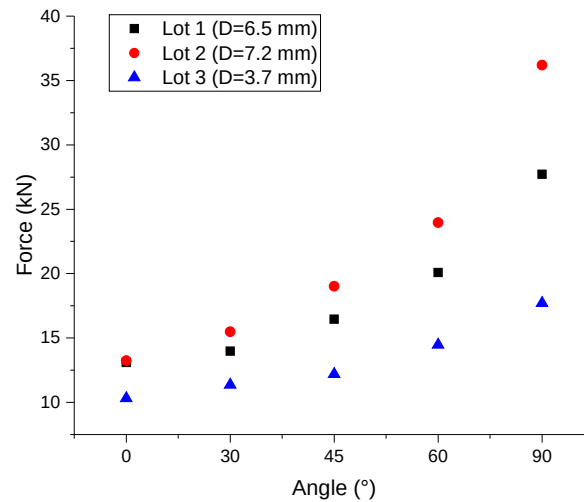


FIGURE 4.31 – Effet de la taille du noyau sur l'effort maximal pour les différents angles de chargement

La Figure 4.32 présente l'évolution de l'énergie en fonction de la taille du noyau pour les différents lots testés. De la même façon que pour l'effort maximal, l'énergie dissipée est plus importante lorsque le diamètres du point soudé testé est plus grand. Cette influence est également de plus en plus marquée lorsque l'angle de chargement augmente. Cependant, pour le lot 3, l'énergie dissipée est presque constante pour tous les angles de chargement. Cela est du au faible diamètre des points soudés de ce lot. La surface rompue en cisaillement pur est alors presque égale à la surface rompue en traction pure (Tab. 4.6).

L'influence de l'angle de chargement sur la relation entre la taille du point soudé et le comportement mécanique de l'assemblage paraît être bien logique. Ceci peut être expliqué par les différents modes de rupture pour chaque angle de chargement. En effet, en traction pure la surface rompue dépend à la fois de la taille du point soudé et également de l'épaisseur des tôles ($S_{deboutonnage} = \pi * \phi_{noyau} * t h_1$), tandis qu'en cisaillement pur, elle ne dépend que de du diamètre du point soudé ($S_{interfaciale} = \frac{\pi}{4} * \phi_{interfaciale}^2$). On remarque ainsi que la moindre variation de la taille du point soudé influence l'effort maximal et l'énergie en cisaillement plus qu'en traction.

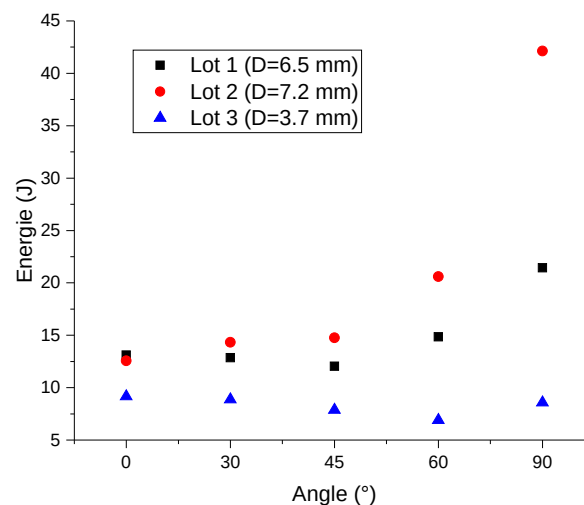


FIGURE 4.32 – Effet de la taille du noyau sur l'effort maximal pour les différents angles de chargement

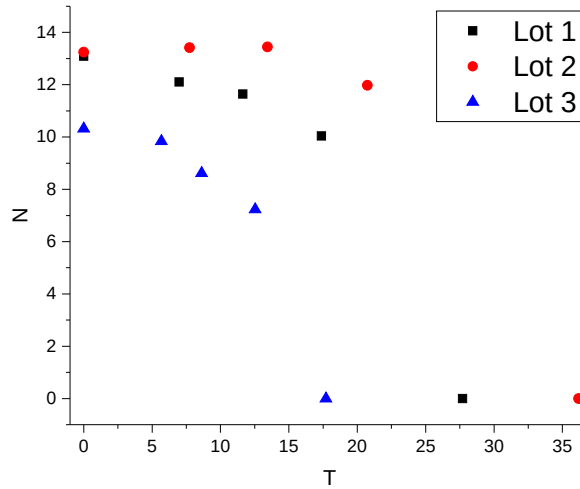


FIGURE 4.33 – Enveloppe de rupture exprimée en efforts pour les trois lots

Enveloppe de rupture expérimentale

L'effet de la taille du point soudé sur l'enveloppe de rupture a été également investigué. La Figure 4.33 présente l'évolution de l'effort normal courant $N = F \cos(\alpha)$ (Eq. 4.3), en fonction de l'effort tangentiel courant $T = F \sin(\alpha)$ (Eq. 4.3) pour les trois lots étudiés. On remarque que les trois enveloppes sont décalées. Ce décalage revient à l'évolution de l'effort maximal en fonction de la taille de point soudé.

D'une manière similaire aux assemblages soudés deux tôles, une enveloppe de rupture présentée en effort normalisés est obtenue en identifiant le critère de rupture proposé par Lee et al. [1998] :

$$\left(\frac{N}{N_u} \right)^a + \left(\frac{T}{T_u} \right)^b = 1 \quad (4.6)$$

où :

N_u : est l'effort normal ultime considéré comme l'effort maximal en traction pure,
 T_u : est l'effort tangentiel ultime considéré comme l'effort maximal en cisaillement pur,
 a et b : sont des exposants du critère de rupture identifiés à partir des résultats expérimentaux en chargement combiné.

Le nouveau dispositif expérimental a permis de définir directement la valeur des paramètres N_u et T_u , tel que $N_u = F_{max}(\alpha = 0^\circ)$ et $T_u = F_{max}(\alpha = 90^\circ)$. Les exposants du critère de rupture a et b sont aussi identifiés avec $a \neq b$ en utilisant les résultats des essais purs et combinés des expérimentaux du dispositif Arcan. Les paramètres du critère de rupture identifiés pour chaque lot sont collectées dans le Tableau 4.9.

TABEAU 4.9 – Valeurs caractéristiques du critère de rupture pour chaque lot

	N_u	T_u	a	b
Lot 1	13.09	27.71	1.18	3.31
Lot 2	13.24	36.19	3	2.19
Lot 3	10.32	17.71	1.71	2.21

La Figure 4.34 présente la superposition des enveloppes de rupture identifiées pour chaque lot. On remarque que les trois enveloppes sont proches ce qui montre que la taille de noyau n'a pas beaucoup d'influence sur une enveloppe exprimée en effort normalisé.

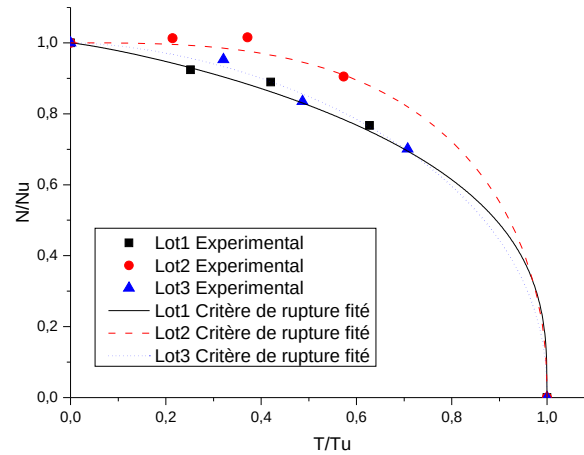


FIGURE 4.34 – Enveloppe de rupture exprimée en efforts normalisés pour les trois lots

4.8 Conclusions

Dans ce chapitre, une étude expérimentale du comportement mécanique et de la rupture d'un assemblage trois tôles multi-matériaux soudé par point par résistance, a été présentée. Les deux plaques extérieures sont en acier Usibor 22MnB5 à très haute résistance, et la plaque du milieu est en acier doux DX54D. Avec un assemblage trois tôles, trois configurations de chargement sont possibles (1-2), (2-3) et (1-3).

Un dispositif approprié a été proposé pour étudier le comportement mécanique et la rupture de cet assemblage pour des chargements purs et combinés, et pour différentes combinaisons possibles. Le dispositif est caractérisé par un poids réduit grâce à sa géométrie optimisée. Ceci permet de minimiser les effets d'inertie et d'envisager des essais dynamiques pour des travaux ultérieurs. Les essais présentés dans le cadre de cette thèse sont réalisés en vitesse intermédiaire.

L'assemblage est considéré symétrique car les deux plaques extérieures sont du même matériau de base et d'épaisseurs proches. Cette hypothèse est confirmée par les résultats des essais préliminaires qui ont montré que les réponses expérimentales des configurations (1-2) et (2-3) sont similaires. Pour des raisons pratiques, seuls les résultats des essais des configurations (1-2) et (1-3) sont présentés dans ce chapitre.

Pour la configuration (1-3), l'assemblage a été testé sous cinq angles de chargement. Les résultats obtenus ont montré la grande influence de l'angle de chargement sur le comportement mécanique et le mode de rupture de l'assemblage soudé. En effet, l'effort maximal et l'énergie à rupture augmentent "exponentiellement" avec l'angle de chargement. Ils atteignent leur valeurs maximales en cisaillement pur ($\alpha = 90^\circ$). Cependant, le déplacement à rupture diminue lorsque l'angle de chargement augmente. Il atteint sa valeur maximale en traction pure ($\alpha = 0^\circ$), configuration où il y a plus de déformation des tôles avant la rupture. Trois principaux modes de rupture ont été identifiés en fonction de l'angle de chargement (rupture par déboutonnage, rupture interfaciale et rupture mixte). Une discussion de la relation entre le mode de rupture et la réponse expérimentale associée est également présentée.

Les modules de traction de l'assemblage soudé ont été livrés en trois lots de qualité selon la taille du point soudé. Pour chaque angle de chargement, trois tailles du noyau soudé ont été testées. Les résultats obtenus ont montré qu'en augmentant la taille du noyau l'effort maximal et l'énergie dissipée augmentent. Cette influence est beaucoup plus remarquable pour le cisaillement pur. Ceci est expliqué par le fait que pour la rupture interfaciale associée à ce mode de chargement, la surface rompue dépend du carré du

diamètre du point soudé. Des enveloppes de rupture ont été également présentées pour les trois lots en termes d'efforts normalisés $\left[\frac{N}{N_u}; \frac{T}{T_u} \right]$.

L'étude réalisée dans ce chapitre a permis de caractériser expérimentalement le comportement mécanique et la rupture d'un assemblage trois tôles multi-matériaux soudé par point en chargements purs et combinés et en différentes configurations. Les résultats de cette étude expérimentale vont servir de base pour identifier les paramètres du modèle macroscopique présenté dans le chapitre 5.

Références

- ArcelorMittal (2014). Steels for hot stamping -Usibor. The product catalogue, 2014. [69](#), [70](#)
- Gould, J.E., Peterson, W. (2005). Advanced materials require advanced knowledge - Understanding resistance spot welding of AHSS. The Fabricator. [86](#)
- Haugou, G., Markiewicz, E., Fabis, J. (2006). On the use of the non-direct tensile loading on a classical split Hopkinson bar apparatus dedicated to sheet metal specimen characterisation. International Journal of Impact Engineering, Vol. 32, pp. 778—98. [69](#)
- Haugou, G., Leconte, N., Morvan, H. (2016). Design of a pre-stretched tension Hopkinson bar device : Configuration, tail corrections, and numerical validation. International Journal of Impact Engineering, Vol. 97, pp. 89–101. [71](#)
- Langrand, B., Combescure, A. (2004). Non-linear and failure behaviour of spotwelds : a global finite element and experiments in pure and combined modes I/II. International Journal of Solids and Structures, Vol. 41, pp. 6631–6646. [69](#)
- Langrand, B., Markiewicz, E. (2010). Strain-rate dependence in spot welds : Non-linear behaviour and failure in pure and combined modes I/II. International Journal of Impact Engineering, Vol. 37, pp. 792–805. [69](#)
- Lee, Y., Wehner, T., Lu, M., Morrisett, T., Pakalnins, E. (1998). Ultimate strength of resistance spot welds subjected to combined tension. Journal of Testing and Evaluation, Vol. 26, pp. 213–219. [93](#)
- Lin, S.-H., Pan, J., Wu, S.R., Tyan, T., Wung, P., (2002). Failure loads of spot welds under combined opening and shear static loading conditions. International Journal of Solids and Structures, Vol. 39, pp. 19–39.
- Lin, S.-H., Pan, J., Tyan, T., Prasad, P. (2003). A general failure criterion for spot welds under combined loading conditions. International Journal of Solids and Structures, Vol. 40, pp. 5539–5564. [v](#), [91](#)
- Magmaweld(2017). Disponible sur <http://www.magmaweld.com/magmaweld-fr/table-de-conversion-de-durete.html>. [90](#)
- Nielsen, C.V., Friis, K.S., Zhang, W., Bay, N. (2011). Three-Sheet Spot Welding of Advanced High-Strength Steels :The weldability of thin, low-carbon steel to two thicker, high-strength steels is studied through factorial experimentation and statistical analysis. Welding Research, Vol. 90, pp. 32–40. [75](#), [91](#)

- Pouranvari, M., Marashi, S.P.H. (2011). Failure Behavior of Three-Steel Sheets Resistance Spot Welds : Effect of Joint Design. *Journal of Materials Engineering and Performance*, Vol. 16. 75, 91
- Pouranvari, M., Marashi, S.P.H. (2012). Weld nugget formation and mechanical properties of three-sheet resistance spot welded low carbon steel. *Canadian Institute of Mining, Metallurgy and Petroleum*, Vol. 51, pp. 105–109. 75, 91
- Wei, S.T., Liu, R.D., Lv, D., Lin, L., Xu, R.J., Guo, J.Y., Wang, K.Q., Lu, X.F. (2015). Weldability and mechanical properties of similar and dissimilar resistance spot welds of three-layer advanced high strength steels. *Science and Technology of Welding and Joining*, Vol. 20, pp. 20–26. 75, 91

Chapitre 5

Modélisation macroscopique d'un assemblage trois tôles multi-matériaux soudé par point

Sommaire

5.1 Introduction	98
5.2 Stratégie de modélisation d'un assemblage trois tôles	98
5.2.1 Modélisation avec deux connecteurs	99
5.2.2 Modélisation avec trois connecteurs	100
5.2.3 Modèle EF	100
5.3 Identification des paramètres du modèle numérique	101
5.3.1 Hypothèses simplificatrices	101
5.3.2 Modèles simplifiés et résolution analytique	102
5.3.3 Exploitation des résultats des essais expérimentaux	106
5.3.4 Identification directe	107
5.3.5 Identification par méthode inverse	108
5.4 Résultats d'identification	110
5.5 Validation et discussion	112
5.5.1 Essais Combinés de validation	112
5.5.2 Effet angle de chargement sur les réponses numériques	112
5.5.3 Enveloppe de rupture	113
5.6 Conclusions	115

Résumé

Ce chapitre propose une modélisation macroscopique du comportement mécanique et de la rupture d'un assemblage trois tôles multi-matériaux soudé par point par résistance. L'approche proposée est basée sur l'utilisation de trois connecteurs. Trois ensembles de paramètres sont donc à identifier en utilisant les résultats expérimentaux de la caractérisation de type Arcan. Une procédure d'identification directe basée sur des considérations physiques est d'abord proposée pour simplifier le processus d'identification et réduire le nombre de paramètres identifiés ensuite par méthode inverse. Les résultats numériques obtenus sont en bonne cohérence avec les résultats expérimentaux pour les différentes configurations testées. Le modèle proposé et le processus d'identification ont été validés en chargements combinés, et les résultats sont satisfaisants.

5.1 Introduction

Plusieurs modèles macroscopiques ont été développés et proposés dans la littérature pour la modélisation du comportement mécanique et de la rupture des assemblages soudés par point. Cependant, tous ces modèles ont été proposés pour des assemblages deux tôles. A la connaissance des auteurs, aucun modèle macroscopique n'est encore publié dans la littérature pour la modélisation du comportement mécanique des assemblages multi-tôles soudés par point.

Dans ce contexte, une approche de modélisation macroscopique basée sur l'utilisation de trois connecteurs est proposée, dans la première section de ce chapitre, pour modéliser le comportement mécanique et la rupture d'un assemblage trois tôles multi-matériaux.

Un ensemble de paramètres du modèle proposé sont alors à identifier. Pour simplifier l'identification de ces paramètres, une méthodologie d'identification est présentée dans la section 2. Le modèle est identifié et validé par rapport aux résultats expérimentaux des essais de caractérisation présentés dans le chapitre 4. La section 3 présente une comparaison entre les résultats numériques et expérimentaux.

5.2 Stratégie de modélisation d'un assemblage trois tôles

Un assemblage soudé par point présente des complexités métallurgiques et structurales, ce qui complique la modélisation de son comportement mécanique surtout d'un point de vue macroscopique. La modélisation d'un assemblage trois tôles multi-matériaux est encore beaucoup plus complexe. En effet, son comportement mécanique dépend des trois configurations de chargement possibles (1-2), (1-3) et (2-3). Plusieurs approches de modélisation sont alors possibles.

5.2.1 Modélisation avec deux connecteurs

Comme première approche de modélisation d'un assemblage trois tôles soudé par point, il est proposé d'utiliser deux connecteurs en série : un connecteur C_1 entre la plaque P_1 et la plaque du milieu P_2 , un connecteur C_2 entre la plaque du milieu P_2 et la plaque P_3 (Fig. 5.1).

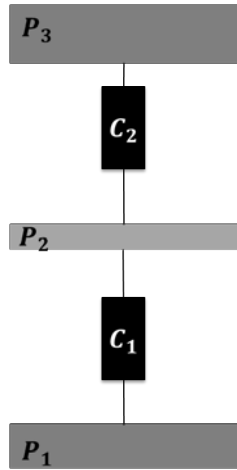


FIGURE 5.1 – Approche de modélisation avec deux connecteurs

Cette approche est relativement simple. Cependant, elle n'est pas appropriée pour modéliser convenablement toutes les configurations possibles pour un assemblage trois tôles soudé par point. En effet, analytiquement la rigidité équivalente de ce modèle à deux connecteurs en série en configuration (1-3) est $K_{eq1-3} = K_1 * K_2 / (K_1 + K_2)$. En configurations (1-2) et (2-3), les rigidités équivalentes sont respectivement $K_{eq1-2} = K_1$ et $K_{eq2-3} = K_2$. Puisque les rigidités sont positives, alors la rigidité équivalente de configuration (1-3) K_{eq1-3} est toujours plus petite que les rigidités équivalentes de deux autres configurations K_{eq1-2} et $K_{eq2-3} = K_2$. Cependant, les résultats expérimentaux (Fig. 5.2) montrent que la rigidité globale en configuration (1-3) est plus grande que celle en configurations (1-2) et (2-3).

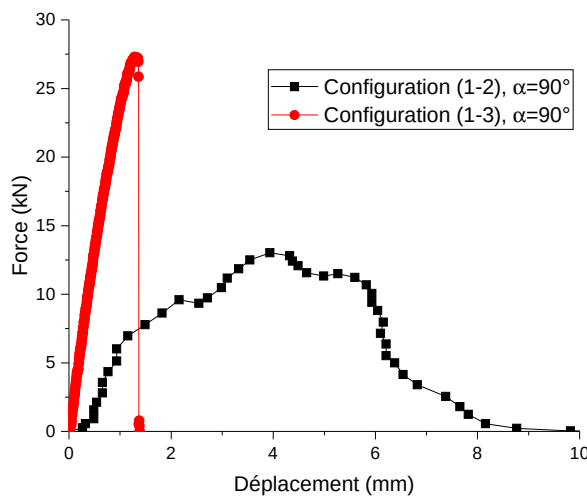


FIGURE 5.2 – Comparaison des réponses expérimentales de la configuration (1-2) et de la configuration (1-3)

5.2.2 Modélisation avec trois connecteurs

Une nouvelle approche de modélisation macroscopique est alors proposée pour modéliser correctement le comportement mécanique et la rupture d'un assemblage trois tôles soudé par point pour toutes les configurations possibles. Il est proposé d'utiliser trois connecteurs : un connecteur C_1 entre la plaque P_1 et la plaque P_2 , un connecteur C_2 entre la plaque P_2 et la plaque P_3 , et un connecteur C_3 entre la plaque P_1 et la plaque P_3 . C_1 et C_2 sont en série, et C_3 est parallèle à C_1 et C_2 . La Figure 5.3 présente schématiquement l'approche à trois connecteurs.

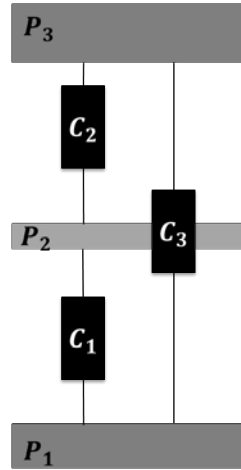


FIGURE 5.3 – Approche de modélisation avec trois connecteurs

5.2.3 Modèle EF

Le modèle numérique est simulé en utilisant le logiciel de calcul ABAQUS [Abaqus Manual, 2010]. Seule la partie déformable du module de traction de l'assemblage soudé, (appelée aussi zone libre dans la Figure 4.11), est modélisée. Trois plaques d'un diamètre de 25 mm sont alors modélisées.

Conditions aux limites et chargements appliqués Les conditions aux limites du modèle sont appliquées en fonction de la configuration à modéliser. Pour toutes les configurations, il y a deux plaques sollicitées et une plaque libre. Pour une configuration (i-j), les conditions aux limites et le chargement consistent en :

- un guidage en translation et une vitesse constante suivant la direction verticale sont appliqués sur la périphérie de la $i^{\text{ème}}$ plaque (Fig. 5.4), tel que : $UR_1 = UR_2 = UR_3 = U_1 = U_2 = 0$ et $V = 1 \text{ mm/s}$,
- un encastrement appliqué à la périphérie de la $j^{\text{ème}}$ plaque (Fig. 5.4), tel que : $UR_1 = UR_2 = UR_3 = U_1 = U_2 = U_3 = 0$,

Les propriétés matérielles des plaques sont celles identifiées pour le métal de base et rappelées dans le Tableau 5.1.

Maillage Les plaques sont maillées par des éléments coques quadrangulaires à 4-nœuds. Les éléments sont à interpolation bilinéaire et linéaire, à intégration réduite et de dimension 8 mm.

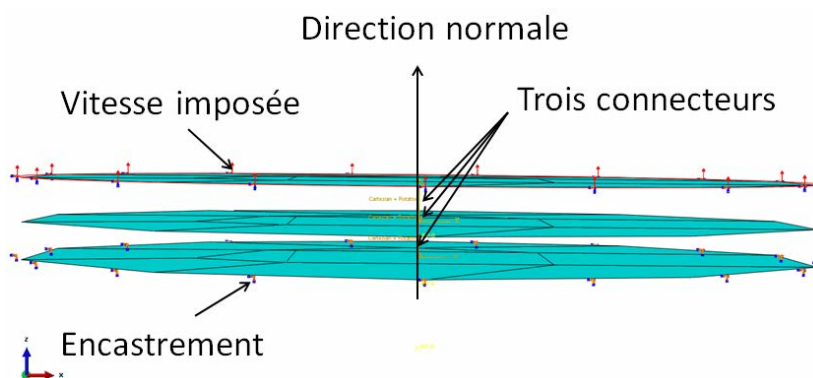


FIGURE 5.4 – Modèle EF avec trois connecteurs en configuration (1-3)

TABLEAU 5.1 – Propriétés mécanique du métal de base : acier doux (XES)

	Module d'Young : E	Limite d'élasticité : σ_0	Contrainte maximale : σ_u	Paramètres d'écrouissage : k et n	
DX54D	210 (GPa)	170 (MPa)	301 (MPa)	409 (MPa)	0.447
22MnB5	195 (GPa)	1100 (MPa)	1500 (MPa)	400 (MPa)	0.135

5.3 Identification des paramètres du modèle numérique

Trois connecteurs sont associés dans le modèle, cela signifie que trois groupes indépendants de paramètres doivent être identifiés. D'après la formulation d'un connecteur (Section. 3.3), le Tableau 5.2 présente l'ensemble des paramètres à identifier pour chaque connecteur.

TABLEAU 5.2 – Paramètres à identifier pour chaque connecteur

Partie élastique	Partie 'Plastique'								Endommagement					
$D_{ii}, i = 1..6$	F_0	Q	b	R_N	R_S	R_B	R_T	β	F_i	U_f	k_N	k_S	k_B	k_T

Le problème de l'identification des paramètres des trois connecteurs est toutefois compliqué, car ils s'influencent mutuellement quelle que soit la configuration de sollicitation. Par analogie au processus d'identification des paramètres du connecteur pour un assemblage deux tôles proposé dans le chapitre 3, une méthodologie d'identification spécifique aux assemblages trois tôles est proposée. Afin de simplifier le processus d'identification et de réduire le nombre de paramètres à identifier, des hypothèses simplificatrices sont tout d'abord proposées. Un modèle simplifié de chaque configuration sont ensuite proposés pour déduire des relations analytiques entre les paramètres à identifier des trois connecteurs. En utilisant ces relations et en exploitant les résultats expérimentaux des essais Arcan, présentés dans le chapitre 4, un premier groupe de paramètres sont directement identifiés. Le problème d'optimisation est donc réduit, et les paramètres restants sont ensuite identifiés grâce à une approche inverse en utilisant les résultats des essais expérimentaux.

5.3.1 Hypothèses simplificatrices

Pour simplifier la procédure d'identification, des hypothèses simplificatrices sont proposées. Certaines hypothèses du modèle deux tôles sont conservées (Sous-section 3.5.2). D'autres sont proposées suivant les caractéristiques du modèle trois tôles :

- l'assemblage étudié est considéré symétrique (Chapitre 4). On fera alors l'hypothèse que les deux connecteurs C_1 et C_2 ont des propriétés identiques. Par conséquent, ils ont les mêmes valeurs de paramètres. Le problème d'identification est alors réduit à deux groupes indépendants de paramètres à identifier au lieu de trois,
- le connecteur est supposé à section circulaire. Ainsi, les rigidités tangentielles du connecteur sont supposées égales ($D_{11} = D_{22}$),
- les résultats expérimentaux de la caractérisation de l'assemblage trois tôles ont montré deux modes de rupture différents en traction pure et en cisaillement pur. En fait, la rupture par déboutonnage en traction pure est caractérisée par une déformation des plaques autour du point soudé avant la rupture. En revanche, en cisaillement pur les plaques autour du point soudé ne se déforment presque pas avant la rupture interfaciale. Donc, la réponse obtenue en cisaillement pur peut être considérée comme la réponse locale du point soudé. En effet, on propose de normaliser les potentiels P_1 (Eq.3.8) et P_2 (Eq.3.14) par rapport à l'essai de cisaillement pur. On prend alors : $R_S = 1$ et $k_S = 1$. On propose également, d'identifier le maximum des paramètres du connecteur en utilisant la réponse expérimentale de l'essai de cisaillement,
- l'identification et la validation du modèle sont faites à base des essais Arcan, pour lesquels aucun moment de flexion ni de torsion n'est généré. Les réponses numériques sont donc indépendantes des valeurs des paramètres de flexion et de torsion du modèle (R_B et R_T). Les valeurs de R_B et R_T pour chaque connecteur sont alors prises égales à 1. Pour des applications de calcul de structure, comme la simulation de crash d'un véhicule où des moments de flexion et de torsion sont générés, l'identification des paramètres R_B et R_T nécessite d'autres essais comme par exemple l'essai de pelage,
- la configuration (1-2) n'est testée qu'en cisaillement pur. Donc, l'exposant β ne peut pas être identifié pour les connecteurs C_1 et C_2 . Il est donc proposé de supposer que l'exposant β est le même pour les trois connecteurs C_1 , C_2 et C_3 .

5.3.2 Modèles simplifiés et résolution analytique

Trois modèles simplifiés plaques-ressorts sont proposés pour schématiser les trois configurations de sollicitation possibles lors des essais de caractérisation des assemblages trois tôles soudés par point. Dans ces modèles, chaque connecteur est modélisé par un ressort ayant une raideur (K) (Fig. 5.5). Les conditions aux limites dépendent de la configuration modélisée :

- pour la configuration (1-3) : la plaque P_3 est encastree et un déplacement imposé U_1 est appliqué à la plaque P_1 . Un déplacement U_2 de la plaque du milieu P_2 (libre) est donc généré (Fig. 5.5a). L'effort global résultant est noté F_{G13} .
- pour la configuration (1-2) : la plaque P_2 est encastree et un déplacement imposé U_1 est appliqué à la plaque P_1 . Un déplacement U_3 de la plaque P_3 (libre) est donc généré. L'effort global résultant est noté F_{G12} (Fig 5.5b).
- pour la configuration (2-3) : la plaque P_3 est encastree et un déplacement imposé U_2 est appliqué à la plaque P_2 . Un déplacement U_1 de la plaque P_1 (libre) est donc généré. L'effort global résultant est noté F_{G23} (Fig 5.5c).

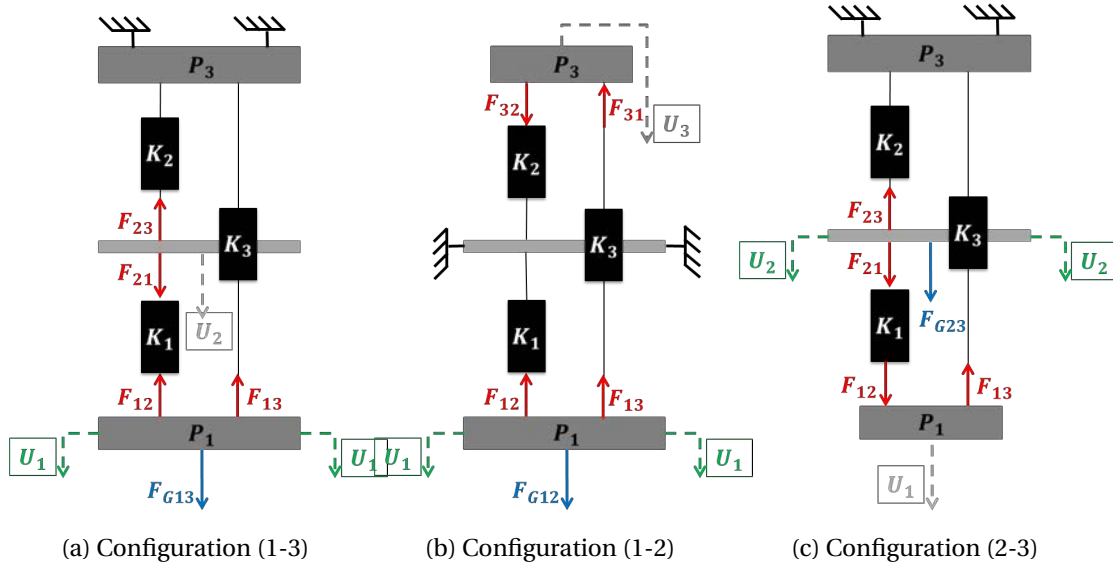


FIGURE 5.5 – Modèles simplifiés pour toutes les configurations

Configuration (1-3)

Écrivons l'équilibre de la plaque P_1 . D'une part on a :

$$F_{G13} = F_{13} + F_{12} \quad (5.1)$$

avec $F_{13} = K_3 U_1$ et $F_{12} = \frac{K_1 K_2}{K_1 + K_2} U_1$ (C_1 et C_2 deux ressorts en série).

D'où

$$F_{G13} = \left(K_3 + \frac{K_1 K_2}{K_1 + K_2} \right) U_1 \quad (5.2)$$

D'autre part, on a :

$$F_{G13} = D_{G13} U_1 \quad (5.3)$$

avec D_{G13} la rigidité équivalente des trois connecteurs pour la configuration (1-3).

On obtient alors :

$$D_{G13} = \left(K_3 + \frac{K_1 K_2}{K_1 + K_2} \right) \quad (5.4)$$

Configuration (1-2)

Écrivons l'équilibre de la plaque P_1 . D'une part :

$$F_{G12} = F_{12} + F_{13} \quad (5.5)$$

avec $F_{12} = K_1 U_1$ et $F_{13} = \frac{K_2 K_3}{K_2 + K_3} U_1$ (C_2 et C_3 deux ressorts en série)

D'où :

$$F_{G12} = \left(K_1 + \frac{K_2 K_3}{K_2 + K_3} \right) U_1 \quad (5.6)$$

D'autre part on a :

$$F_{G12} = D_{G12}U_1 \quad (5.7)$$

avec D_{G12} est la rigidité équivalente des trois connecteurs pour la configuration (1-2).
On obtient alors :

$$D_{G12} = \left(K_1 + \frac{K_2 K_3}{K_2 + K_3} \right) \quad (5.8)$$

Configuration (2-3)

Écrivons l'équilibre de la plaque P_2 . D'une part :

$$F_{G23} = F_{23} + F_{21} \quad (5.9)$$

avec $F_{23} = K_2 U_2$ et $F_{21} = \frac{K_1 K_3}{K_1 + K_3} U_2$ (C_1 et C_3 deux ressorts en série).
D'où :

$$F_{G23} = \left(K_2 + \frac{K_1 K_3}{K_1 + K_3} \right) U_2 \quad (5.10)$$

D'autre part on a :

$$F_{G23} = D_{G23}U_2 \quad (5.11)$$

avec D_{G23} est la rigidité équivalente des trois connecteurs pour la configuration (2-3).
On obtient alors :

$$D_{G23} = \left(K_2 + \frac{K_1 K_3}{K_1 + K_3} \right) \quad (5.12)$$

L'équilibre des trois modèles simplifiés aboutit à un système avec trois équations (5.13, 5.14 et 5.15) et trois inconnues (K_1 , K_2 et K_3). Sachant que D_{G13} , D_{G12} , D_{G23} et $U_1 = U_2 = U$ sont des données.

$$\left(K_3 + \frac{K_1 K_2}{K_1 + K_2} \right) = D_{G13} \quad (5.13)$$

$$\left(K_1 + \frac{K_2 K_3}{K_2 + K_3} \right) = D_{G12} \quad (5.14)$$

$$\left(K_2 + \frac{K_1 K_3}{K_1 + K_3} \right) = D_{G23} \quad (5.15)$$

Résolution dans le cas générale d'un système avec trois équations et trois inconnues

Pour résoudre analytiquement ce système on a eu recours au logiciel "Mathematica".
Dans le cas général le système s'écrit :

$$x + yz/(y + z) = a \quad (5.16)$$

$$y + xz/(x + z) = b \quad (5.17)$$

$$z + yx/(y + x) = c \quad (5.18)$$

Avec a , b et c les données du problème, et x , y et z les inconnues.

La résolution du système avec le logiciel 'Mathematica' donne :

$$x = -\frac{2abc(ab + ac - bc)}{a^2b^2 - 2a^2bc - 2ab^2c + a^2c^2 - 2abc^2 + b^2c^2} \quad (5.19)$$

$$y = -\frac{2abc(ab - ac + bc)}{a^2b^2 - 2a^2bc - 2ab^2c + a^2c^2 - 2abc^2 + b^2c^2} \quad (5.20)$$

$$z = -\frac{2abc(ab - ac - bc)}{a^2b^2 - 2a^2bc - 2ab^2c + a^2c^2 - 2abc^2 + b^2c^2} \quad (5.21)$$

Si $a=b$ la solution devient :

$$x = y = -\frac{2ac}{a - 4c} \quad (5.22)$$

$$z = \frac{2(ac - 2c^2)}{a - 4c} \quad (5.23)$$

Résolution du système réduit aux configurations (1-3) et (1-2), dans le cas des assemblages symétriques

Puisque l'assemblage étudié est symétrique, seul les équations des configurations (1-3) et (1-2) vont être résolues. D'autre part, les deux connecteurs C_1 et C_2 ont les mêmes caractéristiques, par conséquent, $K_1 = K_2 = K$. Les variables inconnues du système sont ainsi réduites à K et K_3 . En simplifiant les deux équations 5.13 et 5.14 des deux côtés par U_1 , le système à résoudre s'écrit alors :

$$\begin{cases} (K_3 + \frac{K}{2}) = D_{G13} \\ (K + \frac{KK_3}{K+K_3}) = D_{G12} \end{cases} \quad (5.24)$$

La résolution de ce système donne :

$$\begin{cases} K_3 = D_{G13} - \frac{K}{2} \\ K = \frac{D_{G13}D_{G12}}{(2D_{G13} - \frac{D_{G12}}{2})} \end{cases} \quad (5.25)$$

En multipliant la formule précédente à droite et à gauche par le déplacement U_1 on trouve une formule similaire pour les efforts :

$$\begin{cases} F_{13} = F_{G13} - F_{12} \\ F_{12} = \frac{F_{G13}F_{G12}}{(2F_{G13} - \frac{F_{G12}}{2})} \end{cases} \quad (5.26)$$

Les équations obtenues à partir des modèles simplifiés sont ensuite utilisées pour identifier directement certains paramètres par traitement des résultats expérimentaux.

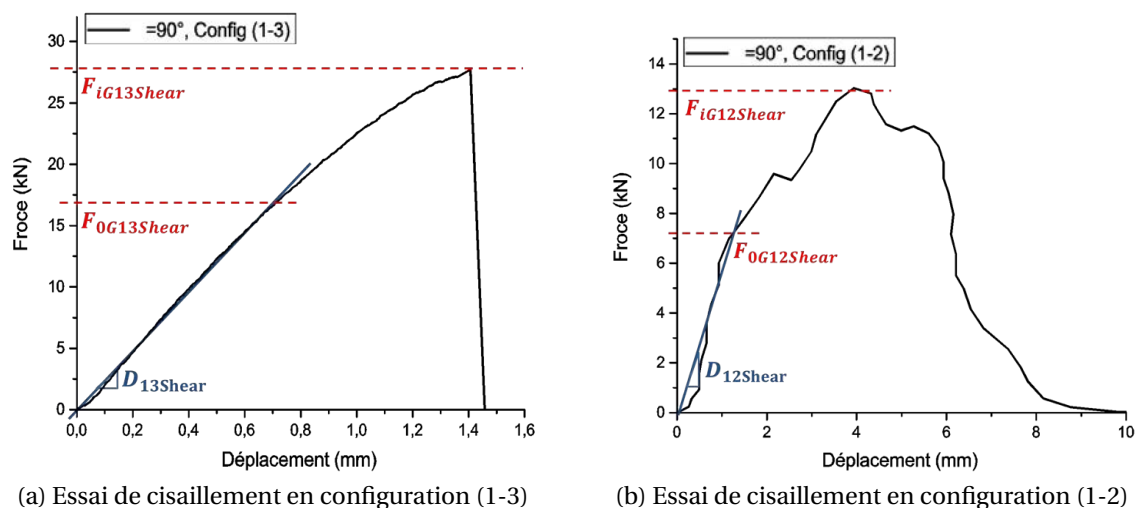


FIGURE 5.6 – Essais de cisaillement pur

5.3.3 Exploitation des résultats des essais expérimentaux

Il s'agit maintenant de recenser les données expérimentales utiles sur la base des essais Arcan de traction et de cisaillement en configurations (1-3) et (1-2). Les rigidités, les limites élastiques, et les efforts maximum, sont évalués par lecture directe des courbes moyennes des réponses expérimentales (Figs. 5.6 et 5.7), tel que :

- rigidités : les rigidités de cisaillement en configurations (1-3) et (1-2) sont déterminées à partir de la première pente des courbes moyennes des essais expérimentaux de cisaillement pur (Fig. 5.6) : $D_{G13Shear} \approx 25 \text{ kN/mm}$ et $D_{G12Shear} \approx 5 \text{ kN/mm}$. Les rigidités de traction en configurations (1-3) et (1-2) sont estimées de la même façon à partir des courbes moyennes des essais expérimentaux de traction pure (Fig. 5.7) : $D_{G13Tensile} \approx 13 \text{ kN/mm}$ et $D_{G12Tensile} \approx 5 \text{ kN/mm}$,
- limite d'élasticité : les limites d'élasticité en configurations (1-3) et (1-2) sont définies pour chaque courbe expérimentale moyenne des essais de cisaillement, comme le point de bifurcation entre la courbe et sa tangente (Fig. 5.6) : $F_{0G13Shear} \approx 17 \text{ kN}$ et $F_{0G12Shear} \approx 7 \text{ kN}$,
- effort maximal : les efforts maximaux en configurations (1-3) et (1-2) sont déterminés à partir des valeurs maximales de force des courbes moyennes des essais de cisaillement expérimentaux pour chaque configuration (Fig. 5.6) : $F_{iG13Shear} \approx 27.5 \text{ kN}$ et $F_{iG12Shear} \approx 13 \text{ kN}$. Les efforts maximaux des essais de traction sont estimés de la même façon à partir des courbes d'essai de traction expérimentales (Fig. 5.7) : $F_{iG13Tensile} \approx 13 \text{ kN}$ et $F_{iG12Tensile} \approx 9 \text{ kN}$.

Les valeurs identifiées sur les courbes expérimentales moyennes sont rassemblées dans le Tableau 5.3.

TABEAU 5.3 – Caractéristiques des courbes expérimentales des tests Arcan

	D_{G13}	D_{G12}	F_{0G13}	F_{0G12}	F_{iG13}	F_{iG12}
Cisaillement	25 (kN/mm)	5 (kN/mm)	17 (kN)	7 (kN)	27.5 (kN)	13 (kN)
Traction	13 (kN/mm)	5 (kN/mm)	-	-	13 (kN)	9 (kN)

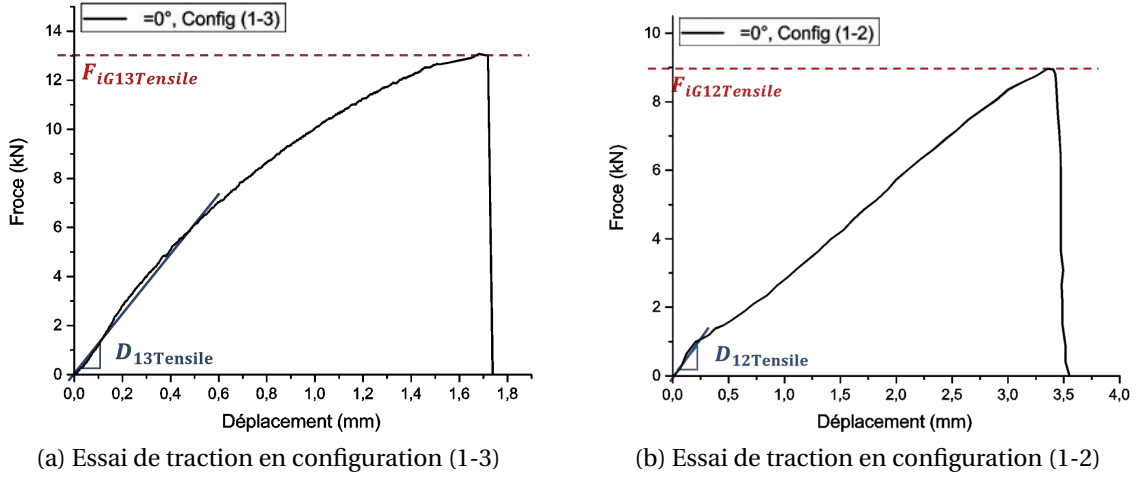


FIGURE 5.7 – Essais de traction pure

5.3.4 Identification directe

Huit paramètres pour chaque connecteur (D_{11} , D_{22} , D_{33} , F_0 , R_N , R_S , F_i et k_S) sont directement identifiés à partir des caractéristiques des courbes expérimentales des essais Arcan (Tab. 5.3) et les relations analytiques données par les modèles simplifiés présentés précédemment (Sous-section 5.3.2) :

- les rigidités des connecteurs sont identifiées en utilisant l'équation (5.25). K correspond à la rigidité des connecteurs C_1 et C_2 , et K_3 correspond à la rigidité du connecteur C_3 . Les rigidités de cisaillement sont alors déterminées en remplaçant $D_{G13} \simeq D_{G13Shear} \simeq 25$ (kN/mm) et $D_{G12} \simeq D_{G12Shear} \simeq 5$ (kN/mm). D'autre part, en utilisant la même équation (5.25), les rigidités de traction sont déterminées en remplaçant $D_{G13} \simeq D_{G13Tensile} \simeq 13$ (kN/mm) et $D_{G12} \simeq D_{G12Tensile} \simeq 5$ (kN/mm) (Tab. 5.3),
- les limites d'élasticité F_0 des connecteurs sont identifiées en utilisant l'équation (5.26). F_{12} correspond à limite d'élasticité des connecteurs C_1 et C_2 , et F_{13} correspond à limite d'élasticité du connecteur C_3 . Les valeurs sont déterminées en remplaçant $F_{G13} = F_{0G13} \simeq 17$ (kN) et $F_{G12} = F_{0G12} \simeq 7$ (kN) (Tab. 5.3),
- les forces d'endommagement critiques F_i de chaque connecteur sont calculées comme étant des pourcentage des forces globales maximales de cisaillement pour chaque configuration de chargement. Ces pourcentages sont estimés comme étant le rapport entre la raideur en cisaillement du connecteur correspondant et la rigidité globale.

Pour les connecteurs C_1 et C_2 , la force d'endommagement critique F_i est donnée

en se basant sur l'équation (5.24), on obtient alors, $F_{iC_1/C_2} \simeq \left(\frac{\frac{K}{KK_3}}{K + \frac{K}{K_3}} \right) F_{iG12}$.

Pour le connecteur C_3 , la force d'endommagement critique est déterminée avec la

même approximation en utilisant l'équation (5.24). Ainsi, $F_{iC_3} \simeq \left(\frac{\frac{K_3}{K}}{K_3 + \frac{K}{2}} \right) F_{iG13}$.

- les paramètres de couplage R_N sont définis comme étant le rapport des efforts maximums en traction par rapport à ceux en cisaillement pour chaque configuration

(1-2) et (1-3). Pour les connecteurs C_1 et C_2 , le paramètre de couplage est $R_N \simeq \frac{F_{IG12Tensile}}{F_{IG12Shear}}$, et pour le connecteur C_3 , $R_N \simeq \frac{F_{IG13Tensile}}{F_{IG13Shear}}$.

L'application numérique de la procédure présentée ci-dessus est effectuée sur la base des données expérimentales collectées dans le Tableau 5.3. Les paramètres identifiés sont rassemblés dans le Tableau 5.4.

TABLEAU 5.4 – Resultats de l'identification directe

	Élasticité		'Plasticité'			Endommagement	
Paramètres identifiés	$D_{11} = D_{22}$ (kN/mm)	D_{33} (kN/mm)	F_0 (kN)	R_N	R_S	F_i (kN)	k_S
C_1 et C_2	2.6	2.7	3.9	0.7	1	7	1
C_3	23.6	11.6	13.1	0.47	1	26	1

5.3.5 Identification par méthode inverse

L'approche directe a permis d'identifier huit paramètres pour chaque connecteur (D_{11} , D_{22} , D_{33} , F_0 , R_N , R_S , F_i , et k_S). Cinq paramètres (Q , b , U_f , K_N , et β), pour chaque connecteur demeurent inconnus. Une méthodologie d'identification par méthode inverse est proposée. Les fonctions coût et les algorithmes d'optimisation sont ensuite présentés.

Méthodologie d'optimisation

Une méthodologie séquentielle d'identification inverse est définie pour chaque connecteur. Cette méthodologie est proposée sur la base des résultats de l'étude paramétrique du modèle (Annexe A). En effet, la variation du paramètre K_N n'a aucune influence sur la réponse numérique de l'essai de cisaillement pur. Une stratégie séquentielle d'optimisation est donc proposée (Fig. 5.8) pour identifier les paramètres de chaque connecteur. En fait, dans la première étape, Q , b et U_f sont identifiés en utilisant la réponse expérimentale de l'essai du cisaillement pur. Ensuite, pour la deuxième étape, K_N est identifié en utilisant la réponse expérimentale de l'essai de traction pure.

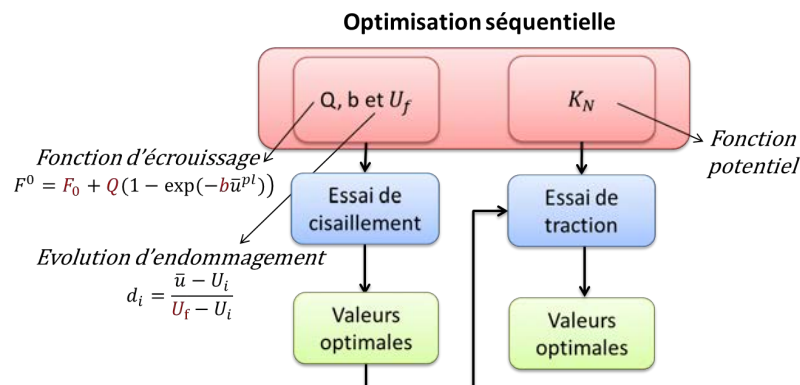


FIGURE 5.8 – Méthodologie séquentielle d'optimisation pour chaque connecteur

L'identification des paramètres de chaque connecteur se fait séparément. Dans le cas de la configuration (1-3), les contributions des connecteurs C_1 et C_2 sont limitées et la réponse globale est dominée par la réponse du connecteur C_3 parce que les rigidités des connecteurs C_1 et C_2 sont très faibles par rapport à la rigidité du connecteur C_3 ($K \ll K_3$).

Ainsi, il est proposé dans un premier temps, d'identifier les paramètres du connecteur C_3 en utilisant les résultats expérimentaux de la configuration (1-3). Ensuite, les paramètres des connecteurs C_1 et C_2 sont identifiés en utilisant les résultats expérimentaux de la configuration (1-2) (Fig. 5.9).

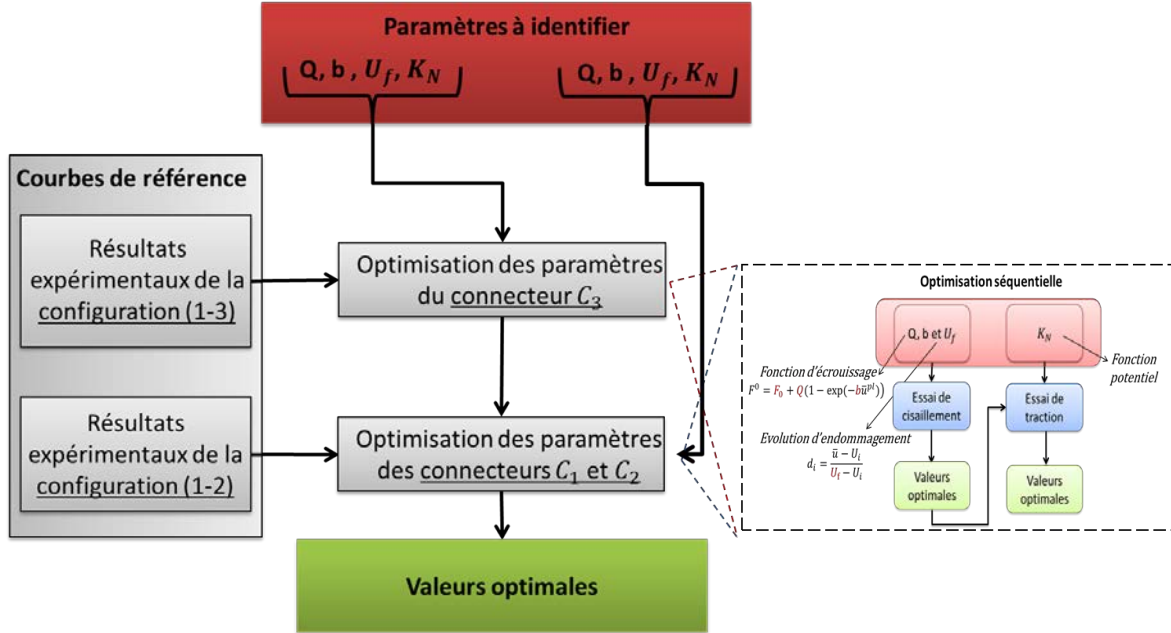


FIGURE 5.9 – Méthodologie d'optimisation des trois connecteurs

Bien qu'il soit supposé que l'exposant β soit le même pour les trois connecteurs, l'identification directe de ce paramètre reste peu évidente pour un modèle à trois connecteurs. Il est donc proposé de l'identifier par méthode inverse. L'étude paramétrique (Annexe A) a montré que les essais en chargements purs sont indépendants de la valeur de β . Cependant, la variation du coefficient β influence les réponses des essais combinés. Il est donc proposé d'identifier β par méthode inverse en utilisant le résultat expérimental de l'essai en chargement combiné $\alpha = 45^\circ$, après avoir identifié Q , b , U_f , et K_N .

Fonction objectif et algorithmes d'optimisation

Une fois la méthodologie d'identification inverse est définie, le choix de la fonction objectif et de l'algorithme d'optimisation sont faits de la même manière que dans le chapitre 3 lors de l'identification inverse du modèle connecteur pour l'assemblage deux tôles (Sous-section 3.5.4). Deux algorithmes d'optimisations sont utilisés. En effet, un algorithme génétique est d'abord utilisé avec un nombre réduit d'itérations. Ensuite, cette solution est utilisée comme point de départ pour un algorithme d'optimisation par surface de réponse adaptative (ARSM) (Sous-section 3.5.4). La fonction coût utilisée est définie par l'équation suivante :

$$G_{globale} = \left(\frac{G_{air}}{(F_{max})_{exp}} \right)^2 + G_{F_{max}}^2 + G_{U_{F_{max}}}^2 \quad (5.27)$$

Le logiciel d'optimisation PAM-OPT [SolverPam-Opt, 2011] est également utilisé pour l'identification inverse des paramètres des trois connecteurs. Un programme d'optimisation pour chaque étape est développé par analogie au programme développé pour le modèle à deux tôles (Sous-section 3.5.4).

5.4 Résultats d'identification

Les paramètres identifiés par méthode directe et inverse sont finalement rassemblés dans le Tableau 5.5.

TABLEAU 5.5 – Paramètres identifiés des trois connecteurs

Paramètres	Connecteurs C_1 et C_2	Connecteur C_3
$D_{11} = D_{22}$ (kN/mm)	2.6	23.6
D_{33} (kN/mm)	2.7	11.6
F_0 (kN)	3.9	13.1
Q (kN)	20	7
b	4	0.5
R_N	0.7	0.47
R_S	1	1
β	1.2	1.2
F_i (kN)	7	26
U_f (mm)	0.18	4
k_N	0.26	0.07
k_S	1	1

Dans cette section, les réponses du modèle numérique alimenté par les paramètres identifiés (Tab. 5.5) sont comparés aux résultats expérimentaux. Les comparaisons sont effectuées pour les essais Arcan purs et l'essai combiné ($\alpha = 45^\circ$) qui ont servi à l'identification.

Les Figures 5.10 et 5.11 montrent que le modèle numérique reproduit très bien les résultats expérimentaux en termes de rigidité, de charge maximale, et d'énergie. Pour les deux configurations (1-2) et (1-3) les courbes numériques et expérimentales sont en bon accord. La rupture soudaine de la connexion est bien prévue pour la configuration (1-3) (Fig. 5.10). Pour la configuration (1-2), la rupture progressive de la connexion due à la déchirure de la plaque en cisaillement pur (Fig. 4.17), est également bien prédite par le modèle numérique (Fig. 5.11).

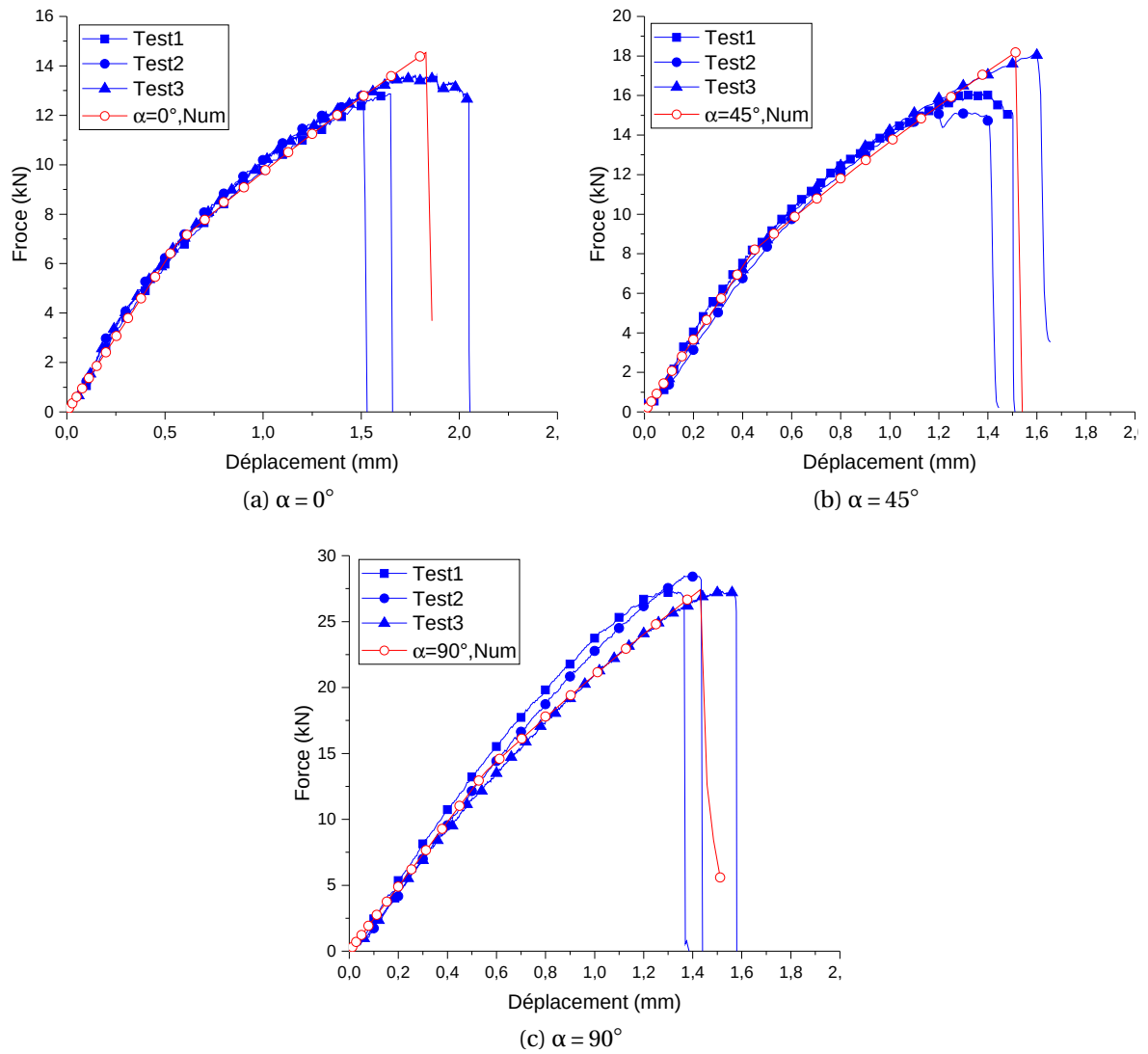


FIGURE 5.10 – Comparaison des résultats numériques aux résultats expérimentaux pour les tests Arcan purs pour la configuration (1-3)

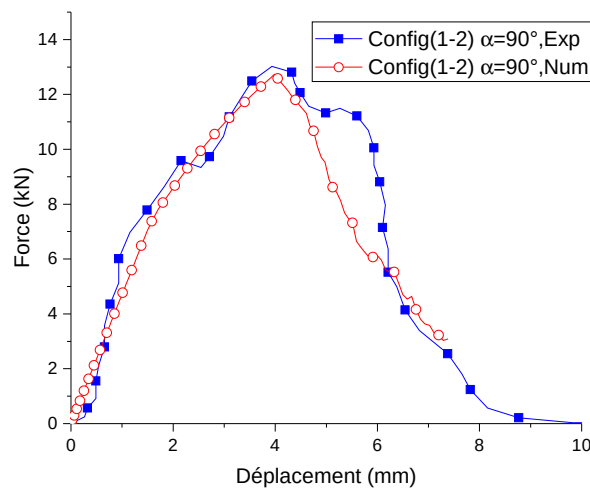


FIGURE 5.11 – Comparaison des résultats numériques et expérimentaux pour le cisaillement pur en configuration (1-2)

5.5 Validation et discussion

5.5.1 Essais Combinés de validation

Afin de valider l'approche de modélisation macroscopique et le processus d'identification, deux essais en chargements combinés ($\alpha = 30^\circ$, $\alpha = 60^\circ$), qui n'ont pas servi à l'identification, ont été modélisés. Les résultats numériques obtenus sont présentés et comparés aux résultats expérimentaux dans la Figure 5.12. On remarque que les résultats obtenus sont généralement satisfaisants. La rigidité est bien prédite pour les deux cas de chargement. Cependant, l'effort maximal est surestimé en particulier pour $\alpha = 60^\circ$.

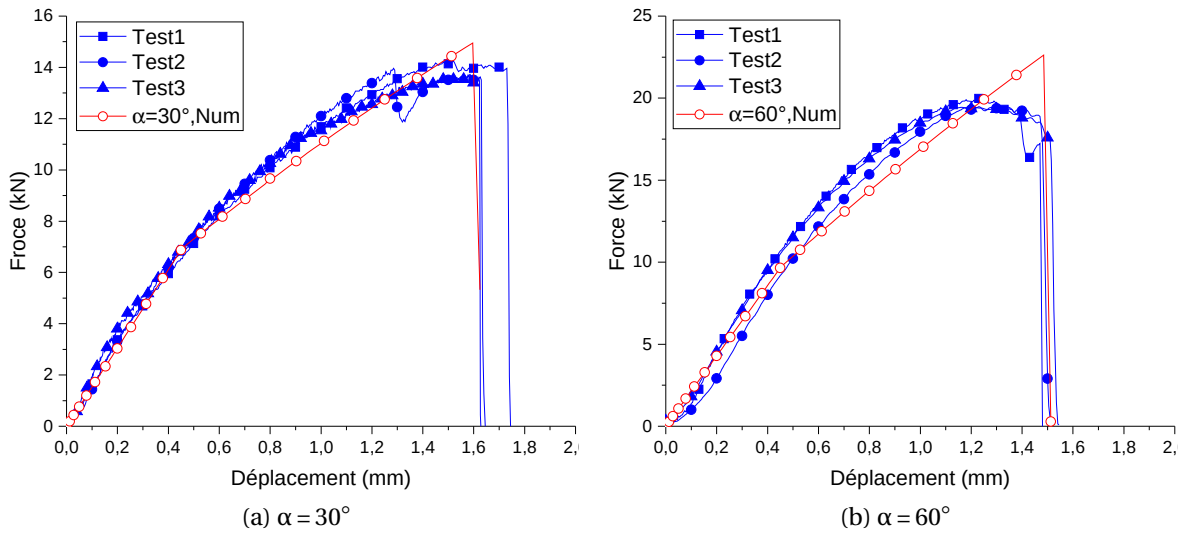


FIGURE 5.12 – Comparaison des résultats numériques aux résultats expérimentaux pour les tests Arcan chargements combinés en configuration (1-3)

5.5.2 Effet angle de chargement sur les réponses numériques

Pour les différents angles de chargement, la forme de la réponse expérimentale est très bien reproduite par le modèle numérique. Cependant, pour la valeur de la force maximale, on remarque quelques dispersions. Cette erreur est calculée à partir de l'équation suivante :

$$Erreur(\%) = \left| \frac{F_{max(moy)} - F_{max(num)}}{F_{max(moy)}} \right| \times 100 \quad (5.28)$$

où :

$F_{max(num)}$ est l'effort maximal numérique, et $F_{max(moy)}$ (Eq. (4.5)) est l'effort maximal moyen des trois tests expérimentaux.

De la même manière, les erreurs en déplacement et en énergie à rupture sont calculées. On remarque alors que l'erreur en effort maximal est maximale (13%) pour $\alpha = 60^\circ$, alors que l'erreur en déplacement à rupture est plus faible. Elle ne dépasse pas 7% en traction pure (Tab. 5.7). L'erreur en énergie est maximale en traction pure avec une erreur maximale de 9.25% (Tab. 5.8). Les résultats obtenus montrent la performance du modèle numérique à prédire les essais expérimentaux pour tout les angles de chargement.

TABLEAU 5.6 – Efforts maximaux expérimentaux et numériques pour les différents angles de chargement

	$\alpha = 0^\circ$	$\alpha = 30^\circ$	$\alpha = 45^\circ$	$\alpha = 60^\circ$	$\alpha = 90^\circ$
$F_{max(moy)} (kN)$	13.09	13.97	16.46	20,08	27.71
$F_{max(num)} (kN)$	14,54	14,95	18,17	22,62	27,41
Erreur en effort maximal (%)	11,10	7,02	10,42	12,69	1,07

TABLEAU 5.7 – Déplacements à rupture expérimentaux et numériques pour les différents angles de chargement

	$\alpha = 0^\circ$	$\alpha = 30^\circ$	$\alpha = 45^\circ$	$\alpha = 60^\circ$	$\alpha = 90^\circ$
$U_{rup(moy)} (mm)$	1.74	1,66	1,53	1,49	1.46
$U_{rup(num)} (mm)$	1,86	1,62	1,54	1,51	1,48
Erreur en $U_{rup(num)}$ (%)	6,89	2,76	0,65	1,34	1,16

TABLEAU 5.8 – Énergies expérimentales et numériques pour les différents angles de chargement

	$\alpha = 0^\circ$	$\alpha = 30^\circ$	$\alpha = 45^\circ$	$\alpha = 60^\circ$	$\alpha = 90^\circ$
$Energie_{(moy)} (J)$	14,59	15,60	16,13	19,70	23,56
$Energie_{(num)} (J)$	15,94	14,56	16,32	22,95	25,38
Erreur en énergie (%)	9,25	6,70	1,18	4,79	2,61

La Figure 5.13 montre que l'effort maximal numérique évolue en fonction de l'angle de chargement de la même manière que l'effort maximal expérimental. La même conclusion s'applique au déplacement à rupture (Fig. 5.14) et à l'énergie dissipée (Fig. 5.15). L'influence de l'angle de chargement sur la réponse de l'assemblage soudé est également bien prise en compte par le modèle numérique.

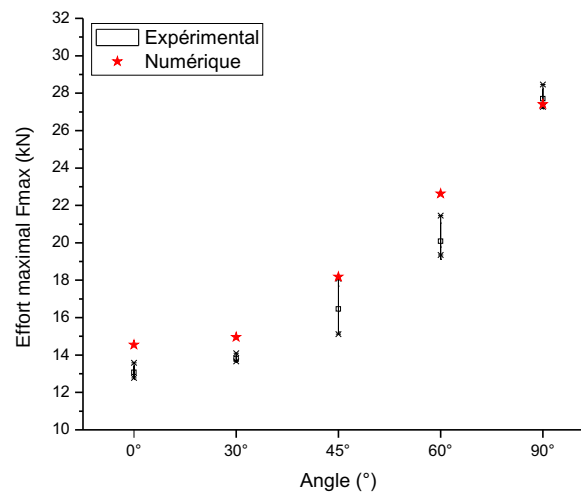


FIGURE 5.13 – Évolution des efforts maximaux expérimentaux et numériques en fonction de l'angle

5.5.3 Enveloppe de rupture

A partir des relations $N = F \cos(\alpha)$ et $T = F \sin(\alpha)$, les résultats numériques obtenus ont été présentés dans un diagramme $\left[\frac{N}{N_u}; \frac{T}{T_u} \right]$. La Figure 5.16 montre une bonne cohérence

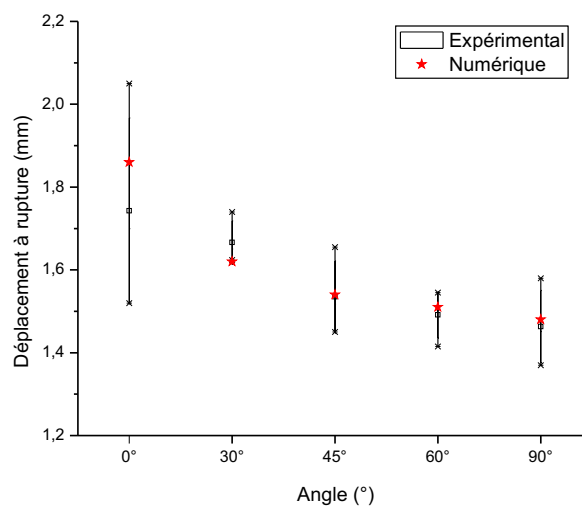


FIGURE 5.14 – Évolution des déplacements à rupture expérimentaux et numériques en fonction de l'angle pour la configuration (1-3)

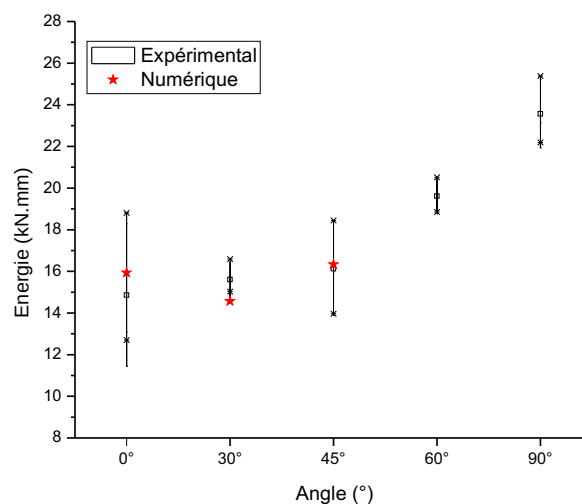


FIGURE 5.15 – Évolution des énergies dissipées expérimentales et numériques en fonction de l'angle pour la configuration (1-3)

entre les résultats numériques et l'enveloppe de rupture présentée dans le chapitre 4. Le résultat de la simulation d'un essai supplémentaire à $\alpha = 75^\circ$, colle bien avec l'enveloppe de rupture expérimentale.

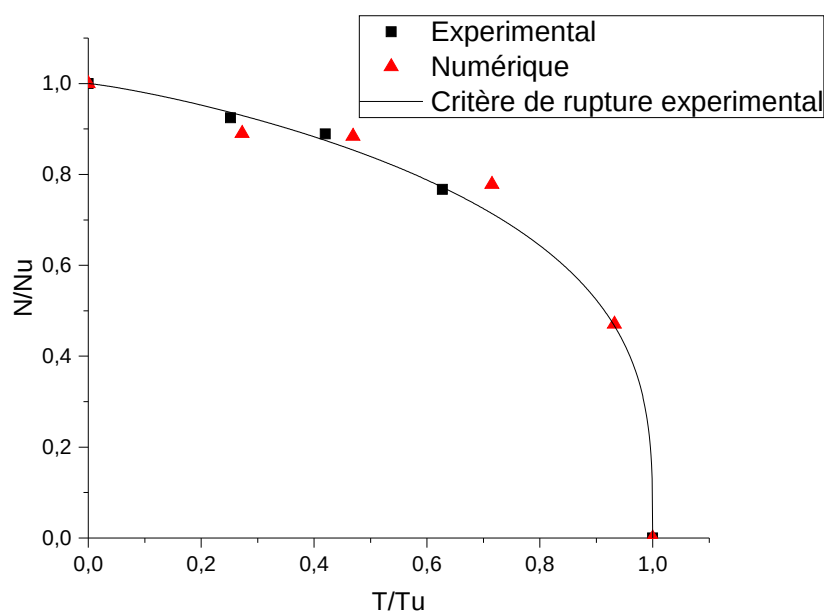


FIGURE 5.16 – Critère de rupture

5.6 Conclusions

Dans ce chapitre on a proposé une approche de modélisation macroscopique basée sur l'utilisation de trois éléments connecteurs pour simuler le comportement mécanique et la rupture d'un assemblage trois tôles multi-matériaux soudé par point.

Le modèle proposé nécessite d'identifier des paramètres. Pour simplifier le processus d'identification, une identification directe d'un premier groupe de paramètres est tout d'abord proposée. Le reste des paramètres, plus compliqués à identifier, sont identifiés par méthode inverse. Une méthodologie séquentielle d'identification inverse est proposée.

Les hypothèses simplificatrices proposées ont permis de réduire le nombre de paramètres à identifier et de simplifier le processus d'identification. Des modèles simplifiés ont été également proposés à partir desquels des relations analytiques entre des paramètres des connecteurs ont été définies. L'utilisation de ces relations et l'exploitation des réponses expérimentales des essais Arcan ont permis d'identifier directement un groupe de paramètres. Une méthodologie d'optimisation séquentielle est proposée pour l'identification inverse. Cette méthodologie est basée sur les résultats d'une étude paramétrique.

Les résultats du modèle numérique sont comparés aux résultats expérimentaux qui ont servi à l'identification. La comparaison montre que le modèle reproduit correctement les essais expérimentaux pour tous les angles de chargement et pour les deux configurations testées (1-2) et (1-3). Le modèle proposé et la méthodologie d'identification ont été validés en simulant des essais Arcan en chargements combinés qui n'ont pas servi à l'identification des paramètres.

Références

Abaqus Analysis User is Manual Volume IV (2010). [100](#)

Esi-group (2011). PAM-OPT 2011.0 - Solver Reference Manual. 2013.09.30 [109](#)

Chapitre 6

Conclusions générales et perspectives

Les travaux présentés dans le cadre de cette thèse concernent la caractérisation expérimentale et la modélisation numérique macroscopique de la tenue d'assemblages trois tôles en aciers multigrades soudés par point, pour les calculs de structures sous sollicitation dynamique.

Le deuxième chapitre de ce mémoire propose une revue de l'état d'art. D'abord, les dispositifs expérimentaux utilisés pour l'étude expérimentale du comportement mécanique et de la rupture des assemblages soudés par point ont été présentés. Il ressort que les essais type Arcan avec des éprouvettes à zone libre circulaire [Langrand et Combescure, 2004] donnent une meilleure caractérisation du comportement local de la connexion soudée. En effet, la contribution des tôles dans la réponse globale est fortement réduite. D'autre part, les chargements sont bien contrôlés pour les différents angles de chargement. Cependant, l'utilisation de ce dispositif est limitée aux assemblages deux tôles sous chargement quasi-statiques. Les assemblages trois tôles ne sont testés qu'avec des montages standards (traction en croix et cisaillement par recouvrement en particulier). Ensuite, un état de l'art des approches de modélisation de la tenue des assemblages soudés, a également été présenté dans cette première partie. La démarche a consisté, dans un premier temps, à présenter les modèles mésoscopiques proposés dans la littérature. Ensuite, les méthodes numériques permettant la modélisation macroscopique de la tenue d'assemblages soudés ont été répertoriées. Ceci a permis de situer le modèle proposé dans ce travail par rapport à ceux-ci. En effet, la comparaison des différentes approches a montré que l'approche utilisant un élément équivalent, qui consiste à associer une loi de comportement à un élément fini pour modéliser le comportement non linéaire et la rupture de la connexion soudée, présente un bon compromis entre la qualité de la réponse numérique, le temps de calcul et la simplicité de la procédure d'identification de ses paramètres. L'utilisation de cette approche donne des résultats satisfaisants pour la modélisation de la tenue des assemblages deux tôles. Elle a donc été sélectionnée pour modéliser la tenue mécanique et la rupture d'un assemblage trois tôles soudé par point par résistance.

Le troisième chapitre du mémoire présente le développement et l'identification du modèle de connecteur sélectionné. Pour représenter le comportement non linéaire global de l'assemblage soudé, une loi de comportement élastoplastique est associée à l'élément ressort équivalent à deux nœuds. La rupture de la connexion est modélisée par un modèle d'endommagement linéaire associé à l'élément. Les paramètres du modèle ont été identifiés en utilisant les résultats expérimentaux des essais Arcan élaborés par Langrand et Combescure [2004]. Des hypothèses simplificatrices, des approximations analytiques, et l'exploitation des résultats expérimentaux ont permis d'identifier directement un premier groupe de paramètres. Les paramètres restants, plus difficiles à identifier, ont

été déterminés par méthode inverse. Afin de simplifier la procédure d'optimisation, une méthodologie séquentielle a été proposée en se basant sur les résultats d'une étude paramétrique également réalisée dans le cadre de cette thèse. Les résultats numériques obtenus sont en bonne cohérence par rapport aux résultats expérimentaux des essais Arcan en chargements purs et combinés. L'identification de l'exposant β du critère d'initiation de rupture a permis d'améliorer la prédiction de l'effort maximal pour des chargements combinés par rapport au modèle de [Langrand et Combescure \[2004\]](#) utilisant un critère quadratique. Le modèle a ensuite été validé par rapport aux essais standards (traction croix, cisaillement simple recouvrement et pelage). Les résultats obtenus sont généralement satisfaisants. A la fin de ce chapitre, une étude de sensibilité du modèle à la taille de maille a été proposée. Cette étude a montré que la variation du rayon d'influence peut corriger l'effet du maillage sur la réponse du modèle. Par la suite, le modèle peut être considéré indépendant de la taille de maille. Le travail présenté dans ce chapitre a fait l'objet d'un article [[Chtourou et al., 2017](#)].

Le quatrième chapitre, présente l'étude expérimentale du comportement mécanique et de la rupture d'un assemblage trois tôles multi-matériaux soudé par point par résistance. L'assemblage étudié est caractérisé en chargements purs et combinés grâce à un dispositif Arcan. Les essais présentés dans ce mémoire ont été réalisés à un régime intermédiaire grâce à la géométrie optimisée et la masse réduite de ce dispositif. L'assemblage étudié est constitué de deux plaques en acier Usibor 22MnB5 à très haute résistance, d'épaisseurs proches. La plaque du milieu est en acier doux DX54D. La caractérisation de l'usibor présentée dans la première partie du chapitre, montre la faible sensibilité de ce matériau à la vitesse de déformation. Trois configurations de chargement (1-2), (2-3) et (1-3) ont été testées. Les essais préliminaires ont montré que les réponses de la configuration (1-2) et (2-3) sont similaires. D'autre part, la disposition des plaques et leurs épaisseurs donnent un assemblage presque symétrique. Donc, le module de traction de l'assemblage soudé étudié est considéré symétrique et seuls les résultats des configurations (1-2) et (1-3) ont été présentés. Pour la configuration (1-3) cinq angles de chargement ont été testés. L'étude d'influence de l'angle de chargement a montré une évolution exponentielle de l'effort maximal et de l'énergie à rupture en fonction de l'angle. Cependant, le déplacement à rupture décroît en augmentant l'angle de chargement. Les différents modes de rupture observés au cours de l'évolution de l'angle de chargement ont également été présentés : rupture par déboutonnage, rupture mixte et rupture interfaciale. La discussion des trois modes de rupture a permis d'expliquer les évolutions de l'effort maximal, de l'énergie et du déplacement à rupture en fonction de l'angle de chargement. Les éprouvettes testées ont été livrées en trois lots suivant la taille des points soudés : lots 1 'conformes(-)', lot 2 'conforme (+)', et un lot 3 'non conforme'. Les résultats ont montré que l'effort maximal augmente lorsque la taille du noyau est plus grande. Cette influence est de plus en plus remarquable avec l'augmentation de l'angle de chargement. Une enveloppe de rupture présentée en terme d'efforts normalisés $\left[\frac{N}{N_u}; \frac{T}{T_u} \right]$ a aussi été présentée dans ce chapitre sur la base des efforts maximaux obtenus pour chaque angle de chargement.

Le cinquième chapitre présente la modélisation macroscopique du comportement mécanique et de la rupture d'un assemblage trois tôles multi-matériaux soudé par point. Une approche de modélisation qui s'appuie sur un modèle à trois connecteurs, présente l'avantage de pouvoir reproduire les différentes configurations de chargement (1-2), (2-3) et (1-3). Afin de simplifier la procédure d'identification des paramètres du modèle proposé, une stratégie d'identification a été mise en place. Par analogie à la stratégie propo-

sée dans le chapitre 3, des hypothèses simplificatrices ont été tout d'abord présentées. Pour chaque configuration de chargement, un modèle simplifié a été proposé afin de déduire des relations analytiques entre les paramètres des trois connecteurs. En utilisant ces relations et une exploitation des résultats expérimentaux, un groupe de paramètres a été identifié directement. Les paramètres restants, plus difficiles à identifier, ont été confiés à l'identification par méthode inverse. Les identifications directe et inverse ont été basées sur les résultats expérimentaux des essais de caractérisation de l'assemblage trois tôles présentés dans le chapitre 4. Les résultats du modèle numérique obtenus après identification ont été comparés aux résultats expérimentaux, et de bons résultats sont obtenus. L'approche de modélisation et la procédure d'identification ont été ensuite validées par rapport à des essais Arcan combinés qui n'ont pas servi à l'identification. Une bonne prédiction des résultats est également obtenue. Les résultats numériques et les résultats expérimentaux ont les mêmes tendances de variation de l'effort maximal, de l'énergie et du déplacement à rupture en fonction de l'angle. Le travail présenté dans ce cinquième chapitre a fait l'objet d'un article [Chtourou et al., 2017].

Des perspectives concernant les parties expérimentale et numérique de ces travaux peuvent être proposées. Sur le plan expérimental, une investigation de l'effet de la vitesse de déformation sur le comportement de l'assemblage trois tôles peut être envisageable en faisant des essais en chargement dynamique sur le vérin rapide, puis sur des barres de Hopkinson en traction en utilisant le dispositif proposé. Des essais préliminaires ont été déjà réalisés. Une vitesse $v_2 = 0.1 \text{ m/s}$ a été tout d'abord testée sur le vérin rapide (Fig. 4.12). Les résultats obtenus sont présentés dans la Figure 6.1. On remarque qu'il n'y a pas un effet significatif de la vitesse de déformation pour cette plage de vitesse de chargement ($v = 0.001 \text{ m/s}$ et $v_2 = 0.1 \text{ m/s}$). Une troisième vitesse plus grande $v_3 = 4 \text{ m/s}$ a été ensuite testée sur des barres de Hopkinson (Fig. 6.2), pour $\alpha = 0^\circ$. Les résultats obtenus (Fig. 6.3) montrent une augmentation de la rigidité de la réponse de l'assemblage soudé en augmentant la vitesse de chargement. Cependant, le déplacement à rupture diminue lorsque la vitesse de chargement augmente. La rupture de la connexion est alors plus rapide, mais, l'effort à rupture (effort maximal) est presque la même pour les trois vitesses testées. D'autres vitesses sont encore nécessaires pour confirmer cette tendance d'évolution des propriétés mécaniques de l'assemblage soudé trois tôles en fonction de la vitesse de chargement. L'effet de la vitesse de déformation doit être ensuite investigué pour les autres angles de chargement.

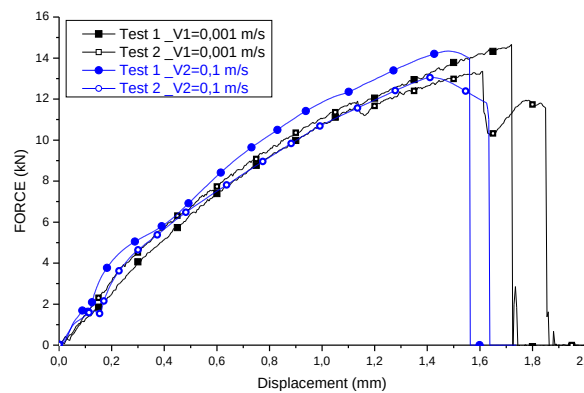


FIGURE 6.1 – Essais dynamiques à $v_3 = 4 \text{ m/s}$ en configuration (1-3), réalisés sur la machine de traction

Sur le plan numérique, encore plus de perspectives sont envisageables. Tout d'abord, une automatisation de l'exploitation des courbes expérimentales peut être proposée pour

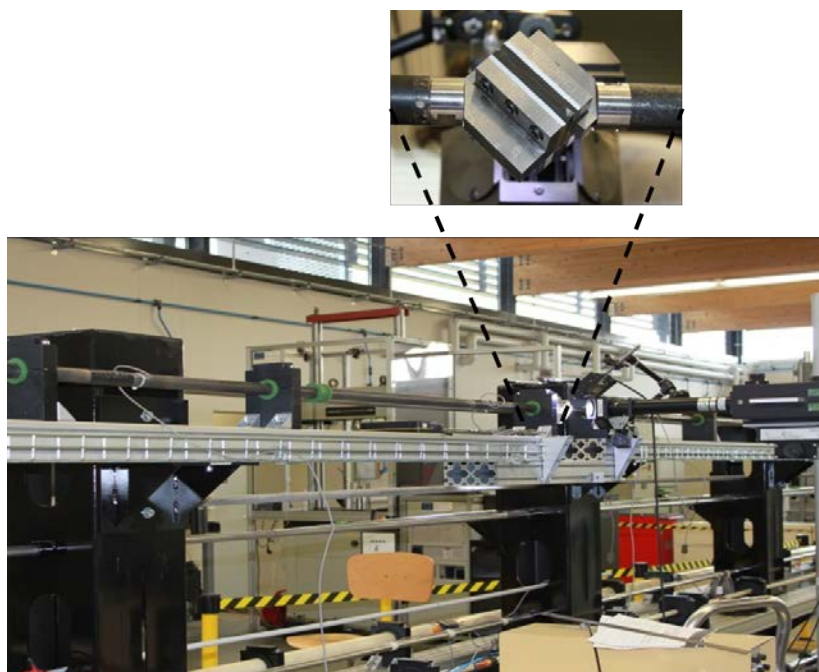


FIGURE 6.2 – Essais dynamiques à $v_2 = 0.1 \text{ m/s}$ en configuration (1-3), réalisés sur les barres de Hopkinson

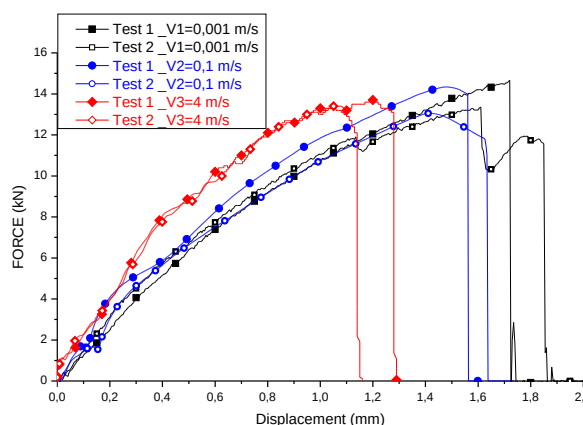


FIGURE 6.3 – Essais dynamiques à $v_3 = 4 \text{ m/s}$ en configuration (1-3), réalisés sur les barres de Hopkinson

faciliter la procédure d'identification.

Bien que le modèle macroscopique et l'approche d'identification proposés ont donné de bons résultats, d'autres validations sont envisageables :

- une validation par rapport à des essais de structures qui contiennent plusieurs points soudés,
- une validation par rapport un autre assemblage symétrique qui combine d'autres matériaux que des aciers multigrades,
- la méthodologie d'identification proposée a été basée sur une hypothèse de symétrie de l'assemblage étudié, ce qui a permis de réduire le nombre de paramètres et de simplifier la procédure d'identification. La validation du modèle et de la méthodologie d'identification sur un assemblage non symétrique est alors nécessaire.

Finalement, si l'effet de vitesse de chargement se confirmait expérimentalement aux plus grandes vitesse, il sera possible de l'introduire dans le modèle numérique.

Références

- Chtourou, R., Leconte, N., Zouari, B., Chaari, F., Markiewicz, E., Langrand, B. (2017). Macro-modeling of spot weld strength and failure : formulation and identification procedure based on pure and mixed modes of loading. *International Journal of Engineering Computations* , Vol. 34, iss.3. [118](#)
- Chtourou, R., Leconte, N., Chaari, F., Haugou, G., Markiewicz, E., Zouari, B. (2017). Macro-modeling of the strength and failure of multi-layer multi-steel grade spot welds : connector formulation, assembly model and identification procedure. *Thin-Walled Structures*, Vol. 113, pp. 228–239. [119](#)
- Langrand, B., Combescure, A. (2004). Non-linear and failure behaviour of spotwelds : a global finite element and experiments in pure and combined modes I/II. *International Journal of Solids and Structures*, Vol. 41, pp. 6631–6646. [117](#), [118](#)

Annexe A

Annexe : Étude Paramétrique

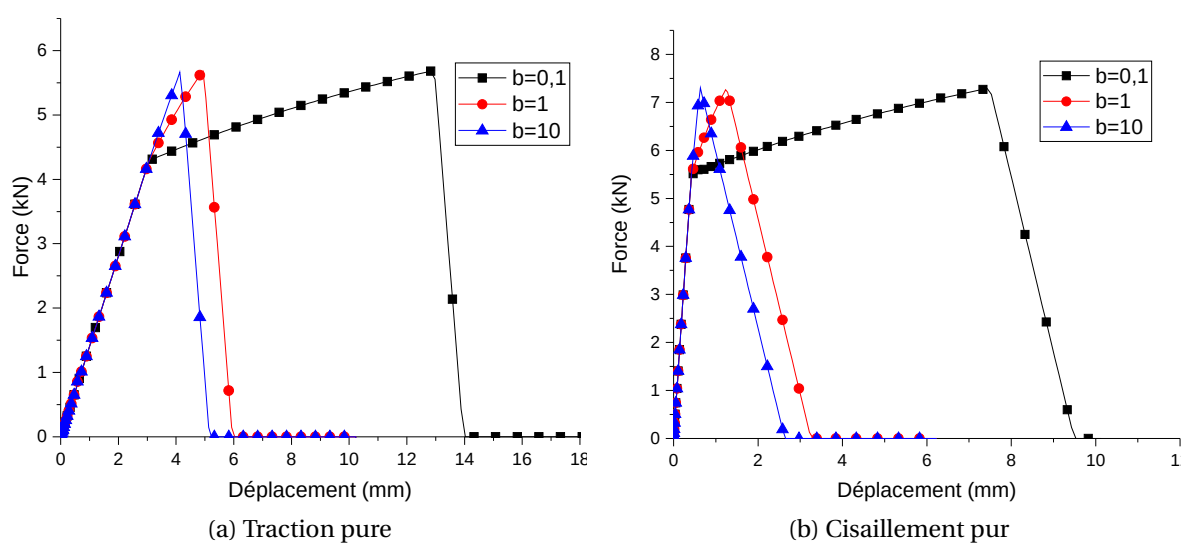


FIGURE A.1 – Influence de la variation du paramètre b sur les réponses des chargements purs

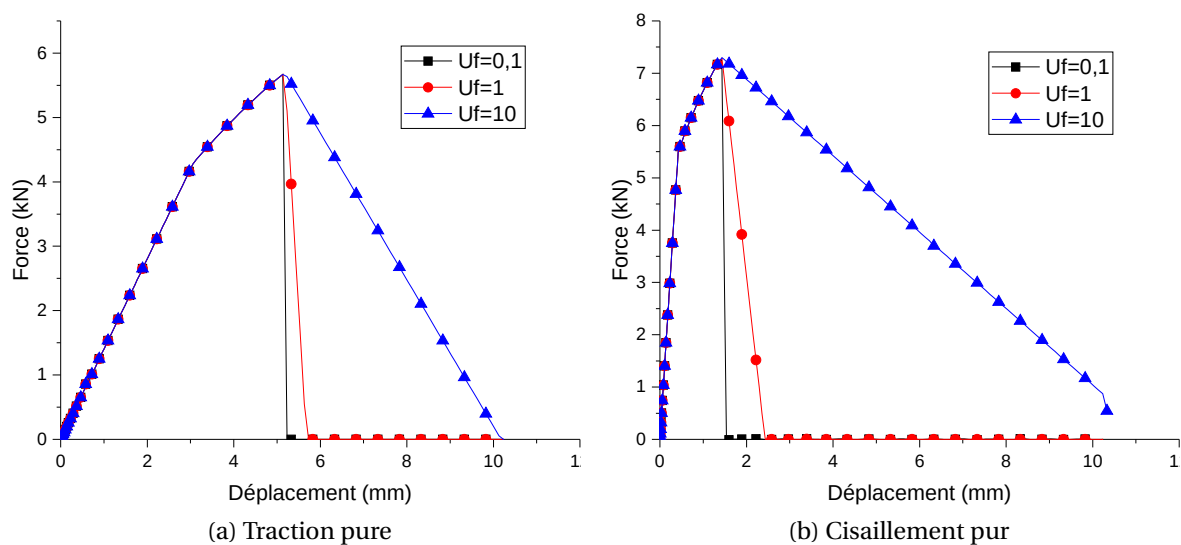


FIGURE A.2 – Influence de la variation du paramètre U_f sur les réponses des chargements purs

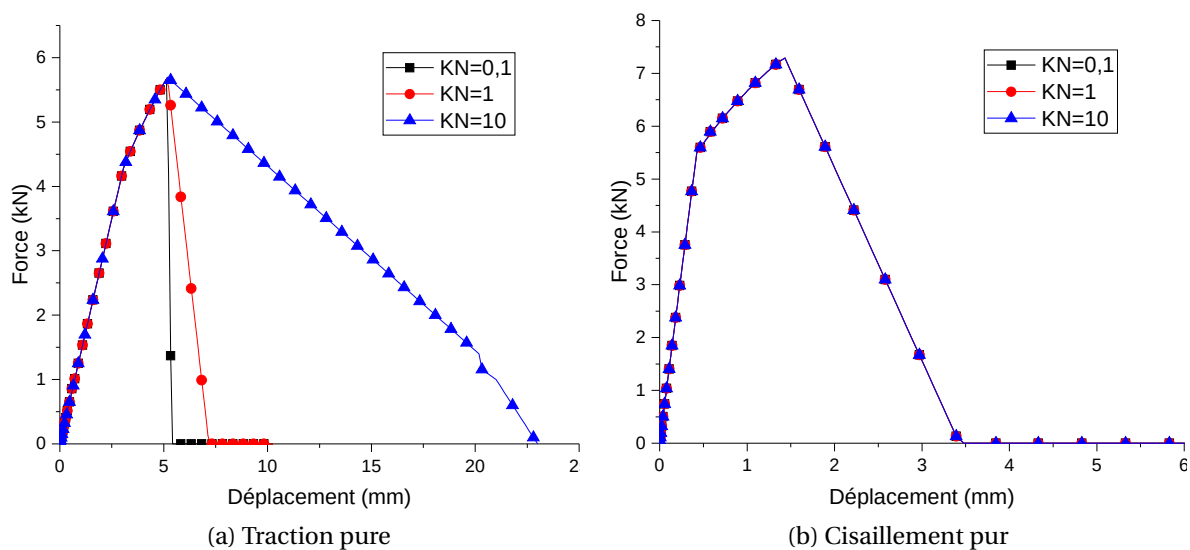


FIGURE A.3 – Influence de la variation du paramètre K_N sur les réponses des chargements purs

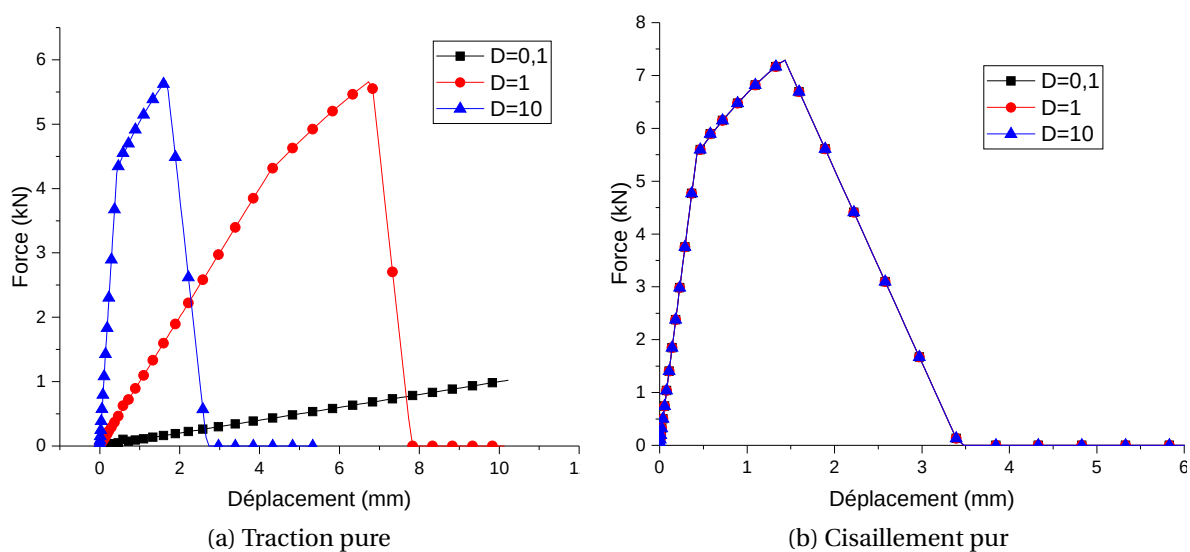


FIGURE A.4 – Influence de la variation du paramètre D_{33} sur les réponses des chargements purs

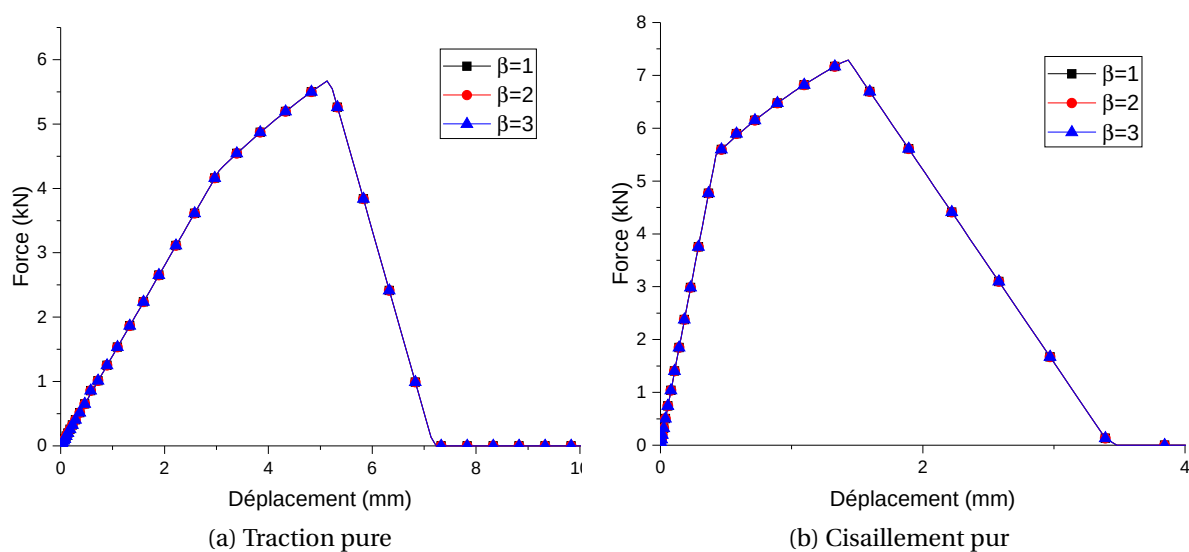


FIGURE A.5 – Influence de la variation du paramètre β sur les réponses des chargements purs

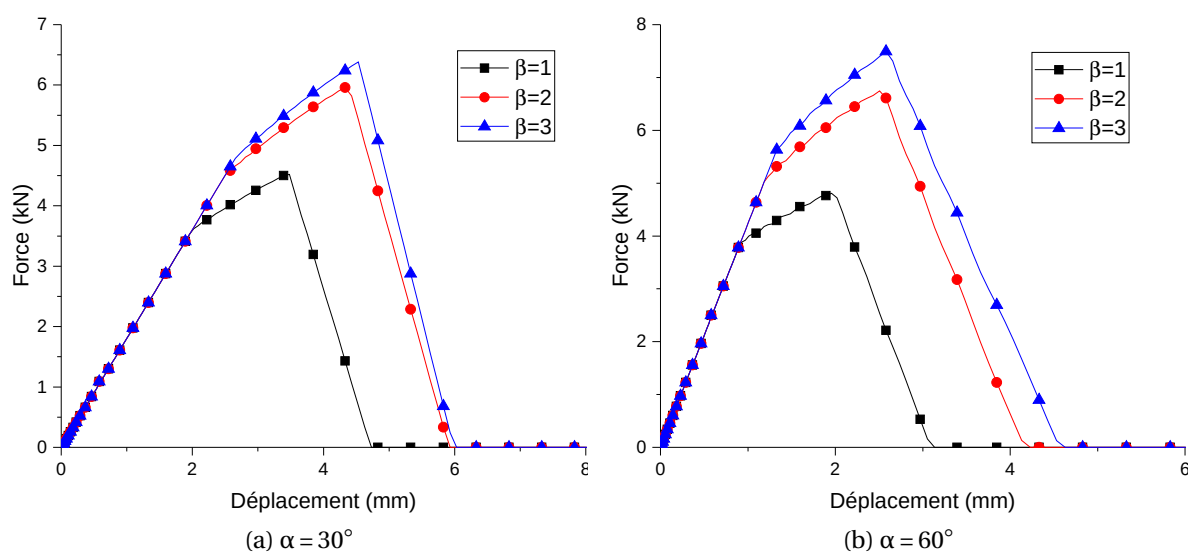


FIGURE A.6 – Influence de la variation du paramètre β sur les réponses des chargements combinés

Annexe B

Annexe : Structure des fichiers d'un calcul d'optimisation Pam-Opt/Abaqus

\$ Les données sont séparées par ',' \$

FREESP/ ,

\$ Définir le nombre de processeurs utilisés \$

PLATFM/ 1 4
END

\$ Définir l'algorithme d'optimisation \$

ALGKEY/ GENETIC

POPULATION_SIZE 100

ITER_NB 10

FAILED_PROCESS

RECAL_SOLUTION

END

\$ Dossier de sauvegarde \$

SVFILE/

pamopt_interface_data

END

\$ Définir les variables à optimiser en utilisant des étiquettes \$

DESPAR/ &bEcroissance 0
0.5 0.05 5 0.1
STICKER/ B
DESPAR/ &FinDamage 0
0.5 0.05 5 0.1
STICKER/ UF

\$ Copier le fichier .py \$

CPFILE/ 0 RF3U3frame.py

\$ Spécifier le nom du fichier exécutable .inp \$

INPFIL/ 0 Cisaillement.inp

\$ Appeler le code de calcul ABAQUS \$\$\$\$\$\$\$\$\$\$\$\$\$\$\$\$\$\$

```
BATCAL/ 0 1 0  
  
    abaqus  
  
    0  job=Cisaillement  
  
    0  interactive  
  
END
```

\$\$\$\$\$\$ Traiter le fichier output ABQUS pour récupérer la courbe numérique \$\$\$\$\$\$

```
BATCAL/ 0 2 0  
  
    abaqus  
  
    0  python  
  
    0  RF3U3frame.py  
  
    0  Cisaillement.odb  
  
    0  RF1U1.txt  
  
    0  Step-1 P1-1 POINTCHARG PERIFINF  
  
    0  interactive  
  
END
```

\$\$ Supprimer les fichiers générés par ABAQUS avant de lancer une nouvelle exécution \$\$

```
RMFILE/ Cisaillement.odb  
RMFILE/ Cisaillement.abq  
RMFILE/ Cisaillement.com  
RMFILE/ Cisaillement.dat  
RMFILE/ Cisaillement.mdl  
RMFILE/ Cisaillement.msg  
RMFILE/ Cisaillement.pac  
RMFILE/ Cisaillement.prt  
RMFILE/ Cisaillement.res  
RMFILE/ Cisaillement.sel
```

RMFILE/ Cisaillement.sta

RMFILE/ Cisaillement.stt

\$ Lire le fichier de la courbe expérimentale \$\$\$\$\$\$\$\$\$\$\$\$\$\$\$\$

```
GETCRV/ &&CourbeExper_Cisaillement      0  -1  0
      ExperimentalCisaillement.txt  0
      0
```

\$ Lire le fichier de la courbe numérique \$\$\$\$\$\$\$\$\$\$\$\$\$\$\$\$

```
GETCRV/ &&CorbeNum_Cisaillement          0  0
      RF1U1.txt  0
```

\$ Traiter des données \$\$\$\$\$\$\$\$\$\$\$\$\$\$\$\$\$\$

```
CALVAL/ &DIFF1_Cisaillement              2
      &&CourbeExper_Cisaillement
      &&CorbeNum_Cisaillement
      DIFF1                                0
CALVAL/ &MaxY_essai_Cisaillement          1
      &&CourbeExper_Cisaillement
      YMAX                                0
CALVAL/ &X(YMAX)_essai_Cisaillement        1
      &&CourbeExper_Cisaillement
      X(YMAX)                             0
CALVAL/ &MaxY_Num_Cisaillement             1
      &&CorbeNum_Cisaillement
      YMAX                                0
CALVAL/ &X(YMAX)_Num_Cisaillement          1
      &&CorbeNum_Cisaillement
      X(YMAX)                             0
```

\$ Fonction objectif principale \$

```
VIEFCT/ &Erreur_CisaillementDiff
      &DIFF1_Cisaillement / &MaxY_essai_Cisaillement
END
```

\$ Fonction objectif relative à la force maximale \$

```
VIEFCT/ &Erreur_Peak_Valeur_Cisaillement
      ( &MaxY_Num_Cisaillement - &MaxY_essai_Cisaillement ) /
      &MaxY_essai_Cisaillement
END
```

\$\$\$\$\$ Fonction objectif relative au déplacement correspond à la force maximale \$\$\$\$\$\$

```
VIEFCT/ &Erreur_Peak_Position_Cisaillement      1.0
      ( &X(YMAX)_Num_Cisaillement - &X(YMAX)_essai_Cisaillement ) /
      &X(YMAX)_essai_Cisaillement
END
```

\$ Fonction objectif globale \$

```
OBJFCT/ &ErreurGlobalCisaillement      0      0
      ( &Erreur_CisaillementDiff ) ^INT 2 +
      ( &Erreur_Peak_Valeur_Cisaillement ) ^INT 2 +
      ( &Erreur_Peak_Position_Cisaillement ) ^INT 2
END
```

\$ Introduire le fichier exécutable ABAQUS .inp modifié \$

```
EXEINP/
```

```
*Heading
** Job name: Cisaillement Model name: Cisaillement
** Generated by: Abaqus/CAE 6.12-1
*Preprint, echo=NO, model=NO, history=NO, contact=NO
** PARTS
*Part, name=P1
```

*End Part

...

** ASSEMBLY

...

*Connector Behavior, name=ConnSect-1

*Connector Elasticity, component=1

...

*Connector Plasticity

*Connector Hardening, definition=EXPONENTIAL LAW

#STICKER/B,7,9,REAL

5.5, 1.5, 0.8

...

*Connector Damage Evolution, type=MOTION

#STICKER/UF,1,4,REAL

0.75,

*Connector Potential, exponent=1.2

...

** BOUNDARY CONDITIONS

...

** OUTPUT REQUESTS

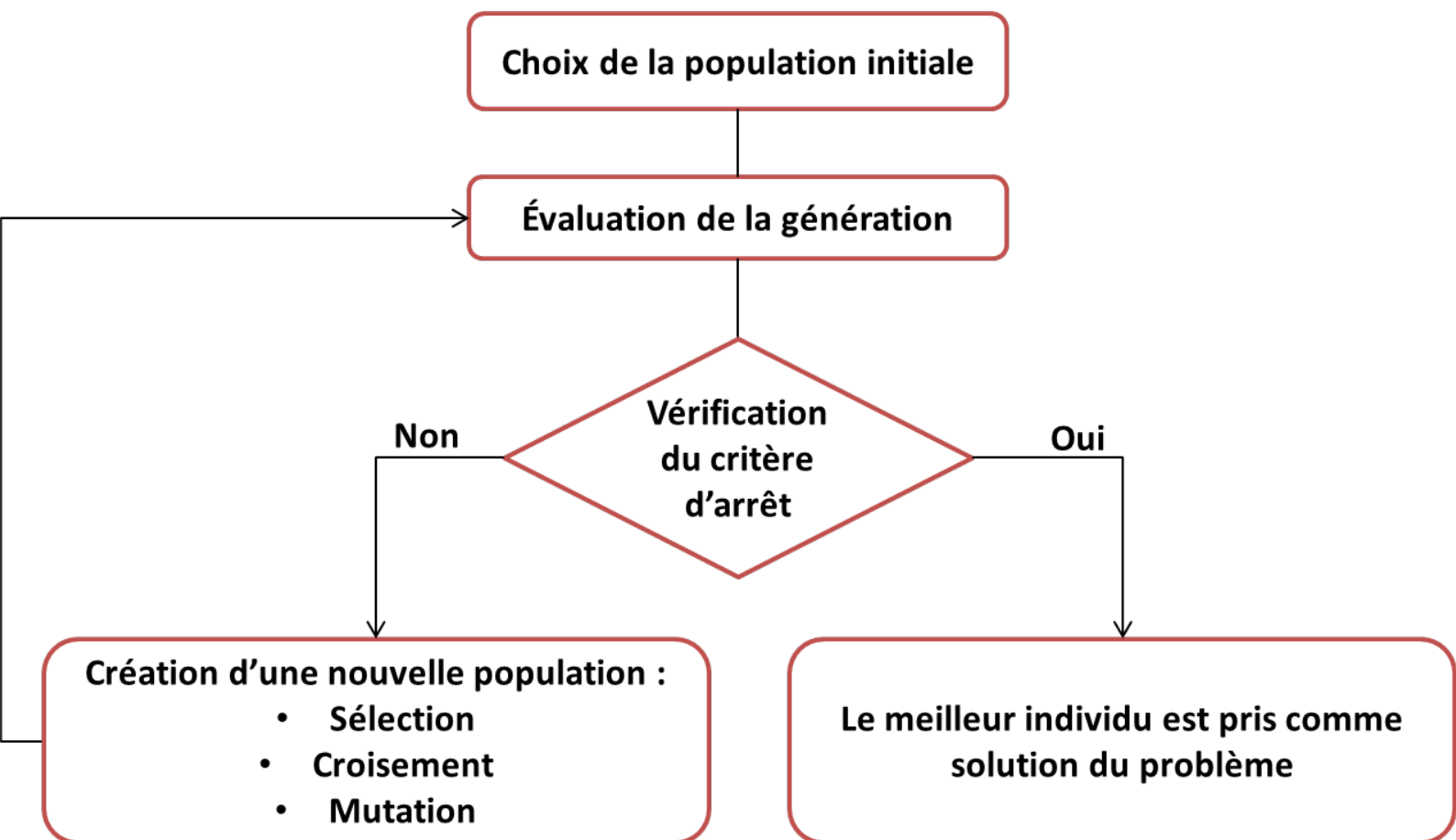
...

*End Step

Introduire les étiquettes dans le .inp au niveau des paramètres à optimiser.

Annexe C

Annexe : Présentation simplifiée des algorithmes utilisés dans l'optimisation



Choix des points initiaux dans le domaine de variation des paramètres, et calcul des réponses correspondantes (Appels solveurs).

Construction de la Surface de Réponse (fonction approximative) qui passe par tous les points initiaux calculés. La surface créée a les mêmes caractéristiques qu'une B-Splines en 'n' dimension.

Utilisation d'un algorithme Gradient and Genetique pour trouver le minimum de cette surface de réponse (solution approximative).

La réponse réelle de la solution approximative est ensuite calculée avec un appel de solveur

$i \leq Nb$

$i = i + 1$

$i = Nb$

D'autres points, autour de cette solution approximative, sont choisis et calculés.

Le meilleur point calculé est adopté comme une solution finale de l'optimisation.

Annexe D

Mesure de la dureté du point soudé

D.1 Problématique

Comment mesurer la dureté d'un point soudé (attaqué Nital) à des positions caractéristiques dans une vue globale (à l'œil ou à la loupe binoculaire) mais indiscernables sous l'objectif (x40) du microduromètre?

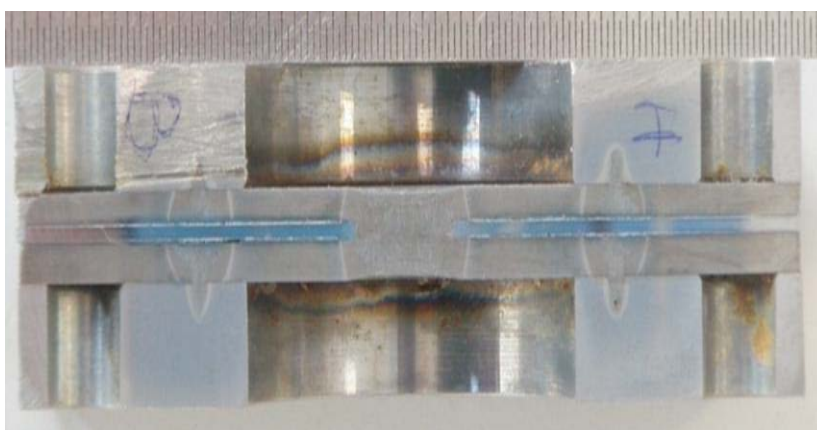


FIGURE D.1 – Point soudé en vue macroscopique (attaqué Nital)

D.2 Solution

Une solution consiste à générer une image globale sous la loupe binoculaire et d'en extraire les coordonnées (X_b, Y_b) puis par transformation (rotation, translation) la repositionner sous le repère du microduromètre (X_m, Y_m) . Le protocole de mesure de dureté se compose de 6 étapes :

- 1) calibration de la loupe binoculaire à l'aide d'un réglé au zoom 2.
- 2) mesure sous binoculaire des images élémentaires avec une attention particulière pour obtenir une succession d'images la plus droite possible à l'aide d'un guide visuel (croix) et physique (butée) (Fig. D.2),
- 3) les images élémentaires sont assemblées par "stitching" avec une corrélation uniquement en translation pour obtenir un champ étendu (Fig. D.3),
- 4) repérage sous le microduromètre des coordonnées d'éléments visibles tel que les extrémités de la tôle prise en sandwich et transformation du repère du microduromètre vers le repère de l'image $(X_b, Y_b) \rightarrow (X_m, Y_m)$.

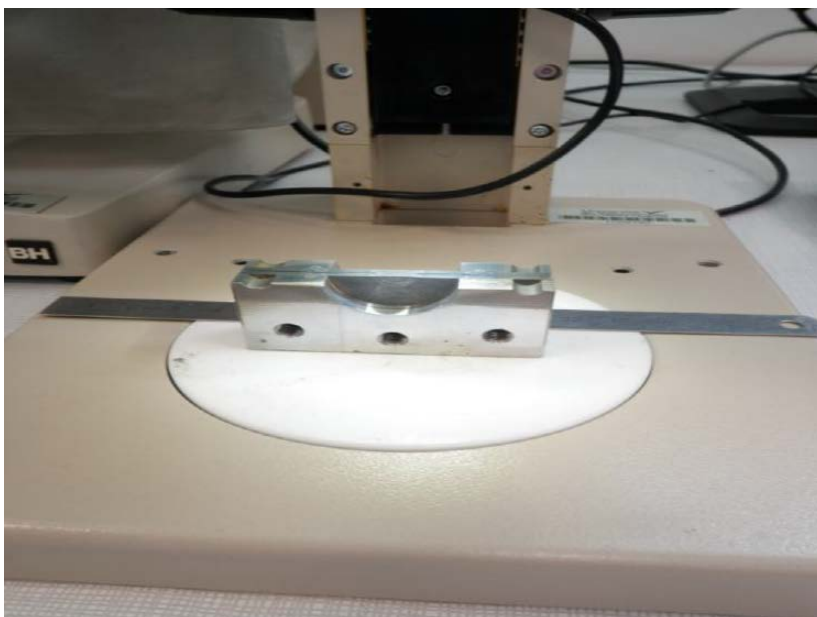


FIGURE D.2 – Positionnement sous la loupe binoculaire



FIGURE D.3 – Point soudé assemblé (stitching)

- 5) mise en place des filiations suivant les zones où les points 1 et 8 sont indentées avec un pas de 1 *mm* et les points 2, 3, 4, 5, 6 et 7 avec un pas de 0.1 *mm* avec une augmentation du pas entre 4 et 5 (Fig. D.4),



FIGURE D.4 – Points caractéristiques du point soudé

- 6) indentations puis mesures suivant 5 zones sur les 3 niveaux de tôles (2 *mm*, 0.55 *mm* et 1.62 *mm*) soit un nombre total de 62x3 indentations.

D.3 Résultats

Les évolutions des duretés d'un bord à l'autre et de la répartition des indentations sont présentées respectivement en Figures D.5 et D.6.

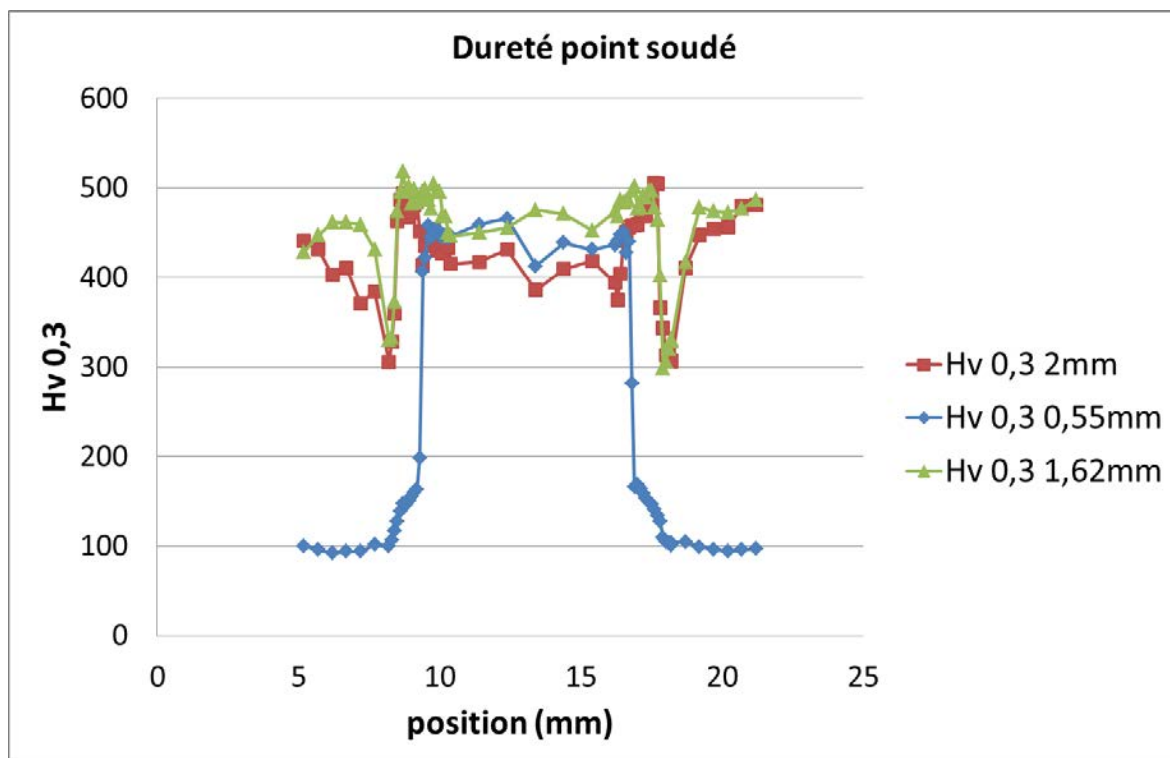


FIGURE D.5 – Évolution de la dureté sur chaque tôle d'un bord à l'autre

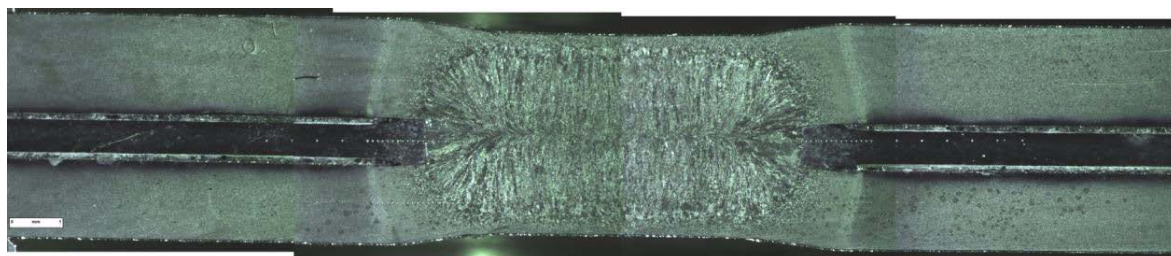


FIGURE D.6 – Répartition des indentations

