

## TABLE DES MATIÈRES

	Page
INTRODUCTION .....	1
CHAPITRE 1 REVUE DE LA LITTÉRATURE .....	3
CHAPITRE 2 ANALYSE PRÉLIMINAIRE DES CHARGES ADMISSIBLES .....	19
2.1 Résistance au cisaillement des rivets .....	19
2.2 Résistance au matage des tôles .....	19
2.3 Résistance statique des joints rivetés .....	21
2.3.1 Essai de traction .....	21
2.3.2 Résistance élastique .....	23
2.3.3 Résistance à la rupture .....	24
2.4 Charges admissibles.....	26
CHAPITRE 3 CARACTÉRISATION DES MATÉRIAUX.....	31
3.1 Introduction.....	31
3.2 Courbe contrainte-déformation.....	32
3.3 Courbe contrainte-déformation vraies .....	32
3.4 Caractérisation des tôles .....	33
3.4.1 Essai de traction .....	33
3.4.2 Traitement des résultats .....	34
3.5 Caractérisation des rivets .....	37
3.5.1 Fabrication des échantillons.....	39
3.5.2 Essai de compression .....	40
3.5.3 Modélisation par éléments finis .....	41
3.5.4 Traitement des résultats .....	45
3.6 Propriétés proposées dans la littérature.....	46
3.7 Conclusion .....	48
CHAPITRE 4 MODÉLISATION PAR ÉLÉMENTS FINIS.....	49
4.1 Modèle de matériau.....	49
4.2 Géométrie.....	50
4.3 Contact.....	51
4.3.1 Formulation.....	52
4.3.2 Frottement.....	53
4.3.3 Zone de cohésion .....	54
4.4 Maillage .....	58
4.4.1 Rivet.....	58
4.4.2 Tôles.....	62
4.4.3 Contacts.....	63
4.5 Conditions aux frontières.....	64
4.6 Paramètre d'analyse.....	67

4.7	Étude de convergence .....	68
4.8	Validation.....	70
4.8.1	Résistance statique .....	70
4.8.2	Mode de rupture.....	74
4.8.3	Propriétés proposées dans la littérature.....	76
4.8.4	Charges admissibles.....	77
CONCLUSION.....		81
RECOMMANDATIONS .....		83
ANNEXE I	CARACTÉRISATION DES TÔLES .....	85
ANNEXE II	CARACTÉRISATION DES RIVETS.....	89
ANNEXE III	CHARGES ADMISSIBLES.....	93
BIBLIOGRAPHIE.....		94

## LISTE DES TABLEAUX

	Page
Tableau 2.1	Valeurs de résistance au matage .....20
Tableau 2.2	Modes de rupture du joint riveté analysé .....25
Tableau 3.1	Propriétés obtenues à partir des courbes contrainte-déformation vraies .....34
Tableau 3.2	Propriétés des tôles et coefficients de régression.....36
Tableau 3.3	Résultats de l'étude de convergence de l'essai de compression modélisé par éléments finis.....42
Tableau 3.4	Comparaison des diamètres finaux obtenus expérimentalement et numériquement .....44
Tableau 3.5	Propriétés des rivets et coefficients de régression .....46
Tableau 4.1	Constante du matériau bilinéaire .....57
Tableau 4.2	Résultats des différents cas obtenus pour le rivet complet et le rivet tronqué .....59
Tableau 4.3	Chargements appliqués au joint pour obtenir sa résistance statique.....67
Tableau 4.4	Charges admissibles dérivées des courbes d'admissibilité .....79



## LISTE DES FIGURES

	Page
Figure 1.1	Modèle d'éléments finis axisymétrique .....4
Figure 1.2	Courbe force-déplacement expérimentale versus numérique .....5
Figure 1.3	Propriétés des rivets solides en aluminium 2117-T4 .....6
Figure 1.4	Stratégie d'installation du rivet (a) configuration initiale, (b) application de la force de formage, (c) relâchement .....7
Figure 1.5	Modèle d'éléments finis.....8
Figure 1.6	Résistance statique expérimentale versus numérique pour une épaisseur de tôles de : (a) 1,27 mm, (b) 1,60 mm, (c) 2,54 mm, (d) 3,18 mm .....9
Figure 1.7	Propriétés de l'aluminium 2117-T4 .....9
Figure 1.8	Modèle d'éléments finis.....10
Figure 1.9	Modèle d'éléments finis axisymétrique .....11
Figure 1.10	Modèle d'éléments finis trois dimensions .....12
Figure 1.11	Modèle d'éléments finis en trois dimensions.....13
Figure 1.12	Courbe force-déplacement expérimentale versus numérique .....13
Figure 1.13	Modèle d'éléments finis en trois dimensions.....14
Figure 1.14	Modèle d'éléments finis axisymétrique 15
Figure 1.15	Schéma de modélisation .....15
Figure 1.16	Courbes force-déplacement expérimentales versus numérique .....16
Figure 2.1	Échantillon à rivet unique pour déterminer la résistance statique d'un joint riveté.....21
Figure 2.2	Méthode du second module d'élasticité pour évaluer la résistance élastique d'un joint riveté.....23
Figure 2.3	Modes de rupture d'un joint riveté (a) Déchirement de la tôle à la marge, (b) Matage du trou et (c) Rupture du corps du rivet dans le plan de cisaillement .....24

Figure 2.4	Courbes de charges admissibles anticipées du joint riveté analysé .....	27
Figure 2.5	Effet couteau sur le joint riveté .....	28
Figure 3.1	Diagramme de flux des étapes et des décisions pour caractériser les rivets .....	38
Figure 3.2	Rivets encapsulés dans une résine métallographique : (a) avant le polissage (b) après le polissage .....	39
Figure 3.3	Essai de compression schématisé : (a) positionnement (b) chargement (c) relâchement .....	40
Figure 3.4	Déformation finale des essais de compression : (a) correctement déformé (b) incorrectement déformé .....	41
Figure 3.5	Courbes force-déplacement de l'échantillon n° 12 .....	43
Figure 3.6	Courbes contrainte-déformation vraies en compression des rivets obtenues par itérations et régression .....	45
Figure 3.7	Comparaison des courbes contrainte-déformation vraies en compression de l'aluminium 2117-T4 provenant de la littérature et de la présente recherche .....	47
Figure 4.1	Géométrie du joint riveté initiale .....	50
Figure 4.2	Géométrie du joint riveté après découpage .....	51
Figure 4.3	Vue de coupe du joint riveté à la rupture (a) début de la rupture et (b) centre de la rupture .....	55
Figure 4.4	Analyse de la surface de rupture du rivet au microscope électronique à balayage (a) début de la rupture à un grossissement de 100 fois et (b) centre de la rupture à un grossissement de 500 fois .....	55
Figure 4.5	Rivet tronqué .....	58
Figure 4.6	Stratégie de maillage du rivet (a) stratégie initiale avec maillage grossier, (b) stratégie initiale avec maillage moyen, (c) stratégie initiale avec maillage fin .....	60
Figure 4.7	Stratégie de maillage final du rivet .....	61
Figure 4.8	Maillage final du rivet .....	61
Figure 4.9	Maillage final des tôles .....	62

Figure 4.10	Éléments de contact : (a) CONTA174 (b) TARGE170.....	63
Figure 4.11	Montage utilisé pour l'installation du rivet.....	64
Figure 4.12	Modèle d'éléments finis pour installer le rivet.....	65
Figure 4.13	Conditions aux frontières appliquées au joint riveté analysé.....	66
Figure 4.14	Étude de convergence du joint riveté analysé.....	68
Figure 4.15	Comparaison de la courbe force-déplacement obtenue expérimentalement et numériquement.....	70
Figure 4.16	Influence du coefficient de frottement sur la résistance statique du joint riveté analysé.....	72
Figure 4.17	Influence du coefficient d'amortissement sur la résistance statique du joint riveté analysé.....	73
Figure 4.18	Contrainte maximale principale en fonction du chargement appliqué au joint riveté analysé.....	74
Figure 4.19	Influence des propriétés du rivet en aluminium 2117-T4 sur la résistance statique du joint riveté analysé.....	76
Figure 4.20	Charges admissibles expérimentales versus courbes d'admissibles numériques.....	78





## LISTE DES ABRÉVIATIONS, SIGLES ET ACRONYMES

CF	Conditions aux frontières
MÉF	Méthode des éléments finis
MoS <sub>2</sub>	Disulfure de molybdène



## LISTE DES SYMBOLES ET UNITÉS DE MESURE

$A$	Aire réelle de la section mesurée, en $\text{mm}^2$
$A_i$	Aire initiale de la section, en $\text{mm}^2$
$b$	Cohésion du contact
$D_f$	Diamètre final, en mm
$D_m$	Diamètre final mesuré, en mm
$D_p$	Diamètre final prédit, en mm
$DN_r$	Diamètre nominal du rivet, en mm
$DN_t$	Diamètre nominal du trou, en mm
$e$	Déformation d'ingénierie, en mm/mm
$ED$	Distance du bord de trou à la marge de la tôle, en mm
$F_a$	Force appliquée, en N
$F_s$	Résistance statique, en N
$F_u$	Résistance à la rupture, en N
$F_y$	Résistance élastique, en N
$F_{br}$	Résistance au matage, en MPa
$F_{bry}$	Résistance au matage élastique, en MPa
$F_{bru}$	Résistance au matage à la rupture, en MPa
$F_i$	Force d'installation, kN
$F_r$	Force de réaction, N
$F_{su}$	Résistance au cisaillement, en MPa
$F_s/DN_t^2$	Charge admissible, en $\text{N/mm}^2$
$F_u/DN_t^2$	Charge admissible à la rupture, en $\text{N/mm}^2$

$F_y/DN_t^2$	Charge admissible élastique, en $N/mm^2$
$L_i$	Longueur initiale de la section mesurée, en mm
$L_r$	Longueur du rivet, en mm
$P_a$	Pression appliquée sur le contact
$R^2$	Coefficient de détermination
$s$	Contrainte d'ingénierie, en MPa
$t$	Épaisseur de la tôle, en mm
$\Delta L$	Allongement, en mm
$\varepsilon$	Déformation vraie, en mm/mm
$\eta$	Coefficient d'amortissement
$\mu$	Coefficient de frottement
$u_n^c$	Distance de séparation du contact au moment de sa rupture en tension, en mm
$u_t^c$	Distance de séparation du contact par rupture en cisaillement, en mm
$\sigma$	Contrainte vraie, en MPa
$\sigma_{max}$	Contrainte vraie ultime du matériau, MPa
$\tau_{lim}$	Contrainte limite en frottement
$\tau_{max}$	Contrainte de cisaillement maximale, en MPa

## INTRODUCTION

Le rivetage est une méthode d'assemblage très ancienne qui est utilisée abondamment encore aujourd'hui. La jonction formée par rivetage est appelée joint riveté. Les charges admissibles des joints rivetés sont évaluées par le biais d'essais de traction. Chaque essai permet d'obtenir la résistance statique du joint riveté. Pour Bombardier Aéronautique, les valeurs préliminaires des charges admissibles des joints permettent la sélection des fixations et le dimensionnement préliminaire des joints de l'aéronef. Cette phase, appelée conception préliminaire, est d'une durée d'environ six mois et permet de commander la matière brute. La conception détaillée suit la conception préliminaire et nécessite les valeurs finales des charges admissibles afin de signer les dessins qui serviront à l'homologation de l'aéronef. Cette phase est d'une durée d'environ un an.

À ce jour, aucune méthode analytique n'est disponible afin d'obtenir les charges admissibles des joints dont l'évaluation nécessite une campagne d'essais expérimentaux. Malgré les délais suffisants de la conception détaillée, une demande grandissante existe afin de diminuer la quantité d'échantillons nécessaires à l'obtention des valeurs finales des charges admissibles. À titre indicatif, plus de 750 échantillons ont été nécessaires pour obtenir les charges admissibles des joints rivetés à l'aide du rivet solide Aerolock lors de l'homologation de l'avion régional CRJ700 de Bombardier Aéronautique en mai 1999. La géométrie fait de ce rivet solide l'un des plus difficiles à analyser.

La littérature propose d'évaluer la résistance statique d'un joint riveté à l'aide de la méthode des éléments finis (MÉF). Toutefois, cette résistance peut être obtenue à l'aide d'une solution implicite et à l'aide d'une solution explicite. L'analyse implicite proposée ne possède aucun modèle de rupture. Par conséquent, elle néglige la résistance à la rupture du joint et permet seulement d'évaluer sa résistance élastique. C'est pourquoi, la littérature propose d'évaluer la résistance à la rupture à l'aide d'une solution explicite qui est beaucoup plus coûteuse en temps de calcul que la solution implicite. Il est aussi possible d'observer des incohérences entre les modèles de matériaux proposés dans la littérature.

Dans le cadre du présent projet, le joint riveté analysé est formé de tôles en aluminium 2024-T3. Les tôles sont assemblées à l'aide d'un rivet solide Aerolock en aluminium 2117-T4. Une analyse préliminaire des charges admissibles de ce joint riveté, basée sur les résultats expérimentaux de Bombardier Aéronautique, est d'abord présentée. Par la suite, une méthodologie robuste de caractérisation des matériaux est élaborée. La caractérisation des matériaux permet le développement du modèle d'éléments finis. À cette étape, une solution implicite est utilisée afin d'évaluer la résistance statique du joint riveté pour différentes épaisseurs de tôles, et ce, jusqu'à la rupture. La réussite de cette méthode permet d'obtenir les charges admissibles du joint riveté analysé.

## CHAPITRE 1

### REVUE DE LA LITTÉRATURE

Les joints rivetés sont analysés expérimentalement depuis longtemps. Les années 1990 ont marqué le début de l'analyse des contraintes résiduelles lors de l'installation d'un rivet solide par la méthode des éléments finis. Cette analyse complexe nécessite l'évaluation complète de la procédure de rivetage. En effet, la littérature démontre que les déformations imposées au rivet solide lors de son installation modifient ses propriétés mécaniques considérablement. Par conséquent, le développement d'un modèle d'éléments finis capable de prédire la résistance statique d'un joint riveté se doit de considérer la modélisation de la procédure d'installation. Les catégories d'analyse par éléments finis suivantes traitent de l'installation des rivets solides dans la littérature :

- contraintes résiduelles;
- performance en fatigue;
- résistance statique.

Slater (1994) a été l'un des premiers à étudier les contraintes résiduelles autour d'un rivet après son installation. Müller (1995) a basé sa recherche sur le modèle de Slater (1994) et a étudié les contraintes résiduelles pour plusieurs forces de formage lors de la procédure de rivetage. Dans sa recherche, il a fait plusieurs analyses en deux dimensions par la MÉF à l'aide d'éléments axisymétriques à quatre nœuds. L'analyse de quatre forces de formage est élaborée afin d'évaluer les contraintes résiduelles lors de la procédure de rivetage. Müller (1995) a été le premier à considérer et à analyser le comportement des contacts présents dans un joint riveté à l'aide du modèle de frottement de Coulomb. Pour ce faire, il a eu recours à un test de flexion à trois appuis. Il a ensuite déduit les coefficients de frottement à l'aide des équations statiques de l'assemblage. L'amplitude du moment nécessaire pour faire tourner l'assemblage lui permet d'évaluer le coefficient de frottement de son assemblage à 0,2. Les imperfections possibles d'un joint riveté sont discutées et analysées. Les résultats obtenus ont

mené l'auteur à soumettre l'hypothèse suivante : les contraintes résiduelles augmentent la résistance en fatigue des joints rivetés.

Les travaux de Müller (1995) ont été repris par Szolwinski et Farris (2000) pour analyser une procédure de rivetage et son influence sur la vie en fatigue d'un joint riveté. Ils ont conduit des analyses à l'aide du logiciel ABAQUS/Standard. Leur modèle d'éléments finis axisymétrique est présenté à la Figure 1.1. Szolwinski et Farris (2000) ont modélisé tous les contacts du modèle avec un coefficient de frottement de 0,2. Le choix du coefficient de friction est basé sur les travaux de Müller (1995).

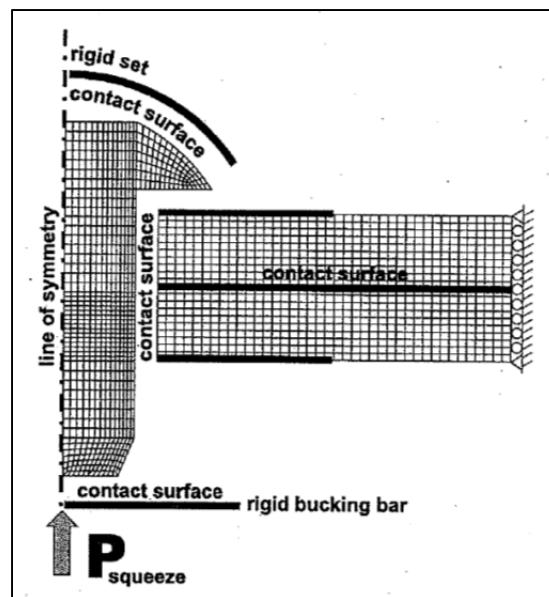


Figure 1.1 Modèle d'éléments finis axisymétrique  
Tirée de Szolwinski et Farris (2000, p. 132)

Szolwinski et Farris (2000) ont cherché à améliorer le modèle de matériau bilinéaire utilisé par Müller (1995) pour représenter le comportement des rivets solides en aluminium 2117-T4. Pour ce faire, ils ont coupé le corps de plusieurs rivets solides MS2047AD6-10 en aluminium 2117-T4 pour obtenir leurs propriétés mécaniques en compression. Ils ont utilisé un modèle exponentiel présenté à l'équation 1.1 pour décrire les propriétés en compression



jusqu'à une déformation vraie de 10%. La contrainte vraie ( $\sigma_{true}$ ) est donnée en fonction de la déformation vraie ( $\epsilon_{true}$ ) et des coefficients de durcissement (C) et (m)

$$\sigma_{true} = C(\epsilon_{true})^m \quad (1.1)$$

Par contre, ils ont déterminé que ce modèle ne permet pas de représenter la déformation plastique totale du corps du rivet solide à cause du montage utilisé durant les essais de compression. C'est pourquoi ils ont installé plusieurs rivets MS2047AD6-10 de 4,76 mm de diamètre toujours en aluminium 2117-T4 dans des tôles d'aluminium 2024-T3 de 2,29 mm d'épaisseur. Durant chaque essai, ils ont enregistré la force ( $P_{squeeze}$ ) et le déplacement appliqués à la bouterolle (*bucking bar*) pour former le rivet. Ils ont ensuite comparé les courbes force-déplacement obtenues expérimentalement aux courbes force-déplacement obtenues à l'aide de leur modèle d'éléments finis tels que présentés à la Figure 1.2.

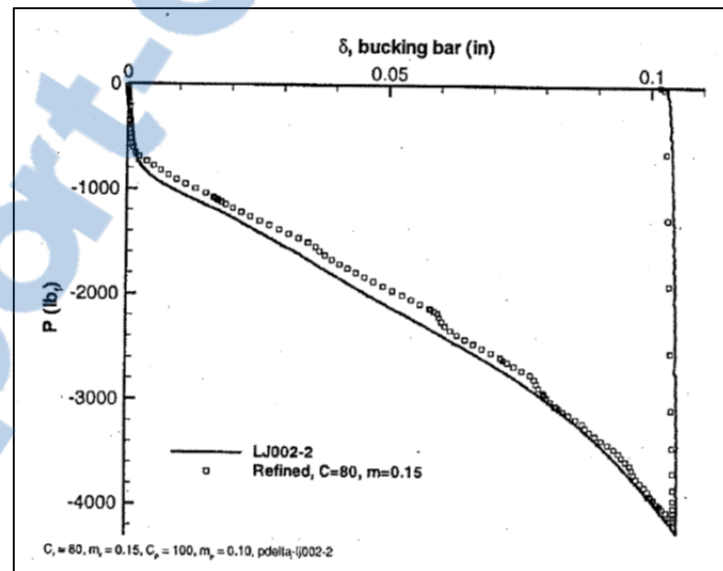


Figure 1.2 Courbe force-déplacement expérimentale versus numérique  
Tirée de Szolwinski et Farris (2000, p. 133)

Ils ont ensuite itéré les propriétés de leur modèle jusqu'à l'obtention d'une corrélation satisfaisante des courbes force-déplacement. La corrélation de la courbe force-déplacement expérimentale et numérique permet ainsi de déterminer un modèle exponentiel pour une déformation supérieure à 10%. La Figure 1.3 présente les propriétés de l'aluminium 2117-T4 et ses coefficients de durcissement.

Parameter	Value
Young's modulus of plate	$10.5 \times 10^6$ psi (72.4 GPa)
Poisson's ratio of plate	0.33
Initial yield stress for plate	40 ksi (276 MPa)
Slope of linear hardening curve for plate	2.5
Young's modulus of rivet material	$10.4 \times 10^6$ psi (71.7 GPa)
Poisson's ratio of rivet material	0.33
Initial yield stress for rivet	24 ksi (172 MPa)
Hardening parameters for rivet, $0.02 \leq \epsilon_{\text{true}} \leq 0.10$	$C = 79$ ksi (544 MPa), $m = 0.23$
Hardening parameters for rivet, $0.10 < \epsilon_{\text{true}} \leq 1.0$	$C = 80$ ksi (551 MPa), $m = 0.15$

Figure 1.3 Propriétés des rivets solides en aluminium 2117-T4  
Tirée de Szolwinski et Farris (2000, p. 133)

L'inconvénient de cette méthode est que les propriétés déterminées supposent que le coefficient de frottement est égal à 0,2.

Pratt (2001) a étudié l'influence de la géométrie de la tête de plusieurs fixations aéronautiques sur la résistance statique des joints. Il a notamment analysé la résistance statique d'un joint riveté à l'aide d'un rivet NASM1097AD en aluminium 2117-T4. La stratégie utilisée pour modéliser l'installation du rivet est basée sur les riveteuses automatiques couramment utilisées en production aéronautique (*Voir Figure 1.4*). Un support (*Panel Support*) soutient les tôles formant le joint pendant l'insertion du rivet à l'aide d'une bouterolle (*Squeeze Die*) jusqu'à l'obtention de la force de préserrage recherchée. Cette charge requise est appliquée sur la bouterolle pour déformer plastiquement la queue du rivet. Elle est ensuite relâchée aussitôt que la valeur cible de la force de préserrage est atteinte.

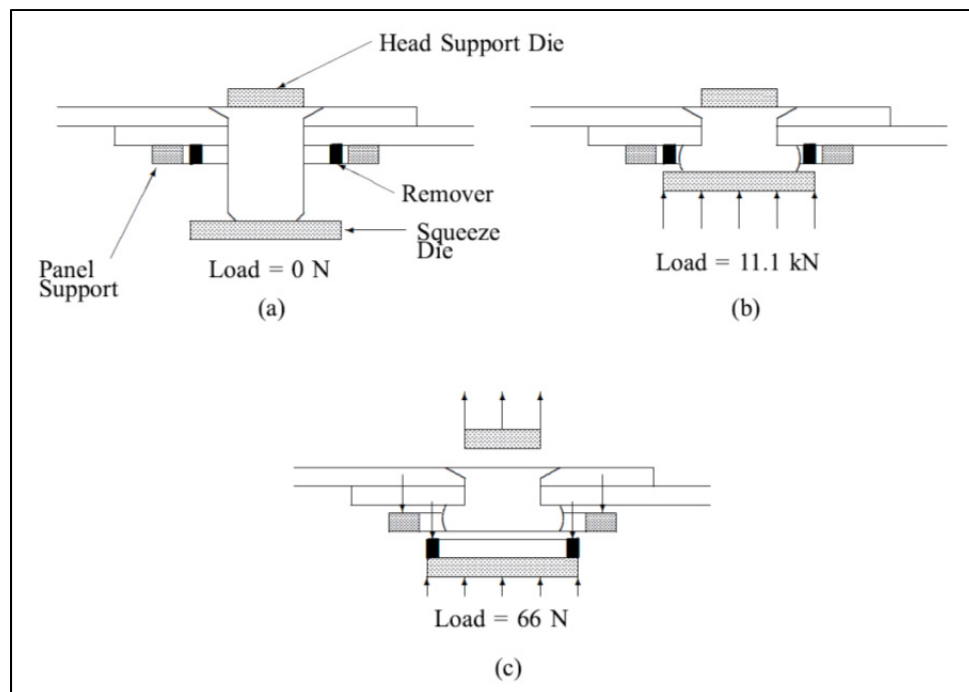


Figure 1.4 Stratégie d'installation du rivet (a) configuration initiale, (b) application de la force de formage, (c) relâchement  
Tirée de Pratt (2001, p. 106)

La résistance statique des joints analysés ne peut pas être étudiée à l'aide d'un modèle en deux dimensions à cause de l'excentricité du chargement appliqué. C'est pourquoi, Pratt (2001) propose d'utiliser un modèle en trois dimensions avec des éléments quadratiques à

huit nœuds. Pratt (2001) a déterminé que le coefficient de frottement dans un joint riveté devrait se situer entre 0,1 et 0,2. Après corrélation expérimentale, Pratt (2001) a fixé le coefficient de frottement à 0,1. Une extrémité du joint est fixée tandis qu'un déplacement est appliqué à l'autre extrémité pour obtenir la résistance du modèle d'éléments finis (*Voir* Figure 1.5). Pour ce faire, une solution implicite non linéaire à l'aide du logiciel NIKE3D est utilisée avec l'option grandes déformations.

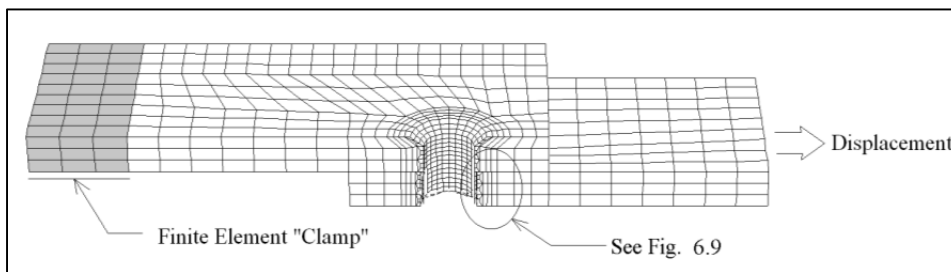


Figure 1.5 Modèle d'éléments finis  
Tirée de Pratt (2001, p. 83)

Le modèle permet de prédire la résistance élastique telle que présentée à la Figure 1.6 mais omet la résistance à la rupture du joint riveté analysé. Pratt (2001) propose d'utiliser un modèle exponentiel pour représenter les propriétés des rivets solides en aluminium 2117-T4. Il utilise une méthode similaire à Szolwinski et Farris (2000) pour déterminer les propriétés des rivets. En effet, les propriétés sont déterminées par itération à l'aide de son modèle d'éléments finis sur la base de la prédiction des dimensions de la queue formée expérimentalement. Cette méthode ne caractérise pas le rivet individuellement du modèle. Les propriétés déterminées par itération sont influencées, par exemple, par le coefficient de frottement utilisé dans le modèle d'éléments finis. Par conséquent, les coefficients de durcissement ( $K$ ) et ( $n$ ) déterminés et présentés à Figure 1.7 sont différents des coefficients déterminés par Szolwinski et Farris (2000). Les travaux présentés par Pratt (2001) sont directement reliés au sujet de la présente recherche.

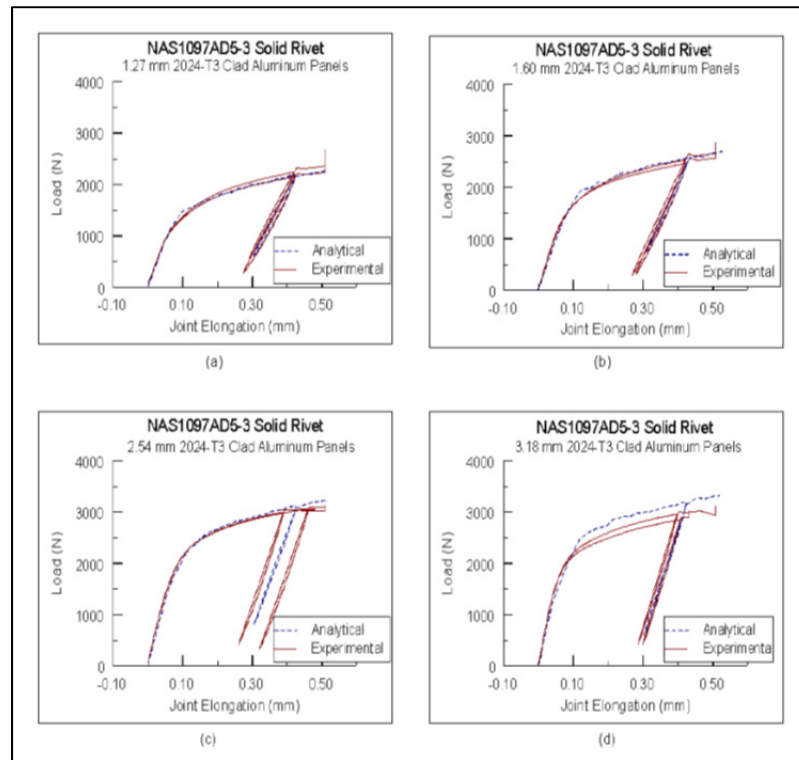


Figure 1.6 Résistance statique expérimentale versus numérique pour une épaisseur de tôles de : (a) 1,27 mm, (b) 1,60 mm, (c) 2,54 mm, (d) 3,18 mm  
Tirée de Pratt (2001, p. 106)

Rivet Part Number	2117-T4 (QQ-A-430)					Power Law Factors	
	$S_s^*$ (MPa)	$S_u^*$ (MPa)	$S_y^*$ (MPa)	$E^{**}$ (GPa)	$\nu^{**}$	K (MPa)	n
NAS1097AD							
5-4	214-225	338	189	↑	↑	575	0.20677
5-5	216-239	334	186	71.0	0.33	568	0.20652
5-6	218-224	341	190	↓	↓	581	0.20712
5-7	225-234	336	187			572	0.20668

\*  $S_s$  from hardware certifications.  $S_y$  and  $S_u$  derived analytically  
 \*\* Source: The Aluminum Association: Aluminum Standards and Data, 1997

Figure 1.7 Propriétés de l'aluminium 2117-T4  
Tirée de Pratt (2001, p. 117)

Bajracharya (2006) a étudié l'effet de la variation de la procédure de rivetage sur la qualité des joints rivetés à l'aide de rivets solides en aluminium 2117-T4. Pour ce faire, il utilise le modèle d'éléments finis axisymétriques présenté à la Figure 1.8. Il propose d'élaborer le modèle à l'aide du logiciel MSC.Patran et d'utiliser le solveur explicite LS-Dyna. Il utilise les propriétés des rivets solides en aluminium 2117-T4 et le coefficient de frottement proposé par (Szolwinski et Farris, 2000). Il suggère de valider le modèle en comparant les dimensions de la queue formée numériquement aux dimensions obtenues expérimentalement.

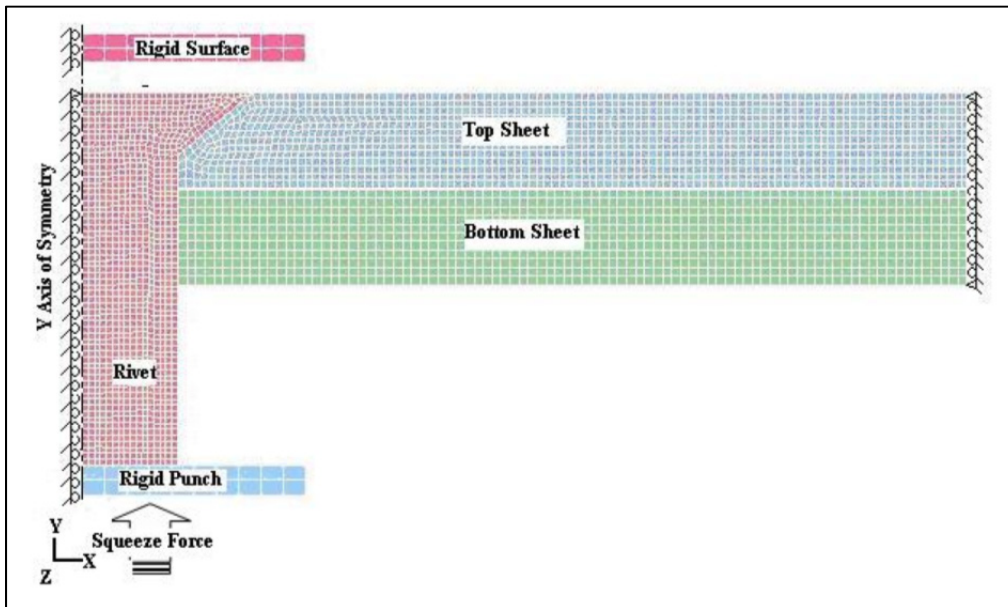


Figure 1.8 Modèle d'éléments finis  
Tirée de (Bajracharya, 2006)

Il analyse plusieurs facteurs d'influence sur la forme finale du rivet formé. Un pourcentage de contribution de chaque facteur a été déterminé à l'aide de la méthode des éléments finis. L'utilisation d'une solution explicite pour former le rivet est d'un intérêt principal dans la présente recherche.

Atre (2006) a étudié le lien entre les paramètres critiques d'un procédé de rivetage et la résistance en fatigue d'un joint. Les tôles analysées sont en aluminium 2024-T3 tandis que les rivets sont en aluminium 2117-T4. Il utilise les propriétés des rivets solides en aluminium 2117-T4 et le coefficient de frottement proposé par Szolwinski et Farris (2000) pour développer un modèle implicite axisymétrique comportant 7 254 éléments présenté à la Figure 1.9. La force et le déplacement appliqués pour former le rivet lors de l'installation sont utilisés pour valider le modèle d'éléments finis. Une bouterolle est utilisée pour déformer plastiquement la queue du rivet. Le butoir est modélisé par l'application de conditions aux frontières appropriées.

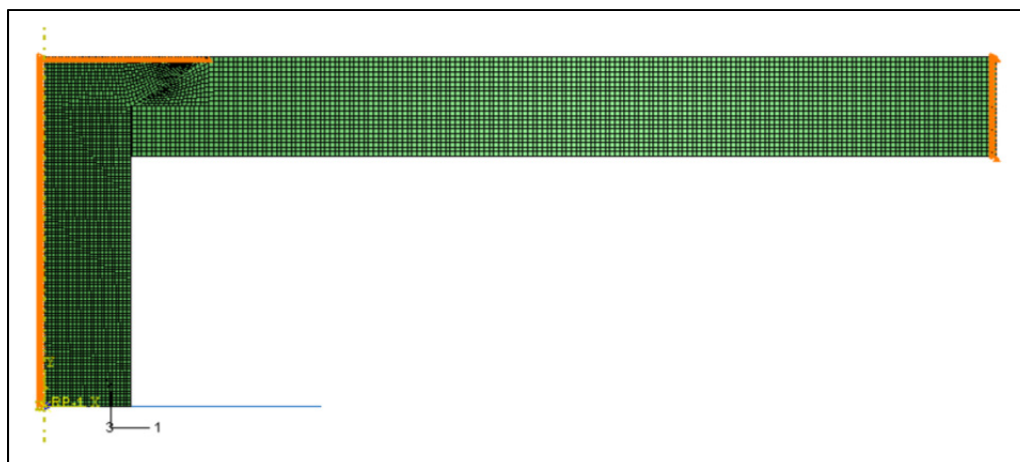


Figure 1.9 Modèle d'éléments finis axisymétrique  
Tirée de Atre (2006, p. 35)

Une comparaison raisonnable est obtenue en tenant compte des incertitudes numériques et expérimentales. Cette comparaison permet de vérifier la capacité du logiciel ABAQUS/Standard à simuler la procédure de rivetage à l'aide d'un modèle implicite. Par la suite, un modèle explicite d'un quart de joint en trois dimensions comportant 22 771 éléments présenté à la Figure 1.10 est analysé à l'aide du logiciel ABAQUS/Explicit.

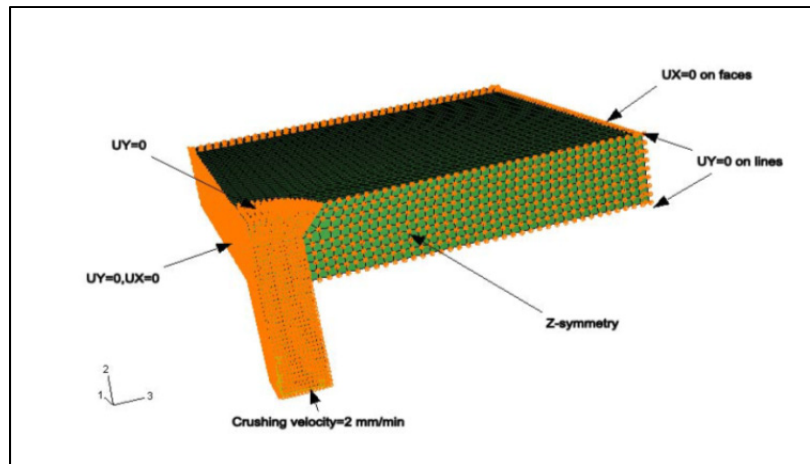


Figure 1.10 Modèle d'éléments finis trois dimensions  
Tirée de Atre (2006, p. 40)

La solution explicite permet la modélisation des phénomènes où l'inertie joue un rôle significatif. Par conséquent, Atre (2006) s'est assuré que celle-ci était assez petite en comparaison à l'énergie interne pour assurer une simulation quasi statique. Une analyse identique est aussi réalisée en implicite afin de comparer les contraintes résiduelles et les déformations plastiques. Les résultats montrent une bonne corrélation et confirment qu'une solution implicite permet de modéliser une procédure de rivetage.

Rans (2007) a étudié l'influence de l'installation du rivet sur la performance en fatigue d'un joint riveté. Il présente les résultats d'une investigation numérique et expérimentale dans le but de caractériser l'influence de la procédure de rivetage sur la performance en fatigue des joints rivetés. Il a utilisé des joints rivetés fabriqués à partir de laminés hybrides formés par l'empilement de plis en fibre de carbone pré-imprégnée de résine époxy et de tôles d'aluminium 2024-T3. Une procédure d'écrouissage est modélisée par éléments finis à l'aide du logiciel explicite LS-DYNA afin d'introduire la notion de contraintes résiduelles. L'écrouissage est moins complexe que la procédure de rivetage complète ce qui lui a permis d'évaluer la capacité du modèle numérique. Par la suite, les contraintes résiduelles causées par la procédure de rivetage sont évaluées à l'aide du modèle présenté à la Figure 1.11. Rans (2007) utilise les propriétés des rivets solides en aluminium 2117-T4 et le coefficient de



frottement proposé par Szolwinski et Farris (2000). La force ( $F_{sq}$ ) et le déplacement appliqués à la bouterolle pour former le rivet sont encore une fois utilisés pour valider le modèle tels que présentés à la Figure 1.12.

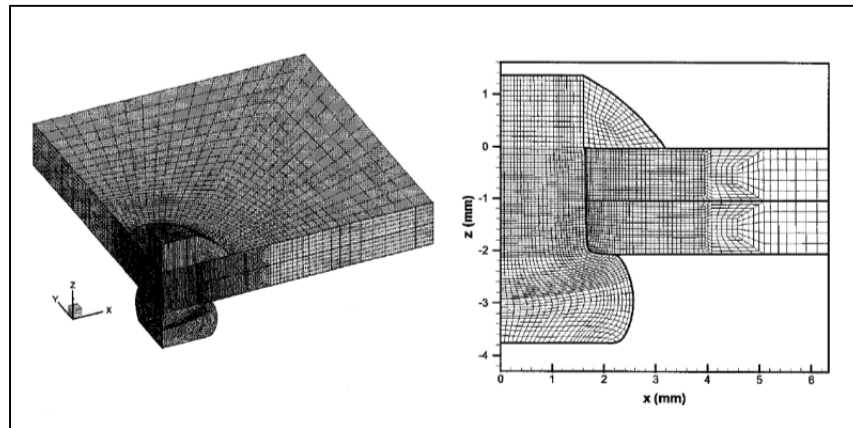


Figure 1.11 Modèle d'éléments finis en trois dimensions  
Tirée de Rans (2007, p. 46)

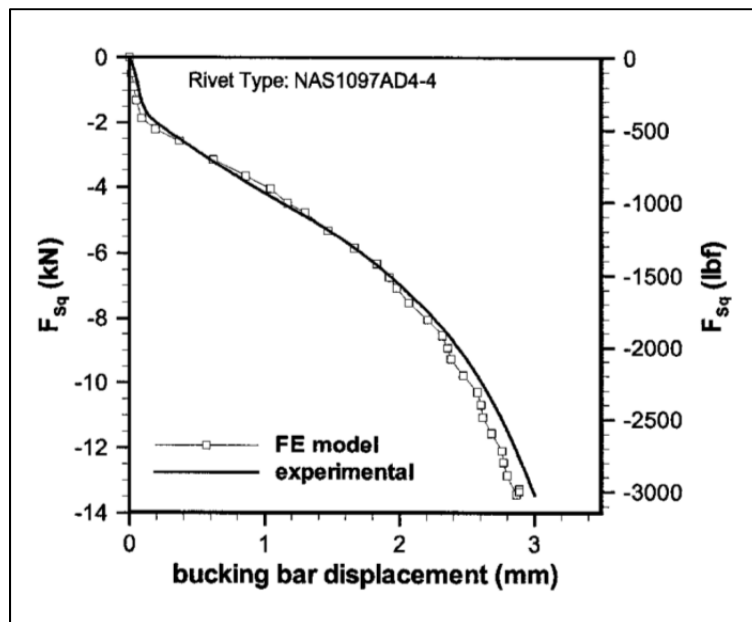


Figure 1.12 Courbe force-déplacement expérimentale versus numérique  
Tirée de Rans (2007, p. 53)

Li, Shi et Bellinger (2007) ont développé le modèle d'éléments finis en trois dimensions présenté à la Figure 1.13 pour analyser la procédure de rivetage d'un joint. Pour ce faire, ils utilisent le logiciel MSC.Marc pour résoudre implicitement le modèle. Le modèle final comporte 9 096 éléments à huit nœuds en trois dimensions avec une option d'intégration réduite.

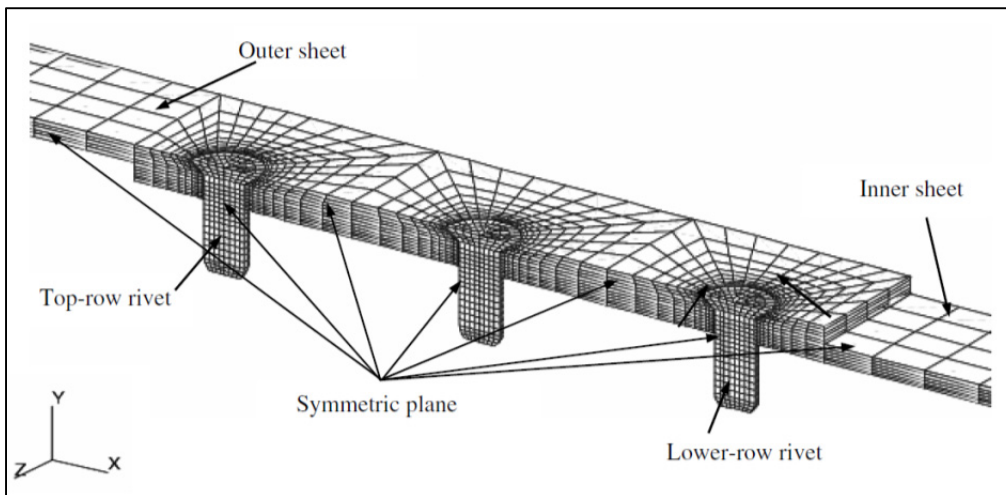


Figure 1.13 Modèle d'éléments finis en trois dimensions  
Tirée de Li, Shi et Bellinger (2007, p. 1278)

Li, Shi et Bellinger (2007) utilisent les propriétés des rivets solides en aluminium 2117-T4 et le coefficient de frottement proposé par Szolwinski et Farris (2000). Plusieurs jauges de déformations sont installées pour valider leur modèle. Les déformations expérimentales lues à l'aide des jauges sont comparées aux déformations obtenues numériquement. L'installation du rivet est accomplie à l'aide d'une machine de traction de 250 kN. Différentes forces d'installation, soit 10 kN, 14 kN et 18 kN sont appliquées sur les rivets pour comparer les déformations, la force d'installation de 14 kN étant la moyenne. La tête des rivets est soutenue par un butoir qui est fixe tandis qu'une bouterolle applique la force de formage sur la queue du rivet. Cette stratégie permet de procéder à l'installation à l'aide d'une machine de traction et est fort intéressante pour le présent sujet de recherche afin de contrôler la force d'installation.

Baha II et al. (2011) ont développé et optimisé un modèle d'éléments finis pour évaluer la résistance statique d'un joint riveté jusqu'à la rupture. Pour ce faire, une solution explicite est proposée afin d'évaluer l'état de contraintes lors de l'installation du rivet solide à l'aide d'un modèle axisymétrique. La Figure 1.14 présente le modèle d'éléments finis construit à l'aide du logiciel ABAQUS/Explicit.

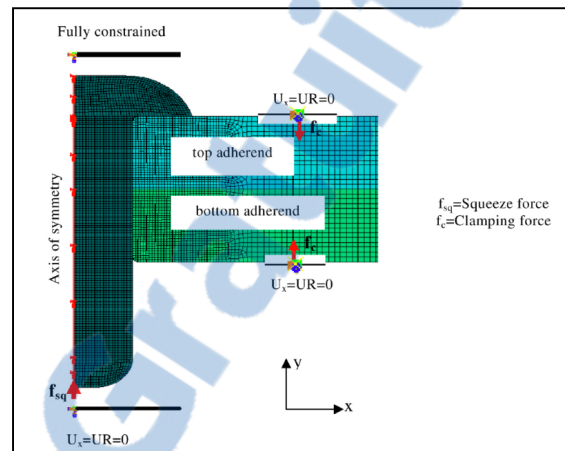


Figure 1.14 Modèle d'éléments finis axisymétrique  
Tirée de Baha II et al. (2011, p. 3)

L'état de contraintes est ensuite importé dans le modèle en trois dimensions. Cette stratégie présentée à la Figure 1.15 permet d'accélérer considérablement le calcul de l'installation du rivet. Ensuite, le chargement est appliqué au joint riveté afin d'évaluer sa résistance.

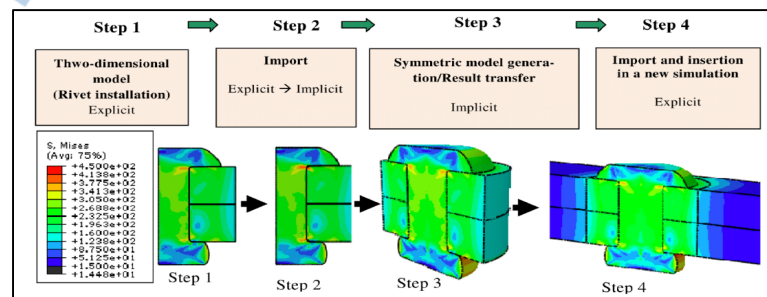


Figure 1.15 Schéma de modélisation  
Tirée de Baha II et al. (2011, p. 5)

Le matériau du rivet solide analysé est l'aluminium 7050. Par contre, le coefficient de frottement est de 0,2 tel que proposé par Szolwinski et Farris (2000). Le modèle développé permet d'obtenir des résultats satisfaisants tels que présentés à la Figure 1.16.

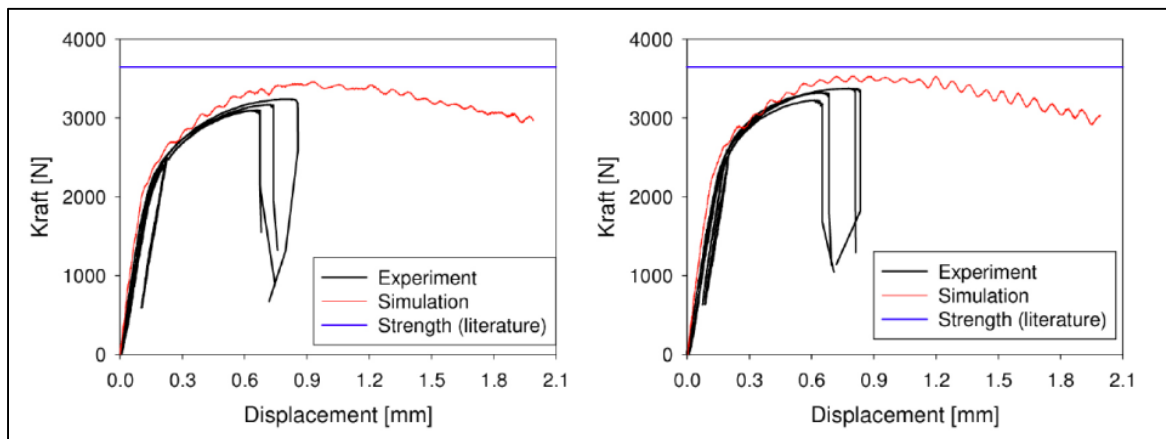


Figure 1.16 Courbes force-déplacement expérimentales versus numérique  
Tirée de Baha II et al. (2011, p. 7)

Le modèle développé par Baha II et al. (2011) démontre qu'il est possible d'évaluer la résistance statique d'un joint riveté à l'aide d'une solution explicite.

L'évaluation de la résistance statique d'un joint riveté à l'aide de la méthode des éléments finis à deux objectifs :

- obtenir des valeurs préliminaires des charges admissibles;
- diminuer la quantité d'échantillons nécessaire à l'obtention des valeurs finales des charges admissibles.

Les conclusions que l'on peut tirer de la revue de la littérature pour atteindre ces objectifs sont les suivantes :

- L'installation du rivet peut être modélisée par plusieurs logiciels d'éléments finis, et ce, à l'aide d'une solution implicite ou explicite;
- La procédure d'installation peut être modélisée par un modèle axisymétrique ou par un modèle en trois dimensions;
- Le coefficient de frottement proposé dans la littérature varie entre 0,1 et 0,2. Pour l'installation d'un rivet solide, un coefficient de 0,2 paraît être adéquat. Par contre, un coefficient de 0,1 semble permettre d'évaluer la résistance statique d'un joint riveté;
- La résistance statique d'un joint riveté doit être modélisée en trois dimensions. Une solution implicite permet d'évaluer la résistance élastique. La littérature suggère d'utiliser une solution explicite pour évaluer la résistance à la rupture;
- Les propriétés des rivets en aluminium 2117-T4 varient considérablement dans les différentes recherches analysées. Par conséquent, une attention particulière doit être apportée à la caractérisation des matériaux.



## CHAPITRE 2

### ANALYSE PRÉLIMINAIRE DES CHARGES ADMISSIBLES

#### 2.1 Résistance au cisaillement des rivets

La résistance au cisaillement ( $F_{su}$ ) des rivets est une propriété importante dans la détermination des valeurs admissibles à la rupture d'un joint riveté. Cette propriété est obtenue à partir d'essais expérimentaux selon la norme NASM1312-20 (Aerospace Industries Association, 1997a). Pour ce faire, une force ( $F_a$ ) est appliquée sur le corps d'un rivet de diamètre nominal ( $DN_r$ ) pour obtenir la rupture par cisaillement du corps du rivet.

$$F_{su} = \frac{F_a}{\frac{\pi(DN_r)^2}{4}} \quad (2.1)$$

Les résultats expérimentaux sont analysés selon la limite de tolérance statistique de valeur B tel que défini dans le MMPDS-6 (Federal Aviation Administration, 2011). La valeur B assure qu'au moins 90% des valeurs de résistance au cisaillement pour un matériau seront supérieures ou égales à cette valeur, et ce, avec un intervalle de confiance de 95%. Pour le projet de recherche, les données des essais de cisaillement sur des rivets non formés utilisés pour la certification du CRJ700 ont permis d'obtenir une résistance au cisaillement selon la valeur B de 228 MPa (Chiro, 1999). Il est à noter que les rivets non formés sont moins résistants au cisaillement que les rivets formés selon le MMPDS-6.

#### 2.2 Résistance au matage des tôles

La résistance au matage des tôles est une autre propriété importante dans la détermination des valeurs admissibles d'un joint riveté. Le MIL-HDBK-5 (Federal Aviation Administration, 1998) spécifie que :

« Bearing strengths are of value in the design of joints and lugs. Only yield and ultimate values are obtained from bearing tests. The bearing stress is obtained by dividing the load on a pin, which bears against the edge of a hole, by the bearing area, where the area is the product of the pin diameter and sheet thickness. » (MIL-HDK-5, 1998, p. 1-14)

La résistance au matage ( $F_{br}$ ) est une contrainte de référence où l'on divise la force appliquée ( $F_a$ ) à l'aide d'une tige en contact dans un trou par la section projetée du trou. La section projetée est égale à l'épaisseur de la tôle ( $t$ ) multipliée par le diamètre nominal du trou ( $DN_t$ ).

$$F_{br} = \frac{F_a}{DN_t t} \quad (2.2)$$

Les valeurs de résistance au matage élastique ( $F_{bry}$ ) et à la rupture ( $F_{bru}$ ) sont déterminées selon la norme ASTM E238 (American Society for Testing and Materials, 2008). Ces valeurs sont généralement évaluées pour un rapport entre distance du bord du trou à la marge de la tôle ( $ED$ ) et le diamètre nominal du trou ( $DN_t$ ) égale à 1,5 et à 2. La valeur  $B$  est encore une fois utilisée pour calculer les valeurs admissibles. Les propriétés tirées du MMPDS-6 sont données en fonction de la configuration analysée au Tableau 2.1.

Tableau 2.1 Valeurs de résistance au matage  
Tiré de Federal Aviation Administration (2011, p. 95)

Propriétés	ED/DN <sub>t</sub>	2024-T3
<b>F<sub>bry</sub></b>	1.5	517 MPa (75 ksi)
	2	621 MPa (90 ksi)
<b>F<sub>bru</sub></b>	1.5	731 MPa (106 ksi)
	2	903 MPa (131 ksi)





Une fois l'échantillon assemblé, celui-ci est chargé en tension afin d'évaluer sa résistance. Les zones de serrage sont insérées dans les mâchoires de la machine de traction. Les doubleurs permettent d'assurer l'alignement de l'échantillon entre les mâchoires. Une cellule de charge attachée à la mâchoire supérieure permet d'enregistrer la force axiale appliquée lors de l'essai. Un extensomètre de 50 mm est attaché de part et d'autre de la fixation afin d'enregistrer l'allongement du joint en fonction de la force appliquée. La longueur de l'extensomètre est spécifiée dans la norme NASM1312-4 et varie en fonction du diamètre de la fixation analysée. L'enregistrement de la force appliquée et de l'allongement du joint permet de tracer une courbe force-déplacement caractéristique de l'échantillon.

### 2.3.2 Résistance élastique

La courbe force-déplacement obtenue expérimentalement permet d'évaluer la résistance d'un joint en fonction de son allongement. L'allongement du joint est causé par les déformations élastiques et plastiques. Or, le MMPDS-6 définit la résistance élastique ( $F_y$ ) d'un joint lorsque son allongement permanent est égal à 4% du diamètre initial du trou (1) (Voir Figure 2.2). On peut évaluer l'allongement élastique d'un joint à l'aide de la méthode du second module d'élasticité. Pour ce faire, on relâche le chargement appliqué au joint après avoir dépassé la résistance élastique estimée. Il faut relâcher le chargement jusqu'à environ 10% à 20% de la résistance élastique estimée pour faire apparaître correctement le second module d'élasticité (3). Il est alors possible de tracer une droite dont la pente égale le second module d'élasticité. Ceci permet de soustraire l'allongement élastique du joint et ainsi obtenir l'allongement permanent du joint. La résistance élastique (2) du joint est définie à l'intersection ainsi obtenue.

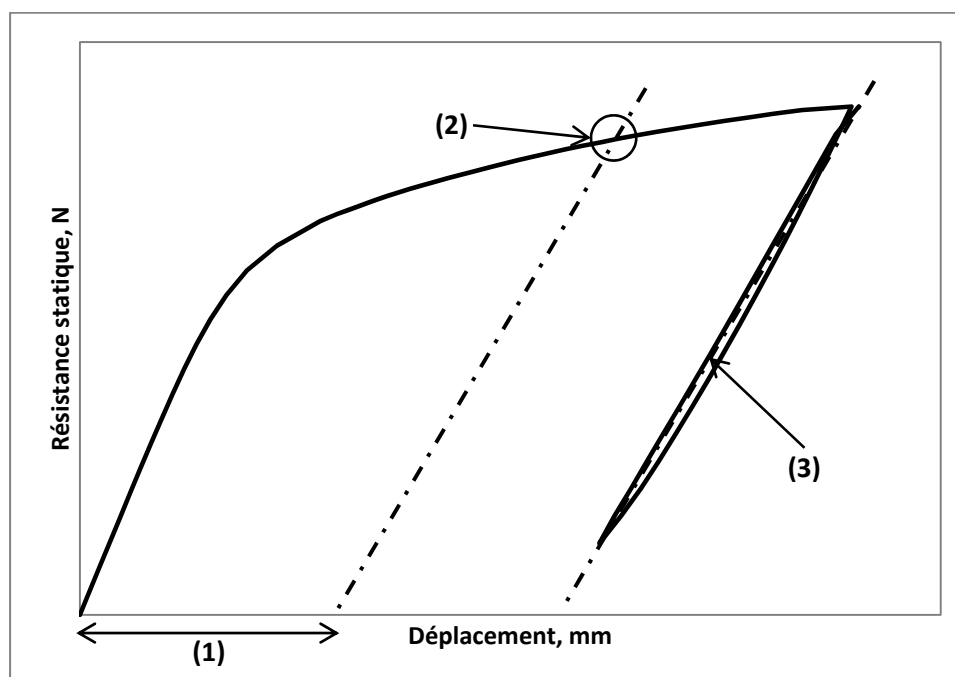


Figure 2.2 Méthode du second module d'élasticité pour évaluer la résistance élastique d'un joint riveté

### 2.3.3 Résistance à la rupture

La résistance à la rupture ( $F_u$ ) est définie comme étant la résistance maximale obtenue lors de l'essai de traction dans le MMPDS-6. De plus, le mode de rupture du joint doit être classifié pour chaque essai. Une revue de plusieurs essais effectués par Chiro (1999) dans le cadre du développement du CRJ700 de Bombardier Aéronautique a permis d'identifier les modes de rupture applicables au joint riveté analysé dans cette recherche. Rappelons que le joint riveté analysé est formé d'un rivet solide Aerolock en aluminium 2117-T4 installé dans des tôles d'aluminium 2024-T3. Les modes de rupture de ce joint riveté sont présentés à la Figure 2.3 et sont applicables au joint à rivet unique selon le MMPDS-6.

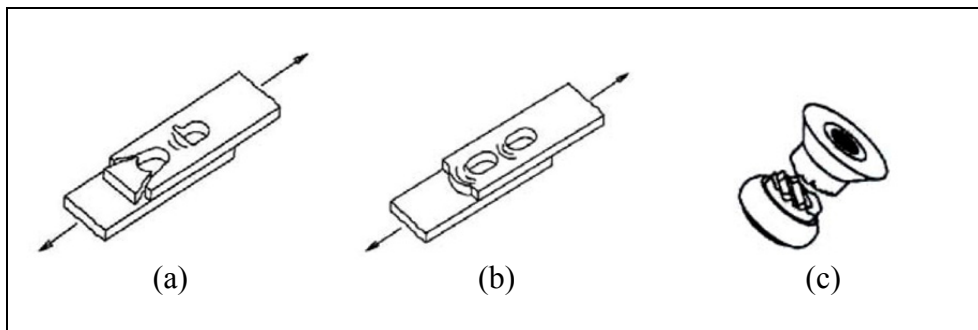


Figure 2.3 Modes de rupture d'un joint riveté  
(a) Déchirement de la tôle à la marge, (b) Matage du trou et  
(c) Rupture du corps du rivet dans le plan de cisaillement  
Tirée de (MMPDS-6, 2011, p. 9-70)

Il est possible d'obtenir une combinaison des modes de rupture b et c. Les modes de rupture varient en fonction de l'épaisseur des tôles ( $t$ ) pour un diamètre nominal du trou ( $DN_t$ ) donné. C'est pourquoi Chiro (1999) a présenté les modes de rupture sous forme de tableau pour le joint riveté analysé dans cette recherche.

Tableau 2.2 Modes de rupture du joint riveté analysé  
Tiré de Chiro (1999)

<b>t</b> <b>mm</b>	<b>DN<sub>t</sub></b>		
	<b>3,264 mm</b>	<b>4,039 mm</b>	<b>4,851 mm</b>
0,81	a	-	
1,02	b	a	
1,27	b et c	b et c	a
1,60	b et c	b et c	b et c
1,80	c	b et c	b et c
2,03		b et c	b et c
2,29		c	b et c
2,54		-	c
3,18		-	c

Pour un diamètre nominal du trou de 4.04 mm, le déchirement de la tôle à la marge est obtenu lorsque les tôles d'aluminium 2024-T3 sont très minces ( $t \leq 1.02$  mm). Le rivet est alors plus résistant que la tôle et exerce une forte pression sur le trou. Pour sa part, le matage du trou sans déchirement est visible lorsque les tôles sont plus épaisses ( $1.27 \text{ mm} \leq t \leq 2.03$  mm). Ce mode de rupture est généralement accompagné de la rupture du corps du rivet dans le plan de cisaillement. Finalement, il existe une épaisseur de tôle ( $t \geq 2.29$  mm) pour laquelle aucun matage du trou n'est visible. Le corps du rivet est donc cisailé par les tôles résistantes.

## 2.4 Charges admissibles

La résistance statique ( $F_s$ ) obtenue expérimentalement pour chaque échantillon permettent de déterminer les charges admissibles ( $F_s/DN_t^2$ ) du joint riveté analysé. Pour ce faire, on doit traiter les résultats selon la méthode décrite dans le MMPDS-6. Un résumé de cette méthode est présenté ici. La méthode d'analyse est basée sur l'hypothèse que les dimensions des échantillons sont proportionnelles au carré du diamètre nominal du trou. Par conséquent, on regroupe les résultats en fonction de l'épaisseur des tôles ( $t$ ) du joint riveté et du diamètre nominal du trou ( $DN_t$ ). On divise ensuite la résistance élastique et la résistance à la rupture obtenue pour chaque joint riveté par le diamètre nominal du trou au carré ( $DN_t^2$ ). Pour chaque  $t/DN_t$ , on calcule une valeur moyenne à partir des résultats. On trace ensuite les valeurs moyennes calculées en fonction de chaque  $t/DN_t$ . Généralement, il est possible d'observer deux bandes compactes représentant les charges admissibles élastiques ( $F_y/DN_t^2$ ) et les charges admissibles à la rupture ( $F_u/DN_t^2$ ). Les coefficients  $A_0$ ,  $A_1$  et  $A_2$  de la régression présentée par l'équation 2.3 sont utilisés pour représenter chaque bande.

$$\frac{F_s}{DN_t^2} = A_0 + A_1 \left( \frac{t}{DN_t} \right) + A_2 \ln \left( \frac{t}{DN_t} \right) \quad (2.3)$$

Les deux courbes ainsi obtenues sont les courbes de charges admissibles élastique et de charges admissibles à la rupture. Les autres propriétés sont ensuite tracées sur les courbes d'admissibles. L'équation 2.3 permet de déduire le comportement « adimensionnel » de la résistance au cisaillement du rivet et de la résistance au matage des tôles. La résistance au cisaillement du rivet ( $F_{su}$ ) est constante peu importe la valeur de  $t/DN_t$ . Pour obtenir cette constante, il suffit d'isoler la force de cisaillement dans l'équation 2.1 et de la diviser par le diamètre au carré du trou ( $DN_t^2$ ) :

$$\frac{F_s}{DN_t^2} = \frac{F_{su}}{DN_t^2} \left( \frac{\pi DN_r^2}{4} \right) \approx \frac{\pi}{4} F_{su} \quad (2.4)$$

La résistance au matage des tôles augmente linéairement en fonction de  $t/DN_t$ . La pente de cette droite est égale à la résistance au matage ( $F_{br}$ ). Si on isole la force de résistance au matage à l'équation 2.2 et qu'on divise celle-ci par le diamètre nominal du trou au carré ( $DN_t^2$ ), on obtient :

$$\frac{F_s}{DN_t^2} = \frac{F_{br}DN_t t}{DN_t^2} = F_{br} \left( \frac{t}{DN_t} \right) \quad (2.5)$$

À titre d'exemple, les courbes de charges admissibles élastiques et de charges admissibles à la rupture anticipées du joint riveté sont présentées à la Figure 2.4. Ces courbes sont normalement obtenues expérimentalement à l'aide de plusieurs essais. Pour obtenir des courbes semblables expérimentalement, environ 75 échantillons sont nécessaires. Les résistances au matage élastique ( $F_{bry}$ ) et à la rupture ( $F_{bru}$ ) sont représentées par deux droites dont les pentes sont déterminées à l'aide de l'équation 2.5. Finalement, la résistance au cisaillement du rivet ( $F_{su}$ ) est tracée à l'aide de l'équation 2.4.

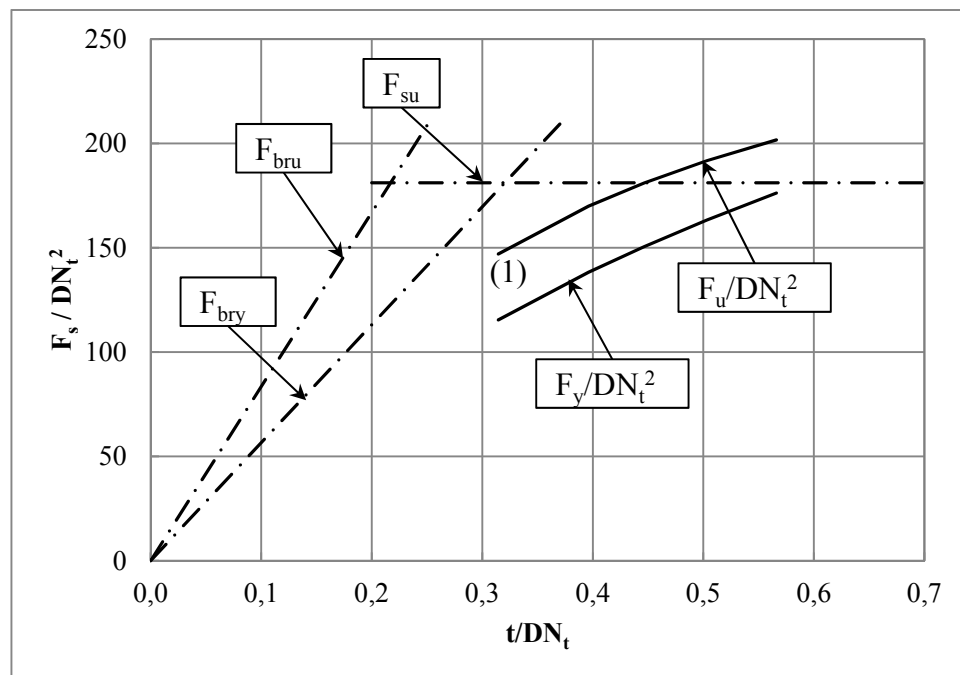


Figure 2.4 Courbes de charges admissibles anticipées du joint riveté analysé

Il est possible d'identifier trois zones de comportement sur les courbes d'admissibles. Ces zones sont intimement liées aux modes de rupture (*Voir* Figure 2.3). La zone (1) est caractérisée par le matage du trou tandis que la zone (3) est caractérisée par rupture du corps du rivet dans le plan de cisaillement. Enfin, une dernière zone située entre les deux zones précédentes est appelée zone de transition (2). Il est possible d'observer que la pente des courbes d'admissibles est inférieure aux pentes des droites représentant la résistance au matage élastique et à la rupture de la tôle. Cette diminution de la résistance au matage pour le joint est causée par le fraisage du trou pour permettre l'installation du rivet Aerolock. Pour les petites épaisseurs de tôles, la profondeur du chanfrein nécessaire peut atteindre l'épaisseur entière de la tôle. Il s'agit de l'effet couteau qui est présenté à la Figure 2.5

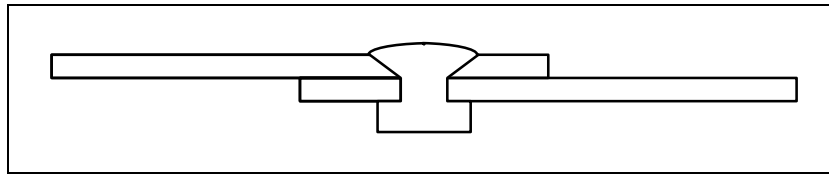


Figure 2.5 Effet couteau sur le joint riveté

La résistance au matage de la tôle supérieure diminue à cause de l'effet couteau. Par conséquent, la résistance au matage du joint diminue elle aussi. À l'aide de l'équation 2.5, il est possible d'obtenir une approximation de la résistance au matage du joint riveté analysé. En effet, la pente de chaque courbe d'admissibles dans la zone caractérisée par le matage du trou (*Voir* Figure 2.4) peut être déterminée facilement. Il s'agit que d'une approximation pour illustrer la diminution de la résistance au matage. À partir de la courbe d'admissibles élastiques, on peut évaluer une résistance au matage du joint riveté analysé de 368 MPa. Une différence de 41% est alors estimée entre la résistance au matage élastique de 621 MPa obtenue expérimentalement pour la tôle. La résistance au matage à la rupture du joint riveté analysé est évaluée à 493 MPa. Une différence de 45% est donc estimée entre la résistance au matage à la rupture de 903 MPa obtenue expérimentalement pour la tôle. De plus, les tôles très épaisses, étant plus résistantes au matage, permettent d'obtenir la rupture du corps du rivet dans le plan de cisaillement. Or, cette valeur est une donnée critique de conception.



C'est pourquoi une saturation est tracée à partir de la valeur de résistance au cisaillement des rivets déterminée à l'aide de l'équation 2.4



## CHAPITRE 3

### CARACTÉRISATION DES MATÉRIAUX

#### 3.1 Introduction

Plusieurs recherches ont démontré que les tôles d'aluminium sont déformées plastiquement au pourtour du trou lors de l'installation d'un rivet. L'interférence entre la fixation et le trou joue un rôle très important dans la vie en fatigue d'un joint riveté comme l'ont démontré Szolwinski et Farris (2000). Ces facteurs jouent un rôle tout aussi important sur la résistance statique d'un joint riveté. De plus, les différents modes de rupture discutés au chapitre précédent montrent qu'il y a présence de grandes déformations plastiques des tôles à la rupture des joints rivetés ( $1.02 \text{ mm} \leq t \leq 2.03 \text{ mm}$ ). Par conséquent, il est nécessaire d'obtenir la résistance à la traction pour ces épaisseurs de tôles. D'autre part, la force appliquée pour former mécaniquement le rivet engendre de grandes déformations plastiques. Une fois qu'il est écroui, les propriétés de l'aluminium 2117-T4 s'apparentent à celles de l'aluminium 2117-T3 selon le MMPDS-6. Par conséquent, l'état de contraintes du rivet après son installation joue un rôle important sur la résistance statique d'un joint riveté. Il est donc primordial d'obtenir les propriétés en compression des rivets. Il existe deux courbes pour représenter la résistance uni-axiale d'un matériau : la courbe contrainte-déformation et la courbe contrainte-déformation vraies. Pour les distinguer, une définition de la courbe contrainte-déformation est d'abord rappelée afin d'introduire la courbe contrainte-déformation vraies. Par la suite, il est démontré comment obtenir la courbe contrainte-déformation vraies d'un matériau à partir de la courbe contrainte-déformation.

### 3.2 Courbe contrainte-déformation

Un essai de traction sur une tôle d'aluminium permet d'enregistrer l'allongement et la force appliqués sur l'échantillon. Durant l'application de la force, l'allongement ( $\Delta L$ ) de la section mesurée est enregistré en fonction de la force appliquée ( $F_a$ ). L'allongement mesuré et la longueur de la section mesurée initiale ( $L_i$ ) sont utilisés pour calculer la déformation ( $e$ ) selon l'équation suivante :

$$e = \frac{\Delta L}{L_i} \quad (3.1)$$

La force appliquée et l'aire de la section de l'échantillon mesurée initialement ( $A_i$ ) sont utilisées pour calculer la contrainte ( $s$ ) à l'aide de l'équation suivante :

$$s = \frac{F_a}{A_i} \quad (3.2)$$

### 3.3 Courbe contrainte-déformation vraies

L'incrément de la déformation ( $d\epsilon$ ) est fonction de l'incrément de la longueur de la section mesurée ( $dL$ ) et de la longueur de la section mesurée avant cette incrément ( $L$ ) (Ling, 1996). La déformation vraie ( $\epsilon$ ) est déterminée par :

$$\epsilon = \int_0^\epsilon d\epsilon = \int_{L_i}^L \frac{dL}{L} = \ln\left(\frac{L}{L_i}\right) \quad (3.3)$$

À l'aide de l'équation 3.1, une relation avec la déformation ( $e$ ) est obtenue:

$$\epsilon = \ln(1 + e) \quad (3.4)$$

La contrainte vraie ( $\sigma$ ) est déterminée à partir de la force appliquée et de l'aire réelle de la section mesurée ( $A$ ).

$$\sigma = \frac{F_a}{A} \quad (3.5)$$

Il est possible d'obtenir une relation entre la contrainte vraie définie à l'équation 3.5, la contrainte d'ingénierie définie à l'équation 3.2 et la déformation d'ingénierie définie à l'équation 3.1 simplement par la conservation du volume, et tenant compte que le matériau est incompressible.

$$\sigma = s(1 + e) \quad (3.6)$$

En résumé, la courbe contrainte-déformation ne tient pas compte de la striction de la section mesurée. Ainsi, la courbe contrainte-déformation vraies permet de représenter la résistance réelle d'un matériau soumis à un chargement uni-axial.

### **3.4 Caractérisation des tôles**

Pour obtenir les propriétés des tôles, la résistance de trois échantillons pour chaque épaisseur de tôles du joint riveté analysé est évaluée lors d'un essai de traction. Suite à l'obtention des données expérimentales, le traitement des données est discuté afin d'obtenir la courbe contrainte-déformation vraies moyenne pour chaque épaisseur de tôles.

#### **3.4.1 Essai de traction**

La procédure générale pour les essais de traction est décrite dans la norme ASTM E8 tandis que la norme ASTM B577 décrit une procédure spécifique aux aluminiums. C'est pourquoi l'échantillon plat à section réduite de la norme ASTM B577 est utilisé pour évaluer la résistance à la traction des tôles. Les essais sont effectués sur une machine de traction MTS Alliance RF/200. Une cellule de charge de 200 kN est installée afin de mesurer le

chargement uni-axial appliqué aux échantillons. Chaque essai est effectué sous déplacement contrôlé avec une vitesse de 0,75 mm/min pour la portion élastique basé sur les spécifications de la norme ASTM B577. L'allongement est mesuré à l'aide d'un extensomètre. Les données de chaque essai de traction sont ensuite enregistrées afin de tracer la courbe contrainte-déformation caractéristique à chaque échantillon.

### 3.4.2 Traitement des résultats

Les dimensions de chaque échantillon sont mesurées à l'aide d'un micromètre avant chaque essai (*Voir* Annexe I, Tableau-A I-1). Les dimensions moyennes calculées permettent de tracer les courbes contrainte-déformation à partir des résultats expérimentaux. Par la suite, il suffit d'utiliser les équations 3.4 et 3.6 afin d'obtenir les courbes contrainte-déformation vraies de chaque échantillon. Il est ensuite possible d'évaluer le module d'élasticité, la limite de proportionnalité et la contrainte vraie ultime de chaque échantillon. Les résultats obtenus sont présentés au Tableau 3.1.

Tableau 3.1 Propriétés obtenues à partir des courbes contrainte-déformation vraies

Échantillon	Épaisseur nominale	Module d'élasticité		Limite de proportionnalité		Contrainte vraie ultime	
n°	mm	GPa		MPa		MPa	
1	1,02	72,0	71,8	289,9	287,3	493,2	493,8
2	1,02	71,4		285,9		495,9	
3	1,02	72,2		286,2		492,4	
4	1,60	72,4	72,4	353,1	353,7	519,8	520,4
5	1,60	72,3		355,2		521,2	
6	1,60	72,5		352,8		520,0	
7	2,03	72,5	72,7	310,3	311,7	516,7	515,4
8	2,03	72,4		314,0		515,6	
9	2,03	73,2		310,9		514,0	

Par la suite, les courbes contrainte-déformation vraies de chaque épaisseur de tôles sont regroupées pour former un nuage de points. Pour représenter le comportement non linéaire de chaque épaisseur, une régression logarithmique de degré cinq est utilisée. Cette régression est évaluée à partir des points de données dans l'intervalle défini par la limite de proportionnalité moyenne et la contrainte vraie ultime moyenne (*Voir* Tableau 3.1). Les coefficients  $A$ ,  $c_1$ ,  $c_2$ ,  $c_3$ ,  $c_4$  et  $c_5$  de la régression présentée à l'équation (3.7) permettent d'obtenir une courbe moyenne pour chaque épaisseur de tôles. Ces coefficients permettent de bien représenter les points de données au début de l'écoulement jusqu'à la contrainte vraie ultime.

$$\sigma = A + c_1(\ln \epsilon) + c_2(\ln \epsilon)^2 + c_3(\ln \epsilon)^3 + c_4(\ln \epsilon)^4 + c_5(\ln \epsilon)^5 \quad (3.7)$$

Cet équation est déterminée numériquement à l'aide du logiciel DataFit (Oakdale Engineering, 2010). Pour obtenir la meilleure équation, le logiciel cherche à minimiser la différence entre les données prédites par la régression et les données expérimentales. Plusieurs paramètres sont donc disponibles pour interpréter les résultats obtenus. Pour les besoins de cette recherche, le coefficient de détermination ( $R^2$ ) est jugé suffisant. Le coefficient de détermination peut varier entre 0 et 1 par définition. Un coefficient de 1 signifie que la régression passe par tous les points de données tandis qu'un coefficient de 0 signifie qu'il n'existe aucune relation entre les données prédites par la régression et les données expérimentales.

Les coefficients de détermination calculés sont présentés au Tableau 3.2. Ils permettent d'affirmer que les régressions représentent, avec suffisamment de précision, le comportement plastique des tôles d'aluminium 2024-T3.

Tableau 3.2 Propriétés des tôles et coefficients de régression

Épaisseur	1,02 mm	1,60 mm	2,03 mm
Module d'élasticité	71,8 GPa	72,4 GPa	72,7 GPa
Coefficient de poisson	0,33	0,33	0,33
Limite de proportionnalité	287,3 MPa	353,7 MPa	311,7 MPa
Contrainte vraie ultime	493,8 MPa	520,4 MPa	515,4 MPa
Coefficients de régression			
$A$	1193,5 MPa	471,5 MPa	696,1 MPa
$c_1$	982,036	-223,073	149,148
$c_2$	597,202	-165,681	74,649
$c_3$	195,143	-39,959	36,872
$c_4$	31,334	-4,045	8,022
$c_5$	1,941	-0,143	0,602
Coefficient de détermination	0,99946	0,99816	0,99936

Il est maintenant possible de tracer la courbe contrainte-déformation vraies pour chaque épaisseur de tôles (*Voir* Annexe I, Figure-A I-1 à 3).



### 3.5 Caractérisation des rivets

La méthode décrite par la norme ASTM E9 (American Society for Testing and Materials, 1989) a été envisagée durant la planification du projet pour caractériser les rivets. Par contre, les échantillons cylindriques typiques définis dans cette norme n'ont pu être extraits des rivets par manque de matière. D'autre part, l'état de contrainte d'un matériau doit être uni-axial pour obtenir ses propriétés d'écoulement de façon conventionnelle sur une machine de traction. Or, le frottement aux interfaces d'un échantillon cylindrique lors de l'essai de compression fait apparaître un état de contrainte complexe dans le matériau. Martínez, Coupard et Girot (2005) proposent d'évaluer l'état de contrainte complexe aux interfaces de l'échantillon par la MÉF. Pour ce faire, la méthodologie suivante est employée et détaillée dans cette section :

- 1) préparation des échantillons,
  - a) le corps cylindrique des rivets est extrait;
- 2) essai de compression,
  - a) un essai de compression pour chaque échantillon est effectué;
  - b) les échantillons correctement déformés sont sélectionnés;
  - c) les résultats enregistrés permettent de tracer la courbe force-déplacement caractéristique à chaque échantillon sélectionné;
  - d) les échantillons sélectionnés sont mesurés;
- 3) modélisation par la MÉF,
  - a) l'essai de compression de chaque échantillon sélectionné est modélisé;
  - b) pour chaque échantillon, les propriétés sont itérées afin de prédire la courbe force-déplacement obtenue expérimentalement;
  - c) les propriétés sont validées lorsque les dimensions finales de chaque échantillon expérimental sont prédites par la MÉF;
- 4) traitement des résultats,
  - a) les propriétés individuelles de chaque échantillon sont extraites des modèles par la MÉF;
  - b) les propriétés moyennes sont calculées et vérifiées à l'aide du coefficient de détermination.

Chacune de ces étapes permet d'obtenir les propriétés de l'aluminium 2117-T4. Les étapes et les décisions sont présentées à la Figure 3.1 sous forme de diagramme de flux.

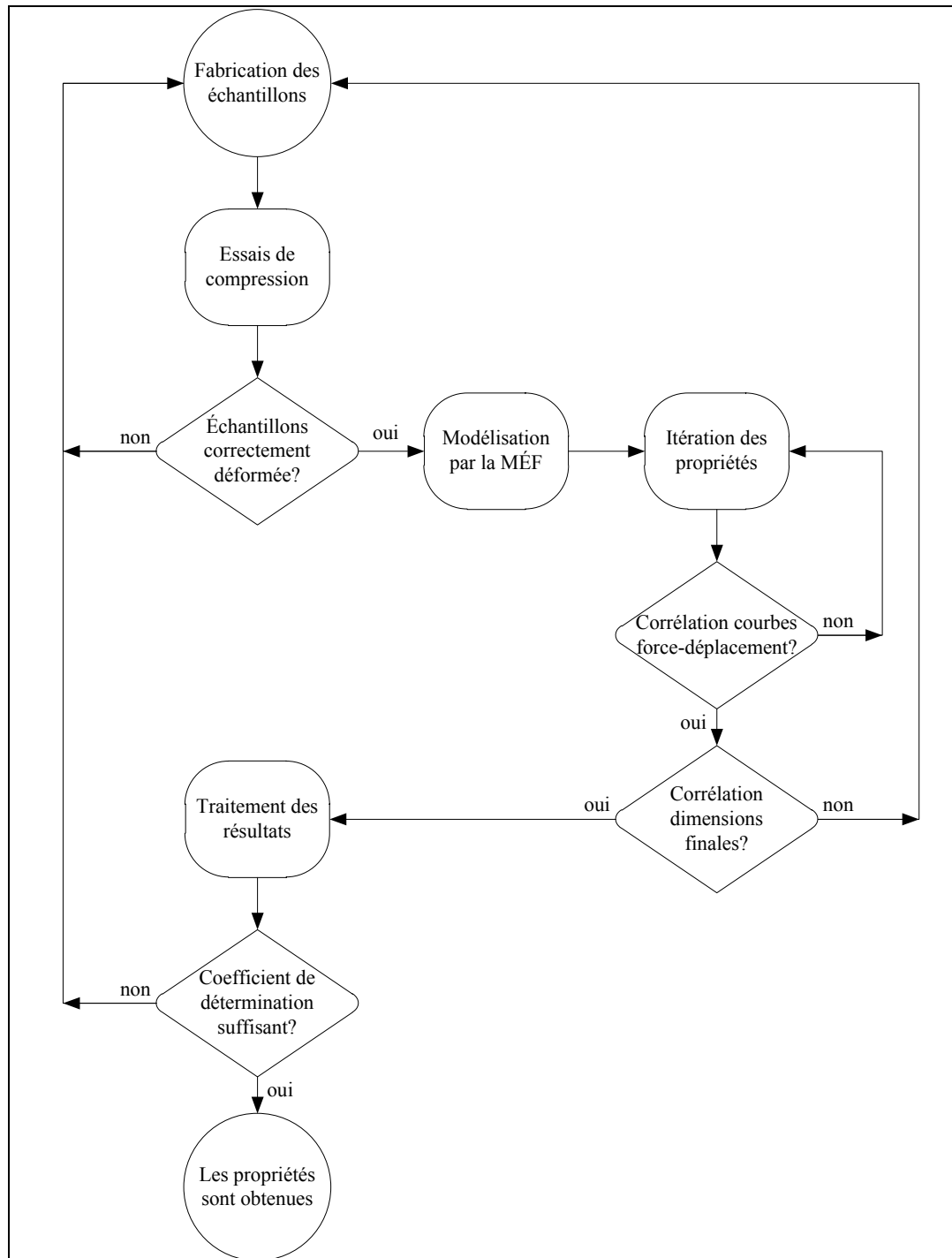


Figure 3.1 Diagramme de flux des étapes et des décisions pour caractériser les rivets

### 3.5.1 Fabrication des échantillons

Dans leur recherche, Martinez, Coupard et Girot (2005) utilisent des échantillons dont le rapport entre la longueur de l'échantillon et le diamètre nominal du rivet est égal ou supérieur à 1,5. La longueur des échantillons doit donc être égale ou supérieure à 6 mm puisque le diamètre nominal des rivets utilisés dans la présente recherche est de 4 mm. L'encapsulation des rivets dans une résine utilisée en métallographie s'est avérée une méthode efficace pour extraire le corps cylindrique des rivets. Une fois durcie, cette résine permet de polir les extrémités des rivets encapsulés et permet aussi de récupérer les échantillons sans les endommager. Les dimensions de chaque échantillon extrait pour les essais de compression sont présentées au (*Voir Annexe II, Tableau-A II-1*).

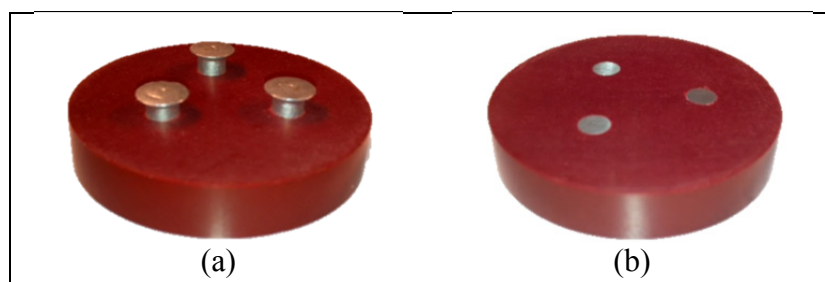


Figure 3.2 Rivets encapsulés dans une résine métallographique : (a) avant le polissage (b) après le polissage

La principale difficulté de cette méthode est d'obtenir des extrémités perpendiculaires à l'axe longitudinal des rivets. Malheureusement, cette déviation influence les propriétés itérées tel que constaté par Martinez, Coupard et Girot (2005). Par contre, le polissage ne semble pas être la cause principale de ce problème puisque Martinez, Coupard et Girot (2005) ont eu le même résultat par usinage.

### 3.5.2 Essai de compression

Par la suite, un essai de compression est effectué sur chaque échantillon à l'aide de la machine de traction MTS Alliance RF/200. L'essai de compression schématisé est présenté à la Figure 3.3. Pour ce faire, l'échantillon est positionné soigneusement entre deux plateaux en acier. Le plateau inférieur est posé sur la base de la machine de traction et le plateau supérieur est fixé à la cellule de charge. Les surfaces de contact sont lubrifiées à l'aide d'une graisse composée de graphite et de disulfure de molybdène ( $\text{MoS}_2$ ) tel que recommandé par Martínez, Coupard et Girot (2005). L'essai est effectué sous déplacement contrôlé avec une vitesse de 0,03 mm/min pour la portion élastique basé sur les spécifications de la norme ASTM E9 et augmentée à une vitesse de 0,3 mm/min pour la portion plastique. L'essai est interrompu à l'obtention d'une force axiale de 15 kN. Finalement, la charge est relâchée sous un déplacement contrôlé à une vitesse de 0,03 mm/min. Pour chaque essai, le chargement axial en fonction du déplacement de la traverse est enregistré afin de tracer la courbe force-déplacement caractéristique de chaque échantillon. La charge axiale appliquée à l'échantillon pendant sa compression est mesurée à l'aide d'une cellule de charge de 200 kN.

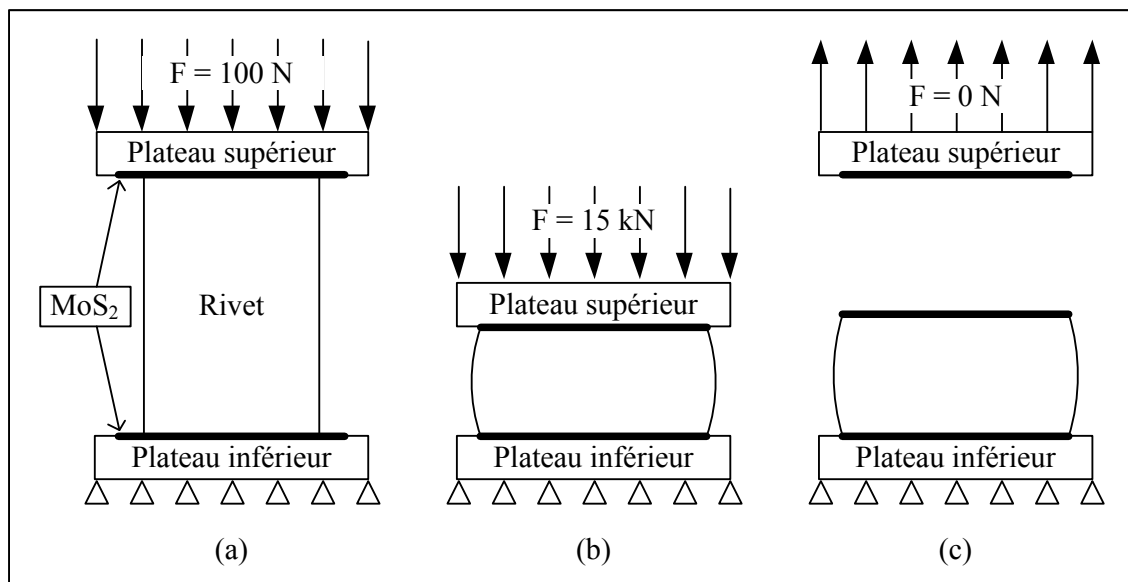


Figure 3.3 Essai de compression schématisé : (a) positionnement  
(b) chargement (c) relâchement

L'importance d'obtenir des extrémités perpendiculaires à l'axe longitudinal des rivets lors de la fabrication des échantillons est présentée à la Figure 3.4. En effet, la déformation irrégulière d'un échantillon est principalement causée par la non perpendicularité de ses extrémités (Martinez, Coupard et Girot, 2005). Pour atténuer cette cause d'erreur, les échantillons d'aspect irrégulier tel que présenté à la Figure 3.4b sont tout simplement rejetés. Il est à noter que pour une quinzaine d'échantillons testés seulement cinq échantillons ont été formés de façon satisfaisante.

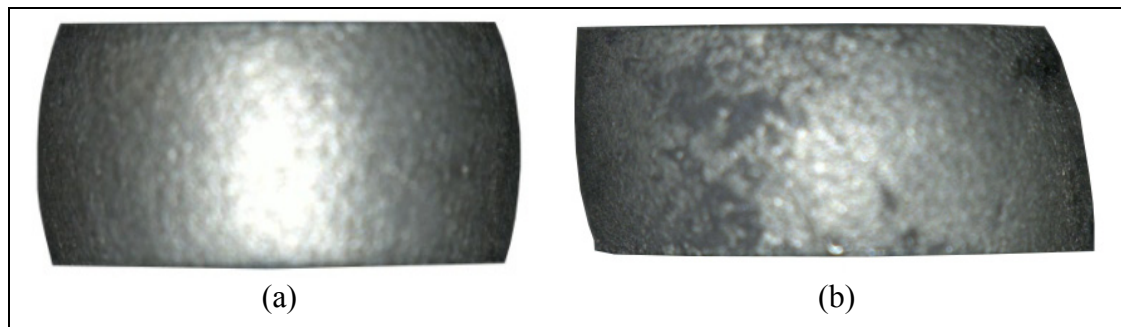


Figure 3.4 Déformation finale des essais de compression : (a) correctement déformé  
(b) incorrectement déformé

### 3.5.3 Modélisation par éléments finis

À partir des observations présentées à la Figure 3.4, un échantillon correctement formé est alors sélectionné afin de construire le modèle initial par éléments finis qui servira à prédire sa courbe force-déplacement expérimentale. Pour ce faire, on modélise les composants présentés à la Figure 3.3 en deux dimensions et on les discrétise à l'aide d'éléments axisymétriques. Pour modéliser la compression du rivet, un modèle de matériau isotrope multilinéaire est utilisé. Un module d'élasticité de 71,0 GPa et un coefficient de poisson de 0,33 sont utilisés (Pratt, 2001). Le frottement aux surfaces de contact est défini à l'aide du modèle de Coulomb (Martinez, Coupard et Girot, 2005). Les coefficients de frottement de 0,02 et de 0,03 pour le plateau inférieur et supérieur respectivement sont utilisés tel que proposé par Martinez, Coupard et Girot (2005). Le plateau inférieur est alors fixé tandis

qu'une force contrôlée est appliquée au plateau supérieur. Il est toutefois difficile d'évaluer la convergence du modèle sans propriétés initiales du matériau étudié. C'est pourquoi un maillage de 0.1 mm est préalablement défini afin d'itérer les propriétés initiales de l'échantillon sélectionné. La convergence du maillage initial est vérifiée pour une force appliquée de 15 kN. Le maillage initial permet d'obtenir la corrélation entre la force appliquée au plateau supérieur et la force de réaction lue au plateau inférieur. Les propriétés finales itérées permettent de vérifier plus convenablement la convergence du modèle. Pour ce faire, on vérifie la convergence de la force de réaction ( $F_r$ ) et du diamètre final ( $D_f$ ).

Tableau 3.3 Résultats de l'étude de convergence de l'essai de compression modélisé par éléments finis

Taille des éléments (mm)	Nombre d'éléments (-)	$F_r$ (N)	Écart (%)	$D_f$ (mm)	Écart (%)
1,000	22	14587	-	6,120	-
0,750	39	14814	1,532	6,123	0,049
0,500	84	14896	0,550	6,125	0,033
0,250	304	14972	0,508	6,127	0,033
0,200	480	14988	0,107	6,127	0,000
0,150	872	14997	0,060	6,127	0,000
0,100	1840	15001	0,027	6,127	0,000
0,075	3267	15001	0,000	6,127	0,000

On peut observer au Tableau 3.3 que la force de réaction est le dernier critère à converger. Le diamètre final converge pour un maillage de 0,25 mm. La convergence du modèle est donc obtenue pour le maillage initial de 0,1 mm. Aucune modification n'est donc apportée au modèle initial.

Il est maintenant possible d'itérer les propriétés de chaque échantillon. Pour les cinq échantillons sélectionnés, la force au début de l'écoulement est déterminée par la courbe force-déplacement expérimentale afin de calculer la limite de proportionnalité. À l'aide du modèle par la MÉF, les propriétés de chaque échantillon sont itérées afin de prédire la courbe force-déplacement de chaque échantillon (*Voir Annexe II, Figure-A II-1 à 4*). Pour ce faire, on fixe quelques valeurs de déformation vraie pour représenter la déformation réelle du matériau. Pour chaque déformation, on itère la contrainte vraie associée afin d'obtenir une corrélation avec la courbe force-déplacement. Le résultat des itérations effectuées pour l'échantillon n° 12 est présenté à la Figure 3.5.

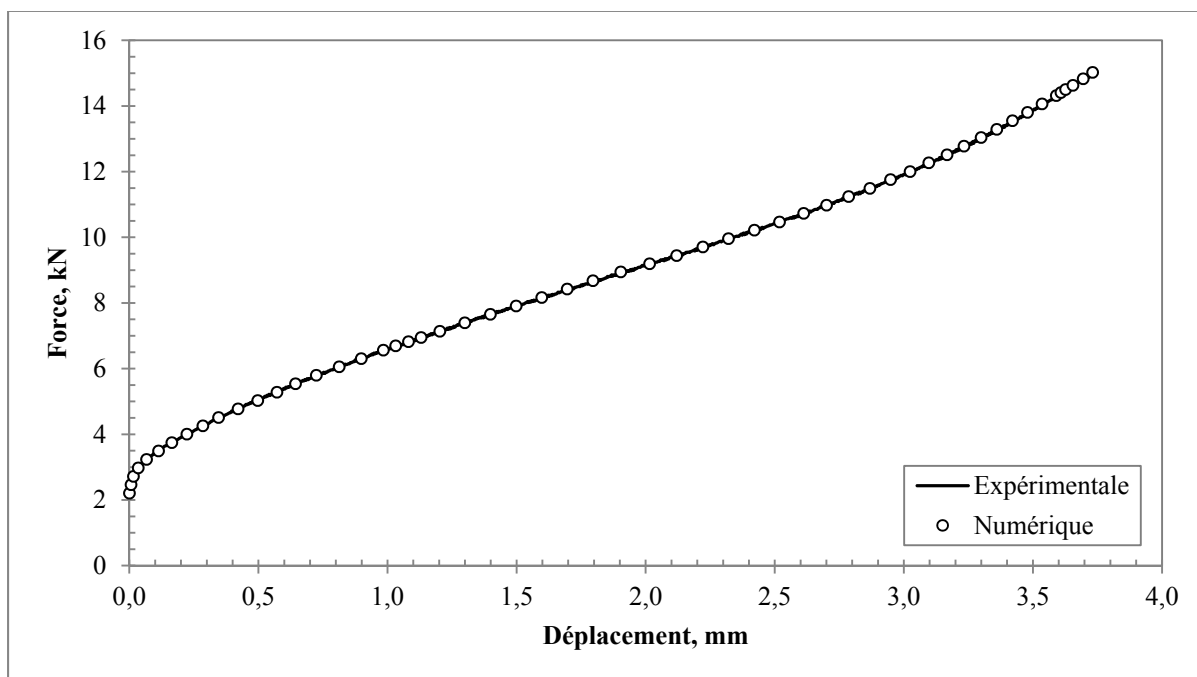


Figure 3.5 Courbes force-déplacement de l'échantillon n° 12

La prédiction de la courbe force-déplacement expérimentale est excellente pour les autres échantillons sélectionnés (*Voir Annexe II, Figure-A II-1 à 4*). L'écart de chaque prédiction est minimisé à l'aide de plusieurs itérations durant tout le chargement.

Par la suite, les propriétés itérées à l'aide de la MÉF sont validées à partir des dimensions finales de chaque échantillon. Le diamètre final mesuré ( $D_m$ ) de chaque échantillon expérimental est comparé au diamètre prédit ( $D_p$ ) par le modèle d'éléments finis.

Tableau 3.4 Comparaison des diamètres finaux obtenus expérimentalement et numériquement

Échantillon (n°)	$D_m$ (mm)	$D_p$ (mm)	Écart (%)
5	6,136	6,165	0,473
9	6,093	6,086	0,115
10	6,018	6,085	1,113
12	6,018	6,088	1,163
15	6,082	6,175	1,529
		<b>Moyenne</b>	<b>0,879</b>

Les écarts obtenus démontrent une bonne corrélation de la prédiction par la MÉF. La moyenne des écarts est de seulement 0,879%. Il est possible d'observer une variation entre les écarts calculés causée par les irrégularités des déformations (*Voir Figure 3.4a, p. 41*). L'échantillon n° 15 a une déformation plus irrégulière que les autres échantillons et, par conséquent, possède le plus grand écart. De plus, il faut considérer que le diamètre initial et la longueur initiale des échantillons ne sont pas identiques. Les résultats sont donc jugés satisfaisants pour la présente recherche.



### 3.5.4 Traitement des résultats

La corrélation de la courbe force-déplacement de chaque échantillon permet d'extraire des modèles d'éléments finis les courbes contrainte-déformation vraies itérées. Ces courbes sont ensuite regroupées pour former le nuage de points présenté à la Figure 3.6. La régression introduite lors de la caractérisation des tôles (*Voir* Chapitre 3, p. 34) permet d'obtenir les coefficients de régression des rivets présentés au Tableau 3.5. La régression présente un coefficient de détermination satisfaisant de 0,99847. Les propriétés déterminées par itération sont donc très semblables. La limite de proportionnalité et la contrainte vraie ultime sont évaluées à partir des cinq valeurs obtenues par itération (*Voir* Annexe II, Tableau-A II-2).

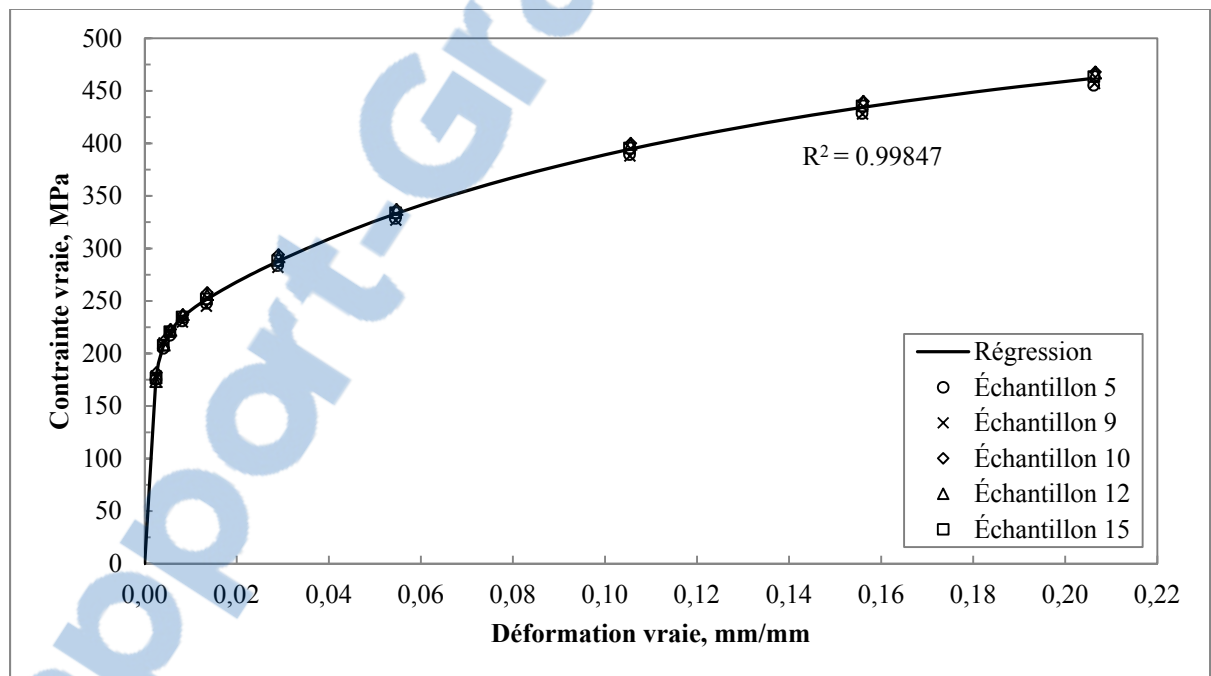


Figure 3.6 Courbes contrainte-déformation vraies en compression des rivets obtenues par itérations et régression

Tableau 3.5 Propriétés des rivets  
et coefficients de régression

Module d'élasticité	71,0 GPa
Coefficient de poisson	0,33
Limite de proportionnalité	176,5 MPa
Contrainte vraie ultime	375,8 MPa
Coefficients de régression	
$A$	489,7 MPa
$c_1$	-122,68932
$c_2$	-136,93033
$c_3$	-36,05923
$c_4$	-3,73540
$c_5$	-0,12007
Coefficient de détermination	0,99847

### 3.6 Propriétés proposées dans la littérature

La revue de la littérature montre qu'il existe des incohérences dans les propriétés utilisées pour modéliser le comportement des rivets solides en aluminium 2117-T4. Les deux principales courbes contrainte-déformation vraies trouvées dans la littérature sont regroupées à la Figure 3.7 afin d'évaluer leurs différences avec le modèle du présent projet. Le modèle exponentiel de Pratt (2001) est dérivé des dimensions expérimentales du rivet formé à l'aide de la MÉF. Le modèle exponentiel de Szolwinski et Farris (2000) est dérivé de la courbe force-déformation obtenue lors de l'installation de plusieurs rivets dans une plaque à l'aide de la MÉF. La recherche de Pratt (2001) est une référence très importante dans le présent projet. Pour sa part, le modèle utilisé par Szolwinski et Farris (2000) est utilisé dans plusieurs recherches avec installation de rivets solides en aluminium 2117-T4.

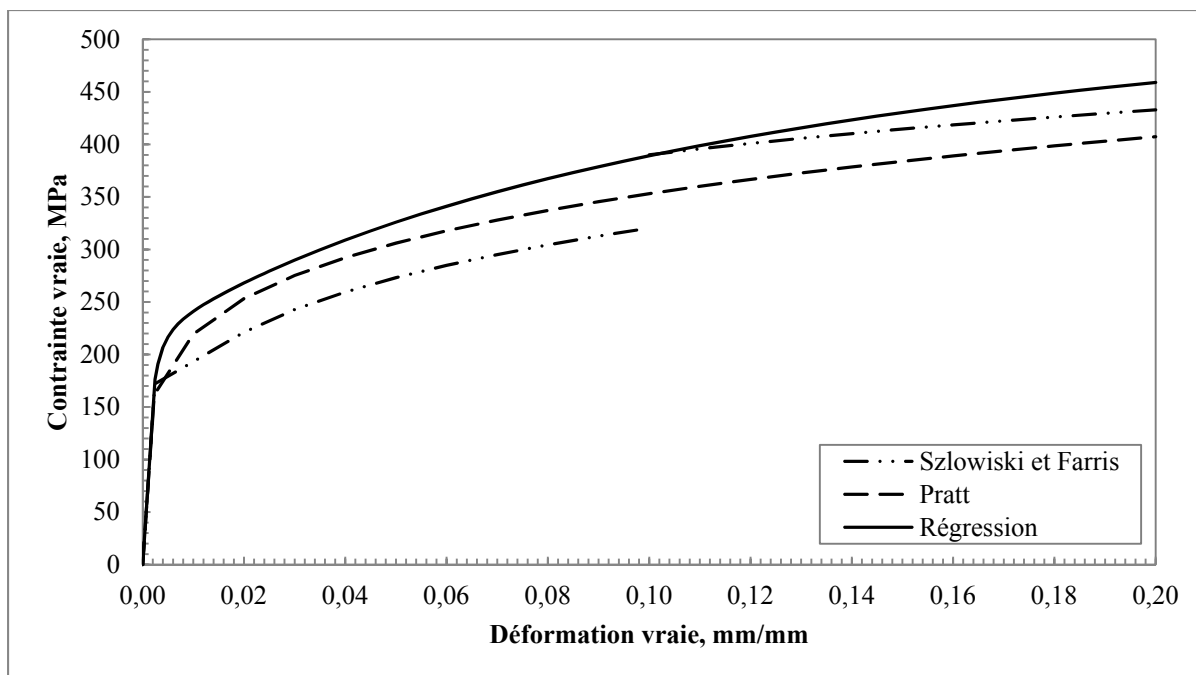


Figure 3.7 Comparaison des courbes contrainte-déformation vraies en compression de l'aluminium 2117-T4 provenant de la littérature et de la présente recherche

Les différentes courbes contrainte-déformation vraies présentées à la Figure 3.7 montre qu'il existe beaucoup d'incohérence dans les modèles utilisés pour représenter les propriétés en compression des rivets solides en aluminium 2117-T4. Notamment, le saut à une déformation vraie de 0,10 mm/mm dans le modèle de Szolwinski et Farris (2000). Cette discontinuité est due à l'utilisation de deux modèles exponentiels pour définir l'ensemble de la courbe contrainte-déformation vraies. Les différentes méthodes expérimentales utilisées pour caractériser ce matériau sont vraisemblablement la cause de cette variance et leur influence sur la résistance des joints rivetés est malheureusement très importante (Voir Chapitre 4, Figure 4.19).



### 3.7 Conclusion

La méthode proposée pour caractériser les tôles démontre qu'il est possible d'obtenir une courbe contrainte-déformation vraies à partir d'une courbe contrainte-déformation. Par conséquent, la caractérisation des tôles est grandement facilitée. Les résultats expérimentaux démontrent que les propriétés obtenues varient légèrement pour chaque épaisseur de tôle. Une régression logarithmique de degrés cinq permet d'obtenir la courbe contrainte-déformation vraies moyenne pour chaque épaisseur. Les coefficients de détermination calculés permettent de valider chaque régression obtenue.

La méthode proposée pour caractériser les rivets s'est avérée très efficace. En effet, la MÉF permet d'itérer les propriétés de chaque échantillon. Les diamètres finaux prédits par la MÉF admettent un écart moyen de seulement 0,879%. Une analyse du profil des barillets serait un critère de validation plus judicieux. Néanmoins, la courbe contrainte-déformation vraies moyenne obtenue est satisfaisante puisqu'elle admet un coefficient de détermination supérieure à 99%. La méthodologie développée permet d'obtenir des résultats considérablement différents des deux principaux modèles de la littérature.

## CHAPITRE 4

### MODÉLISATION PAR ÉLÉMENTS FINIS

Dans ce chapitre, les étapes de modélisation par la MÉF sont décrites afin de prédire la résistance statique du joint riveté analysé. Le logiciel ANSYS Workbench (ANSYS, 2012) est utilisé, et ce, de la création de la géométrie jusqu'au traitement des résultats. Une analyse structurale statique est sélectionnée pour obtenir une solution implicite. Le module de création géométrique permet de paramétrer le joint riveté afin d'en modifier facilement les dimensions. Il s'agit d'un atout pour prédire les charges admissibles du joint. La préparation du modèle pour la résolution est faite à l'aide du module de simulation. Plusieurs trucs et astuces proposés dans la littérature y sont alors utilisés. Les explications présentées dans ce chapitre mettent l'emphasis sur les améliorations proposées. Par conséquent, les explications ne peuvent couvrir tous les détails nécessaires à la modélisation par éléments finis. La vérification du modèle se fait en quelques étapes. La première est de prédire la résistance statique d'un joint riveté obtenue expérimentalement à l'aide du modèle mis à jour selon les dimensions de l'échantillon expérimental. Par la suite, les modes de rupture du modèle d'éléments finis sont analysées et comparées aux modes de rupture expérimentaux. Finalement, les charges admissibles obtenues expérimentalement sont prédites à l'aide du modèle. Les écarts admis par le modèle permettent d'évaluer sa corrélation avec les données expérimentales.

#### 4.1 Modèle de matériau

La plasticité de tous les matériaux est définie à l'aide d'un modèle d'écrouissage isotrope multilinéaire. Ce modèle est recommandé pour les analyses avec de grandes déformations plastiques dans la librairie du logiciel ANSYS Workbench. Pour définir un matériau, il suffit d'entrer suffisamment de points de données afin de bien représenter le comportement de la courbe contrainte-déformation vraies. Chaque courbe utilisée provient des données obtenues lors de la caractérisation des matériaux (*Voir* Chapitre 3). Par contre, les points de données doivent être sous la forme contrainte-déformation vraies plastiques. Il est donc important de

soustraire la portion élastique de la courbe contrainte-déformation vraies. Le logiciel calcule automatiquement cette portion à l'aide du module d'élasticité. Le logiciel renvoie un message d'erreur si les données entrées ne permettent pas de retracer la courbe contrainte-déformation vraies correctement.

## 4.2 Géométrie

Le joint est modélisé à l'aide du module de création géométrique pour paramétrer ses dimensions et ainsi résoudre plusieurs configurations en groupe. La géométrie initiale est présentée à la Figure 4.1.

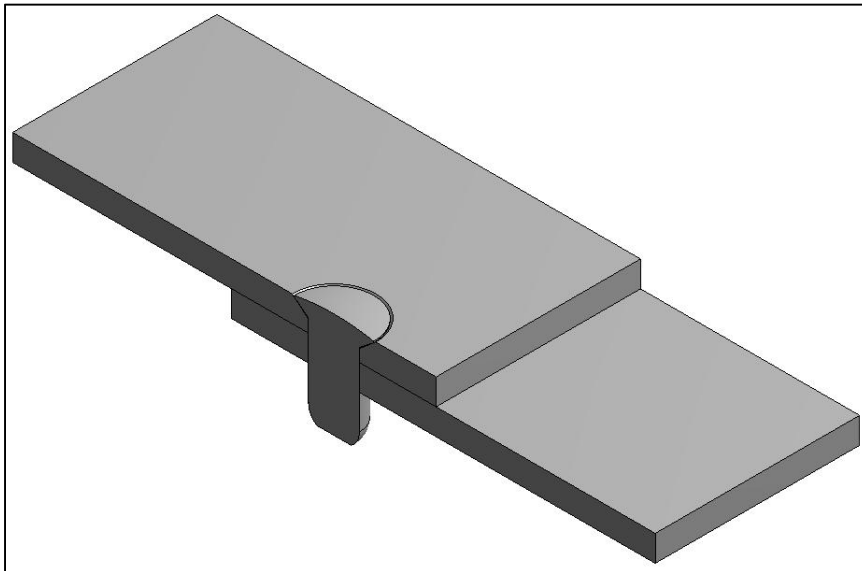


Figure 4.1 Géométrie du joint riveté initiale

Le module de création géométrique permet aussi le découpage des pièces. Le découpage de la géométrie est une technique qui permet de contrôler l'étape du maillage. Il s'agit de découper une géométrie complexe en un sous-ensemble de corps bloqués. Les corps bloqués ainsi formés sont alors plus faciles à mailler. La Figure 4.2 présente le découpage préliminaire appliqué au modèle.

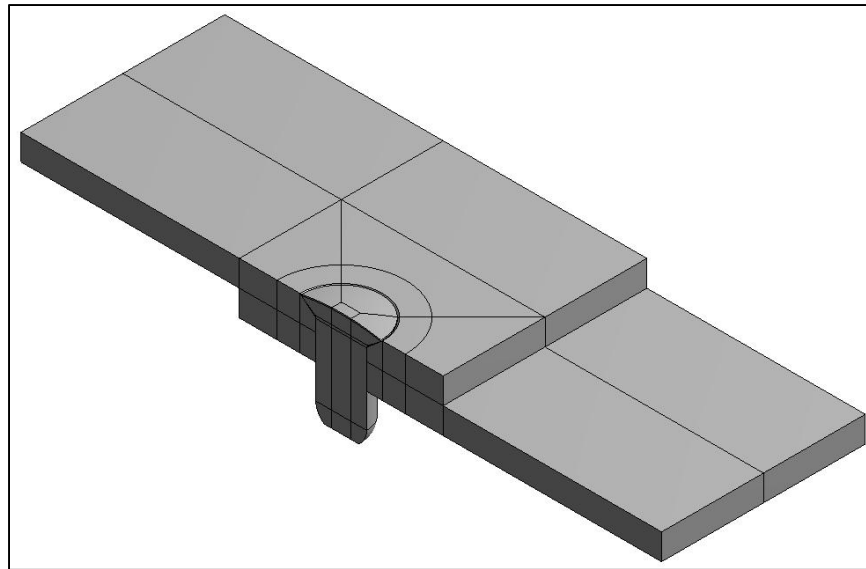


Figure 4.2 Géométrie du joint riveté après découpage

### 4.3 Contact

Les contacts sont définis facilement à l'intérieur du module de simulation. Pour définir une zone contact entre deux pièces, on doit définir une surface contact et une surface cible. En générale, la surface la plus rigide est la surface cible tandis que la surface la plus flexible est la surface contact. Cette dernière se déforme selon la géométrie de la surface cible lorsqu'il y a contact. Les surfaces en contact du joint sont flexibles. C'est pourquoi, chaque zone de contact est définie symétrique afin que chaque surface soit à la fois une surface contact et une surface cible. Cette option n'est pas applicable lorsqu'une surface est rigide puisque cette dernière ne se déforme pas et peut uniquement être associée à une surface cible. Par conséquent, les zones de contact avec le butoir et la bouterole, servant à installer le rivet, sont définies asymétriques. Malgré plusieurs outils mis à notre disposition, une analyse avec contacts devient rapidement difficile à converger. Il est donc nécessaire de modifier les paramètres par défaut du logiciel afin d'obtenir la convergence du modèle. ANSYS (2008) offre un excellent résumé des différentes technologies de contacts utilisées dans le logiciel

ANSYS Workbench. Cette présentation limite les explications théoriques et met l'accent sur les solutions pratiques pour obtenir la convergence d'un modèle avec contacts.

#### 4.3.1 Formulation

Il existe plusieurs algorithmes pour imposer un contact. Les différentes formulations disponibles dans ANSYS Workbench sont : méthode par pénalité, Lagrangien normal et Lagrangien augmenté.

**Méthode de pénalité :** La méthode de pénalité est représentée par l'ajout de ressorts aux nœuds des éléments de contact. Une force est exercée sur ces ressorts et transmise aux nœuds en contact afin de les déplacer. La rigidité du ressort est contrôlée afin de conditionner le contact. La solution obtenue n'est qu'une estimation de la solution réelle.

**Lagrangien normal :** Les multiplicateurs de Lagrange permettent d'introduire des pressions de contact. Les conditions de contact sont alors parfaitement vérifiées. La taille du système augmente et le temps de calcul s'en trouve alors allongé. Cette méthode ne permet que de très petits déplacements. Elle ne peut donc pas être utilisée dans la présente recherche.

**Lagrangien augmenté :** Il s'agit d'une méthode hybride dérivée des multiplicateurs de Lagrange et de la méthode de pénalité. L'ajout de ressorts permet de conditionner le contact à l'aide de leur rigidité. Les multiplicateurs de Lagrange peuvent alors être évalués par itération afin de limiter la pénétration.

Lagrangien augmenté est utilisée dans la présente recherche. Cette méthode est proposée dans la littérature à quelques reprises. La méthode de pénalité permet aussi de résoudre le modèle mais apporte quelques problèmes de conditionnement.



### 4.3.2 Frottement

Les zones de contacts du joint sont toutes en présence de frottement. ANSYS Workbench utilise le modèle de Coulomb pour modéliser le frottement. La librairie du logiciel ANSYS Workbench définit le modèle de Coulomb en fonction du coefficient de frottement ( $\mu$ ), de la pression appliquée sur le contact ( $P_a$ ) et de la cohésion du contact ( $b$ ). Le modèle est présenté à l'équation (4.1).

$$\tau_{\text{lim}} = \mu P_a + b \quad (4.1)$$

Le contact glisse lorsque la contrainte équivalente de frottement dépasse la contrainte limite en frottement ( $\tau_{\text{lim}}$ ). Le coefficient de frottement est le paramètre que l'on doit définir pour représenter le frottement réel. Les recherches plus récentes ont démontré que le coefficient de frottement devrait se situer entre 0,1 et 0,2 (*Voir* Chapitre 1, p. 3). En effet, Müller (1995) propose d'utiliser un coefficient de frottement de 0,2. Li, Shi et Bellinger (2007) ont eux aussi utilisé un coefficient de 0,2 pour obtenir une approximation des contraintes résiduelles autour du trou après l'installation de trois rivets. Par contre, Pratt (2001) utilise un coefficient de 0,1 pour obtenir une approximation de la résistance statique du joint riveté qu'il a analysé. Or, chaque recherche tire la même conclusion : le coefficient de frottement dépend de l'état des surfaces. Par conséquent, une attention particulière a été apportée à la fabrication des échantillons expérimentaux afin de contrôler l'état des surfaces. Le coefficient de frottement est le premier paramètre de modélisation qu'il faut déterminer par corrélation expérimentale. Par conséquent, un coefficient de frottement initial de 0,1 est utilisé pour construire le modèle.

#### 4.3.3 Zone de cohésion

La réussite du présent projet est reliée à une technologie implémentée depuis peu dans le logiciel ANSYS Workbench. Elle permet de modéliser le comportement d'une zone de contact à l'aide d'un modèle de matériau bilinéaire. La zone de contact devient alors une zone de cohésion. Cette technologie permet, entre autres, de modéliser la délamination d'un stratifié en matériaux composites. En effet, la cohésion entre les plis d'un laminé peut être modélisée facilement avec des éléments de contact dont le comportement est défini par la résistance de cohésion de la résine. Le décollement de la zone peut se faire selon trois modes (ANSYS, 2012) :

- 1) séparation normale à l'interface (tension);
- 2) glissement tangentiel à l'interface (cisaillement);
- 3) séparation normale et un glissement tangentiel (mixte).

Comment utiliser cette technologie pour modéliser la rupture d'un joint riveté? Pour répondre à cette question, il est important de faire appel à l'analyse des différents modes de rupture (*Voir Chapitre 2*). Cette analyse a démontré que la modélisation du cisaillement du corps du rivet est nécessaire afin d'obtenir la résistance à la rupture du joint. Le déplacement expérimental est causé par la déformation du rivet et des tôles. Cependant, il sera démontré que la déformation permanente du joint est principalement causée par le déplacement du corps du rivet dans le plan de cisaillement. Le cisaillement se produit graduellement en fonction du chargement appliqué sur le corps du rivet. La Figure 4.3 présente une vue de coupe du joint à la rupture. Pour obtenir cette vue, l'échantillon est encapsulé dans une résine métallographique après sa rupture et est ensuite poli jusqu'au centre.

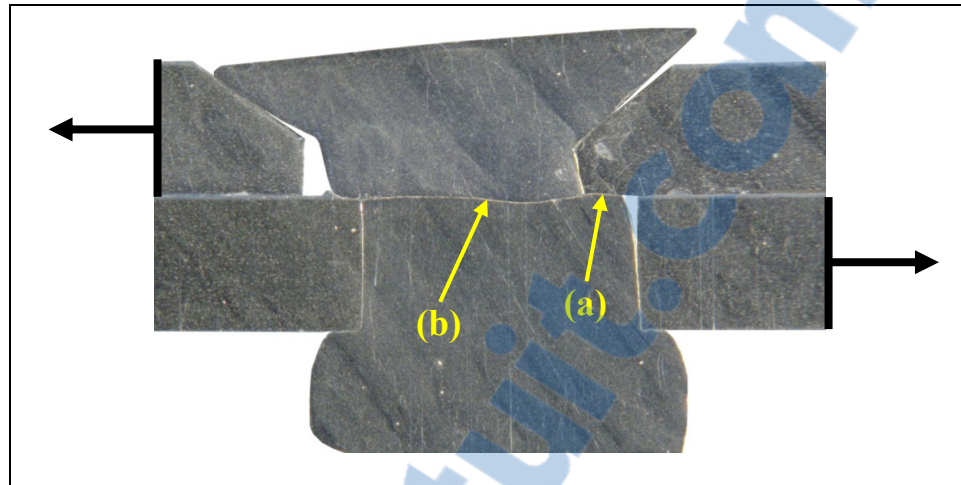


Figure 4.3 Vue de coupe du joint riveté à la rupture  
(a) début de la rupture et (b) centre de la rupture

Il est aussi possible d'analyser la surface du plan de cisaillement. L'analyse a été faite avec un microscope électronique à balayage avec l'aide des spécialistes en analyse de rupture du laboratoire de Bombardier Aéronautique.

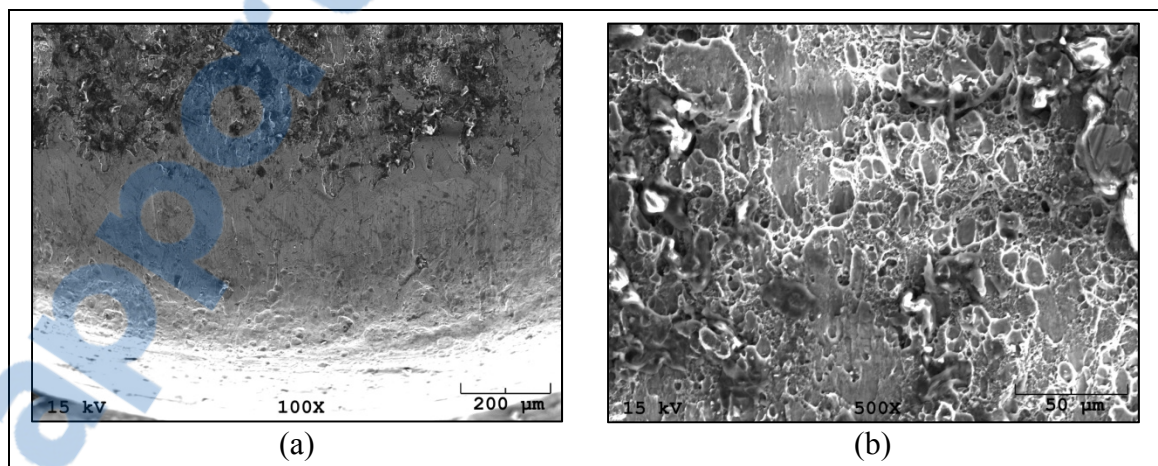


Figure 4.4 Analyse de la surface de rupture du rivet au microscope électronique à balayage  
(a) début de la rupture à un grossissement de 100 fois et (b) centre de la rupture  
à un grossissement de 500 fois

À partir des observations de la Figure 4.3 et de la Figure 4.4, il est possible d'affirmer qu'il y a bien présence de cisaillement et déplacement du corps du rivet. L'état de la surface présentée à la Figure 4.4 indique la présence de cisaillement au début de la rupture (ASM International, 1989). On remarque aussi que cette surface de rupture est lissée. Le lissage est causé par le passage du coin de la tôle supérieure sur la surface de rupture (*Voir* Figure 4.3). Il est aussi possible d'observer la présence de cupules ovalisées à la Figure 4.4b. Les cupules ovalisées indiquent la présence d'un état de contraintes en tension et en cisaillement (ASM International, 1989). Le centre du rivet est donc en présence d'un mode de rupture mixte.

On peut voir que la rupture du corps du rivet est localisée dans la région définie par la jonction des deux tôles. Or, cette région de rupture peut facilement être définie dans le modèle. À l'aide de la zone de cohésion et de son modèle de matériau bilinéaire, il est possible de modéliser la résistance à la rupture de l'aluminium 2117-T4. Cette stratégie permet d'obtenir la rupture sans avoir recours à une solution explicite. La stratégie peut sembler complexe mais elle est facilement implantée dans le modèle. Pour y arriver, on découpe simplement la région de rupture à l'aide du module de création géométrique. Il est ensuite possible de définir un contact dans la région de rupture. La formulation de Lagrange augmenté est utilisée comme pour les autres contacts. La condition de contact est alors définie par la zone de cohésion.

Pour la présente recherche, un modèle de matériau bilinéaire avec distance de séparation est utilisé. La commande CBDD permet d'initier ce modèle et de calculer l'énergie critique de rupture en fonction des distances de séparation (ANSYS, 2012). Les distances de séparation sont facilement évaluées en fonction de la géométrie du rivet. La commande TBDATA permet d'entrer les constantes du matériau bilinéaire.

Tableau 4.1 Constante du matériau bilinéaire

Constante	Variable	Définition	Valeur
C1	$\sigma_{\max}$	contrainte vraie ultime du matériau	375,8 MPa <sup>a</sup>
C2	$u_n^c$	distance de séparation du contact au moment de sa rupture en tension	0,2 mm <sup>b</sup>
C3	$\tau_{\max}$	contrainte de cisaillement maximale	228 MPa <sup>c</sup>
C4	$u_t^c$	distance de séparation du contact au moment de sa rupture en cisaillement	4,039 mm <sup>d</sup>
C5	$\eta$	coefficient d'amortissement artificiel	0.1 <sup>e</sup>
C6	$\beta$	glissement tangentiel en présence de compression (0 = non et 1 = oui)	1

- a) contrainte ultime vraie de l'aluminium 2117-T4 (*Voir* Chapitre 3, Tableau 3.5);
- b) valeur dérivée de la déformation vraie de 0,2 mm/mm correspondant à la contrainte ultime vraie de l'aluminium 2117-T4 (*Voir* Chapitre 3, Figure 3.6) et l'épaisseur totale du joint;
- c) résistance au cisaillement ( $F_{su}$ ) des rivets en aluminium 2117-T4 (*Voir* Chapitre 3, p. 19);
- d) diamètre nominal du rivet;
- e) coefficient d'amortissement obtenu lors de l'étude de convergence (*Voir* Figure 4.17);

## 4.4 Maillage

Le maillage s'est avéré une étape critique dans la modélisation par éléments finis de la résistance statique du joint. Les stratégies de maillage proposées dans cette section permettent d'accélérer et d'améliorer la convergence de l'analyse. Les explications sont divisées selon les composantes du joint, soit : le rivet, les tôles et les contacts.

### 4.4.1 Rivet

Le rivet est maillé à l'aide d'éléments SOLID185 (élément solide en trois dimensions à huit nœuds avec trois degrés de liberté à chaque nœud : déplacement dans les directions  $x$ ,  $y$  et  $z$ ). Le rivet est préalablement découpé dans le module de création géométrique afin d'être maillé à l'aide d'éléments de forme hexaédrique. Cette forme est préférable à la forme tétraédrique pour modéliser l'écroutissage du matériau (ANSYS, 2012). Malheureusement, la queue du rivet cause beaucoup de difficultés. En effet, le rayon présent au bout du rivet engendre un maillage non structuré. Les éléments localisés dans cette région sont soumis à de très grandes déformations lors de l'installation du rivet. On observe alors le pivotement de plusieurs éléments dans cette région. Or, le contrôle imbriqué dans le module de résolution apporte des modifications pour assurer la convergence du modèle. Cette action a pour effet d'augmenter considérablement le temps de calcul. Par contre, il est possible de tronquer la queue du rivet pour contourner ce problème.

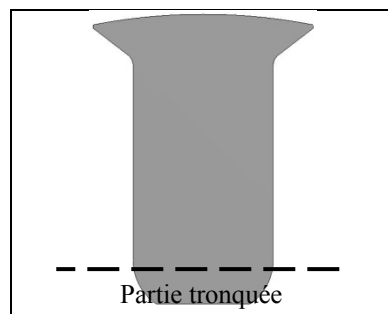


Figure 4.5 Rivet tronqué

L'analyse présentée au Tableau 4.2 assure que la modification à la géométrie du rivet de la Figure 4.5 n'influence pas la résistance à la traction du joint riveté. Pour ce faire, trois différentes forces d'installation ( $F_i$ ) sont appliquées au rivet complet et au rivet tronqué. Une fois le rivet installé, la force d'installation est enlevée pour appliqué différents déplacements ( $\delta$ ). Pour chaque déplacement, l'allongement ( $\Delta L$ ) et la résistance ( $F_r$ ) du joint sont calculés afin d'évaluer la précision du modèle tronqué.

Tableau 4.2 Résultats des différents cas obtenus pour le rivet complet et le rivet tronqué

Cas		Rivet complet		Rivet tronqué		Écart sur	
$F_i$	$\delta$	$\Delta L$	$F_r$	$\Delta L$	$F_r$	$\Delta L$	$F_r$
kN	mm	mm	N	mm	N	%	%
10	0,2	0,1536	2094	0,1537	2092	0,06	0,08
	0,4	0,3460	2539	0,3462	2539	0,07	0,02
	0,6	0,5417	2797	0,5420	2801	0,06	0,13
12	0,2	0,1499	2149	0,1498	2157	0,01	0,40
	0,4	0,3422	2585	0,3423	2594	0,02	0,34
	0,6	0,5380	2836	0,5382	2841	0,04	0,18
14	0,2	0,1465	2208	0,1467	2207	0,10	0,04
	0,4	0,3392	2630	0,3393	2635	0,04	0,19
	0,6	0,5352	2866	0,5354	2876	0,05	0,36

À partir des résultats obtenus, il est possible d'affirmer que le rivet tronqué ne cause aucune perte de précision considérable. En effet, un écart maximum de 0,40% est obtenu pour un déplacement de 0,2 mm avec une force d'installation de 12 kN. Par contre, il est important que l'installation soit réalisée par force contrôlée. L'application d'un déplacement pour former le rivet ne permet pas de faire une comparaison adéquate entre le modèle complet et le modèle tronqué. À titre de référence, la solution est obtenue environ une fois et demi plus rapidement avec ce modèle tronqué.

Il est maintenant possible d'élaborer le maillage final à partir du rivet tronqué. Pour y arriver, la stratégie de maillage initiale a été modifiée. Le maillage structuré d'un quart de cercle avait été assuré par l'ajout d'un carré au centre.

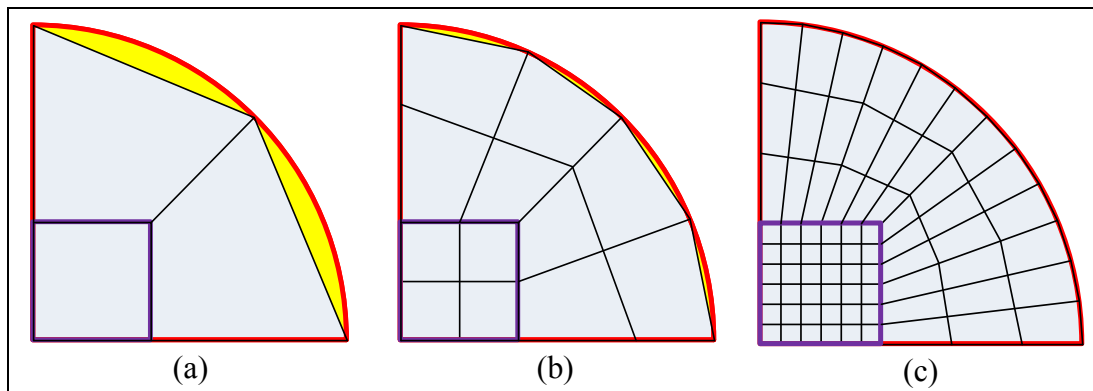


Figure 4.6 Stratégie de maillage du rivet (a) stratégie initiale avec maillage grossier, (b) stratégie initiale avec maillage moyen, (c) stratégie initiale avec maillage fin

On peut observer à la Figure 4.6a qu'un maillage grossier représente difficilement la circonférence du cercle. La couleur jaune identifie l'aire négligée par ce maillage. Le raffinement du maillage que l'on peut observer à la Figure 4.6b permet d'atténuer cet effet. La convergence du modèle est influencée par le maillage de la circonférence du rivet à cause de son interférence avec les tôles lors de l'installation du rivet. Le problème apparaît à la Figure 4.6c lorsqu'on raffine davantage le maillage. On peut constater que le centre du quart de cercle est rapidement engorgé d'éléments très fins. Or, ces éléments ont une très faible influence sur la convergence du modèle. Malheureusement, leur nombre augmente de façon exponentielle à cause de la géométrie carrée du découpage. Le temps de calcul augmente ainsi de façon dramatique. Pour contrer ce problème, le maillage de la Figure 4.7 est utilisé.



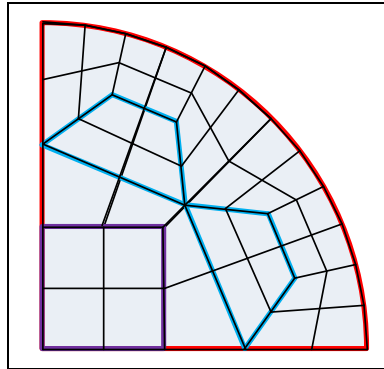


Figure 4.7 Stratégie de maillage final du rivet

Ce maillage réduit de  $3^2$  la quantité d'éléments au centre du quart de rivet. Le nombre d'éléments passe alors de 36 à 4 pour le même nombre de divisions à la circonférence du cercle. Le maillage final du rivet est présenté à la Figure 4.8. Ce maillage comporte 12 420 éléments contrairement à 36 018 éléments pour le maillage initial avec 36 divisions à la circonférence du rivet. L'avantage est considérable puisque la solution est obtenue jusqu'à cinq fois plus rapidement.

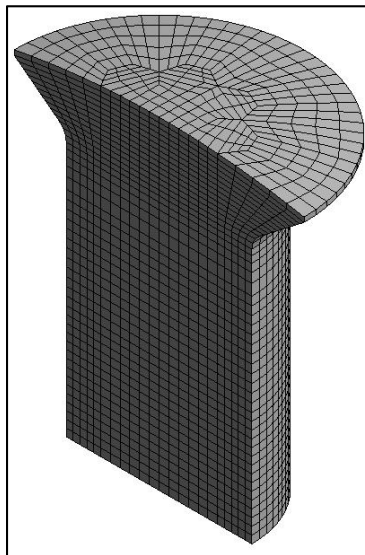


Figure 4.8 Maillage final du rivet

#### 4.4.2 Tôles

Le maillage des tôles est basé sur la stratégie utilisée pour le maillage du rivet. Les tôles sont aussi maillées à l'aide d'éléments SOLID185. Les zones de raffinement sont basées sur le maillage utilisé par Pratt (2001) et par Li, Shi et Bellinger (2007). Le trou est maillé en circonférence avec 36 divisions comme pour le rivet. Le pourtour du trou est raffiné jusqu'au chanfrein. Les épaisseurs de tôles sont ensuite maillées avec moins d'éléments puisque le raffinement de ces zones n'est pas nécessaire à la convergence. Suffisamment d'éléments sont utilisés afin de transférer correctement le chargement appliqué aux zones de serrage jusqu'au rivet tel que présenté à la Figure 4.9. Cette stratégie permet d'obtenir une légère amélioration du temps de calcul.

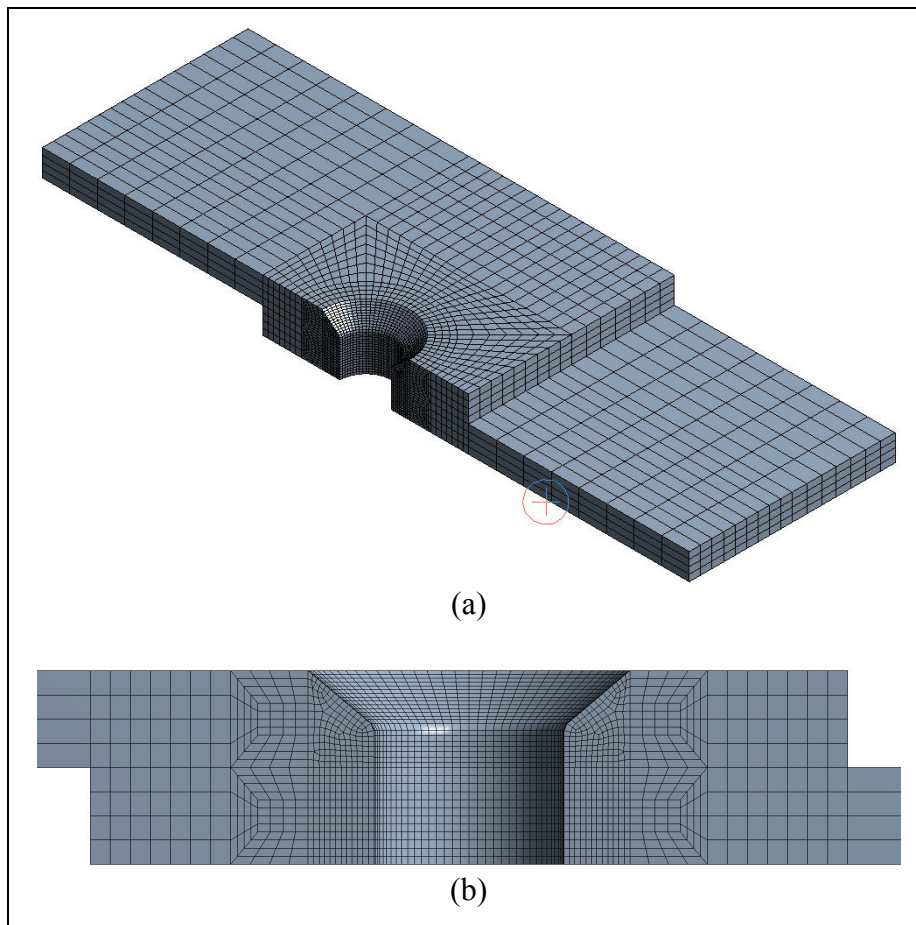


Figure 4.9 Maillage final des tôles

#### 4.4.3 Contacts

Les contacts définis permettent au logiciel ANSYS Workbench de créer les éléments de contact du modèle. Les surfaces contacts sont maillées à l'aide d'éléments CONTA174 (Contact surface à surface 3D à 8 nœuds) présentés à la Figure 4.10a. Les surfaces cibles sont maillées à l'aide d'éléments TARGE170 (Segment 3D) présentés à la Figure 4.10b. Ces éléments permettent de modéliser le contact et le glissement entre les éléments TARGE170 et une surface déformable définie par les éléments CONTA174. Les éléments de contacts utilisés sont plus riches que les éléments structuraux utilisés pour le maillage du rivet et des tôles. Les éléments de contact plus riches permettent un meilleur conditionnement des zones de contact (ANSYS, 2012).

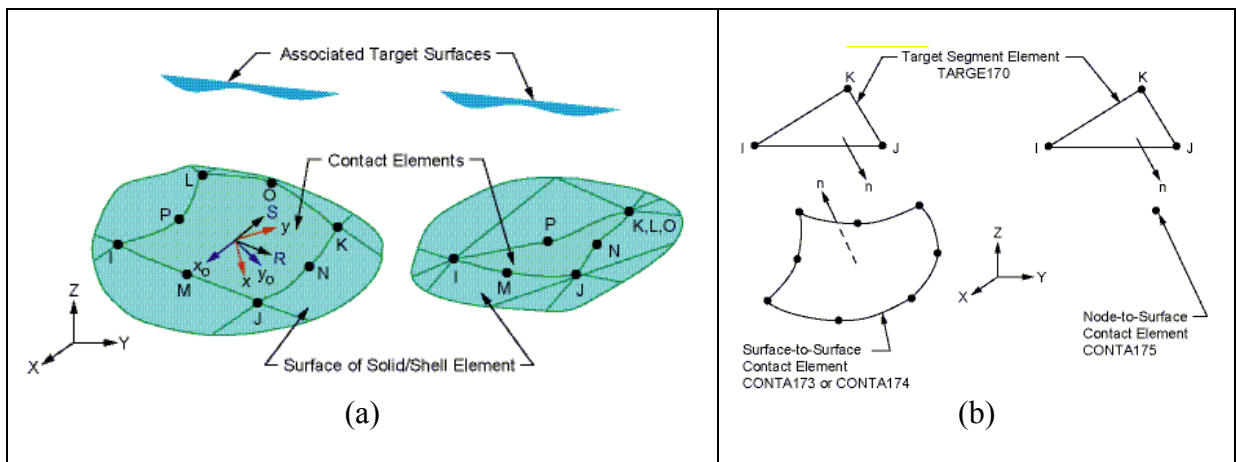


Figure 4.10 Éléments de contact : (a) CONTA174 (b) TARGE170  
Tirés de ANSYS (2012)

#### 4.5 Conditions aux frontières

La stratégie pour installer le rivet est basée sur la méthode utilisée par Li, Shi et Bellinger (2007). Le rivet d'un joint expérimental est installé à l'aide de la machine de traction MTS Alliance RF/200 afin de contrôler la force d'installation. Pour ce faire, la tête du rivet est déposée sur un butoir en acier. Une bouterole en acier est installée sur la cellule de charge. Cette dernière permet d'écrouir le rivet jusqu'à la force d'installation désirée (*Voir* Figure 4.11).

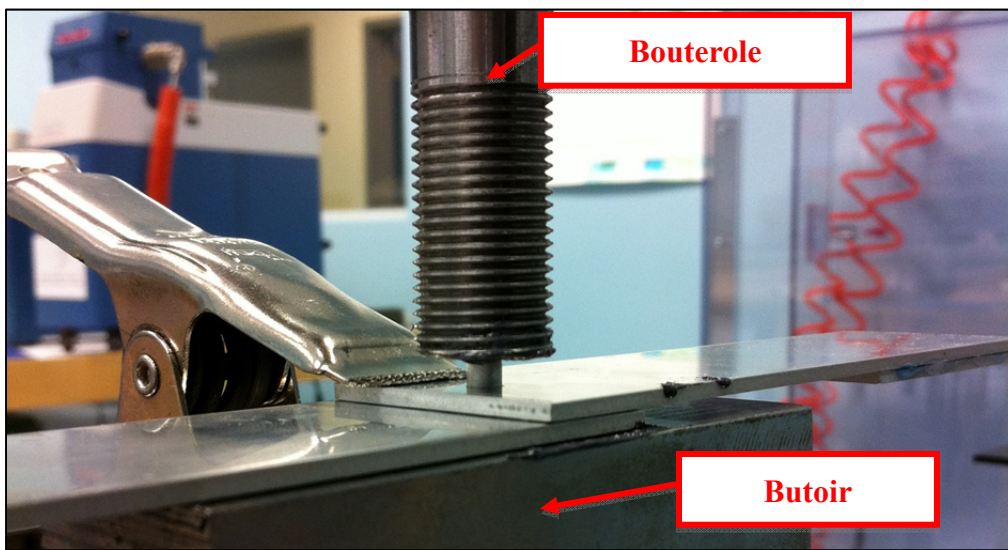


Figure 4.11 Montage utilisé pour l'installation du rivet

Le butoir et la bouterole utilisés dans le modèle d'éléments finis pour installer le rivet sont présentés à la Figure 4.12. Par contre, un support est ajouté afin d'éviter un déplacement de corps rigide lors de l'installation.

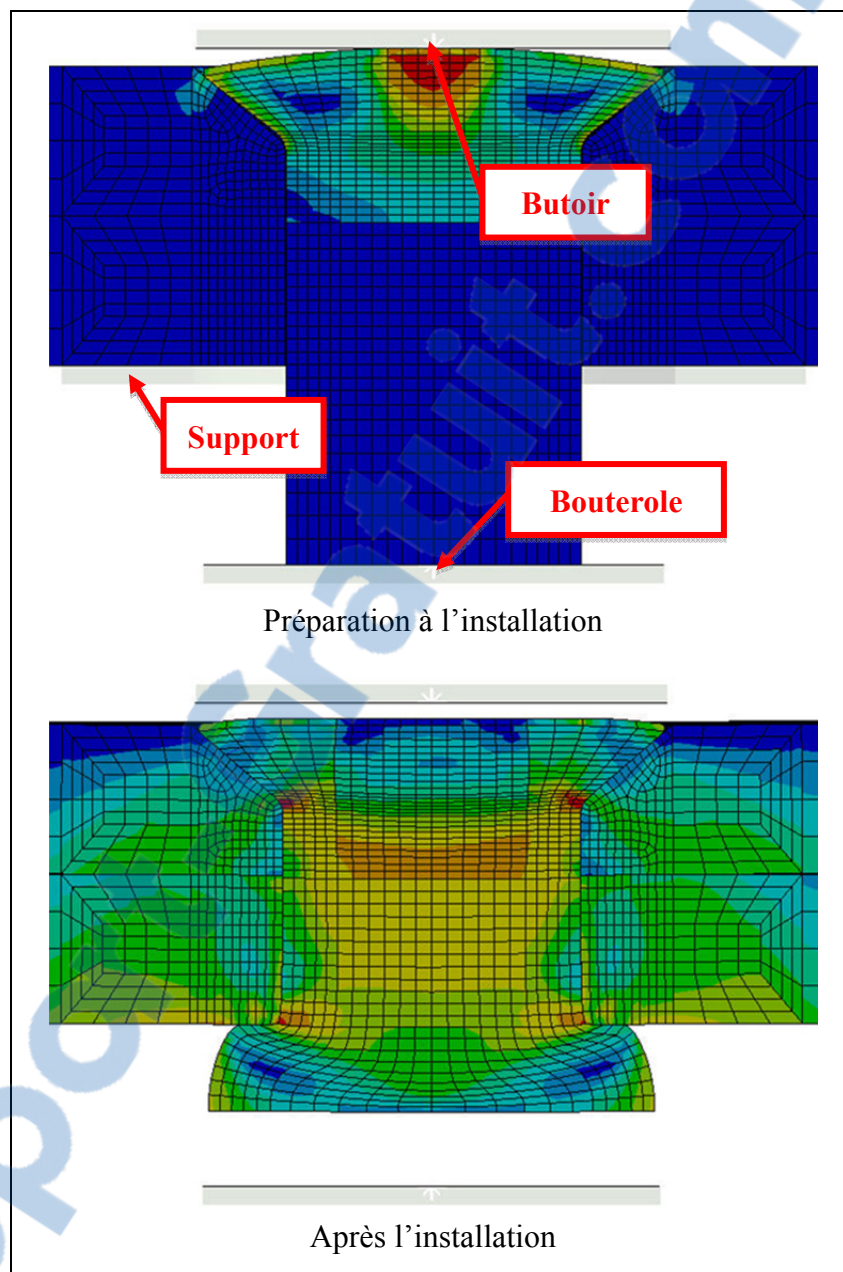


Figure 4.12 Modèle d'éléments finis pour installer le rivet

Après l'installation du rivet, il est possible d'appliquer un chargement en traction sur le joint pour évaluer sa résistance statique. Pour énumérer chaque étape, les conditions aux frontières (CF) appliquées au modèle sont présentées à la Figure 4.13.

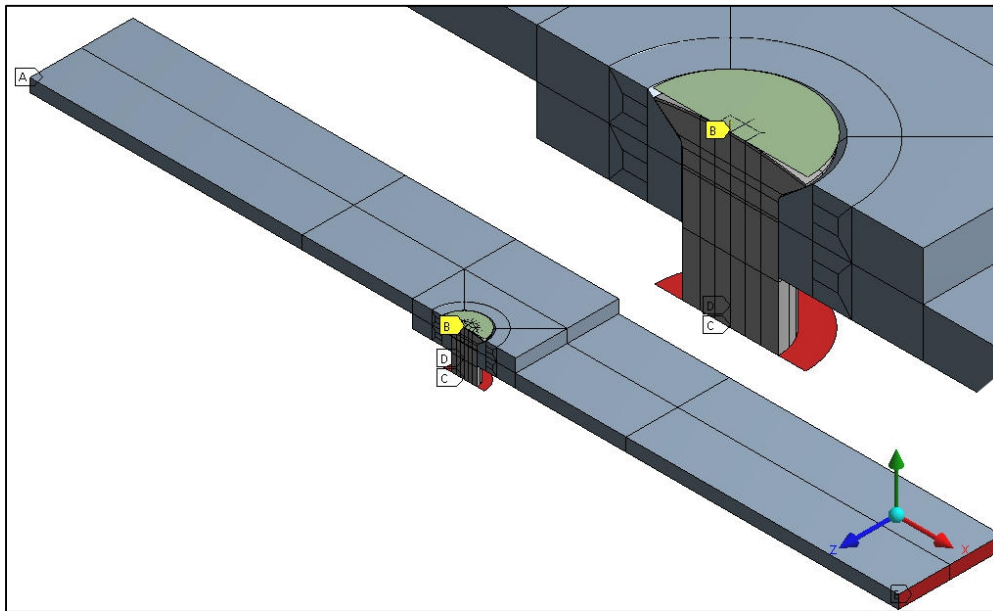


Figure 4.13 Conditions aux frontières appliquées au joint riveté analysé

- A. Un support fixe est appliqué à la zone de serrage. Les degrés de liberté sont bloqués en x, y et z.
- B. Un déplacement distant est appliqué au butoir. Les degrés de liberté en rotation sont bloqués ainsi que les déplacements en x et z. Les déplacements en y sont contrôlés pour soutenir la tête du rivet lors de l'installation.
- C. Un déplacement distant est appliqué à la bouterolle. Les degrés de liberté en rotation sont bloqués ainsi que les déplacements en x et z. Les déplacements selon y sont libres afin d'appliquer la force d'installation.
- D. Une force distante est appliquée à la bouterolle selon y afin d'installer le rivet.
- E. Un déplacement est appliqué à la zone de serrage. Les degrés de liberté sont bloqués selon y et z. Les déplacements en x sont contrôlés pour charger le joint riveté en tension.



#### 4.6 Paramètre d'analyse

L'utilisation d'une solution implicite nécessite l'application des chargements de façon progressive. Pour y arriver, ANSYS Workbench met à notre disposition une option permettant de fragmenter les étapes. Les sous-étapes ainsi créées permettent de charger le modèle progressivement. Par défaut, l'incrément des déformations plastiques ne doit pas dépasser 15% (ANSYS, 2012). De plus, le conditionnement des contacts est plus facile à obtenir lorsque le chargement est progressif. En effet, l'état de chaque contact peut être analysé par le module de contrôle après la complétion de chaque sous-étape. Cette action permet d'obtenir la convergence du modèle plus facilement.

Tableau 4.3 Chargements appliqués au joint pour obtenir sa résistance statique

Objectif	Étape	Division	CF	Information
Installation du rivet	1	10	B	Déplacement selon y de -0,127 mm
	2	64	D	Force selon y de 14 kN
	3	32	D	Force selon y réduite à 0 kN
	4	10	B et D	Déplacement selon y afin de retirer le butoir et la bouterole
Essai de traction	5	32	E	Force selon l'axe x supérieure à $P_y$ estimée
	6	16	E	Force selon l'axe x égale à 10 % de $P_y$ estimée
	7	64	E	Force selon l'axe x pour obtenir la rupture

La force de formage de 14 kN permet d'obtenir la déformation moyenne de la queue du rivet. Cette force provient de Li, Shi et Bellinger (2007).

#### 4.7 Étude de convergence

Pour cette recherche, la résistance statique du joint est utilisée comme critère de convergence. La courbe force-déplacement est influencée par l'ensemble des critères de convergence analysés dans la littérature. Ainsi, il suffit de raffiner le maillage du modèle jusqu'à la convergence de la courbe force-déplacement. Le raffinement du rivet et du trou permet de bien modéliser l'interférence entre ces composants lors de l'installation du rivet. Or, les stratégies de maillage permettent de mailler l'ensemble du modèle de façon structurée en fonction de ce raffinement (*Voir* Figure 4.8 et Figure 4.9). Les maillages suivant sont utilisés pour prédire la résistance statique du joint :

- grossier (12 divisions pour un total de 7 632 éléments);
- moyen (24 divisions pour un total de 14 106 éléments);
- fin (36 divisions pour un total de 29 189 éléments);
- très fin (48 divisions pour un total de 42 500 éléments).

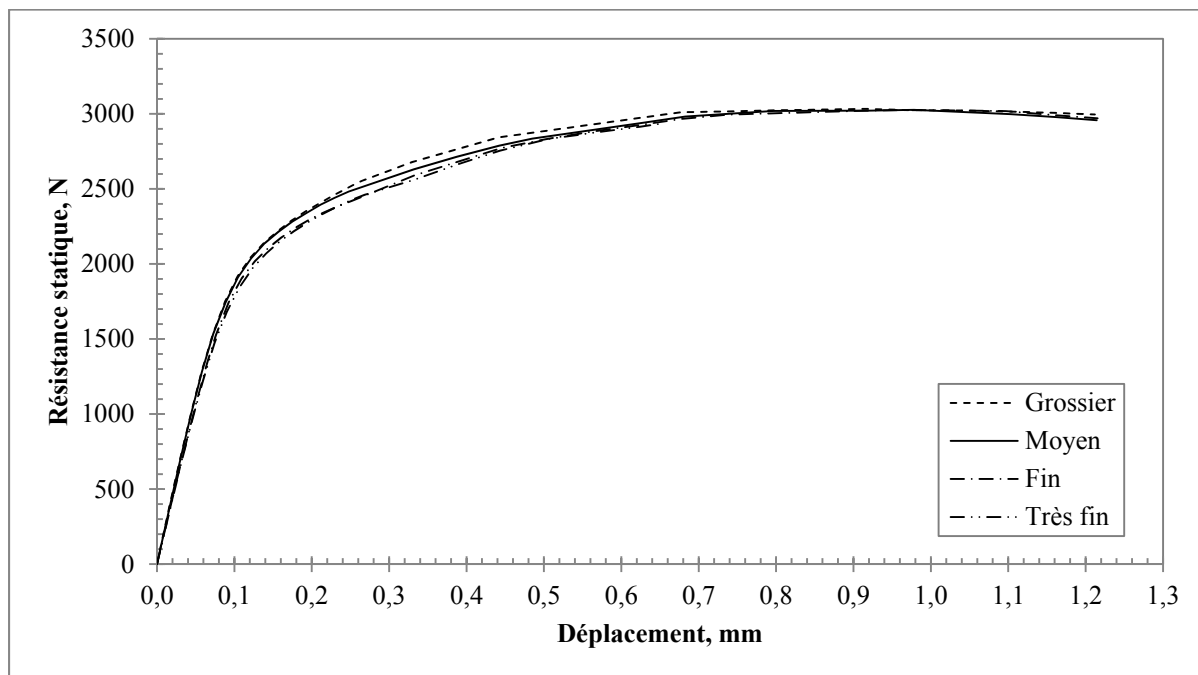


Figure 4.14 Étude de converge du joint riveté analysé



On peut observer la convergence du modèle pour le maillage fin. En effet, le maillage très fin présente des écarts négligeables avec le maillage fin. L'écart moyen sur l'ensemble des courbes force-déplacement est de 0,48%. De plus, la solution du modèle est obtenue environ une fois et demie plus rapidement avec le maillage fin. Il est intéressant d'observer que le maillage grossier et moyen surestiment tous les deux la résistance aux alentours de la résistance élastique du joint. Par contre, tous les maillages convergent vers la même valeur de résistance à la rupture. Cette observation s'avère être fort intéressante pour la suite du projet de recherche. En effet, le maillage grossier permet de prédire la résistance à la rupture du joint en moins de 20 minutes sur un ordinateur de bureau doté d'un processeur i7 Core d'Intel et d'une mémoire SDRAM DDR3 de 12 Go. Les charges admissibles à la rupture sont plus importantes pour la conception des avions que les charges admissibles élastiques. Le maillage fin nécessite environ deux heures de temps de calcul pour prédire la rupture du joint. De plus, on doit connaître approximativement la valeur de la résistance élastique du joint pour appliquer la méthode de second module d'élasticité (*Voir Chapitre 2, Figure 2.2*). Or, la courbe force-déplacement prédite par le maillage grossier permet d'obtenir cette approximation. Par la suite, le modèle peut être raffiné pour obtenir la valeur de la résistance élastique si celle-ci est jugée comme étant une donnée importante d'analyse.

## 4.8 Validation

### 4.8.1 Résistance statique

La première stratégie de validation est de comparer la résistance statique prédite par le modèle d'éléments finis à la résistance statique obtenue expérimentalement. Pour ce faire, un joint riveté est fabriqué à partir d'une tôle de 2,03 mm d'épaisseur afin d'obtenir la rupture complète par cisaillement du corps du rivet. Les dimensions de l'échantillon sont alors soigneusement mesurées. Un essai de traction selon la norme NASM1312-4 est ensuite effectué sur l'échantillon. On obtient alors la courbe force-déplacement caractéristique de l'échantillon mesuré. Les dimensions de cet échantillon sont ensuite mises à jour dans le modèle avec un maillage fin pour prédire sa résistance statique. Pour cette validation, il a été jugé préférable de négliger le second module d'élasticité pour simplifier la présentation des résultats.

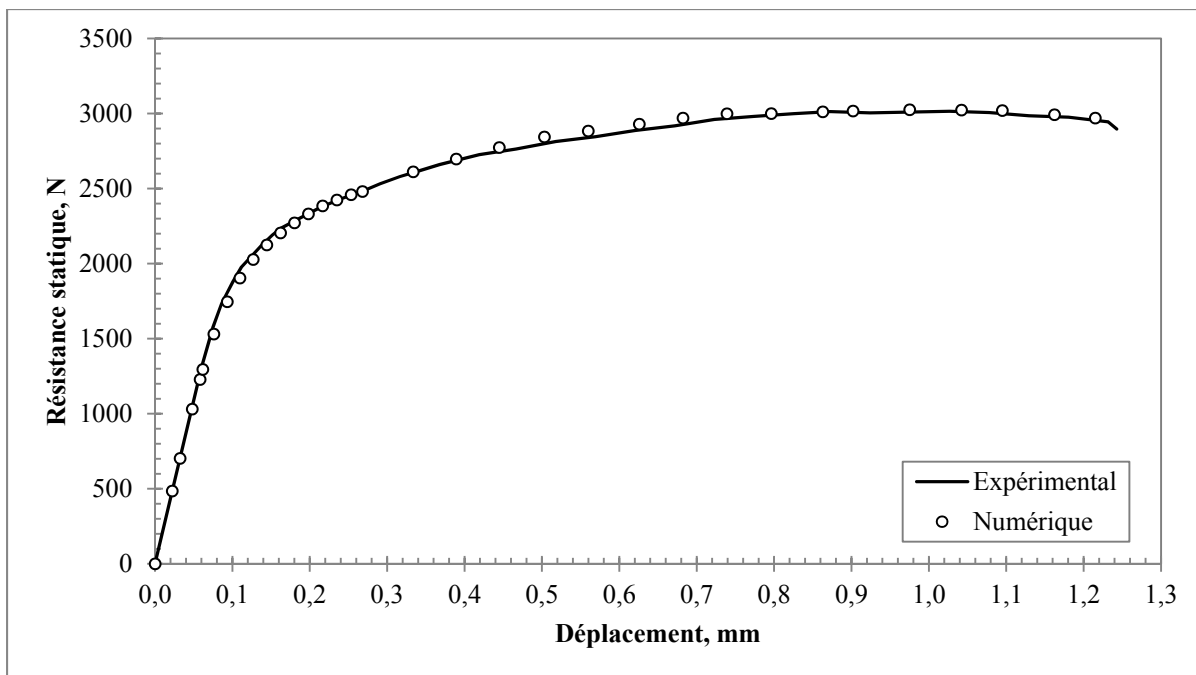


Figure 4.15 Comparaison de la courbe force-déplacement obtenue expérimentalement et numériquement

La prédiction numérique dépasse les attentes initiales de cette recherche. La résistance élastique obtenue numériquement est d'environ 2480,4 N contre 2475,6 N expérimentalement. L'erreur de la prédiction est donc de 0,19%. La résistance à la rupture obtenue numériquement est de 3025,2 N contre 3013,6 N expérimentalement. L'erreur de la prédiction est donc de 0,38%. Malgré cette excellente corrélation, il faut rappeler que le modèle comporte deux paramètres variables, soit : le coefficient de frottement ( $\mu$ ) et le coefficient d'amortissement ( $\eta$ ) de la zone de cohésion. La corrélation présentée à la Figure 4.15 confirme que le coefficient de frottement et le coefficient d'amortissement ont été correctement sélectionnés lors de la construction du modèle.

Pour s'en assurer, l'influence du coefficient de frottement sur la résistance statique prédite par la MEF doit être évaluée. Pour ce faire, la résistance statique avec un coefficient de frottement de 0,05, 0,1 et 0,2 est obtenue.

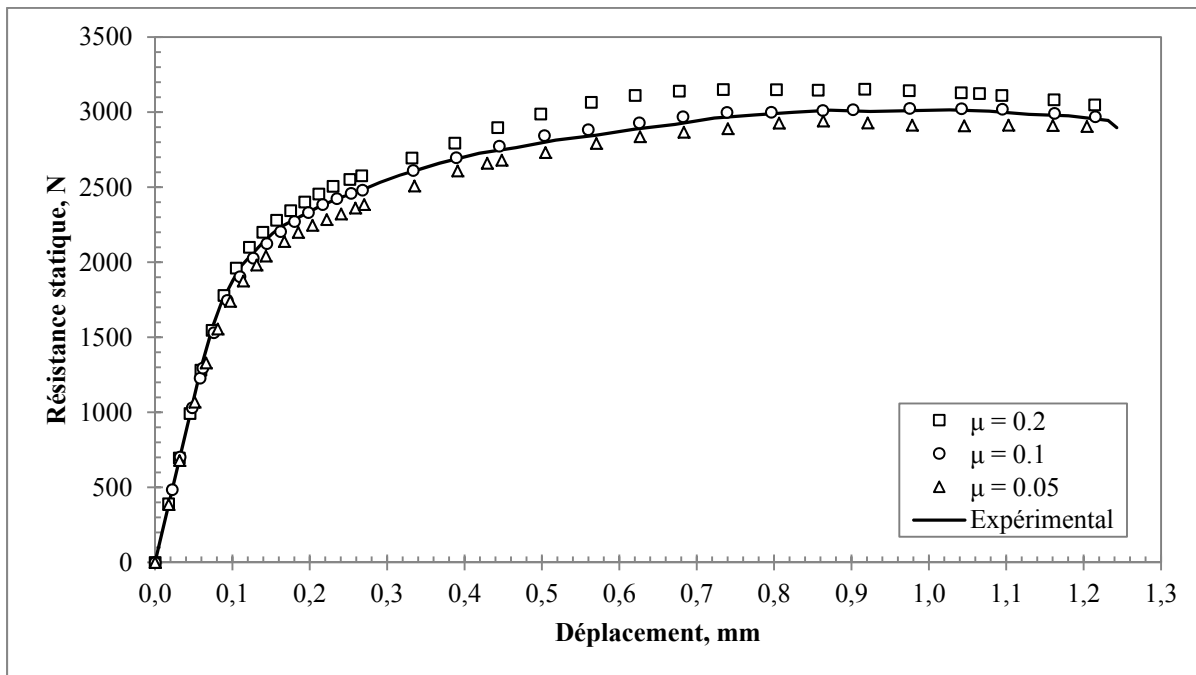


Figure 4.16 Influence du coefficient de frottement sur la résistance statique du joint riveté analysé

La comparaison des différentes prédictions obtenues indique que le coefficient de frottement de 0,1 permet de représenter le frottement réel. Le coefficient de frottement de 0,2 surévalue la résistance statique. Cette augmentation est due principalement à un meilleur transfert de la charge au niveau de la tête du rivet. Le coefficient de frottement de 0,05, quant à lui, sous-évalue la résistance statique.

L'influence du coefficient d'amortissement est évaluée encore une fois à l'aide la prédiction de la résistance statique du modèle. La résistance statique pour un coefficient d'amortissement de 1, de 0,1 et de 0,01 est évaluée. Les résultats sont présentés à la Figure 4.17. Il est à noter que les coefficients d'amortissement sélectionnés sont contenus dans l'intervalle proposé dans la librairie du logiciel ANSYS Workbench.

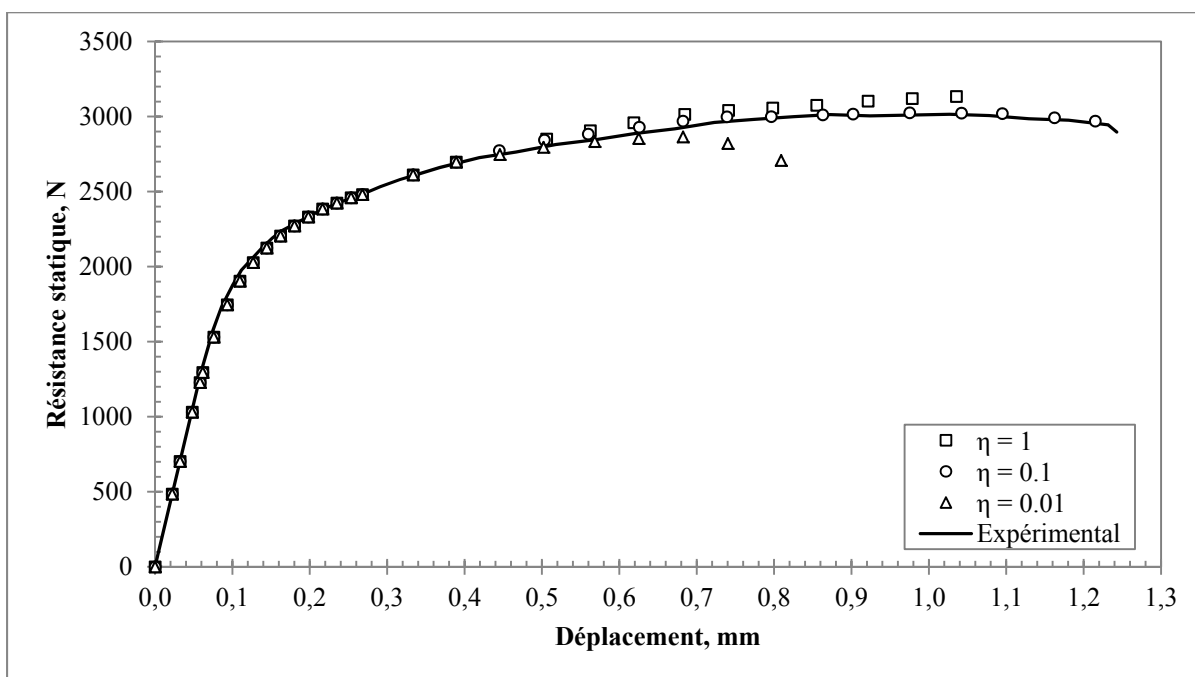


Figure 4.17 Influence du coefficient d'amortissement sur la résistance statique du joint riveté analysé

La comparaison des différentes prédictions obtenues indique que le coefficient d'amortissement initial de 0,1 permet de représenter correctement la rupture de la zone de cohésion. Le coefficient d'amortissement de 1 surévalue la rupture par cisaillement du corps du rivet et augmente considérablement les problèmes de convergence du modèle. Le coefficient d'amortissement de 0,01 sous-évalue la résistance de la zone de cohésion. Il en résulte une rupture par cisaillement du corps du rivet prématurée.

#### 4.8.2 Mode de rupture

La seconde stratégie pour valider le modèle est de vérifier le mode de rupture du joint modélisé. Celle-ci permet de compléter l'analyse du mode de rupture par cisaillement du corps du rivet (Voir Chapitre 2, p. 24)

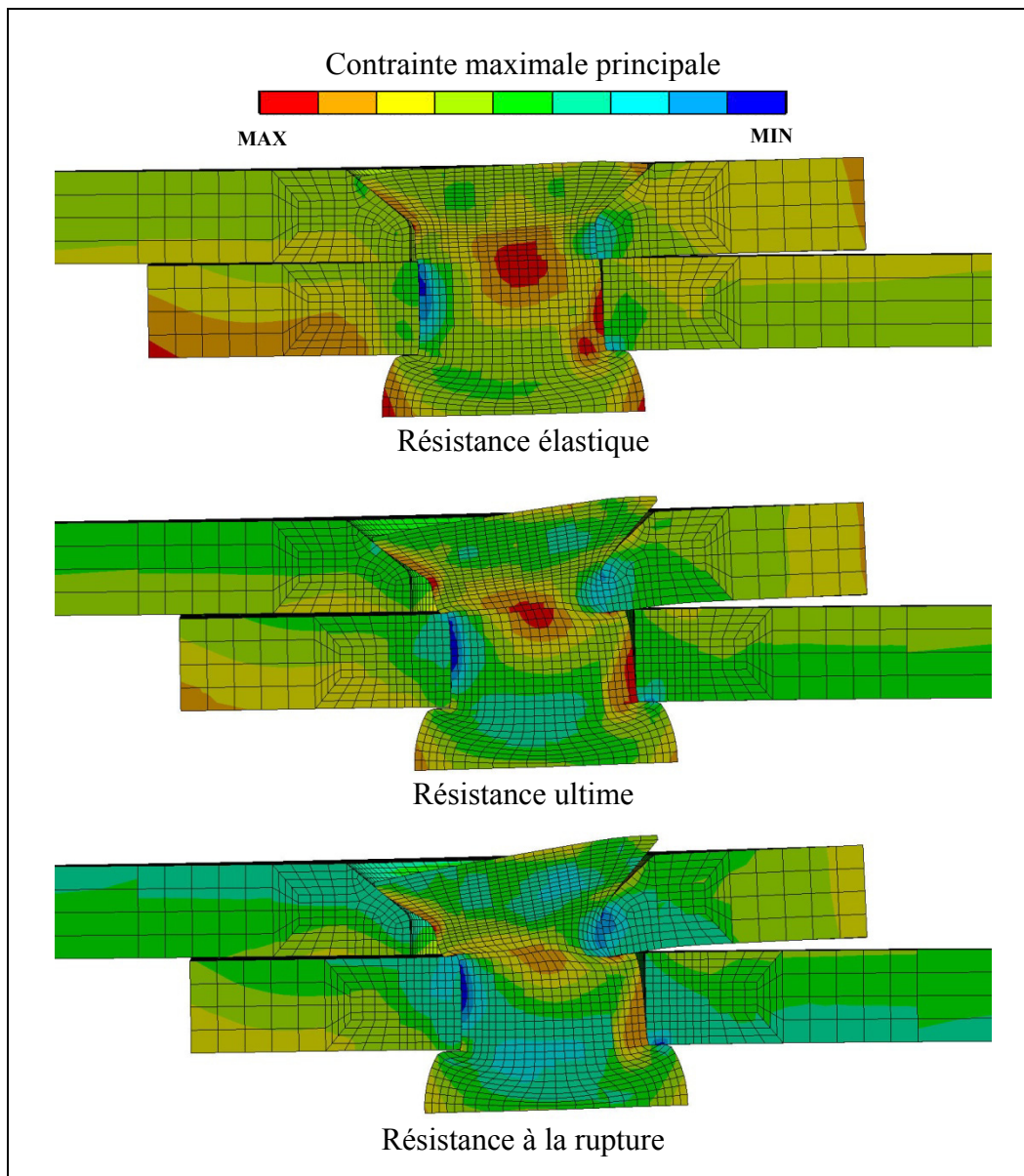


Figure 4.18 Contrainte maximale principale en fonction du chargement appliqué au joint riveté analysé

Un coup d'œil rapide à la déformation finale du joint riveté permet d'affirmer qu'il y a bien cisaillement du corps du rivet. Il est possible d'observer l'initiation du cisaillement lorsque le chargement atteint la résistance élastique du joint. Cette observation est validée par définition de la résistance élastique (Voir Chapitre 2, p. 23). La résistance élastique est définie comme étant 4% de déformation permanente. De plus, la contrainte principale maximale est plus élevée au centre du rivet pour ce chargement. Il est possible d'observer que l'état de contrainte au centre du rivet s'atténue au fur et à mesure que le cisaillement du corps du rivet progresse. Or, cet état de contrainte élevé chute après l'obtention de la résistance à la rupture du joint. Le plan de cisaillement est alors en mouvement complet. Il y a rupture du corps du rivet dans le plan de cisaillement.

#### 4.8.3 Propriétés proposées dans la littérature

La méthodologie utilisée pour caractériser les rivets permet d'obtenir les propriétés de l'aluminium 2117-T4 indépendamment du joint riveté. Cette méthode permet d'éviter les incertitudes du matériau dans la prédiction de la résistance statique du joint. Pour démontrer ceci, la résistance statique du modèle est évaluée à l'aide des propriétés dérivées par Pratt (2001) et par Szolwinski et Farris (2000) (*Voir Chapitre 3, p.46*)

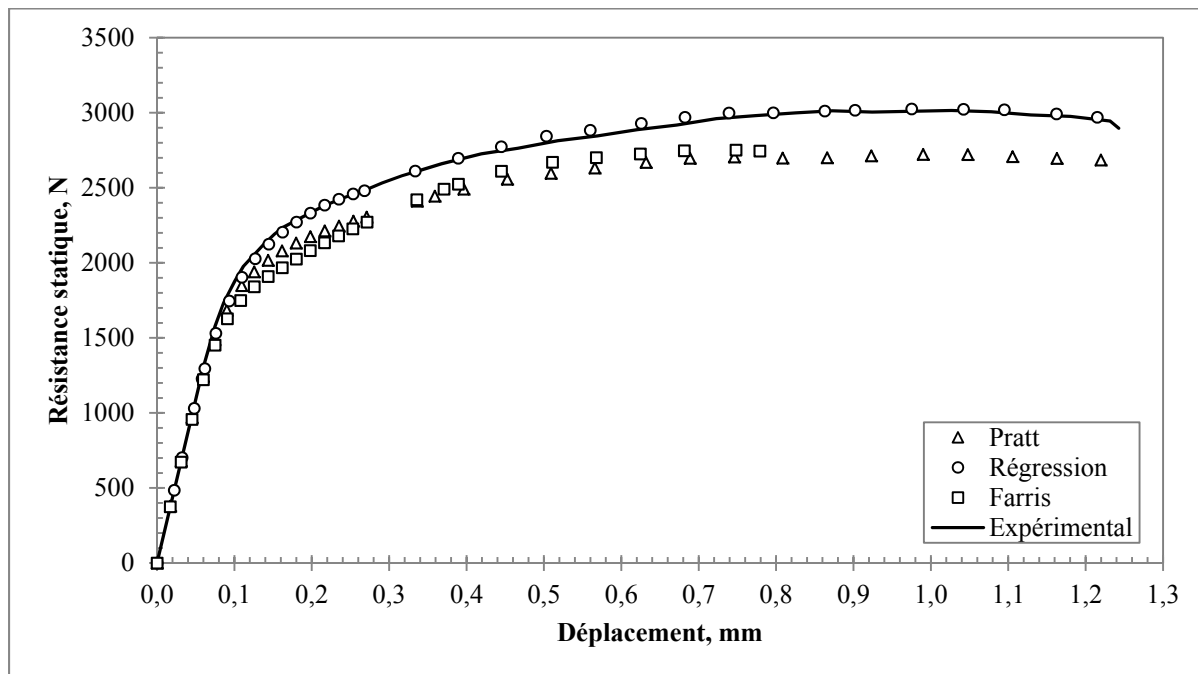


Figure 4.19 Influence des propriétés du rivet en aluminium 2117-T4 sur la résistance statique du joint riveté analysé

Les propriétés proposées dans la littérature ne permettent pas de modéliser correctement la résistance statique du joint. La Figure 4.19 démontre l'importance de caractériser les matériaux adéquatement.



#### 4.8.4 Charges admissibles

La résistance statique du joint riveté de 2,03 mm d'épaisseur évaluée expérimentalement a permis de valider la prédiction du modèle d'éléments finis pour cette épaisseur. Malgré l'excellente corrélation obtenue, il est difficile de formuler une conclusion avec un seul essai expérimental. C'est pourquoi il est préférable de valider le modèle à l'aide des charges admissibles du joint. Pour ce faire, les charges admissibles moyennes du joint obtenu par Chiro (2007) sont examinées selon la méthode proposée dans le MMPDS-6 (*Voir* Chapitre 2, p. 12). Ainsi, seules les charges admissibles permettant de tracer deux bandes compactes de points de données sont extraites (*Voir* Annexe III, Tableau-A III-1) afin d'évaluer les courbes d'admissibles expérimentales suivantes :

$$\frac{F_y}{DN_t^2} = 196,9 + 58,29 \left( \frac{t}{DN_t} \right) + 91,29 \ln \left( \frac{t}{DN_t} \right) \quad (4.2)$$

$$\frac{F_u}{DN_t^2} = 425,2 - 200,0 \left( \frac{t}{DN_t} \right) - 192,2 \ln \left( \frac{t}{DN_t} \right) \quad (4.3)$$

Par la suite, il s'agit de prédire ces courbes d'admissibles à l'aide du modèle d'éléments finis. Pour ce faire, les dimensions moyennes du rivet selon le standard B0205020 de Bombardier (2008) sont mise à jour dans le modèle d'éléments finis. Ainsi, une seule simulation est nécessaire afin d'obtenir une prédiction moyenne de la résistance statique pour chaque épaisseur de tôles. De plus, seul un rivet de 4,039 mm de diamètre est modélisé pour accélérer l'obtention des résultats. À partir des résultats obtenus, les charges admissibles sont évaluées (*Voir* Annexe III, Tableau-A III-2). Conséquemment, il est possible d'évaluer les courbes d'admissibles numériques suivantes :

$$\frac{F_y}{DN_t^2} = 183,8 + 63,47 \left( \frac{t}{DN_t} \right) + 76,32 \ln \left( \frac{t}{DN_t} \right) \quad (4.4)$$

$$\frac{F_u}{DN_t^2} = 320,2 - 80,98 \left( \frac{t}{DN_t} \right) - 127,7 \ln \left( \frac{t}{DN_t} \right) \quad (4.5)$$

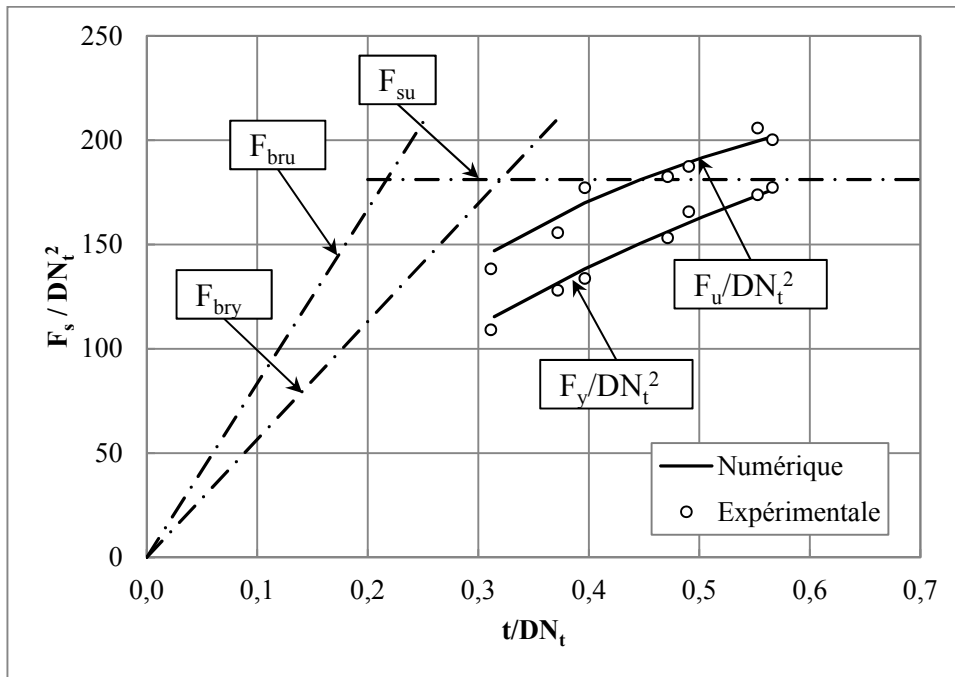


Figure 4.20 Charges admissibles expérimentales  
versus courbes d'admissibles numériques

On observe une excellente corrélation des résultats numériques à la Figure 4.20. Les prédictions du modèle d'éléments finis permettent de représenter les points de données expérimentaux. Les erreurs relatives entre les courbes d'admissibles expérimentales et les courbes d'admissibles numériques sont présentées au Tableau 4.4.

Tableau 4.4 Charges admissibles dérivées des courbes d'admissibilité

	Expérimentales		Numériques		Erreurs relatives	
$t/DN_t$ (mm/mm)	$F_y/DN_t^2$ (N/mm <sup>2</sup> )	$F_u/DN_t^2$ (N/mm <sup>2</sup> )	$F_y/DN_t^2$ (N/mm <sup>2</sup> )	$F_u/DN_t^2$ (N/mm <sup>2</sup> )	$F_y/DN_t^2$ (N/mm <sup>2</sup> )	$F_u/DN_t^2$ (N/mm <sup>2</sup> )
0,314	109,7	140,0	115,4	147,0	5,26%	4,98%
0,396	135,5	168,1	138,2	169,9	2,01%	1,08%
0,447	149,4	181,0	150,6	181,1	0,80%	0,05%
0,503	163,6	192,6	163,3	191,8	0,18%	0,45%
0,566	178,0	202,7	176,2	201,7	0,97%	0,48%
				<b>Moyenne</b>	<b>1,84%</b>	<b>1,41%</b>

Le modèle d'éléments finis permet de prédire les charges admissibles élastiques avec une erreur relative moyenne de 1,84% et de prédire les charges admissibles à la rupture avec une erreur relative moyenne de 1,41%. Plus précisément, on peut observer une excellente corrélation dans la zone caractérisée par le cisaillement du corps du rivet ( $0,447 \leq t/DN_t \leq 0,566$ ). Par contre, l'erreur augmente lors de la prédiction de zone caractérisée par un matage plus important des tôles ( $t/DN_t \leq 0,396$ ). Or, cette dernière zone est rarement utilisée pour dimensionner le joint riveté analysé chez Bombardier Aéronautique. Il est donc possible de prédire les charges admissibles du joint riveté analysé à l'aide du modèle d'éléments finis développé dans le cadre de la présente recherche.



## CONCLUSION

L'objectif de la présente recherche est de développer une méthodologie pour prédire les charges admissibles d'un joint riveté. Pour ce faire, la méthode des éléments finis a été utilisée pour prédire la résistance statique du joint riveté analysé tel que proposé dans la littérature. Or, la précision des résultats numériques est influencée par les propriétés des matériaux utilisées dans le modèle d'éléments finis. Les stratégies élaborées pour caractériser les matériaux ont donc contribué à la réussite du présent projet. Le présent projet innove par l'utilisation de la zone de cohésion pour modéliser la rupture du joint riveté analysé.

Les propriétés des matériaux entrées dans le modèle d'éléments finis pour représenter les grandes déformations doivent être sous la forme de courbe contrainte-déformation vraies. Or, la caractérisation des tôles démontre qu'il est possible d'obtenir une courbe contrainte-déformation vraies à partir d'une courbe contrainte-déformation. Pour sa part, le frottement présent lors de l'essai de compression ne permet pas d'obtenir les propriétés adéquates des rivets. C'est pourquoi une alternative est proposée dans la présente recherche. La MÉF est utilisée pour itérer les propriétés de chaque échantillon. Les diamètres finaux prédits par la MÉF admettent un écart moyen de 0,9%. Les propriétés sont donc jugées acceptables pour la présente recherche.

Les stratégies de modélisation employées permettent d'améliorer considérablement la prédiction de la résistance statique du joint. La zone de cohésion s'est avérée une technique très performante pour modéliser la rupture du joint. La comparaison de la résistance statique obtenue expérimentalement et numériquement d'un joint riveté de 2,03 mm d'épaisseur a permis de valider et de fixer les paramètres variables du modèle d'éléments finis. Finalement, le modèle admet une erreur moyenne de 1,41% pour les charges admissibles élastiques et une erreur moyenne de 1,84% pour les charges admissibles à la rupture par rapport aux charges admissibles obtenues expérimentalement. Ces résultats permettent d'affirmer qu'il est possible d'utiliser la MÉF pour prédire les charges admissibles d'un joint riveté.



## RECOMMANDATIONS

Plusieurs améliorations sont possibles afin de maximiser le potentiel de la méthodologie proposée et ainsi prédire les charges admissibles pour d'autres joints rivetés. Les améliorations possibles sont les suivantes :

- améliorer le critère de validation des essais de compression permettant de caractériser les rivets solides en ne se basant pas uniquement sur le diamètre final des échantillons cylindriques, mais sur le profil de la déformation en barillet;
- caractériser l'ensemble des rivets solides couramment utilisés en aéronautique selon la méthodologie proposée;
- modéliser le déchirement de la tôle afin de prédire la résistance statique des joints en présence de ce mode de rupture;
- évaluer les effets dynamiques du chargement sur la résistance du joint.

La présente recherche s'est concentrée sur l'évaluation de la résistance statique d'un joint assemblé à l'aide d'un rivet solide Aerolock afin de prédire les valeurs préliminaires des charges admissibles. Or, une demande existe pour réduire la quantité d'échantillons à l'obtention des valeurs finales des charges admissibles nécessaire à l'homologation d'un aéronef. Pour ce faire, la méthodologie présentée doit être intégrée à la méthodologie expérimentale présentement utilisée en aéronautique.

Finalement, une demande existe afin de prédire les valeurs admissibles de joints assemblés à l'aide des autres familles de fixations couramment utilisées en aéronautique, soit : les fixations aveugles, les fixations filetées et les fixations serties. Les conclusions de la présente recherche peuvent servir de point de départ pour l'élaboration d'une méthodologie qui permettra d'analyser ces autres familles de fixations.





## ANNEXE I

### CARACTÉRISATION DES TÔLES

Tableau-A I-1 Dimensions mesurées des échantillons pour les essais de traction

Échantillon	Épaisseur (mm)				Largeur (mm)			
n°	1	2	3	Moyenne	1	2	3	Moyenne
1	1,010	1,013	1,013	1,012	12,713	12,700	12,738	12,717
2	1,015	1,013	1,010	1,013	12,738	12,713	12,713	12,721
3	1,012	1,013	1,013	1,013	12,738	12,738	12,738	12,738
4	1,594	1,599	1,599	1,597	12,713	12,713	12,725	12,717
5	1,598	1,594	1,594	1,595	12,713	12,713	12,713	12,713
6	1,590	1,595	1,596	1,594	12,713	12,738	12,725	12,725
7	2,046	2,046	2,051	2,048	12,725	12,713	12,725	12,721
8	2,047	2,049	2,051	2,049	12,713	12,725	12,725	12,721
9	2,054	2,056	2,051	2,054	12,713	12,700	12,713	12,708

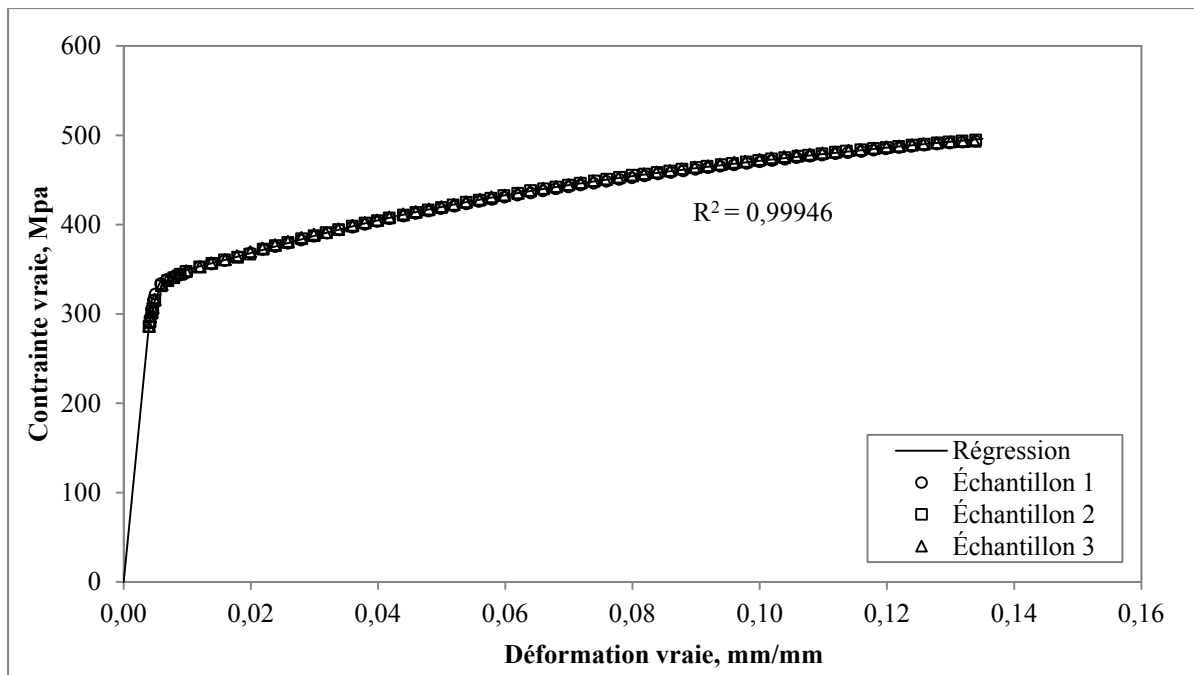


Figure-A I-1 Courbes contrainte-déformation vraies des tôles de 1,02 mm d'épaisseur

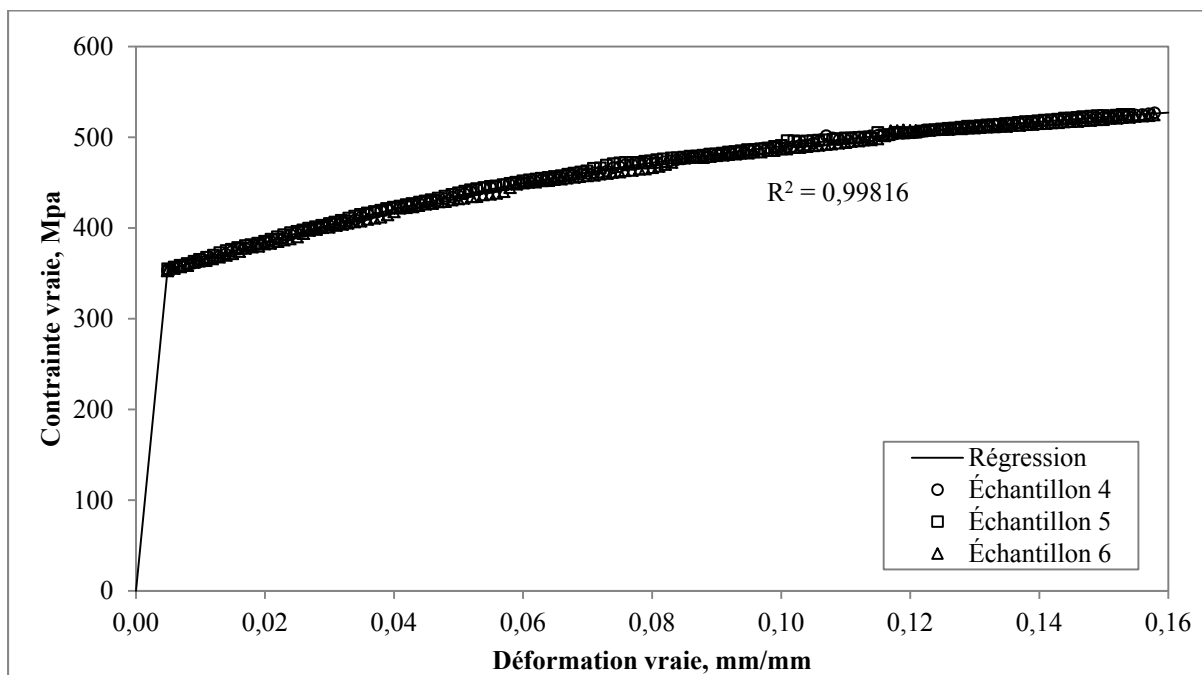


Figure-A I-2 Courbes contrainte-déformation vraies des tôles de 1,60 mm d'épaisseur

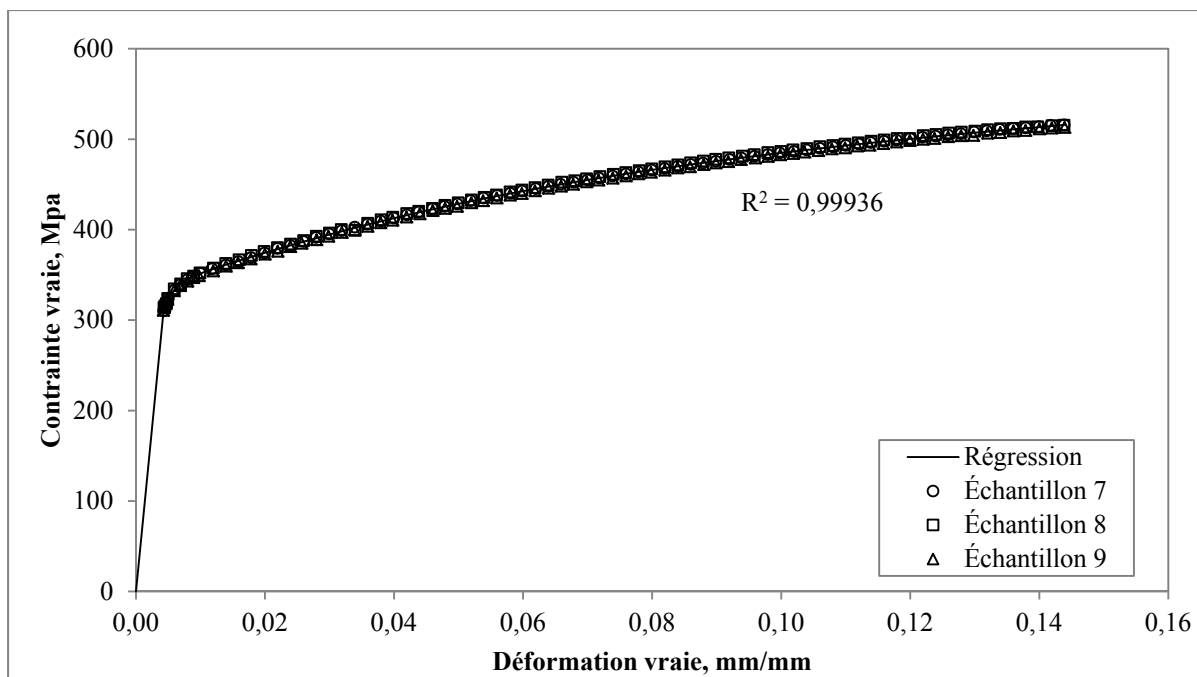


Figure-A I-3 Courbes contrainte-déformation vraies des tôles de 2.03 mm d'épaisseur





## ANNEXE II

### CARACTÉRISATION DES RIVETS

Tableau-A II-1 Dimensions des échantillons cylindriques pour les essais de compression

Échantillon	Diamètre (mm)				Longueur (mm)			
n°	1	2	3	Moyenne	1	2	3	Moyenne
1	4,023	4,022	4,014	4,020	6,853	6,853	6,852	6,853
2	3,995	3,996	3,996	3,996	6,693	6,681	6,694	6,689
3	3,992	3,993	3,991	3,992	6,835	6,835	6,828	6,833
4	3,996	3,997	3,996	3,996	6,725	6,735	6,738	6,733
5	4,009	4,013	4,024	4,015	6,825	6,820	6,833	6,826
6	3,998	3,997	3,992	3,996	6,737	6,728	6,735	6,733
7	4,006	4,010	4,013	4,010	6,919	6,913	6,911	6,914
8	4,008	4,009	4,014	4,010	6,953	6,950	6,945	6,949
9	4,000	3,987	3,990	3,992	6,922	6,921	6,916	6,920
10	4,034	4,033	4,017	4,028	6,876	6,863	6,876	6,872
11	4,028	4,031	4,016	4,025	6,921	6,915	6,914	6,917
12	4,034	4,032	4,025	4,030	6,892	6,891	6,888	6,890
13	3,994	4,000	3,994	3,996	6,810	6,812	6,811	6,811
14	3,987	3,995	3,988	3,990	6,819	6,816	6,811	6,815
15	3,993	3,994	3,988	3,992	6,779	6,777	6,781	6,779

Tableau-A II-2 Limite de proportionnalité  
des échantillons cylindriques

Échantillon (n°)	Limite de proportionnalité (MPa)
5	173,9
9	178,6
10	181,8
12	173,1
15	175,1
<b>Moyenne</b>	<b>176,5</b>

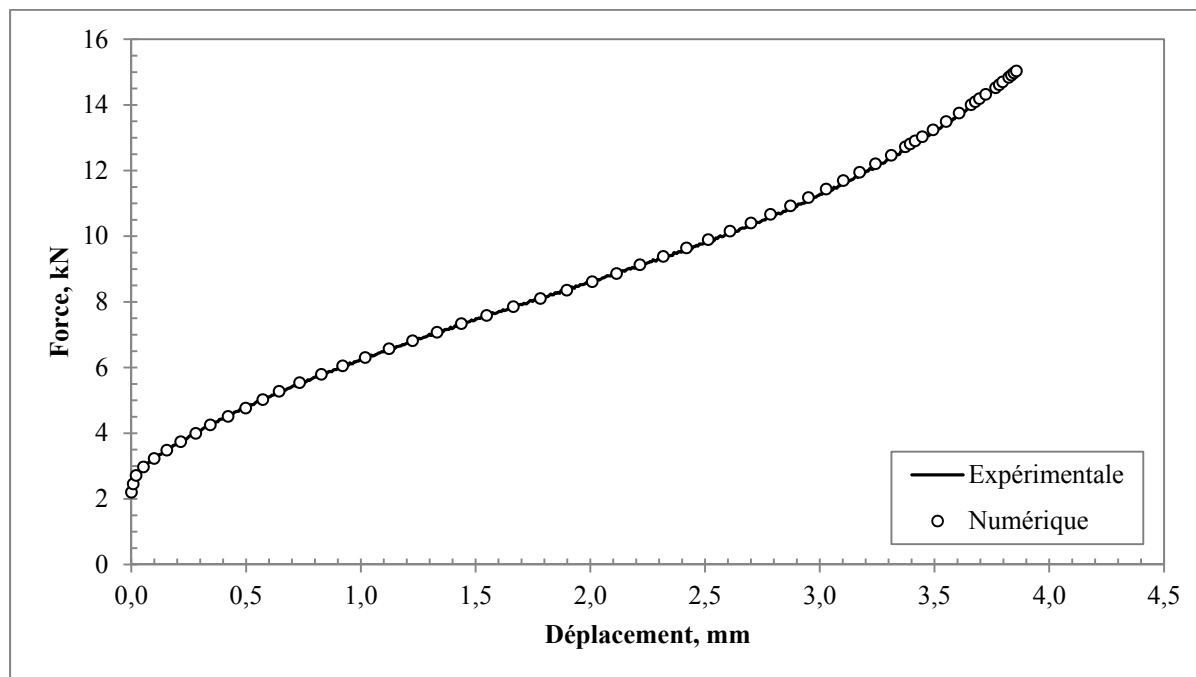


Figure-A II-1 Courbes force-déplacement de l'échantillon n° 5

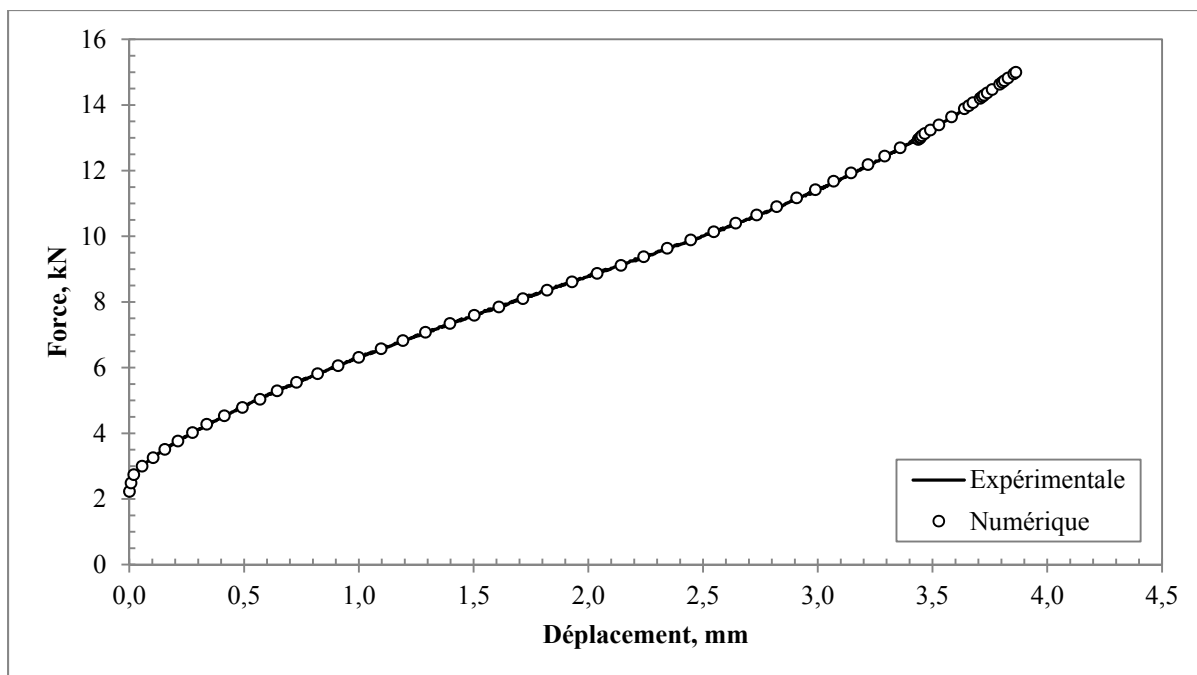


Figure-A II-2 Courbes force-déplacement de l'échantillon n° 9

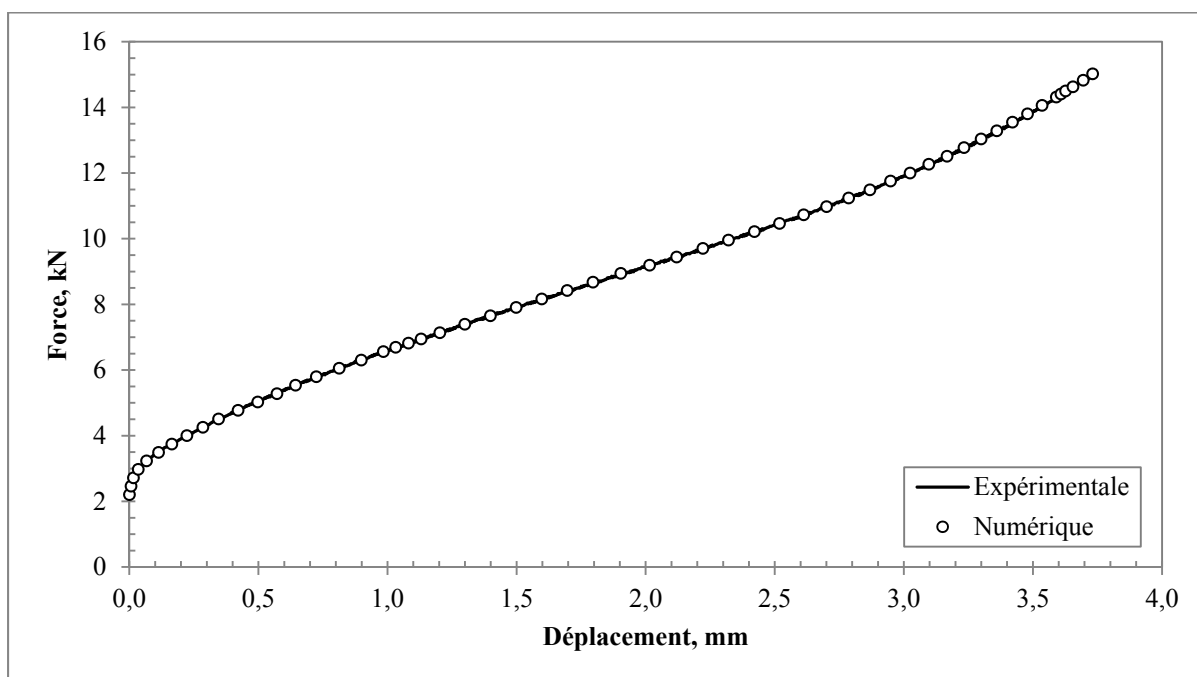


Figure-A II-3 Courbes force-déplacement de l'échantillon n° 10

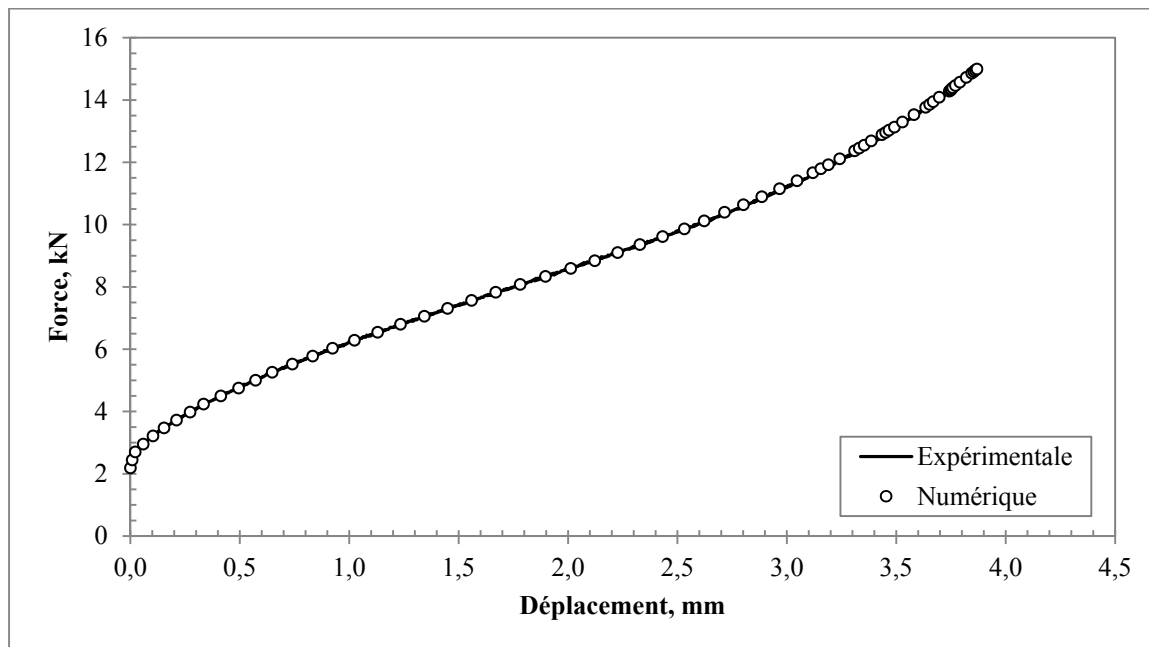


Figure-A II-4 Courbes force-déplacement de l'échantillon n° 15



### ANNEXE III

#### CHARGES ADMISSIBLES

Tableau-A III-1 Charges admissibles expérimentales du joint riveté analysé  
Adapté de Chiro (1999, p. 58)

<b>DN<sub>t</sub> (mm)</b>	<b>t (mm)</b>	<b>t/DN<sub>t</sub> (mm/mm)</b>	<b>P<sub>y</sub> (N)</b>	<b>P<sub>y</sub>/DN<sub>t</sub><sup>2</sup> (N/mm<sup>2</sup>)</b>	<b>P<sub>u</sub> (N)</b>	<b>P<sub>u</sub>/DN<sub>t</sub><sup>2</sup> (N/mm<sup>2</sup>)</b>
3,264	1,02	0,311	1163	109,2	1475	138,4
	1,60	0,490	1766	165,8	1997	187,5
	1,80	0,553	1853	173,9	2193	205,9
4,039	1,60	0,396	2182	133,8	2891	177,3
	2,29	0,566	2894	177,4	3267	200,3
4,851	1,80	0,372	3016	128,1	3665	155,7
	2,29	0,471	3608	153,3	4297	182,6

Tableau-A III-2 Charges admissibles numériques du joint riveté analysé

<b>DN<sub>t</sub> (mm)</b>	<b>t (mm)</b>	<b>t/DN<sub>t</sub> (mm/mm)</b>	<b>P<sub>y</sub> (N)</b>	<b>P<sub>y</sub>/DN<sub>t</sub><sup>2</sup> (N/mm<sup>2</sup>)</b>	<b>P<sub>u</sub> (N)</b>	<b>P<sub>u</sub>/DN<sub>t</sub><sup>2</sup> (N/mm<sup>2</sup>)</b>
4,039	1,27	0,314	1882	115,4	2402	147,3
	1,60	0,396	2260	138,5	2758	169,1
	1,80	0,447	2450	150,2	2958	181,4
	2,03	0,503	2664	163,4	3140	192,5
	2,29	0,566	2875	176,3	3283	201,3

## BIBLIOGRAPHIE

- Aerospace Industries Association. 1997a. *Fastener Test Methods : Fastener Shear*. NASM1312-20. Washington (DC): Aerospace Industries Association, 15 p.
- Aerospace Industries Association. 1997b. *Fastener Test Methods : Method 4, Lap Joint Shear*. NASM1312-4. Washington (DC): Aerospace Industries Association, 17 p.
- American Society for Testing and Materials. 1989. *Standard Test Methods of Compression Testing of Metallic Materials at Room Temperature*. E9-89a. West Conshohocken (PA): ASTM International, 9 p.
- American Society for Testing and Materials. 2003. *Standard Test Methods of Tension Testing Wrought and Cast Aluminum- and Magnesium-Alloy Products*. B557-02a. West Conshohocken (PA): ASTM International, 27 p.
- American Society for Testing and Materials. 2008. *Standard Test Method for Pin-Type Bearing Test of Metallic Materials*. E238-84. West Conshohocken (PA): ASTM International, 9 p.
- American Society for Testing and Materials. 2009. *Standard Test Methods for Tension Testing of Metallic Materials*. E8/E8M. West Conshohocken (PA): ASTM International, 27 p.
- ANSYS. 2008. *Guidelines for Obtaining Contact Convergence*. Canonsburg (PA), 17 p.
- ANSYS. 2012. *ANSYS Workbench*.(Version 13). Logiciel. Canonsburg (PA): ANSYS.
- ASM International. 1989. *Fractography*, 12, Ninth. Coll. « Metals Handbook ».
- Atre, Amarendra. 2006. « A Finite Element and Experimental Investigation on the Fatigue of Riveted Lap Joints in Aircraft Applications ». Atlanta, Georgia Institute of Technology.
- Baha II, Samuel, Stephan Marzi, Olaf Hesebeck et Oliver Klapp. 2011. « Numerical and Experimental Investigation of the Mechanical Properties of Riveted Joints Considering the Installation Process ». *SAE International*. Consulté le 7 février 2012.
- Bajracharya, Bijay. 2006. « Effect of Variations of Riveting Process on the Quality of Riveted Joints ». Kansas, Wichita State University.
- Bombardier. 2008. *Rivet, Solid, 105 Flush Domed Shear Head, Close Tolerance*. B0205020. Montréal (Qc): Bombardier, 17 p.

- Chiro, Andrew Di. 1999. *Static Joint Strength Design Allowables of Aerolock Solid Rivets for the CRJ-700 Program*. Montreal (Qc): Bombardier, 92 p.
- Federal Aviation Administration. 1998. « Metallic Materials and Elements for Flight Vehicle Structures ». Washington (DC): U.S. Government Printing Office, 1653 p.
- Federal Aviation Administration. 2011. « Metallic Materials Properties Development and Standardization ». Columbus (OH): Battelle, 2248 p.
- Li, Gang, Guoqin Shi et Nicholas C. Bellinger. 2007. « Residual Stress/Strain in Three-Row, Countersunk, Riveted Lap Joints ». *Journal of Aircraft*, vol. 44, n° 4, p. 1275-1285.
- Ling, Yun. 1996. « Uniaxial True Stress-Strain after Necking ». *Journal of Technologie*, vol. 5, p. 37-48.
- Martínez, H.V., D. Coupard et F. Girod. 2005. « Constitutive model of the alloy 2117-T4 at low strain rates and temperatures ». *Journal of Materials Processing Technology*, vol. 173, n° 173, p. 252-259.
- Müller, Richard Paul Gerhard. 1995. « An Experimental and Analytical Investigation on the Fatigue Behavior of Fuselage Riveted lap Joints ». The Netherlands, Delft University of Technology, 297 p.
- Oakdale Engineering. 2010. *DataFit*.(Version 9.0). Logiciel. Oakdale (PA): Oakdale Engineering.
- Pratt, John Dillworth 2001. « Testing and Analysis of Mechanically-Fastened Lap Joints ». Irvine, Université de Californie, 297 p.
- Rans, Calvin D. 2007. « The Role of Rivet Installation on the Fatigue Riveted Lap Joints ». Ottawa (On), Carleton University, 205 p.
- Slater, W. J. 1994. « Static Strength of Riveted Joints in Fiber Metal Laminates ». The Netherlands, Delft University of Technology, 297 p.
- Szolwinski, M. P., et T. N. Farris. 2000. « Linking Riveting Process Parameters to the Fatigue Performance of Riveted Aircraft Structures ». *Journal of Aircraft*, vol. 37, n° 1, p. 130-145.