POLYPUBLIE

Comportement mécanique des joints boulonnés en composites verre-polyester

Bart Vangrimde

Document en libre accès dans PolyPublie
Open Access document in PolyPublie

Date	2001
Type	Mémoire ou thèse / Dissertation or Thesis Thèse de doctorat/Ph.D. thesis
URL de PolyPublie PolyPublie URL	https://publications.polymtl.ca/8843/
Conditions d'utilisation Terms of use	© Tous droits réservés / All rights reserved
Référence Citation	Vangrimde, B. (2001). Comportement mécanique des joints boulonnés en composites verre-polyester [Thèse de doctorat, École Polytechnique de Montréal]. PolyPublie. https://publications.polymtl.ca/8843/

Détails de la thèse
Thesis details

Directeurs de recherche Advisors	Rachid Boukhili
Programme Program	Non spécifié

Ce fichier a été téléchargé à partir de PolyPublie, le dépôt institutionnel de Polytechnique Montréal
This file has been downloaded from PolyPublie, the institutional repository of Polytechnique Montréal
https://publications.polymtl.ca

UNIVERSITÉ DE MONTRÉAL

COMPORTEMENT MÉCANIQUE DES JOINTS BOULONNÉS EN COMPOSITES VERRE-POLYESTER

BART VANGRIMDE
DÉPARTEMENT DE GÉNIE MÉCANIQUE
ÉCOLE POLYTECHNIQUE DE MONTRÉAL

THÈSE PRÉSENTÉE EN VUE DE L'OBTENTION
DU DIPLÔME DE PHILOSOPHIAE DOCTOR
(GÉNIE MÉCANIQUE)
JANVIER 2001

© Bart Vangrimde, 2001.

National Library of Canada
Acquisitions and Bibliographic Services
395 Wellington Street
Ottawa ON K1A 0N4
Canada

Bibliothèque nationale du Canada
Acquisitions et services bibliographiques
395, rue Wellington
Ottawa ON K1A 0N4
Canada

Your file Votre référence

Our file Notre référence

The author has granted a non-exclusive licence allowing the National Library of Canada to reproduce, loan, distribute or sell copies of this thesis in microform, paper or electronic formats.

The author retains ownership of the copyright in this thesis. Neither the thesis nor substantial extracts from it may be printed or otherwise reproduced without the author's permission.

L'auteur a accordé une licence non exclusive permettant à la Bibliothèque nationale du Canada de reproduire, prêter, distribuer ou vendre des copies de cette thèse sous la forme de microfiche/film, de reproduction sur papier ou sur format électronique.

L'auteur conserve la propriété du droit d'auteur qui protège cette thèse. Ni la thèse ni des extraits substantiels de celle-ci ne doivent être imprimés ou autrement reproduits sans son autorisation.

0-612-65533-4

Canada

UNIVERSITÉ DE MONTRÉAL

ÉCOLE POLYTECHNIQUE DE MONTRÉAL

Cette thèse intitulée:

COMPORTEMENT MÉCANIQUE DES JOINTS BOULONNÉS EN COMPOSITES VERRE-POLYESTER

présentée par: VANGRIMDE Bart

en vue de l'obtention du diplôme de: Philosophiae Doctor

a été dûment acceptée par le jury d'examen constitué de:

M. FISA Bohuslav, Ph.D., président

M. BOUKHILI Rachid, Ph.D., membre et directeur de recherche

M. AUBIN Carl-Éric, Ph.D., membre

M. LESSARD Larry, Ph.D., membre

DÉDICACE

À ma femme Els,

À mes parents.

REMERCIEMENTS

Je désire remercier tout d'abord mon directeur de thèse, le professeur Rachid Boukhili. Sa rigueur scientifique et en particulier son attention pour les méthodes d'essai, son analyse profonde des résultats et son attention pour la rédaction me seront en tout temps un exemple. J'ai aussi beaucoup apprécié son support et son sens des relations humaines. Ils ont contribué beaucoup à la réussite de ce projet et à la réussite de mon séjour au Canada en général.

J'aimerais également remercier les techniciens du département de génie mécanique, en particulier Jacques Beausoleil qui était toujours disponible pour résoudre mes problèmes techniques.

Je veux aussi exprimer ma gratitude au professeur Toby Mottram, de l'Université de Warwick, Royaume-Uni, pour les discussions fructueuses sur l'assemblage des produits pultrudés, à Patrice Clerk pour l'imprégnation des renforts et à Alain Robidoux pour l'assistance informatique. Je reconnais aussi l'aide matérielle de Lisabel Filiatrault de Lilly Industries à Cornwall, Ontario pour la résine et de John Fontaine de Norac à Los Angeles pour les catalyseurs.

Je tiens aussi à remercier mes collègues aux études supérieures pour rendre le travail au département agréable.

Je veux aussi remercier le fonds FCAR (fonds pour la Formation de Chercheurs et Aide à la Recherche), le CRSNG (Conseil de Recherches en Sciences Naturelles et en Génie

du Canada) et le PQBE (Programme québécois de bourses d'excellence) pour leur soutien financier.

J'adresse encore un remerciement particulier à Marie-Claire Blaise et Lucien Cuisinier pour avoir eu la gentillesse de réviser l'orthographe de cette thèse.

Finalement, je tiens à remercier mes parents, ma femme et mes amis pour leur support et leur encouragement tout au long de mes études.

RÉSUMÉ

Les matériaux composites verre-polyester trouvent de plus en plus d'applications d'usage général. Souvent ces produits sont joints à d'autres composantes d'une structure. L'assemblage boulonné est généralement la méthode d'assemblage préférée pour des structures qui portent des charges importantes. Le design d'un assemblage boulonné nécessite beaucoup de rigueur parce qu'il est souvent le maillon faible de la structure. Cette rigueur concerne les paramètres géométriques du joint mais, pour les matériaux composites, la sélection de renforts et de l'empilement de ces renforts doit être faite avec autant de soin, sinon une rupture prématurée de l'assemblage en résultera. La présente recherche est dévouée à l'étude de ces paramètres matériels. La réponse mécanique des assemblages boulonnés est étudiée pour une gamme de six stratifiés avec des renforts et des empilements qui sont typiques pour les matériaux composites verre-polyester d'usage général. Des essais furent effectués sur trois géométries d'échantillons afin de discerner comment des changements en largeur ou en distance au bord affectent les caractéristiques.

Conformément à la méthode d'essai standard ASTM D5961, l'essai en double recouvrement et à boulon simple était utilisé pour la caractérisation. Cependant, une mesure de déplacement spécifique était élaborée, car la mesure de déplacement n'était pas adéquatement prescrite par la méthode d'essai standard. Étant donné la diversité des approches actuelles et étant donné que la quantité de déplacement affecte directement les valeurs des rigidités, la problématique de la mesure de déplacement était examinée en profondeur et une mesure convenable était proposée. La déformation du montage d'essai et de l'échantillon était visualisée et quantifiée à l'aide de modèles par éléments finis. L'interaction entre les déformations des différentes composantes de l'assemblage et le

problème du positionnement des points de référence pour la mesure de déplacement étaient discutés à l'aide de ces modèles. La mesure de déplacement proposée est basée sur le déplacement de portance; cette quantité de déplacement est à la base des formules de la flexibilité du joint, utilisées pour le calcul de la distribution de charges dans les assemblages à plusieurs boulons. Ce déplacement de portance est du même ordre de grandeur que l'élongation du trou mais la mesure est plus facile à effectuer et les données obtenues sont utiles pour le design. Un modèle par éléments finis en 3D indiquait que la déformation du boulon et des plaques de portance du montage affectait la mesure expérimentale du déplacement de l'échantillon. Ainsi une correction était proposée afin d'exclure ces déformations parasites des données de déplacement expérimentales.

L'analyse de la réponse charge-déplacement exposait des liens entre la rigidité de portance, la géométrie de l'échantillon et les propriétés mécaniques des matériaux étudiés. Une réduction de la largeur de six à deux fois le diamètre du trou réduisait la rigidité de portance en moyenne de 26 %. Une augmentation de la distance au bord de trois fois le diamètre du trou (e/D = 3) à six fois le diamètre du trou (e/D = 6) n'affectait pas d'autant la rigidité. Pour les assemblages avec une largeur de deux fois le diamètre du trou (w/D = 2), la rigidité de portance augmentait manifestement avec le module en traction du matériau. Pour les assemblages avec une largeur de six fois le diamètre du trou (w/D = 6), cette tendance était moins apparente. Un modèle par éléments finis en 2D prédisait bien les rigidités de portance. Dans ce modèle, le jeu et le frottement entre le trou et le boulon étaient pris en compte ainsi que la non-linéarité des matériaux. Les rigidités de portance expérimentales et numériques étaient beaucoup inférieures aux rigidités prédites par des formules de la flexibilité du joint. Nos résultats indiquent que ces formules devraient être adaptées si elles sont destinées à être utilisées pour la conception de structures en verre-polyester d'usage général avec du jeu entre le trou et le boulon.

Les différentes combinaisons matériau/géométrie résultaient en des défaillances et des résistances très diversifiées, allant de ruptures catastrophiques à basse résistance aux ruptures progressives à haute résistance. Pour les échantillons étroits (w/D = 2; e/D = 3), toutes les ruptures étaient catastrophiques et par traction. En fait, la résistance de ces assemblages était directement liée à la résistance en traction du stratifié. Pour les échantillons larges (w/D = 6), il n'était pas possible d'interpréter la défaillance en fonction d'une seule propriété mécanique du matériau telle que la résistance en traction. Cependant, des caractéristiques importantes de la réponse mécanique comme la contrainte d'endommagement initial, la résistance ultime, le mode de rupture et le comportement post-défaillance pouvaient être liées aux types de renforcement et à la séquence d'empilement de ces renforcements. Plusieurs essais étaient arrêtés à des étapes importantes de la réponse charge-déplacement afin d'observer les mécanismes d'initiation et de propagation de l'endommagement. Le développement d'une rupture progressive était toujours associé à un endommagement par portance au bord du trou. Cet endommagement initial causait une légère baisse de la contrainte mais, par la suite, la contrainte augmentait de nouveau jusqu'à une résistance ultime nettement supérieure à la contrainte d'endommagement initial. Pour les échantillons larges avec une faible distance au bord (e/D = 3), un grand taux de renforcement transversal — sous forme de roving à 90° ou sous forme de mat coupé — était nécessaire pour assurer une rupture progressive. Avec une plus grande distance au bord (e/D = 6), cette contrainte n'était pas si stricte. Bien que la contrainte d'endommagement initial n'augmente pas, la résistance au bord accrue fait augmenter la résistance ultime et a aussi une influence positive sur le mode de rupture finale. En fait, en augmentant la distance au bord, la rupture par portance pouvait se développer aussi en dehors des rondelles pour des stratifiés avec un grand taux de renforcement transversal, résultant en un comportement tolérant aux dommages. Le renforcement transversal aide aussi à éviter des ruptures prématurées lors

d'un chargement transversal mais diminue la résistance pour la géométrie étroite. Le bon choix des types de renforcement et de leur empilement dépend donc de la géométrie du joint et des exigences spécifiques de l'application.

ABSTRACT

Glass fibre-reinforced polyester composite materials are being extensively used for general-purpose applications. Often, such parts have to be joined to other parts of a structure. For highly loaded structures, bolted joints are generally the preferred assembly method. However, bolted joints are usually the weakest link in a structure and they must therefore be designed with care. Specifically, the joint geometry, reinforcement type and lay-up should be chosen on a rational basis, otherwise the assembly may fail prematurely. The present study is concerned with the study of these material parameters. The mechanical response of bolted assemblies is studied for a range of six glass fibre-reinforced polyester laminates with reinforcements and lay-ups that are typical for general-purpose applications. In order to assess how changes in joint width or in joint end distance affect the behaviour of the joint, tests were carried out on three coupon geometries.

In accordance with the standard test method ASTM D5961, a single-bolt double lap bolted joint configuration was used for the experimental characterisation. However, a specific displacement measurement method was elaborated since it was not adequately prescribed by the standard test method. We investigated how the displacement measurement could best be made because currently there is a whole range of approaches in use and it is clear that the measured displacement quantity directly affects the stiffness values. The deformations of the testing fixture and of the coupon were visualised and quantified by finite element models; the interactions between the deformations of the assembly's parts were discussed with the help of these models as well as the problem of placing the reference points for the displacement measurement. The proposed displacement measurement method is based on the bearing displacement. The bearing

displacement is at the origin of the joint flexibility formulas, which are used for determining the bolt load distribution in multi-bolt joints. The bearing displacement is of the same order of magnitude as the hole elongation but is easier to measure and the recorded data are useful for design. A 3-D finite element model indicated that bolt deformation and fixture deformations affected the measured coupon displacement. Hence, a correction was proposed to exclude these extraneous deformations from the experimental displacement data.

The analysis of the load-displacement response indicated how the bearing stiffness is related to the coupon geometry and to the mechanical properties of the studied materials. The bearing stiffness was reduced by 26 % on average when the width was reduced from six to two times the hole diameter. An increase of the end distance from three times the hole diameter (e/D = 3) to six times the hole diameter (e/D = 6) did not affect the stiffness as much. For the assemblies with a width of two times the hole diameter (w/D=2) the bearing stiffness increased clearly with the tensile modulus of the tested materials. For assemblies with a width of six times the hole diameter (w/D=6) this trend was less apparent. A 2-D finite element model, which took into account the bolt-hole clearance, the bolt-hole friction and the non-linearity of the studied materials predicted this bearing stiffness accurately. Both the experimental and numerical bearing stiffness values were much lower than those predicted by joint flexibility formulas. Hence, our results indicate that these joint flexibility formulas should be adapted if they are intended to be used for design of general-purpose glass fibre-reinforced polyester structures with bolt-hole clearance.

The different material/geometry combinations led to very diverse failure modes and strengths, ranging from catastrophic low strength failures to progressive high strength failures. All the small coupons (w/D = 2; e/D = 3) failed catastrophically by tension.

Actually, the strength of these assemblies was directly related to the tensile strength of the laminate. The failure of wider coupons (w/D = 6) could not be interpreted in function of one individual mechanical property of the laminate, like the tensile strength. However, we observed that important characteristics of the bearing response such as damage stress, ultimate strength, failure mode and post-failure behaviour were related to reinforcement types and their stacking sequence. In order to observe the damage initiation and propagation mechanisms a number of tests were stopped at intermediate stages of the load-displacement response. The development of a progressive failure was always associated with bearing damage at the hole edge. This initial damage caused a small load drop but then the stress increased again up to the ultimate strength, which was at a level much higher than the initial damage stress. For the large coupons with a small end distance (w/D = 6; e/D = 3), a large amount of transverse reinforcement — either 90° roving or chopped strand mat — was necessary to develop a progressive failure. This constraint was not as strict for coupons with a larger end distance (e/D = 6). The increased end distance does not increase the initial damage stress, but it does increase the ultimate bearing strength and has a beneficial effect on the failure mode. Actually, by increasing the end distance, the bearing failure could also develop outside the washers for laminates with a high transverse reinforcement content. These bearing failures resulted in a damage tolerant behaviour. The transverse reinforcement also prevents premature failures in the case of transverse loading conditions but it decreases the assembly's strength for the small coupon geometry. Clearly, the right choice of reinforcements and of their lay-up depends on the joint geometry and on the specific demands of the application.

TABLE DES MATIÈRES

DÉDICACE iv

REMERCIEMENTS v

RÉSUMÉ vii

ABSTRACT xi

TABLE DES MATIÈRES xiv

LISTE DES TABLEAUX xix

LISTE DES FIGURES xx

LISTE DES SIGLES ET ABRÉVIATIONS xxvi

LISTE DES ANNEXES xxxii

INTRODUCTION 1

CHAPITRE 1: REVUE BIBLIOGRAPHIQUE 6

1.1 Introduction 6

1.2 Méthodes d'assemblage des matériaux composites 7

1.3 Définition des composantes et des types de joints boulonnés 8

1.4 Contraintes autour du trou et modes de rupture 12

1.5 Paramètres de design 16

1.5.1 La largeur et la distance au bord 16
1.5.2 Epaisseur de la plaque 19
1.5.3 Le serrage 19
1.5.4 Le jeu entre le boulon et le trou 21
1.5.5 Le matériau 22
1.5.6 L'attache 26
1.5.7 Plusieurs lignes ou rangées de boulons 27
1.5.8 Efficacité du joint 28
1.5.9 Fatigue et effets environnementaux 36
1.5.10 Chargement hors plan 38
1.6 Analyse des contraintes 39
1.7 Mécanismes d'endommagement et de rupture 45
1.8 Critères de rupture 46
1.8.1 Problématique 46
1.8.2 Modèles de distances caractéristiques 47
1.8.3 Modèles basés sur la mécanique de la rupture 50
1.8.4 Modèles de l'endommagement progressif 51
1.8.5 Modèle de Hart-Smith et modèle LRFD 52
1.9 La réponse charge-déplacement 54
1.10 Structures: distribution de charges 58
1.10.1 Problématique de la distribution de charges 58
1.10.2 Études expérimentales sur la distribution des charges 60
1.10.3 Modèles pour le calcul de la distribution de charges 61
1.11 La méthode d'essai standard ASTM D5961 63
1.12 Discussion 65

CHAPITRE 2: SYNTHÈSE 69

2.1 Objectifs de la recherche 69

2.2 Contexte, but et structure du chapitre synthèse 70

2.3 Les matériaux 70

2.4 Géométrie des échantillons 74

2.5 Montage d'essai 75

2.6 Analyse et critique de la méthode d'essai standard et ajustements introduits 78

2.7 Étude et analyse de la réponse charge-déplacement 86

2.8 Étude et analyse de la résistance et des modes de rupture 92

CHAPITRE 3: ANALYSIS OF THE BEARING RESPONSE TEST FOR POLYMER MATRIX COMPOSITE LAMINATES: BEARING STIFFNESS MEASUREMENT AND SIMULATION 98

3.1 Abstract 99

3.2 Introduction 100

3.3 Test set-up and procedures 105

3.4 Study of assembly deformation 108

3.4.1 Model description 108

3.4.2 Assembly deformation 111

3.4.3 Bolt deformation 112

3.4.4 Fixture deformation and rotation 117

3.4.5 Bolt-fixture flexibility 119

3.4.6 Coupon deformation 121

3.5 Study of coupon deformation 121

3.5.1 Model description 121

3.5.2 Bearing deformation or hole elongation: definition of bearing strain 123

3.5.3 Importance of washer friction 129

3.5.4 Friction and clearance 131
3.5.5 Material non-linearity and resulting bearing stiffness value 132
3.6 Experimental validation 133
3.7 Conclusions 136
3.8 Acknowledgements 137
3.9 References 138

CHAPITRE 4: BEARING STIFFNESS OF GLASS FIBRE-REINFORCED POLYESTER: INFLUENCE OF COUPON GEOMETRY AND LAMINATE PROPERTIES 141

4.1 Abstract 142
4.2 Introduction 143
4.3 Experimental set-up 146
4.4 Material properties 150
4.5 Finite element modelling of coupon deformation and bearing stiffness 154
4.6 Experimental bearing response and bearing stiffness 161
4.7 Discussion 170
4.8 Summary and conclusions 175
4.9 Acknowledgements 176
4.10 References 176

CHAPITRE 5: DESCRIPTIVE RELATIONSHIPS BETWEEN BEARING RESPONSE AND MACROSCOPIC DAMAGE IN GRP BOLTED JOINTS 180

5.1 Abstract 181
5.2 Introduction 182

5.3 Experimental procedures 185
5.3.1 Materials 185
5.3.2 Test method 186
5.3.3 Data presentation method 189
5.4 Standard coupon: relationship between reinforcement architecture, bearing response and macroscopic damage 190
5.4.1 Longitudinal tests 190
5.4.2 Transverse tests 201
5.5 Influence of end distance on the relationship between reinforcement architecture, bearing response and macroscopic damage 204
5.6 Influence of width on the relationship between reinforcement architecture, bearing response and macroscopic damage 210
5.7 General discussion 212
5.8 Conclusions 215
5.9 Acknowledgements 215
5.10 References 216

CHAPITRE 6: DISCUSSION GÉNÉRALE 218

CONCLUSION 227

RÉFÉRENCES 231

ANNEXES 249

LISTE DES TABLEAUX

Tableau 1.1: Avantages et inconvénients des joints boulonnés et des joints collés. 7

Tableau 1.2: Distribution de charges typique pour un assemblage à trois rangées de boulons 59

Table 3. 1: Experimental bearing chord stiffness 135

Table 4.1: Laminate lay-up, relative reinforcement content and engineering constants. 151

Table 4.2: Bearing stiffness by finite element analysis: non-linear and linear material properties 158

Table 4.3: Comparison between bearing stiffness obtained by non-lineair and by linear material property finite element analysis. 159

Table 4.4: Effect of width and end distance on numerical bearing stiffness results with both linear and non-linear material properties. 160

Table 4.5: Experimental bearing stiffness values : average and 95 % confidence intervals. 167

Table 4.6: Effect of width and end distance on the experimental stiffness results. 167

Table 5.1: Laminate lay-up, relative reinforcement content and mechanical properties 186

Table 5.2: Ultimate bearing strength and 95% confidence intervals 200

LISTE DES FIGURES

Figure 1.1: Symboles et dimensions utilisées.....9

Figure 1.2: Assemblage à simple et double recouvrement et assemblage sollicité en arrachement.....10

Figure 1.3: Nomenclature pour des assemblages boulonnés avec plusieurs boulons.....11

Figure 1.4: Contraintes radiales (σ_r), tangentielles (σ_t) et de frottement (τ_{rt}) autour du trou pour un stratifié quasi-isotrope de dimensions infinies. Adapté de [8].....14

Figure 1.5: Contrainte compressive σ_x au plan de la portance (— · —); contrainte de traction σ_x au plan de traction (— — —) ; contrainte de cisaillement τ_{xy} au plan de cisaillement (· · · · ·). Stratifié quasi-isotrope de larges dimensions, simulation sans frottement et sans jeu. Adapté de [9].....14

Figure 1.6: Modes de rupture pour un assemblage boulonné : traction, cisaillement, clivage et portance.....15

Figure 1.7: Influence de la largeur de la plaque w/D et de la distance au bord e/D sur la résistance à la portance. Adapté de [17] et [18].....17

Figure 1.8: Influence de la largeur de la plaque w/D et de la distance au bord e/D sur l'efficacité de l'assemblage boulonné. Adapté de [6] et [18].....18

Figure 1.9: Relation entre la résistance des assemblages en matériaux ductiles, matériaux composites et matériaux fragiles. Adapté de [6].....30

Figure 1.10: Forces déviées (*by-pass*) dans les assemblages boulonnés avec plusieurs rangées de boulons.....30

Figure 1.11: Enveloppe de design pour un assemblage boulonné soumis à des charges de portance et des charges déviées (*by-pass*); effet de la largeur inclus. Adapté de [6].....32

Figure 1.12: Types d'inserts utilisés par Sasdelli *et al.* [63] 34

Figure 1.13: Modélisation du contact entre le trou et le boulon: distribution de cosinus (A), conditions aux limites radiales (B), éléments barres (C) et éléments de contact (D). 41

Figure 1.14: Courbe caractéristique du PSC modifié. 50

Figure 1.15: Réponse charge-déplacement P-δ typique; ①: glissement initial; ②: réponse linéaire avant l'endommagement initial; ③: réponse non linéaire après l'endommagement initial. 54

Figure 2.1: Séquences d'empilement pour les différents stratifiés: roving à 0°, roving à 90° et renforcement du type mat coupé CSM. 72

Figure 2.2: Pourcentages de renforcement sous forme de roving à 0°, de roving à 90° ou de mat coupé CSM. 73

Figure 2.3: Composantes principales du montage d'essai assemblé. La plaque de portance gauche est coupée à mi-largeur afin de visualiser le boulon et une des rondelles intérieures. 1: plaque de portance, 2: rondelle intérieure, 3: boulon, 4: rondelle extérieure, 5: corps du LVDT, 6: tige d'extension du LVDT, 7: montage secondaire serré sur l'échantillon pour la mesure de déformation, 8: échantillon en verre-polyester. 76

Figure 3.1: Single-bolt double lap joint. 102

Figure 3.2: Experimental set-up of the single-bolt double lap bolted joint test. 1: connection to load cell, 2: fixture clevis, 3: fixture pin, 4: fixture plate, 5: LVDT casing, 6: bolt, 7: LVDT pin, 8: LVDT displacement rod, 9: test coupon, 10: coupon clamp for LVDT reference, 11: washer. 106

Figure 3.3: 3-D finite element model: (a) overview of the fixture, the inner washer, the coupon and the bolt with attached outer washer; (b) zoom of contact region. 110

Figure 3.4: Displacements predicted by 3-D FE model for the bolt, the coupon and the fixture. 111

Figure 3.5: Nodal stress contours in the bolt (Stress-X). Observation in X-Z plane (Y=0), deformation of the bolt amplified 50x. 113

Figure 3.6: Model of the bolt as a beam on elastic foundations: model sketch with coupon and fixture loads; comparison of displacement results with bolt displacement results from the finite element analysis (FEA). 115

Figure 3.7: Bolt load distribution: analytical and finite element analysis (FEA) results. 117

Figure 3.8: Fixture deformation, deformation amplified 400 x 118

Figure 3.9: Displacements recorded with both LVDTs attached to one LVDT pin but at different positions: 31 and 64 mm from the fixture plates. Second reference for the displacement measurement is a plate fixed to the machine frame. 119

Figure 3.10: 2-D finite element model: (a) overview and boundary conditions; (b) detail of the hole region. 122

Figure 3.11: Displacements in the coupon (hole front: X=D/2=+4.765 mm; hole centre: X=0 mm; hole back: X= -4.765 mm). 124

Figure 3.12: Bearing deformation, hole elongation and total displacement for various pitch distance ratios "w/D". Bearing stress σ_{br} =100 MPa and end distance ratio e/D=3. 127

Figure 3.13: Comparison between 2-D and 3-D modelling of the bearing stress-bearing strain response. 130

Figure 3.14: Influence of clearance (Δ=0, 0.1, 0.3 mm) and friction coefficient (μ=0, 0.33, 0.6) on the bearing stress-bearing strain response. 132

Figure 3.15: Influence of material non-linearity on bearing stress-bearing strain response. 133

Figure 3.16: Example of experimental bearing stress-bearing strain response. 135
Figure 4.1: Experimental set-up of the single-bolt double lap bolted joint test. 1: connection to load cell, 2: fixture clevis, 3: fixture pin, 4: fixture plate, 5: LVDT casing, 6: bolt, 7: LVDT pin, 8: LVDT displacement rod, 9: test coupon, 10: coupon clamp for LVDT reference, 11: washer. 148
Figure 4.2: Non-linear material behaviour for laminate A, as programmed for finite element analysis and non-linear behaviour of its constituents: 0° roving and CSM. 153
Figure 4.3: 2-D finite element model, standard geometry: (a) overview and boundary conditions; (b) detail of the hole region. 155
Figure 4.4: FEA bearing stress-bearing strain response for laminates A, B and C, standard coupon geometry: linear and non-linear material properties. 156
Figure 4.5: Recorded load and LVDT displacement data together with calculated coupon bearing deformation as a function of grip displacement: example for laminate D, long coupon geometry. 161
Figure 4.6: Bearing stress-bearing strain example (laminate D, long). DS: damage stress, UBS: ultimate bearing strength. 162
Figure 4.7: Histogram showing the frequency of the offset values for the effective bearing strain origin. Total number of tests is 74. 165
Figure 4.8: Experimental coupon bearing stiffness. Along the abscissa axis, the laminates are ranked from the highest (A) to the lowest (C) longitudinal modulus. 166
Figure 4.9: Experimental bearing stress-bearing strain curves for laminate B: standard, long and small coupon. 169
Figure 4.10: Experimental and FEA bearing stiffness — standard coupon. 171
Figure 4.11: Experimental and FEA bearing stiffness — long coupon. 171
Figure 4.12: Experimental and FEA bearing stiffness — small coupon. 172

Figure 4.13: Comparison between experimental bearing stiffness, FEA bearing stiffness and estimates by joint flexibility formulas — standard coupon. 174
Figure 5.1: Failure modes of single-bolt joints 183
Figure 5.2: Experimental set-up of the single-bolt double lap bolted joint test. 1: connection to load cell, 2: fixture clevis, 3: fixture pin, 4: fixture plate, 5: LVDT casing, 6: bolt, 7: LVDT pin, 8: LVDT displacement rod, 9: test coupon, 10: coupon clamp for LVDT reference, 11: washer. 187
Figure 5.3: Bearing response of laminates A, B and C: standard geometry longitudinal direction tests 191
Figure 5.4: Bearing response of laminates D, E and F: standard geometry longitudinal direction tests 191
Figure 5.5: Failure of laminate A, standard coupon. 192
Figure 5.6: Failure of laminate B, standard coupon; a) just after first peak stress (j.a. FPS); b) j.a. second peak stress (j.a. SPS); c) damage propagation; d) final failure 194
Figure 5.7: Failure of laminate C, standard coupon; a) j.a. FPS; b) at SPS; c) final failure. 195
Figure 5.8: Failure of laminate D, standard coupon; a) j.a. FPS; b) j.a. SPS, side one; c) j.a. SPS, side two; d) final failure with front view. 197
Figure 5.9: Failure of laminate E, standard coupon; a) j.a. FPS; b) j.a. SPS, side one; c) j.a. SPS, side two; d) final failure with front view. 199
Figure 5.10: Failure of laminate F, standard coupon; a) j.a. failure; b) propagated failure. 201
Figure 5.11: Bearing response of laminates A, D and E: standard geometry transverse direction tests. 202
Figure 5.12: Failure of laminates A, D and E, standard geometry transverse direction tests; a) AT; b) DT; c) ET at SPS; d) ET, final failure. 203

Figure 5.13: Bearing response of laminates A, B and C: long geometry longitudinal direction tests. 205
Figure 5.14: Bearing response of laminates D, E and F: long geometry longitudinal direction tests. 206
Figure 5.15: Failure of laminates A and F, long coupon; a) A, final failure ; b) F, final failure 206
Figure 5.16: Failure of laminate B, long coupon; a) j.a. SPS ; b) damage propagation; c) final failure. 207
Figure 5.17: Failure of laminate C, long coupon; a) tensile failure; b) bearing failure. 208
Figure 5.18: Failure of laminate D, long coupon; a) j.a. SPS; b) damage propagation. 209
Figure 5.19: Failure of laminate E, long coupon: damage propagation. 210
Figure 5.20: Bearing response for the small geometry longitudinal and transverse direction tests. 211
Figure 5.21: Failure of small coupons; a) A and B; b) C and D; c) E and F; d) transverse coupons: AT, DT and ET. 212

LISTE DES SIGLES ET ABRÉVIATIONS

Δ	Jeu diamétral entre le trou et le boulon (mm)
$\Delta L_{AB,i}$	Déplacement dans la plaque i, soumise à un champ de contraintes uniformes sur une longueur "L_{AB}", la distance entre les boulons A et B.
δ	Déplacement total entre les deux points de référence pour la mesure de déplacement (mm).
δ_i	Déplacement dans la plaque "i", soumise à un champ de contraintes uniformes sur une longueur "L_i".
δ_{joint}	Déplacement d'un assemblage excluant le déplacement des plaques sous un champ de contriantes uniformes (mm).
δ_{LVDT}	Déplacement mesuré par les LVDT
$\delta_{coupon,bearing}$	Déplacement de portance de l'échantillon (*bearing displacement*)
$\delta_{coupon,total}$	Déplacement total de l'échantillon
$\delta_{brg,bc}$	Déformation du boulon par portance dans l'échantillon
$\delta_{brg,bf}$	Déformation du boulon par portance dans les plaques de portance
$\delta_{fs,b}$	Déformation du boulon par flexion et par cisaillement
$\delta_{def,f}$	Déformation des plaques de portance
$\delta_{rot,LVDT}$	Déplacement mesuré par les LVDT, causé par la rotation des plaques de portance.
$\delta_{bolt\text{-}fixture}$	Déformation du boulon et des plaques de portance inclus dans la mesure de déplacement des LVDT.
ε_{br}	Déformation de portance (*bearing strain*)
μ	Coefficient de frottement (-)
υ_{xy}	Coefficient de Poisson majeur (-)

$\upsilon_{xy,CLT}$	Coefficient de Poisson majeur dans le repère (X,Y), determiné par la théorie des stratifiés classique (-).
Φ	Efficacité de l'assemblage boulonné (%)
σ_{br}	Contrainte de portance (*bearing stress*) (MPa)
σ_r	Contrainte radiale (MPa)
σ_t	Contrainte tangentielle (*hoop stress*) (MPa)
σ_x	Contrainte normale selon l'axe X (MPa)
σ_x^u	Résistance en traction selon l'axe X (MPa)
σ_y^u	Résistance en traction selon l'axe Y (MPa)
σ_z	Contrainte à travers l'épaisseur (MPa)
τ_{rt}	Contrainte de frottement ou de cisaillement autour du trou (MPa)
τ_{xy}	Contrainte de cisaillement dans le plan (plan xy)
θ	Angle avec l'axe X (-)
Θ	Facteur qui tient compte de l'influence de la distance au bord sur le facteur de concentrations de contraintes k_{tc}.
A	Surface de contact entre le stratifié et les rondelles ou entre le stratifié et les plaques de portance.
a_0	Distance caractéristique du ASC
ASC	Critère de la contrainte moyenne (*Average Stress Criterion*)
C	Flexibilité du joint (*joint flexibility*)
$C_{bearing}$	Flexibilité du joint résultant de la portance des plaques et du boulon
$C_{bolt,\ bending}$	Flexibilité du joint résultant de la flexion du boulon
$C_{bolt,shear}$	Flexibilité du joint résultant de la déformation par cisaillement du boulon.
$C_{bolt,fixture}$	Flexibilité du boulon et du montage d'essai, indiquant l'étendue des déformations du boulon et des plaques de portance incluses dans la mesure de déplacement par les LVDT.

C_{coupon}	Flexibilité de portance de l'échantillon (*Coupon bearing flexibility*)
CFM	Mat continu (*Continuous Filament Mat*)
CFRP	Epoxy renforcé de fibres de carbone (*Carbon fibre-reinforce epoxy*)
C_k	Constante du modèle de Hart-Smith qui lie k_{tc} et k_{te}
CLT	Théorie des stratifiés classique (*Classical Lamination Theory*)
CSM	Mat coupé (*Chopped Strand Mat*)
d	Diamètre du trou (mm)
D	Diamètre du boulon (mm)
d_0	Distance caractéristique du PSC
D_r	Diamètre extérieur de la rondelle (mm)
d_r	Diamètre intérieur de la rondelle (mm)
DS	Contrainte d'endommagement initial (*Damage Stress*)
DZM	Modèle d'une zone endommagée (*Damage Zone Model*)
e	Distance entre le milieu du trou et le bord dans le sens de la force appliquée (mm).
E	Module d'Young (GPa)
E_{br}	Rigidité de portance (*Bearing chord stiffness*)
$E_{br,small}$	Rigidité de portance pour un échantillon étroit
$E_{br,small,lin}$	Rigidité de portance pour un échantillon étroit, obtenue avec un modèle par éléments finis aux propriétés du matériau linéaires.
$E_{br,small,nonlin}$	Rigidité de portance pour un échantillon étroit, obtenue avec un modèle par éléments finis aux propriétés du matériau non linéaires.
$E_{br,std}$	Rigidité de portance pour un échantillon standard
$E_{br,std,lin}$	Rigidité de portance pour un échantillon standard, obtenue avec un modèle par éléments finis aux propriétés du matériau linéaires.
$E_{br,std,nonlin}$	Rigidité de portance pour un échantillon standard, obtenue avec un modèle par éléments finis aux propriétés du matériau non linéaires.

$E_{br,long}$	Rigidité de portance pour un échantillon long
$E_{br,long,lin}$	Rigidité de portance pour un échantillon long, obtenue avec un modèle par éléments finis aux propriétés du matériau linéaires.
$E_{br,long,nonlin}$	Rigidité de portance pour un échantillon long, obtenue avec un modèle par éléments finis aux propriétés du matériau non linéaires.
E_x	Module d'élasticité selon l'axe X (GPa)
$E_{x,exp}$	Module d'élasticité expérimentale selon l'axe X (GPa)
$E_{x,CLT}$	Module d'élasticité selon l'axe X, determiné par la théorie des stratifiés classique (GPa).
$E_{y,CLT}$	Module d'élasticité selon l'axe Y, determiné par la théorie des stratifiés classique (GPa).
F^{bru}	Résistance à la portance (*bearing strength*) (MPa)
FEA	Analyse par éléments finis (*Finite element analysis*)
FPS	Contrainte du premier maximum (*First peak stress*)
G	Module de cisaillement (GPa)
$G_{xy,CLT}$	Module de cisaillement dans un repère (X-Y), determiné par la théorie des stratifiés classique (GPa).
GFRP	Epoxy renforcé de fibres de verre (*Glass fibre-reinforced epoxy*)
GRP	Polyester renforcé de fibres de verre (*Glass fibre-reinforced polyester*)
$G_{IC}^{\bullet}$	Taux de restitution d'énergie apparente du DZM en traction
$G_{IIC}^{\bullet}$	Taux de restitution d'énergie apparente du DZM en cisaillement
h	Epaisseur de la plaque (mm)
h_r	Epaisseur de la rondelle (mm)
I	Second moment de la section du boulon (mm^4)
j.a.	À peine après (just after)
k	rigidité de la fondation élastique d'une poutre (*foundation stiffness*)

k_{tc}	Facteur de concentration de contraintes apparente dans le modèle de Hart-Smith.
k_{te}	Facteur de concentration de contraintes isotrope et élastique
L	Distance entre le milieu du trou et le point de mesure du déplacement
LEFM	Mécanique de la rupture élastique linéaire (*Linear Elastic Fracture Mechanics*) .
Longit.	Longitudinal
LRFD	Méthode de design par facteurs de charge et de résistance (*Load and Resistance Factor Design*).
LVDT	Capteur de déplacement (*Linear Variable Differential Transformer*)
P	Force ou charge appliquée (N)
$P_{déviée}$	Force ou charge déviée (*bypass load*)
$P_{portance}$	Force ou charge de portance (*bearing load*)
P_{totale}	Force ou charge totale appliquée dans un assemblage à plusieurs boulons (N).
PDM	Modèle d'endommagement progressif (*Progressive Damage Model*)
pl	Pas longitudinal entre deux rangées de boulons (mm)
PSC	Critère de la contrainte en un point (*Point Stress Criterion*)
pt	Pas transversal entre deux lignes de boulons (mm)
r_c	Distance caractéristique en fonction de l'angle θ du PSC modifié pour des assemblages boulonnés.
R_{oc}	Distance caractéristique en compression du PSC modifié pour des assemblages boulonnés.
R_{ot}	Distance caractéristique en traction du PSC modifié pour des assemblages boulonnés.
RTM	Moulage par transfert de résine (*Resin Tranfer Molding*)

s	Distance entre le milieu du trou et le bord dans le sens de la largeur (mm)
SMC	Moulage par compression (*Sheet Moulding Compound*)
SPS	Contrainte du deuxième maximum (*Second peak stress*)
Std.	Standard
T	Moment de serrage (Nm)
Transv.	Transversal
UBS	Résistance ultime à la portance (*Ultimate bearing strength*)
w	Largeur de la plaque (mm)

LISTE DES ANNEXES

ANNEXE 1: MODÈLE DE HART-SMITH 249

ANNEXE 2: UTILISATION DES FORMULES DE LA FLEXIBILITÉ DU JOINT .. 254

INTRODUCTION

L'utilisation des matériaux composites se répand continuellement. Une recherche continue vers l'amélioration des procédés de fabrication et le développement des matériaux à la fois résistants, durables et peu coûteux mène à l'ouverture de marchés préalablement non accessibles. Ces dernières années, l'utilisation de plus en plus forte des matériaux composites renforcés de fibres de verre dans les applications générales telles que la construction, la marine, le transport, l'électricité, etc. a fait apparaître un besoin en connaissances spécifiques dans les assemblages par joints boulonnés de ces composites d'usage général. Les composites d'usage général sont ceux basés sur les résines polyesters renforcées de fibres de verre et fabriqués par les procédés industriels courants tels que la projection simultanée, le moulage sous presse, la pultrusion et le RTM. Ces produits sont souvent à joindre à d'autres composantes d'une structure et pour des applications structurales les concepteurs font confiance aux assemblages boulonnés plutôt qu'aux joints collés. Là encore, les préjugés sont énormes. En effet, tout le monde convient que les matériaux composites possèdent d'excellentes propriétés mécaniques spécifiques, mais cette confiance s'estompe dès que le boulonnage devient requis. Cette situation est due au fait que les spécifications, méthodes d'essai et méthodologies de design qui permettent de concevoir un joint boulonné optimal pour des assemblages métalliques ne s'appliquent pas pour les matériaux composites. Evidemment, beaucoup de recherches étaient déjà consacrées à l'étude des assemblages boulonnés en matériaux composites. Cependant, beaucoup de ces recherches concernaient particulièrement les matériaux composites renforcés de fibres de carbone destinés aux applications aéronautiques. Pour les matériaux composites d'usage général la recherche s'est dévouée surtout à l'étude des paramètres géométriques qui interviennent dans le design d'un assemblage boulonné et elle ne s'est pas attardée à la sélection des matériaux adaptés à

l'assemblage boulonné, dans la catégorie des matériaux composites d'usage général bien entendu. Pourtant, plusieurs types de renforcement et un grand nombre d'empilements sont couramment utilisés pour les composites d'usage général. Idéalement, le type de renforcement et l'empilement devraient être choisis en fonction de l'assemblage boulonné vu que l'assemblage est souvent le maillon faible de la structure. Hart-Smith L.J. [1], concepteur chez le constructeur d'avions Boeing appuie cette idée de la façon suivante: "*The structural efficiency of a composite structure is established, with very few exceptions, by its joints, not by its basic structure ...the correct sequence for design is to first locate and size the joints, in fiber patterns optimized for that task, and then fill in the gaps in between*". Alors il n'est pas surprenant que, spécifiquement pour l'industrie aéronautique, le comportement lors du boulonnage a été caractérisé pour une grande variété d'empilements de carbone-époxy. Malheureusement, les recommandations qui résultent de ces études ne sont pas directement transposables aux matériaux composites verre-polyester d'usage général à cause de certaines spécificités dans l'agencement de fibres. Pour l'industrie des matériaux composites verre-polyester d'usage général, les fournisseurs de renfort ont proposé des configurations combinant des roving et du mat coupé, cousus ensemble en tissus relativement épais. Ces renforts sont assez différents des plis minces de roving de carbone utilisés habituellement dans l'industrie aéronautique. Il s'agit là d'un des points que la présente étude vise à examiner. Une gamme de six matériaux composites verre-polyester d'usage général sera caractérisée afin de dégager les renforcements et empilements qui conviennent le mieux au boulonnage. Alors, l'objectif général de cette thèse est de déterminer et analyser la réponse mécanique des assemblages boulonnés en matériaux composites verre-polyester pour une variété de renforcements et d'empilements typiques des applications d'usage général. Afin de discerner comment des changements en largeur ou en distance au bord affectent les caractéristiques, on a décidé d'effectuer des essais sur trois géométries d'échantillons. Les résultats de cette thèse aideront les concepteurs à faire un choix

rationnel des renforts et empilements pour les produits en matériaux composites d'usage général nécessitant un assemblage boulonné.

Bien sûr, la caractérisation de ces matériaux nécessite une méthode d'essai appropriée. L'essai en double recouvrement et à boulon simple est universellement accepté pour la caractérisation du comportement boulonné de différents matériaux. Cet essai a même été standardisé récemment par une méthode d'essai standard ASTM. Par contre, actuellement, la méthode d'essai standard est ambiguë en ce qui concerne la mesure de déformation et il n'y a pas de consensus entre les chercheurs non plus sur ce point. Étant donné que la quantité de déformation affecte directement la rigidité et étant donné que la rigidité est une caractéristique très importante de la réponse mécanique d'un assemblage, la réalisation de notre objectif général nécessite qu'avant tout une mesure de déformation appropriée soit élaborée et adoptée. Une grande partie de notre travail est donc consacrée à la proposition d'une mesure de déformation pertinente. Naturellement, il est primordial que la quantité obtenue soit utile pour le design. Cette nécessité absolue nous a poussés à proposer une mesure de déformation qui s'accorde avec les formules de la flexibilité du joint. Ces formules de la flexibilité du joint permettent le calcul de la distribution de charges pour des assemblages à plusieurs boulons. Mais la proposition finale s'appuie aussi sur des résultats provenants de modèles par éléments finis. La présentation graphique des déplacements résultant de ces modèles a aidé largement à comprendre les interactions entre les différentes composantes de l'assemblage et à visualiser le problème du positionnement des points de référence pour la mesure de déformation.

La méthode par éléments finis est encore utilisée par la suite. Des modèles par éléments finis sont des outils performants pour le design s'ils sont validés rigoureusement avec des données expérimentales. Beaucoup d'études ont porté sur la modélisation précise de l'état de contraintes autour du trou par des modèles par éléments finis. Mais la modélisation

précise de la réponse charge-déplacement a attiré beaucoup moins d'attention. Dans la présente étude, les réponses charge-déplacement expérimentales sont enregistrées précisément pour une gamme de six matériaux et de trois géométries. Il s'agit d'une occasion unique pour comparer les réponses charge-déplacement expérimentales et numériques. Cette comparaison permettra de dégager les paramètres géométriques et matériels qui doivent être pris en compte lors d'une simulation numérique de la réponse charge-déplacement. Cette étude s'inscrit bien dans la réalisation de l'objectif général parce qu'elle permettra de prévoir la réponse charge-déplacement pour des matériaux et des géométries qui sont différentes de ceux qui sont étudiés présentement. La résistance et les modes de rupture ne sont pas prédits par ces modèles par éléments finis. Nous basons la discussion de la résistance et des modes de rupture sur l'analyse de la courbe charge-déplacement expérimentale et sur l'analyse de l'endommagement. Bien que nous ne formulions pas de critère de rupture, nos observations permettront de faire un bon choix de matériau en fonction de la géométrie du joint et en fonction des exigences spécifiques de l'application. La présente étude comprend donc presque autant de modélisation numérique que de caractérisation expérimentale.

Cette thèse se présente sous la forme d'une thèse par articles scientifiques. Les trois articles scientifiques ont été soumis pour publication dans des revues internationales reconnues dans le domaine des composites. Ces articles sont insérés dans les chapitres trois, quatre et cinq et ils sont précédés par une courte présentation laquelle explique l'apport scientifique de l'article et son lien avec l'ensemble du travail. Pour ces trois chapitres, les références apparaissent à la fin du chapitre afin de faciliter leur lecture indépendante. En plus de ces articles, une revue bibliographique est présentée au premier chapitre. Au deuxième chapitre la méthodologie expérimentale est brièvement présentée ainsi qu'une synthèse des trois articles. Les trois objectifs spécifiques qui sont à la base des trois articles scientifiques et qui appuient ensemble l'objectif général seront présentés

au début du chapitre synthèse. Évidemment, la thèse contient une discussion générale avec une synthèse des principaux résultats et une conclusion générale.

CHAPITRE 1

REVUE BIBLIOGRAPHIQUE

1.1 Introduction

Cette revue bibliographique servira d'abord à donner un survol général de l'état actuel des connaissances sur les assemblages boulonnés en matériaux composites à matrice polymérique. Ce survol démarrera avec une exposition plutôt générale afin d'introduire les concepts qui sont indispensables pour la compréhension des sections plus orientées sur des aspects spécifiques. Ces aspects plus spécifiques sont traités par la suite: les paramètres de design importants, l'analyse de contraintes, les mécanismes de rupture, les critères de rupture, la réponse charge-déplacement, la distribution de charges dans les structures et finalement la méthode d'essai standard.

Après cette revue, une discussion générale donnera une appréciation des travaux antérieurs en indiquant aussi les points qui méritent plus de recherche à notre avis.

Plusieurs commentaires concerneront des recherches faites sur les matériaux carbone-époxy parce que les connaissances sont plus avancées pour ce matériau et parce que plusieurs modèles numériques et critères de rupture sont établis spécifiquement pour le carbone-époxy et non pas pour le verre-polyester. Vu qu'il s'agit de matériaux assez différents, les commentaires ne sont pas toujours transposables directement d'un type de stratifié à l'autre. Alors, le type de stratifié pour lequel la recherche a été faite sera mentionné souvent.

1.2 Méthodes d'assemblage des matériaux composites

Pour les matériaux composites avec matrice thermodurcissable, la liaison structurale entre deux structures peut se faire de trois façons: le joint collé, l'assemblage boulonné ou la combinaison des deux. Les avantages et les inconvénients des deux options de base sont présentés au Tableau 1.1 [2,3].

Tableau 1.1: Avantages et inconvénients des joints boulonnés et des joints collés.

Boulonner: avantages	**Coller: avantages**
• Inspection facile • Désassemblage possible • Pas de préparation de la surface • Installation facile sur place • Résistance maximale instantanément	• Concentrations de contraintes minimes • Étanchéité • Problèmes de corrosion réduits • Peu d'augmentation du poids • Surfaces sans saillies
Boulonner: désavantages	**Coller: désavantages**
• Réduction de l'efficacité par les concentrations de contraintes autour des trous • Pas d'étanchéité • Augmentation considérable du poids • Attention particulière pour l'usinage des trous et pour l'assemblage	• Adhérents plus épais résultent dans un joint plus compliqué[1] • Pas de désassemblage • Préparation de la surface • Inspection difficile • Sensibilité à l'environnement

[1] Un joint collé à double recouvrement est apte pour des épaisseurs jusqu'à 5 mm selon le code de design EUROCOMP [3].

L'ingénieur de design choisira le type d'assemblage en considérant plusieurs critères. Évidemment, ces critères changent d'importance d'une application à l'autre. Si on se concentre spécifiquement sur les matériaux composites verre-polyester, on remarque que de plus en plus d'applications se développent dans l'infrastructure et l'industrie maritime, utilisant souvent des sections continues fabriquées par pultrusion. Certainement, l'assemblage est une étape incontournable dans ces structures. Les avantages principaux du joint boulonné pour ce type d'applications sont qu'il n'est pas limité à des sections minces et qu'il est plus facile à ériger sur place. Le joint boulonné est donc souvent utilisé pour l'assemblage de ces structures. Le joint combiné collé-boulonné est utilisé aussi [4]. Le joint collé résulte dans un trajectoire de charges (*load path*) plus rigide que le joint boulonné [3]. Ainsi les procédures de design du joint collé doivent être suivies pour le design du joint combiné. L'utilité des boulons dans le joint combiné est qu'ils peuvent imposer une pression sur le joint collé pendant la cuisson de l'adhésif et qu'ils peuvent réduire les contraintes de pelage (*peel stress*) dans l'adhésif aux bords des joints collés. En plus, les boulons augmentent la tolérance aux dommages de l'ensemble.

1.3 Définition des composantes et des types de joints boulonnés

Les composantes principales d'un joint boulonné sont les plaques, les attaches et les rondelles. La Figure 1.1 présente les dimensions importantes pour les trois types de composantes. Pour la plaque, on distingue la distance du centre du trou au bord "e", la largeur "w", l'épaisseur "h" et le diamètre du trou "D". L'attache est caractérisée par son diamètre "d". Pour la rondelle on note le diamètre extérieur "D_r", le diamètre intérieur "d_r" et l'épaisseur "h_r".

Il faut faire la distinction entre des assemblages à goupilles et des assemblages boulonnés. Pour un assemblage à goupille, l'expansion à travers l'épaisseur de la plaque n'est pas restreinte par des plaques de portance ou par des rondelles. Pour un assemblage boulonné, l'expansion à travers l'épaisseur est empêchée et le serrage de la combinaison écrou - boulon avec un moment de serrage "T" (Nm), permet de créer une contrainte initiale "σ_z" sur le stratifié [5]:

$$\sigma_z = -\left|\frac{\left(T/0{,}2 \cdot d\right)}{A}\right| \qquad (1.1)$$

Dépendant de la présence ou de l'absence de rondelles entre les plaques de portance et le stratifié, le dénominateur "A" est la surface de contact entre le stratifié et les rondelles ou entre le stratifié et les plaques de portance.

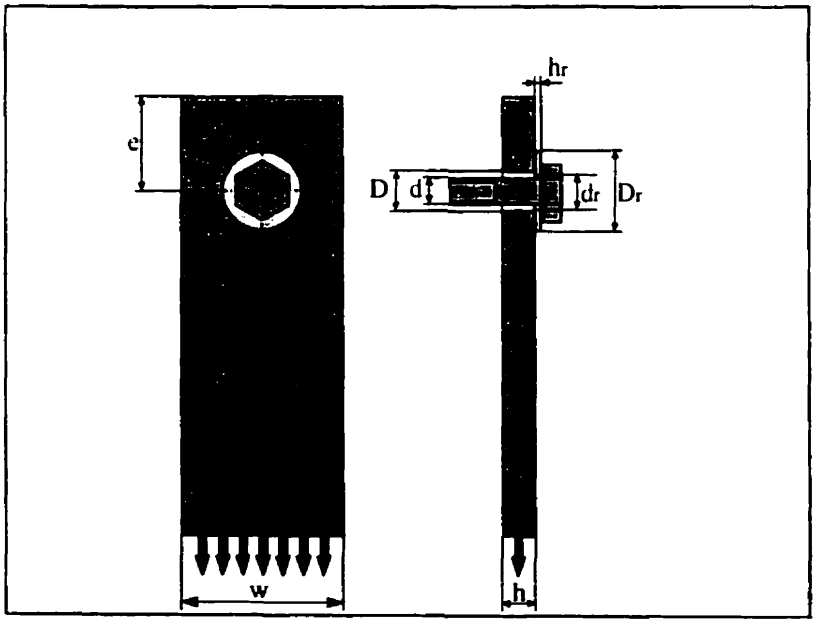


Figure 1.1: Symboles et dimensions utilisées.

Les joints se classifient aussi par la manière dont ils sont chargés. Les assemblages à simple et double recouvrement sont sollicités dans le plan; l'assemblage sollicité en arrachement est chargé en dehors du plan. Ces trois types élémentaires sont présentés à la Figure 1.2.

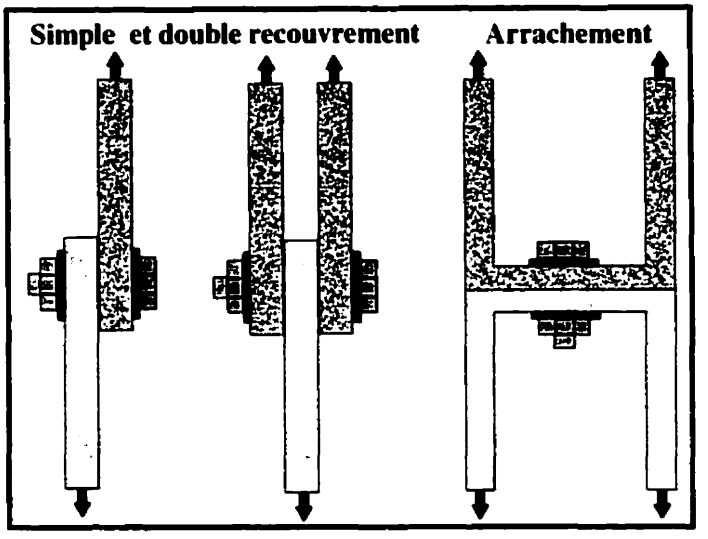


Figure 1.2: Assemblage à simple et double recouvrement et assemblage sollicité en arrachement.

Un moment de flexion est créé dans les plaques d'un joint à simple recouvrement. Ainsi l'assemblage à simple recouvrement requiert toujours plusieurs rangées de boulons pour réduire la flexion des plaques. La résistance est quand même toujours inférieure à celle d'un assemblage à double recouvrement [6,7]. La flexion des plaques cause une force d'arrachement sur l'attache. Si cette force d'arrachement devient trop grande, une rupture par arrachement peut se produire. Les assemblages à simple recouvrement avec des attaches noyées (*countersunk*) se montrent très sensibles à ce mode de rupture. Le chargement en arrachement et sa rupture seront traités à part, vu leur origine et nature différentes. Pour la plupart des structures réelles, le joint est sollicité dans le plan ainsi

qu'en arrachement et au lieu d'un boulon simple, le joint consiste en plusieurs rangées ou lignes de boulons. La nomenclature nécessaire pour désigner les joints à plusieurs boulons est présentée à l'aide de la Figure 1.3. On distingue des lignes de boulons ou des boulons en série et des rangées de boulons ou des boulons parallèles. Une variante consiste en des lignes ou rangées de boulons décalées. Entre deux boulons d'une ligne ou d'une rangée, on a respectivement un pas longitudinal "pl" ou un pas transversal "pt" (*pitch*).

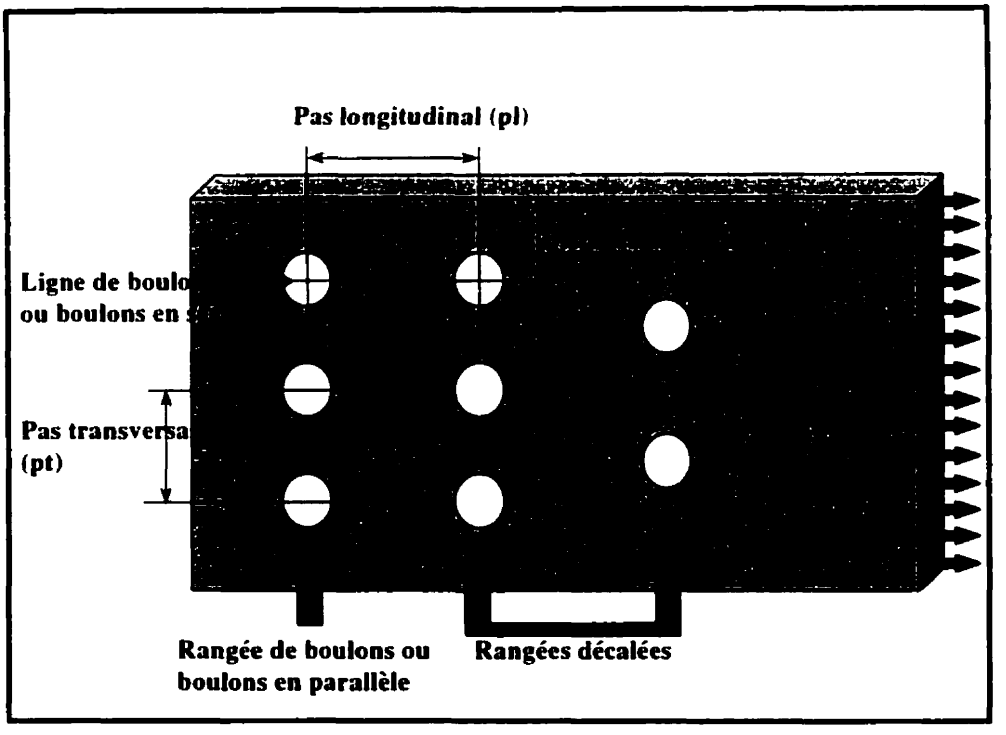


Figure 1.3: Nomenclature pour des assemblages boulonnés avec plusieurs boulons.

La majorité de la recherche a été faite sur les assemblages à boulon simple et à double recouvrement. C'est pourquoi, pour la suite de cette revue, on ne mentionnera que le type du joint si l'étude concerne un joint d'un autre type.

1.4 Contraintes autour du trou et modes de rupture

Chaque géométrie de joint et chaque type de stratifié se distinguent par leur propre distribution de contraintes. Les figures 1.4 et 1.5 montrent par exemple les contraintes moyennes dans une plaque faite d'un matériau quasi-isotrope et chargée en traction dans le plan. Il s'agit de contraintes moyennes parce que les contraintes réelles varient à travers l'épaisseur et dépendent de l'orientation des plis. Pour ces figures, les contraintes sont normalisées par rapport à la contrainte de portance "σ_{br}". Cette contrainte de portance est le rapport de la force appliquée "P" par le diamètre du trou multiplié par l'épaisseur du stratifié:

$$\sigma_{br} = P /(D \cdot h) \qquad (1.2)$$

La Figure 1.4 présente les contraintes radiales "σ_r", les contraintes tangentielles "σ_t" (*hoop stress*) et les contraintes de frottement ou de cisaillement "τ_{rt}" autour du trou d'une plaque infinie. En fait, il n'existe pas que les contraintes planes au bord du trou. Les contraintes interlaminaires qui existent aux bords ne sont pas présentées sur la Figure 1.4. Une discussion sur ces contraintes interlaminaires suivra dans la section 1.6 sur l'analyse des contraintes. La contrainte radiale en compression est en relation directe avec la pression exercée par le boulon sur le stratifié. Ainsi, cette contrainte se réduit à zéro à la fin de la zone de contact. Dans cet exemple, la zone de contact ne fait pas le demi-tour (2 x 90°) parce que, dans l'exemple, le diamètre du boulon est légèrement inférieur à celui du trou. On voit que la contrainte radiale n'est pas forcément maximale à un angle de 0°. La contrainte tangentielle est maximale près de la fin de l'angle de contact. Remarquez que dans cet exemple, la contrainte tangentielle devient compressive pour des faibles angles et que les contraintes tangentielles et radiales maximales sont du même ordre de grandeur. À part ces contraintes radiales et tangentielles élevées, il y a

encore une contrainte de cisaillement au bord du trou causée par le frottement entre le trou et le boulon. Cette contrainte de frottement transfère aussi une partie de la charge du boulon à la plaque.

La Figure 1.5 décrit les contraintes aux plans de la portance, de la traction et du cisaillement pour un échantillon long et large. La contrainte compressive au plan de la portance et la contrainte en traction au plan de la traction sont maximales au bord du trou et se réduisent en s'éloignant du bord du trou. La contrainte en cisaillement "τ_{xy}" au plan de cisaillement, devient maximale à une certaine distance du bord. La contrainte de cisaillement "τ_{xy}" maximale se présente bien au bord du trou mais à un angle plus faible qu'à l'intersection du bord du trou et du plan de cisaillement (à 90°) [10].

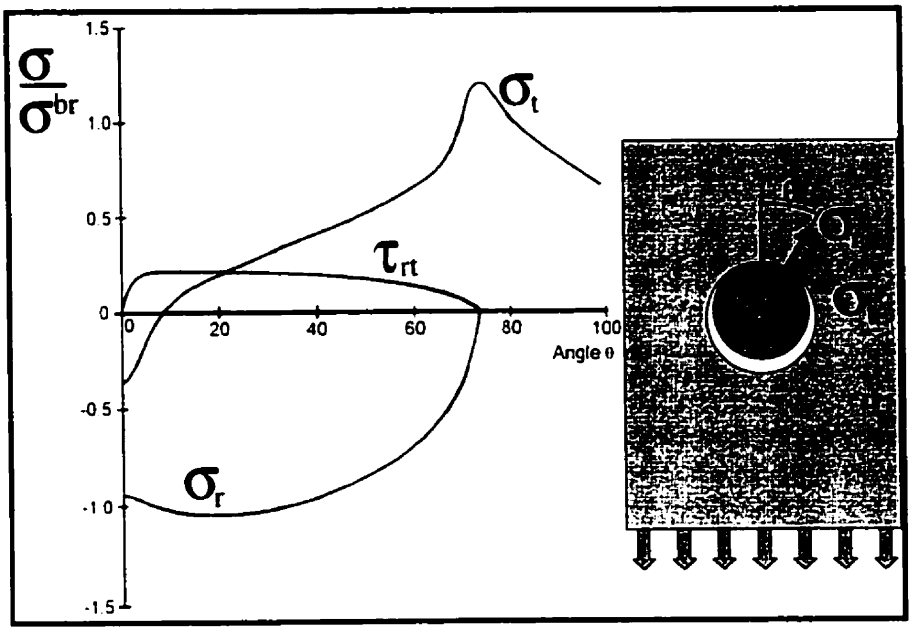


Figure 1.4: Contraintes radiales (σ_r), tangentielles (σ_t) et de frottement (τ_{rt}) autour du trou pour un stratifié quasi-isotrope de dimensions infinies. Adapté de [8].

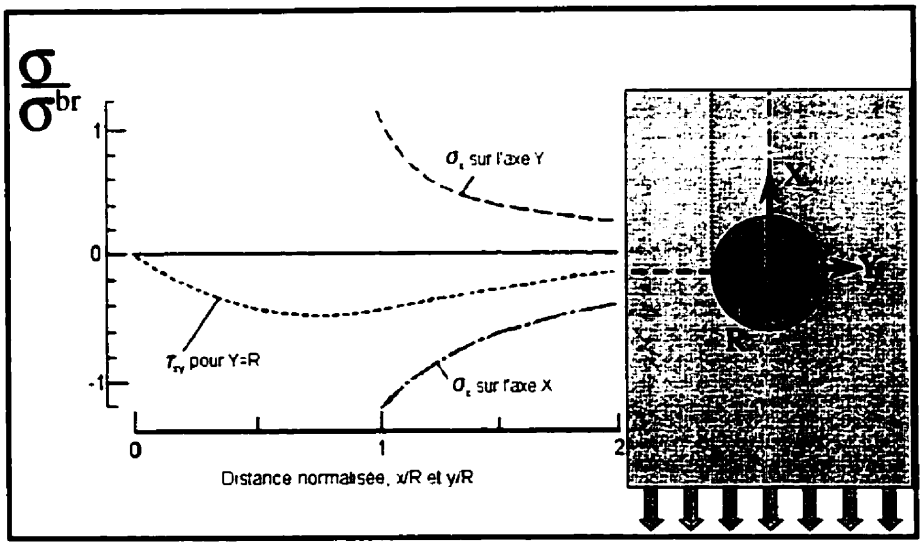


Figure 1.5: Contrainte compressive σ_x au plan de la portance (— · —); contrainte de traction σ_x au plan de traction (— — —) ; contrainte de cisaillement τ_{xy} au plan de cisaillement (· · · · ·). Stratifié quasi-isotrope de larges dimensions, simulation sans frottement et sans jeu. Adapté de [9].

Les contraintes de traction, compression et cisaillement sont toutes les trois d'une amplitude considérable. En plus il y a aussi des contraintes interlaminaires aux bords du trou. C'est pourquoi différents modes de rupture peuvent se développer. Le mode de rupture qui apparaît dépend de plusieurs facteurs, entre autres la constitution des matériaux et la géométrie de l'échantillon [11-14]. Les principaux modes de rupture sont présentés sur la Figure 1.6 pour un assemblage à boulon simple.

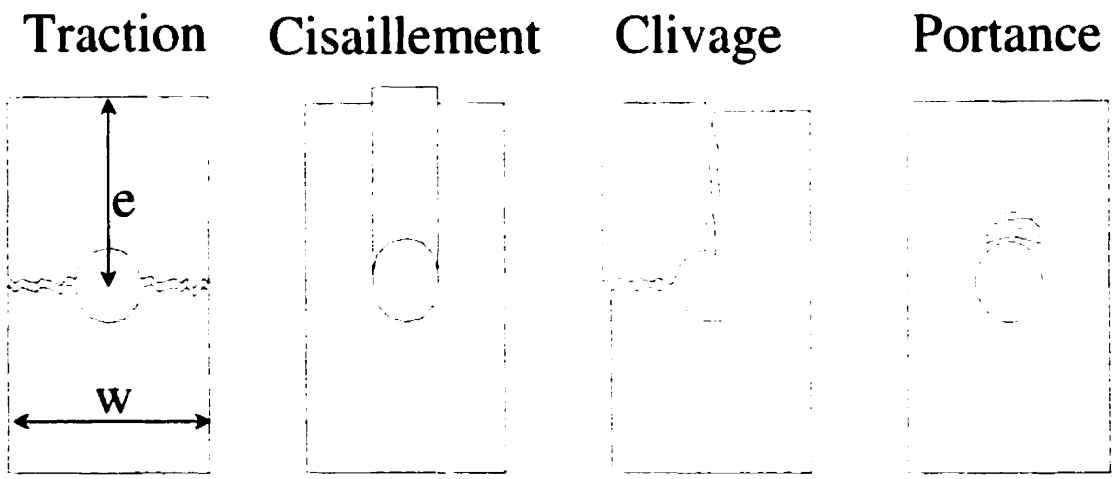


Figure 1.6: Modes de rupture pour un assemblage boulonné : traction, cisaillement, clivage et portance.

La rupture par traction se produit pour des plaques d'une largeur faible. Par contre, elle se manifeste aussi pour des plaques assez larges quand le stratifié manque de renforcement longitudinal. La rupture par cisaillement est en effet une combinaison d'un cisaillement dans le plan et d'un cisaillement interlaminaire [15]. Elle se produit pour des plaques larges avec des faibles distances aux bords. Mais, pour des stratifiés avec un manque de renforcement transversal, elle se produit aussi pour des grandes distances aux bords [6,11]. La rupture par clivage se produit aussi pour les stratifiés avec peu de

renforcement transversal [12]. Selon Cooper et Turvey [14], le mode de rupture peut passer de cisaillement au clivage et puis à la portance en augmentant la distance au bord. La rupture par clivage commence souvent au bord de l'échantillon et non pas au trou à cause d'une flexion du matériau au-dessus du boulon [16]. La rupture par portance (*bearing*) se produit pour des largeurs et des distances aux bords élevées. La résistance à la portance maximale est atteinte en ce mode de rupture. La rupture par portance est aussi préférée aux autres pour sa nature non catastrophique.

Cette section présentait les assemblages boulonnés d'une manière générale. Dans les prochaines sections, nous examinerons plus en détail l'influence des dimensions du joint boulonné ainsi que l'influence du type de stratifié, du type de joint et du type de chargement sur le comportement du joint. Puis, nous continuerons avec une discussion sur l'analyse des contraintes et sur les critères de rupture en passant par les mécanismes d'endommagement et de rupture. Puis, la réponse charge-déplacement sera analysée en détail ainsi que le calcul de la distribution de charges et finalement nous exposerons brièvement la méthode d'essai standard.

1.5 Paramètres de design

1.5.1 La largeur et la distance au bord

Les figures 1.7 et 1.8 montrent schématiquement l'influence de la largeur "w" et de la distance au bord "e" sur respectivement la résistance à la portance "F^{bru}" et l'efficacité de l'assemblage "ϕ". L'annexe 1 explique brièvement le modèle de Hart-Smith avec lequel ces diagrammes sont tracés. Remarquez que la résistance à la portance est tracée en fonction de "w/D" et l'efficacité de l'assemblage en fonction de "D/w". Les dimensions

"w" et "e" sont normalisées par rapport au diamètre du trou "D". L'efficacité "ϕ" est le rapport entre la charge qu'une plaque peut subir quand elle est boulonnée et la charge qu'une plaque non entaillée de la même largeur et épaisseur peut subir. On peut l'exprimer sous forme de formule de la manière suivante:

$$\Phi = \frac{P^{\text{max boulonné}}}{P^{\text{max non-troué}}} = \frac{F^{bru} \cdot h \cdot D}{\sigma_t^u \cdot h \cdot w} \tag{1.3}$$

Le terme "σ_x^u" est la résistance non entaillée en traction.

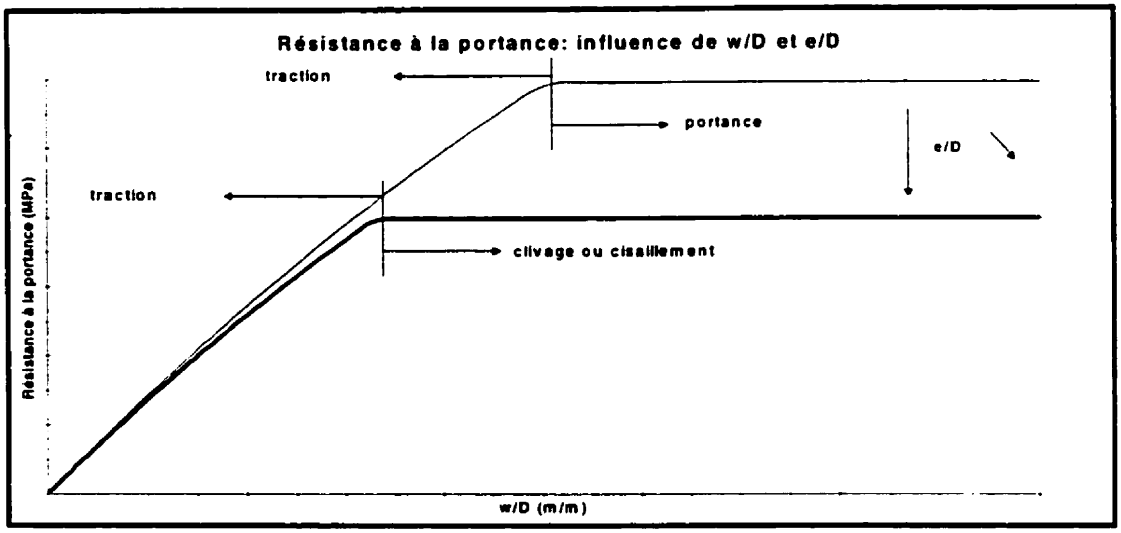


Figure 1.7: Influence de la largeur de la plaque w/D et de la distance au bord e/D sur la résistance à la portance. Adapté de [17] et [18].

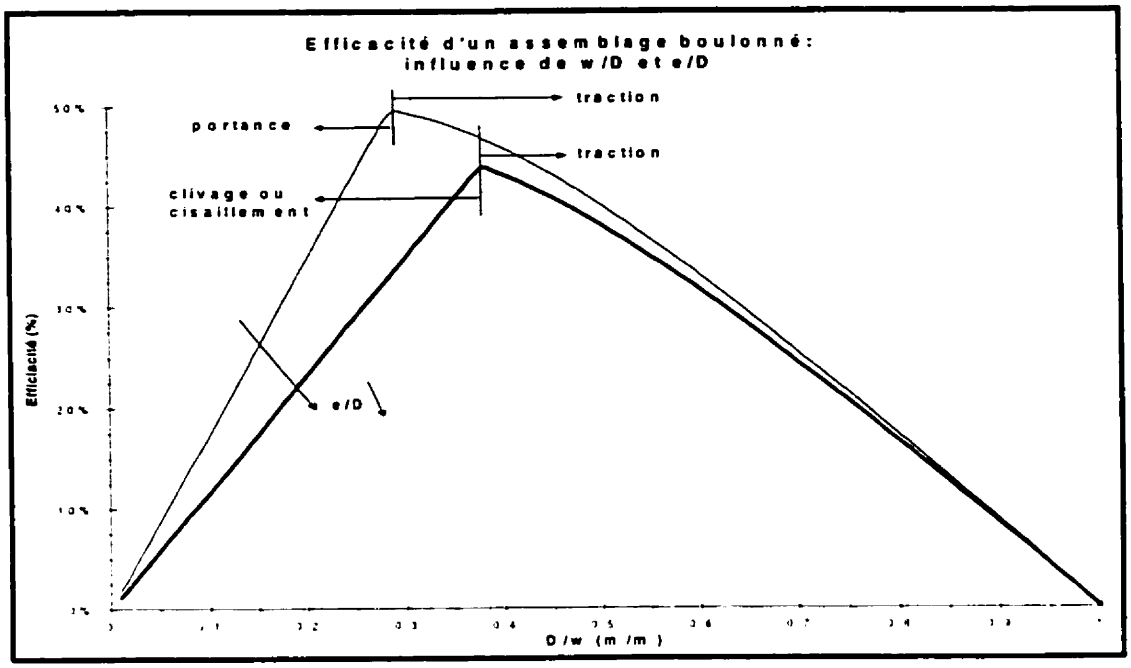


Figure 1.8: Influence de la largeur de la plaque w/D et de la distance au bord e/D sur l'efficacité de l'assemblage boulonné. Adapté de [6] et [18].

Typiquement, la résistance augmente avec la largeur et avec la distance au bord de la plaque jusqu'à ce qu'on atteigne une rupture par portance et une résistance constante. Les faibles largeurs conduisent à une rupture par traction et des faibles distances au bord conduisent à des ruptures par clivage ou par cisaillement. Une fois que les dimensions sont suffisamment larges, on obtient la charge maximale [13]. La Figure 1.8 démontre que l'efficacité diminue de nouveau si la plaque devient trop large. Si la plaque devient trop large, le matériau est utilisé moins efficacement parce que la section augmente mais la charge reste la même. Pour un matériau composite verre-polyester typique, l'efficacité maximale correspond à une largeur "w/D" de 3 et une distance au bord "e/D" de 5 [13].

1.5.2 Epaisseur de la plaque

L'interaction entre l'épaisseur du stratifié "h" et le diamètre du boulon "d" est caractérisée par le rapport "d/h". Un diamètre inférieur à l'épaisseur de la plaque est à déconseiller vu la déformation excessive du boulon. Mais pour un assemblage à goupille la résistance diminue aussi fortement si le diamètre devient nettement supérieur à l'épaisseur du stratifié. Pour l'assemblage boulonné par contre, un stratifié carbone-époxy n'est pas sensible à des rapports "d/h" élevés [5]. Ceci n'est pas le cas pour des stratifiés aux fibres de verre. Pour un stratifié verre-époxy, la résistance de l'assemblage boulonné diminue en augmentant le rapport "d/h" si la rupture est par portance. La différence entre le stratifié verre-époxy et le stratifié carbone-époxy est due au faible module des fibres de verre [15]. Si la rupture est par traction l'épaisseur n'influence pas la résistance et pour une rupture par cisaillement une épaisseur minime est plus résistante à cause des contraintes interlaminaires plus faibles. Pour l'assemblage à goupille d'un stratifié verre-phénolique, un rapport "d/h" près de l'unité résulte dans la meilleure performance [19]. Remarquons encore que pour les assemblages à simple recouvrement, une épaisseur plus élevée du stratifié ne cause pas seulement plus de flexion du boulon mais aussi plus d'excentricité de la charge. Ainsi, pour un diamètre de boulon donné, la résistance d'un assemblage à simple recouvrement diminue quand l'épaisseur du stratifié augmente [7]. Pour un assemblage à simple recouvrement, il est donc avantageux d'utiliser une attache plus épaisse [20].

1.5.3 Le serrage

Le serrage a un effet prononcé sur le comportement du joint boulonné. Avant tout, on distingue entre l'assemblage boulonné et l'assemblage à goupille où le serrage est absent.

Les assemblages à goupilles ont une résistance inférieure aux assemblages boulonnés. Pour les assemblages boulonnés, la résistance augmente avec le moment de serrage appliqué [5,9,14,15,21-23]. La faible résistance de l'assemblage à goupille est causée par le faible support des fibres à l'interface de compression [5]. Une rupture prématurée par compression en résulte qui fait ressembler le côté chargé du trou à une brosse à dents usée, un '*brush*' ou '*broom-like failure*' [15]. En appliquant un moment de serrage, la résistance ultime monte fortement pour une rupture par portance, mais pas pour les autres modes de rupture [14,1]. La contrainte d'endommagement initial augmente aussi avec le niveau de serrage appliqué [9,14]. Grâce au serrage, l'endommagement peut s'accumuler en dessous des rondelles [15,24]. Un léger serrage résulte en un comportement plus ductile; plus ductile que sans serrage ou avec un serrage fort [9]. Un serrage plus fort requiert des dimensions plus grandes pour assurer une rupture ductile par portance [14]. En plus, la pression mise lors d'un serrage fort peut endommager le stratifié et diminue avec le temps, surtout en combinaison avec une haute température et un taux d'humidité élevé [17]. À cause de l'effet de Poisson, le stratifié veut gonfler dans la zone comprimée, juste avant le boulon. Le serrage empêche cette expansion et ainsi on s'attend à ce que la pression sur le stratifié augmente proportionnellement à la charge appliquée. Pourtant, les expériences de Tong [25] et de Wang *et al.* [24] sont en désaccord sur ce sujet. La force de serrage est mesurée par l'instrumentation du boulon. Wang *et al.* ont observé que la force de serrage augmente proportionnellement avec la charge appliquée jusqu'au point où la courbe charge-déplacement devient non linéaire. A partir de cette non-linéarité, correspondant à l'endommagement initial, la force de serrage augmente à une vitesse plus grande pour une rupture par portance surtout quand on approche de la charge ultime [24]. Tong [25] trouvait par contre que la force de serrage diminuait avant l'endommagement initial. Ceci pourrait être dû à la contraction globale autour du trou. Il faut noter qu'il y a une zone comprimée avant le trou mais la plus grande partie de la périphérie du trou est plutôt chargée en traction. Ainsi, la zone

comprimée avant le boulon veut gonfler ce qui augmente localement la pression sur les rondelles mais les zones en traction autour du trou et en dessous des rondelles rétrécissent, ce qui diminue la pression à ces zones. Ainsi, il n'est pas impossible que la force de serrage totale diminue initialement.

Pour assurer la résistance à la portance maximale, un jeu minimal entre le boulon et le diamètre intérieur de la rondelle est obligatoire. Un jeu excessif pour une rondelle bien serrée conduit à une résistance aussi basse que celle d'un assemblage à goupille selon Herrington et Sabbaghian [26]. Les résultats de Tong [25] indiquent que c'est seulement la contrainte d'endommagement initial qui baisse et non pas la résistance ultime. En plus, si le jeu entre le boulon et la rondelle se trouve au côté non-comprimé du trou, l'effet de ce jeu devient négligeable. Si on omet les rondelles, le contact direct entre les plaques de portance et le stratifié diminue la contrainte d'endommagement initial et résulte en une transition plus graduelle de l'état non-endommagé à l'état endommagé. La résistance ultime est un peu plus élevée mais la rupture devient catastrophique [11]. Probablement, l'utilisation de rondelles plus grandes doit être vue aussi dans ce contexte; la résistance ultime monte en utilisant des rondelles plus grandes [21,27] mais aucune information n'est donnée sur le niveau de la contrainte d'endommagement initial.

1.5.4 Le jeu entre le boulon et le trou

Le jeu entre le boulon et le trou influence fortement la distribution de contraintes autour du trou. Un faible jeu résulte en des contraintes radiales minimales, selon des études numériques (voir section 1.6). Ainsi, le design se fait avec un jeu minimal dans l'industrie aéronautique, typiquement 0.1 mm ou moins pour un boulon de 6.35 mm. Par contre, des essais par Schulz *et al.* [28,29] ont indiqué qu'un assemblage avec un jeu de

plus que 0.3 mm était aussi résistant qu'un assemblage sans jeu pour un boulon de 6.35 mm. Pour un assemblage à plusieurs boulons, le jeu affecte la distribution des charges entre les boulons (voir section 1.5.7). C'est pourquoi, dans l'industrie aéronautique, une certaine interférence est parfois recommandée pour mieux partager les charges entre les différentes attaches [1,30]. En plus, pour des chargements en fatigue, l'amplitude de la partie alternante des contraintes diminue quand l'attache est installée avec une légère interférence [31]. L'installation de ces attaches à interférence est problématique parce que l'interférence risque d'endommager les stratifiés par délaminages et par flambement des fibres. Selon Chaumette [32], l'assemblage à interférence n'améliore ni la tenue en fatigue, ni en statique. En dehors de l'industrie aéronautique, on choisit plutôt un jeu assez grand entre le boulon et le trou, ce qui facilite l'assemblage de la structure. Contrairement au Schulz *et al.* [28,29], Pierron *et al.* [33] ont démontré pour un stratifié verre-epoxy que la contrainte d'endommagement initial et la résistance ultime diminuent beaucoup quand le jeu entre le boulon et le trou augmente. Par conséquent, le code de design EUROCOMP [3] limite le jeu à 5% du diamètre de l'attache.

1.5.5 Le matériau

Il y a une infinité de matériaux composites différents possibles. Les matériaux se distinguent par le type de fibres, le type de résine, l'empilement, la séquence d'empilement et le type du pli. La répercussion des différentes possibilités sur la résistance des assemblages boulonnés sera mise en évidence dans les paragraphes suivants.

Le type de fibres a une influence prononcée sur le comportement boulonné des stratifiés. Pour un stratifié verre-époxy on observe plus de délaminages et plus d'interférence entre

les modes de rupture que pour un carbone-époxy [15]. Sur la Figure 1.8 on voit que le point de transition entre la rupture par traction et par portance est presque coïncident avec l'efficacité maximale. C'est typique pour un stratifié en fibres de verre. Par contre, pour un matériau composite carbone-époxy, l'efficacité du point de transition est inférieure à l'efficacité maximale et on observe un plateau dans la courbe de l'efficacité plutôt qu'un sommet [6]. L'absence du plateau pour un composite en fibres de verre est due au rapport plus faible entre la résistance à la portance maximale et la résistance en traction. L'efficacité d'un assemblage boulonné en un matériau composite aux fibres de verre est supérieure à celle d'un composite aux fibres de carbone. L'ajout des fibres de verre aux stratifiés en fibres de carbone réduit la sensibilité aux concentrations de contraintes et rend le stratifié moins fragile [30,34].

L'influence que l'empilement a sur la résistance d'un assemblage boulonné, dépend de la géométrie de l'assemblage [35] et des conditions de chargement [7]. En général, il est recommandé d'utiliser un minimum de 1/8 et un maximum de 3/8 de fibres selon les directions 0°, +45°, -45° et 90° [16]. Ainsi, l'empilement quasi-isotrope est proposé comme un bon choix de stratifié [27]. L'utilisation de plus que 50% de fibres à 0° induit inévitablement des ruptures par cisaillement ou clivage, même pour des grandes distances au bord [5]. L'inclusion de fibres à ±45° et 90° favorise l'intégrité transversale et peut changer le mode de rupture, même si elles sont ajoutées en petites quantités. Les fibres à ±45° initient un comportement de pseudo-fluage parce qu'elles réduisent la concentration de contraintes en traction dans le stratifié et parce qu'elles peuvent subir une grande déformation avant la rupture [17]. Les fibres à ±45° résultent aussi en une résistance en cisaillement élevée et il est possible d'obtenir des ruptures par portance pour des faibles distances au bord [7]. Par contre, une largeur suffisante est nécessaire si une grande quantité de fibres à ±45° est incluse [15]. En absence des fibres à ±45°, une distance au bord plus élevée est nécessaire pour développer la rupture par portance bien

que des plis à 90° sont aussi utiles si on veut obtenir des ruptures par portance pour des faibles distances au bord [35]. Cependant, une trop grande quantité de fibres à 90° induit des ruptures par traction. Les commentaires précédents concernaient les stratifiés qui ne contiennent que du renforcement sous forme de plis unidirectionnels, empilés les uns sur les autres dans les directions spécifiées. Mais pour des stratifiés verre-polyester, le renforcement transversal est généralement présent sous forme de mat plutôt que sous forme de plis à ±45° et 90°. Ce mat a un comportement quasi-isotrope parce que les fibres sont orientées aléatoirement dans toutes les directions. Il y a deux sortes de mat. Le CSM ou le *chopped strand mat* consiste en groupes de fibres (*strands*) hachées en longueurs de plusieurs centimètres et orientées aléatoirement. Le CFM ou le *continuous filament mat* est formé de filaments de fibres continus, tournés en spirales et résultant aussi en un réseau de fibres orientées dans toutes les directions. Le comportement mécanique des deux types de mat est très similaire [36]. Abd-El-Naby et Hollaway ont caractérisé deux stratifiés avec des proportions différentes de mat CSM et de roving à 0° [11]. Les roving étaient placés au cœur et le mat CSM à la surface du stratifié. Le stratifié avec le pourcentage très élevé de roving à 0° (87 %) et peu de mat CSM initiait chaque rupture avec des fissures de cisaillement et il n'atteignait pas de rupture par portance, même pour une distance au bord très élevée. Par contre, une rupture ductile était observée par cisaillement pour la distance au bord très élevée. Le stratifié avec plus de mat CSM (64 % de roving à 0°) cassait par cisaillement pour une faible distance au bord. Pour une distance au bord plus grande, le cisaillement était accompagné de délaminages entre les roving et le mat. Finalement, une rupture par portance était observée pour une distance au bord très grande.

La performance de l'empilement dépend de la direction et du sens du chargement imposé. Pour un matériau pultrudé typique contenant seulement des roving à 0° et du mat CFM [13], la rupture par clivage est supprimée quand les échantillons sont testés à

45° ou à 90°. Cependant, le manque de fibres à 0° entraîne des ruptures par traction. Des ruptures par portance ne sont que possibles pour des plaques très larges. La résistance de l'assemblage diminue beaucoup mais l'efficacité augmente, vu la faible résistance en traction à des angles de 45° et 90° [18]. Dans ce qui précède, nous avons toujours supposé un chargement en traction. Cependant, l'assemblage peut aussi être chargé en compression. Avec exception des stratifiés faits avec des renforcements de Kevlar©, la résistance pour le chargement en compression est supérieure à celle en traction selon Hart-Smith [6]. Pour cette raison, on étudie presque toujours le chargement en traction, le cas plus critique. Cependant, en comparant le comportement des stratifiés carbone/epoxy avec différents taux de fibres à 0° et à ±45° dans un assemblage à simple recouvrement chargé en traction et en compression, Ramkumar et Tossavainen [7] ont trouvé que la résistance de l'assemblage augmente avec le pourcentage de plis à ±45° pour le chargement en traction mais elle diminue pour le chargement en compression. Ainsi, pour des stratifiés riches en plis à ±45°, la résistance pour le chargement en compression était inférieure à celle en traction.

La séquence d'empilement a une forte influence sur la résistance des assemblages à goupilles et une influence moindre sur la résistance des assemblages boulonnés. Pour les assemblages à goupilles des stratifiés orthogonaux ou quasi-isotropes, la résistance peut monter jusqu'à 20% en mettant des plis à 90° à la surface [24,37,38]. Une bonne séquence d'empilement peut même changer le mode de rupture et résulter en une rupture ductile par cisaillement [37]. Une comparaison entre des stratifiés $[0/90]_s$ et $[90/0]_s$ montre que les délaminages se présentent plutôt au plan de la portance pour le $[0/90]_s$ alors que pour le $[90/0]_s$ les délaminages se propagent vers le plan de la traction. Les deux stratifiés cassent d'une façon typique en *brooming* (cfr. une brosse à dents usée) mais ce phénomène est moins extensif pour le $[90/0]_s$ parce que les plis à 90° agissent comme un pseudo-serrage pour les fibres à 0° [38]. Pour l'assemblage boulonné d'un

stratifié orthogonal, il est aussi avantageux de mettre des plis à 90° à la surface selon Shokrieh [39] mais pas selon Arnold *et al.* [40]. Une bonne dispersion à travers l'épaisseur des plis orientés de la même façon peut augmenter sensiblement la résistance de l'assemblage [5,7,15]. Le gain dépend du mode de rupture.

Un choix judicieux de la résine peut améliorer sensiblement la résistance de l'assemblage [15]. En ce qui concerne le taux de fibres, il est connu qu'il influence non seulement la résistance mais aussi la réponse charge-déplacement en général [41]. Les résistances pour des stratifiés faits de tissus ou de plis unidirectionnels sont comparables, sauf pour une petite distance au bord [29]. Les tissus sont plus performants pour un assemblage avec une petite distance au bord à cause du tissage intralaminaire qui réduit la sensibilité aux ruptures par cisaillement [6].

1.5.6 L'attache

Au lieu d'utiliser des boulons, on peut utiliser des rivets ou des vis noyées (*countersunk screws*) mais leur performance est inférieure à celle d'assemblages utilisant des boulons [7,17,42]. Selon l'étude de Ireman *et al.*[20] sur les assemblages à simple recouvrement, c'est la partie cylindrique de la vis noyée qui prend presque toute la charge alors que la tête de la vis ne prend presque aucune charge. Par conséquent, la réduction de la résistance est moindre pour des plaques épaisses où la tête occupe moins de place relativement à l'épaisseur. Pour un assemblage à simple recouvrement, Ramkumar et Tossavainen [7] ont trouvé qu'un boulon en acier garantissait une résistance supérieure par rapport à un boulon en titane. Pour exactement le même assemblage mais avec un boulon en aluminium, c'était le boulon qui cassait et non pas le stratifié. L'utilisation des

tiges pultrudés comme attache résulte aussi dans le bris de l'attache [43]. Ainsi, l'utilisation d'un boulon en acier est recommandée pour la plupart des applications.

1.5.7 Plusieurs lignes ou rangées de boulons

Plusieurs auteurs cautionnent que la résistance d'un assemblage à plusieurs boulons est seulement le multiple de la résistance d'un assemblage à boulon simple si on respecte des grands pas longitudinaux et transversaux entre les attaches [5,44,45,46]. Sinon, il y a une interaction entre les boulons. Ainsi, en général, la complexité du joint diminue la charge que chaque boulon peut porter individuellement. Par rapport aux stratifiés carbone-époxy, cette réduction est faible pour les stratifiés verre-polyester. L'élongation élevée à la rupture des fibres de verre est à l'origine de ce phénomène. L'assemblage peut atteindre une efficacité de 50% pour un stratifié aux fibres de verre avec une seule rangée de boulons à un faible pas transversal. Cet assemblage casse en traction. Pour garantir une rupture par portance, le pas transversal doit être beaucoup plus grand et l'efficacité est réduite à un tiers [46]. La géométrie où la rupture passe d'un mode de rupture à un autre dépend de l'empilement utilisé [7]. Pour une ligne de deux boulons dans un stratifié verre-polyester [47], la charge portée par chaque boulon n'est pas égale si une rupture par traction ou par cisaillement peut se développer. Si la rupture est par portance, les deux boulons portent la même charge et la charge est le double de celle qu'un seul boulon peut porter. Cependant, l'efficacité est faible vu les dimensions élevées qui sont nécessaires pour assurer ce mode de rupture. Ainsi, il est suggéré qu'il est préférable d'augmenter l'épaisseur localement au lieu d'utiliser plusieurs rangées de boulons [27]. Pour atteindre l'efficacité maximale d'un assemblage à plusieurs boulons, la distribution de charges doit être gérée de telle manière que les contraintes de portance soient minimales dans la rangée qui est critique en traction [16,48]. Pour changer la

distribution des charges, on change les épaisseurs du stratifié et des plaques de portance ainsi que le pas transversal dans les différentes rangées de boulons. Il est aussi possible de gérer la distribution de charges par l'application de différents jeux entre les trous et les boulons pour les différentes rangées de boulons ou en changeant le niveau de serrage pour certaines rangées de boulons. Cependant, Prabhakaran et Robertson [49] ont démontré qu'il n'y avait pas de gain en résistance pour de telles approches. Il est clair que le comportement de l'assemblage à plusieurs boulons est fortement lié à la distribution des charges. Plus de détails sur la distribution des charges et son calcul seront donnés dans la section 1.10. Dans la section 1.5.8 nous expliquons pourquoi pour un assemblage boulonné en matériaux composites, il y a une interaction entre les boulons quand il y a plusieurs rangées de boulons.

1.5.8 Efficacité du joint

1.5.8.1 Problématique de l'efficacité

Même en utilisant plusieurs rangées de boulons, l'efficacité des joints en matériaux composites est limitée: la résistance est toujours fortement réduite par la présence du joint. L'efficacité est inférieure à celle des joints collés où la résistance n'est pas réduite d'autant. En plus, l'efficacité est inférieure à celle des assemblages boulonnés en matériaux métalliques. La cause de cette basse efficacité est à chercher dans le comportement plutôt élastique des matériaux composites. On sait qu'il y a inévitablement des concentrations de contraintes autour des trous d'un assemblage boulonné. Ces concentrations de contraintes réduisent la résistance pour un matériau avec un comportement élastique et fragile. Les métaux ne démontrent pas, à la limite, ce comportement élastique mais plutôt un comportement plastique, lequel élimine les concentrations de contraintes. Par conséquent, on dit que les métaux ne sont pas très

sensibles aux entailles. Cette insensibilité à l'entaille fait que l'efficacité d'un joint en un métal ductile peut être de 70%, en utilisant une seule rangée de boulons. Ceci est montré sur la Figure 1.9 [6]. En utilisant plusieurs rangées de boulons, l'efficacité peut même atteindre 80%. Sur la Figure 1.9, on voit aussi que la performance des matériaux composites est meilleure que celle des matériaux fragiles. Cependant, l'efficacité maximale avec une seule rangée de boulons n'est que 50 % pour un stratifié verre-polyester typique et 40 % pour un carbone-époxy typique. L'utilisation de plusieurs rangées de boulons n'augmente pas énormément l'efficacité. En utilisant plusieurs rangées de boulons, la charge de portance diminue pour chaque trou, mais une charge déviée (*by-pass*) est aussi introduite. Si on prend l'exemple de la Figure 1.10 avec trois rangées de boulons, on voit que les charges introduites par les boulons un et deux doivent quand même passer autour du boulon numéro trois. Assumant le cas hypothétique[2] que chaque boulon porterait un tiers de la charge totale P_{totale}, on aurait autour du boulon numéro trois une charge de portance de 1/3 P_{totale} et une charge déviée de 2/3 P_{totale}.

[2] voir section 1.10

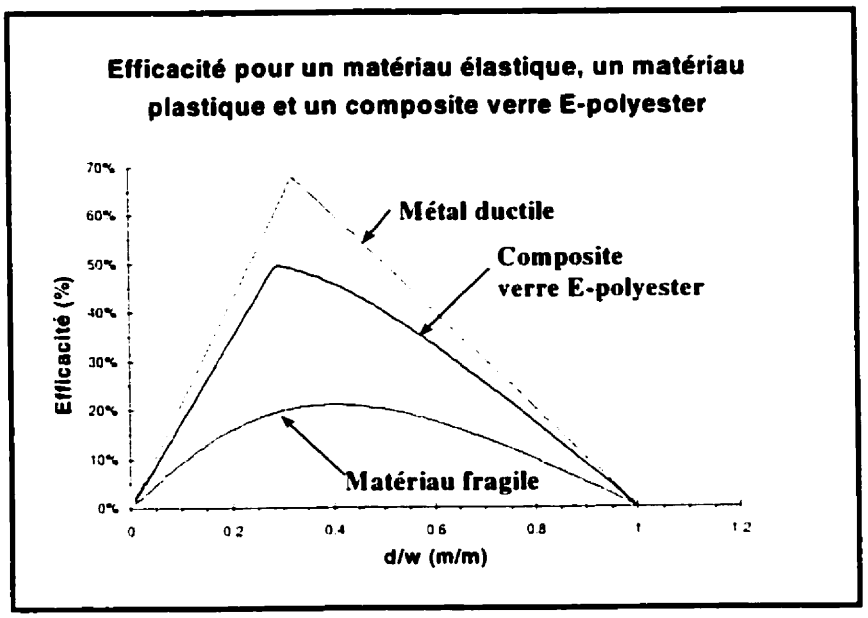


Figure 1.9: Relation entre la résistance des assemblages en matériaux ductiles, matériaux composites et matériaux fragiles. Adapté de [6].

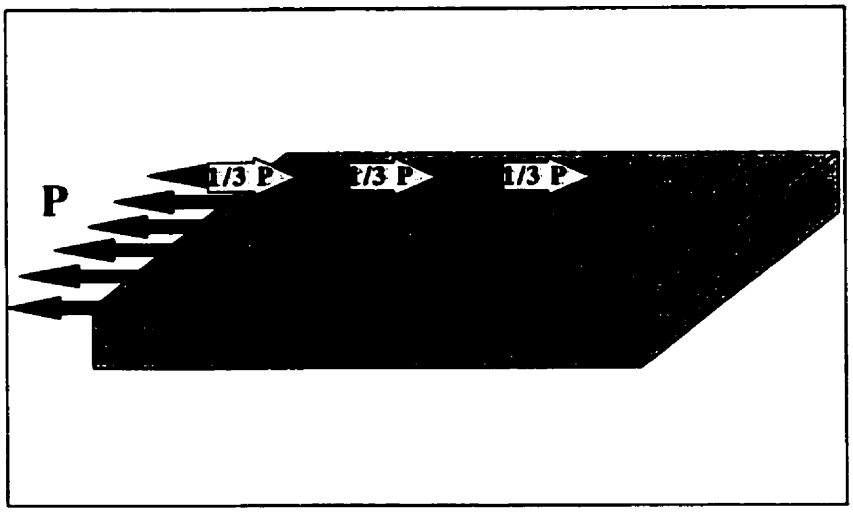


Figure 1.10: Forces déviées (*by-pass*) dans les assemblages boulonnés avec plusieurs rangées de boulons.

Cette charge déviée cause des concentrations de contraintes supplémentaires dans le plan de la traction du boulon numéro trois. Vu que les facteurs de concentrations de contraintes sont du même ordre de grandeur pour la charge de portance et pour la charge déviée [16], il y a une forte interaction entre la charge de portance maximale et la charge déviée maximale autour d'un trou. La Figure 1.11 montre cette forte interaction. Pour une plaque large, il n'y a pas d'interaction entre la charge déviée et la charge de portance si la charge déviée est assez faible. L'assemblage casse par portance au point B. Cependant, si la plaque n'est pas très large ou si la charge déviée est assez élevée, on observe des ruptures par traction au point A et une interaction entre la charge déviée maximale et la charge de portance maximale. La charge totale, P_{totale} est limitée par cette interaction autour du trou numéro trois. La charge totale est plus grande que celle d'un assemblage à une seule rangée mais pas beaucoup. Pour un stratifié carbone-époxy, l'utilisation de plusieurs rangées de boulons peut augmenter l'efficacité de 10% seulement. Il était mentionné dans la section 1.5.7 que l'interaction est plus faible pour les matériaux composites en fibres de verre. Ainsi, un gain plus grand peut être obtenu pour les composites aux fibres de verre. Cet assemblage cassera en traction, et non pas en portance. Il est possible d'augmenter l'efficacité par d'autres moyens tel que montré ci-après.

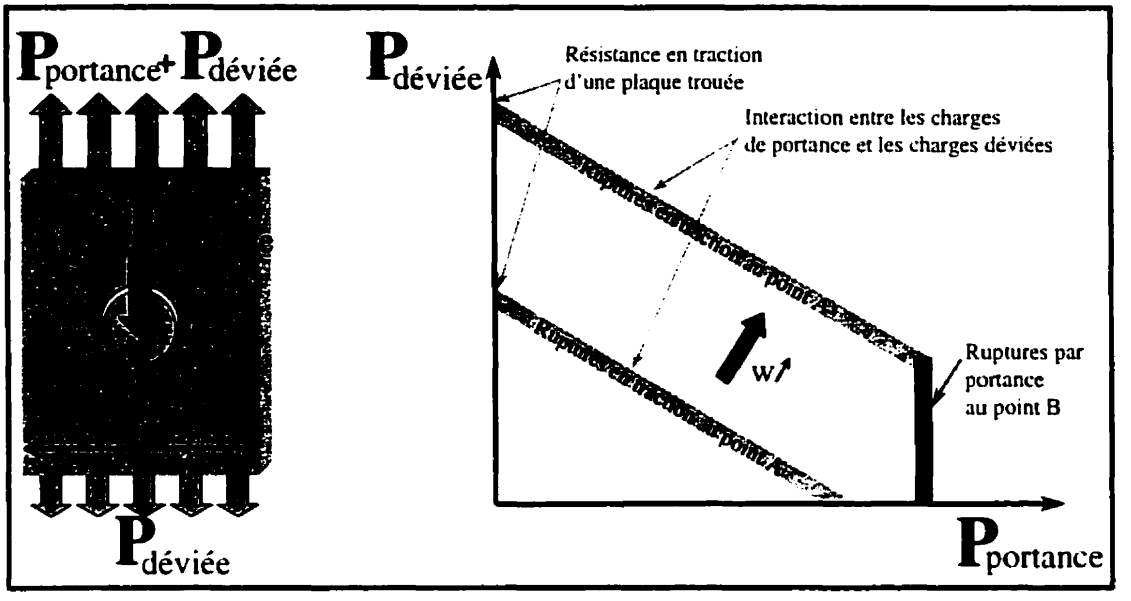


Figure 1.11: Enveloppe de design pour un assemblage boulonné soumis à des charges de portance et des charges déviées (*by-pass*); effet de la largeur inclus. Adapté de [6].

1.5.8.2 Solutions pour augmenter l'efficacité

Une première méthode pour augmenter l'efficacité des assemblages boulonnés est d'augmenter localement l'épaisseur du stratifié. Des plis additionnels en matériaux composites ou en métal permettent d'augmenter la résistance, même jusqu'à la résistance non entaillée du stratifié de base. Des plis métalliques permettent une épaisseur additionnelle minimale et même une distance au bord réduite. Pour le poids minimal, il est recommandé d'ajouter des plis comme ceux du stratifié de base mais orientés à ±45°. La performance est un peu plus élevée si les plis additionnels sont intégrés dans le stratifié de base et ne sont pas uniquement ajoutés à l'extérieur du stratifié de base [50-52]. Les désavantages de cette méthode sont l'augmentation de l'excentricité pour les assemblages à simple recouvrement [53] et une réparation difficile du stratifié [6].

Une toute autre méthode est le taillage du stratifié (*laminate tailoring*) [54]. Nous avons expliqué que le problème principal des assemblages avec plusieurs rangées est l'interaction des charges de portance et des charges déviées (*by-pass*). Cette méthode permet d'isoler ces charges. L'astuce est de diviser le stratifié en une région primaire avec un module longitudinal élevé et une région de portance près des boulons avec un module longitudinal faible mais avec une bonne résistance à la portance, typiquement un ±45°. Ainsi, la région de portance est optimisée pour introduire la charge dans le stratifié et pour la transférer à la région primaire. La région primaire prend presque toutes les charges déviées à cause de sa rigidité longitudinale élevée. La résistance peut augmenter de 20 % et plus.

D'autres méthodes changent la structure des fibres autour du trou ou la forme du trou. Elles sont énumérées ci-dessous. Une solution efficace pour des plaques trouées sollicitées en traction [55] est d'incorporer le trou directement dans le stratifié pendant la cuisson en dirigeant les fibres autour du trou. Cependant, pour un assemblage boulonné, la résistance diminue [56]. Si le stratifié est fait d'un tissu tricoté, il est avantageux de tricoter les fibres autour du trou. Ainsi les fibres ne sont pas coupées par le perçage. Un trou tricoté garantit une plus grande résistance qu'un trou percé et une rupture par portance pour des dimensions faibles [57]. Pour des stratifiés aux tissus tridimensionnels, la résistance à la portance augmente avec le pourcentage de fibres à travers l'épaisseur parce que ces fibres éliminent les délaminages [58]. La résistance est faible par rapport à celle des stratifiés aux tissus bidirectionnels, parce que le taux de fibres est très bas dans un stratifié aux tissus tridimensionnels. L'utilisation d'un trou elliptique ne résulte que dans un état de contraintes légèrement avantageux [59]. En plus, il n'y a pas de résultats expérimentaux qui prouvent que la résistance augmente effectivement.

L'utilisation d'inserts est une voie prometteuse pour l'amélioration de la résistance, surtout pour des pièces structurales faites par SMC ou RTM [60]. L'utilisation d'un insert en aluminium, collé dans le trou du stratifié, crée un état de contraintes avantageux. Ceci était démontré par l'interférométrie de Moiré [61]. Pour un insert avec un diamètre extérieur supérieur de 40 % au diamètre du boulon, la résistance d'un assemblage boulonné augmente de 55% [62].

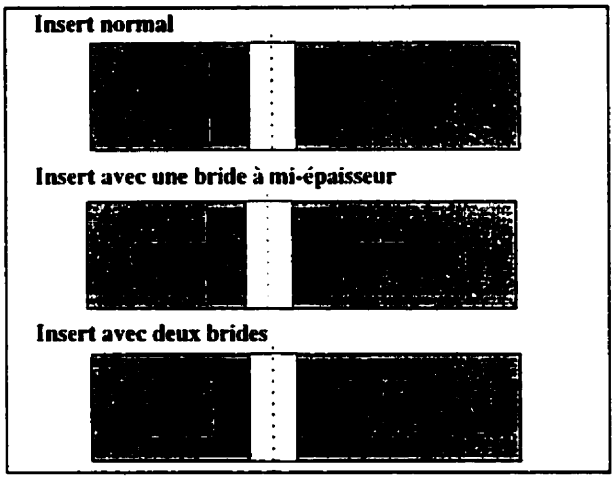


Figure 1.12: Types d'inserts utilisés par Sasdelli *et al.* [63]

L'évaluation expérimentale des trois types d'inserts montrés sur la Figure 1.12 indiquait que l'assemblage sans insert reste le plus performant pour un chargement en arrachement [63]. Pour un chargement dans le plan, l'insert normal augmente la performance de 14% par rapport à l'assemblage sans insert et les inserts avec une ou deux brides ont une performance augmentée de 25 % ou plus. Les derniers n'étaient pas testés jusqu'à la rupture à cause des limitations du montage d'essai. L'ajout des brides augmente la résistance à cause de la surface agrandie sur laquelle les charges peuvent être transférées dans le stratifié. La plasticité de l'insert provoquait de l'endommagement dans le stratifié par des délaminages et du flambement des fibres. Un insert en un matériau plus résistant

éliminerait ce problème [63,64]. Pour ne pas réduire la résistance à l'arrachement, il est finalement proposé de mettre les brides de la troisième configuration hors du stratifié [64]. Ainsi, l'épaisseur du stratifié n'est pas réduite localement pour faire de la place aux brides mais l'épaisseur totale augmente. La géométrie d'un insert sans brides était optimisée par Rispler *et al.* [65] à l'aide d'un modèle par éléments finis. L'idée était de remplacer le matériau composite plutôt élastique par de l'aluminium plutôt plastique dans la partie où il y a des concentrations de contraintes en compression. Ainsi, la concentration de contraintes compressives est réduite par la plasticité de l'aluminium. Cependant, la géométrie résultante, ressemblant à une demi-lune, est très complexe. L'état de contraintes avantageux était vérifié par la photoélasticité mais l'insert n'a pas été testé jusqu'à sa résistance ultime. Un autre assemblage avec des inserts, très intéressant parce qu'il permet de joindre deux stratifiés sans qu'il y ait des saillies, résulte en une résistance égale à celle d'un assemblage boulonné [66]. Il s'agit de deux inserts: un insert est usiné de façon à contenir la tête du boulon pendant que l'autre a un filetage qui sert comme écrou. En plus, un des inserts a une saillie laquelle s'emboîte dans le creux de l'autre insert.

La résistance d'un assemblage combiné collé-boulonné, devrait être celle d'un joint collé parce que le joint collé résulte en une trajectoire de charges (*load path*) plus favorable à la rigidité que le joint boulonné [3]. Cependant, si les plaques à joindre sont épaisses, le design d'un joint collé devient très complexe, nécessitant des plaques à épaisseur variable (*stepped lap joint* ou *tapered joint*). Souvent, en milieu industriel, il n'est pas pratique ou faisable de varier l'épaisseur des plaques. Des essais sur un profil pultrudé en verre-polyester à épaisseur constante et relativement épais (12.7 mm) révèlent que la résistance du joint combiné peut être plus élevée que celle d'un assemblage boulonné ou celle d'un assemblage collé à double recouvrement [67]. Pour un type spécial de boulon

avec une tête fortement agrandie collée sur la surface du stratifié, la résistance est inférieure à celle d'un assemblage boulonné [68,69].

1.5.9 Fatigue et effets environnementaux

Il est important de signaler que les résultats présentés ci-dessous concernent surtout les stratifiés aux fibres de carbone. Seule une étude concerne les effets de fatigue pour les assemblages en matériaux composites aux fibres de verre et aucune étude n'a été trouvée concernant les effets environnementaux.

Le plus grand écart entre la résistance non entaillée en traction et la résistance d'un assemblage boulonné se produit pour le chargement statique. Sous le chargement en fatigue, la résistance en traction diminue plus que la résistance de l'assemblage boulonné. Par conséquent, les courbes de fatigue S-N (courbes contrainte-vie ou *stress-life curves*) se rapprochent pour un grand nombre de cycles et un design sécuritaire résulte si le facteur de réduction pour le cas statique est utilisé pour le design en fatigue [50,70]. Comme pour le cas statique, la vie en fatigue est meilleure pour l'assemblage boulonné que pour l'assemblage à goupille [9,71] et la séquence d'empilement reste aussi d'une grande importance pour la fatigue [71]. La perte de rigidité à cause de l'élongation des trous est un facteur critique pour le design en fatigue. L'élongation des trous dépend du moment de serrage appliqué [9,7]. Cette élongation se développe tôt pour l'assemblage serré à la main et tard pour les assemblages sans un moment de serrage ou avec un grand moment de serrage. L'amplitude de l'élongation dépend aussi du moment de serrage appliqué. L'élongation est quasi-nulle pour l'assemblage à goupille et maximale pour l'assemblage avec l'écrou serré à la main. Pour un plus grand moment de serrage, l'élongation diminue. La taille de la surface couverte par les rondelles peut influencer le

mode de rupture [72]. Un phénomène intéressant est observé pour la résistance résiduelle lors d'un chargement en fatigue préalable. La résistance résiduelle est plus élevée que la résistance statique après un chargement en fatigue de 10^2 à 10^3 cycles [71]. Ce "wear-in" est partiellement expliqué par une réduction des concentrations de contraintes à cause d'endommagements mineurs, résultant en une redistribution des contraintes [6]. Mais la rigidité résiduelle et la résistance résiduelle augmentent aussi pour des chargements en traction pure et en compression pure, sans concentrations de contraintes. Alors, ce comportement doit aussi contribuer au phénomène du "wear-in" pour les assemblages boulonnés [71].

Un environnement humide ou à haute température réduit la résistance des assemblages boulonnés. Pour un carbone-époxy, la résistance d'un assemblage à goupille diminuait de 40 % après un conditionnement à une température de 126°C et à un taux d'humidité absorbée de 1.5%. L'humidité contribuait à raison de 10 % à cette baisse et la température à raison de 30 %. Il n'y avait pas d'interaction entre les deux effets. Le mode de rupture et la taille de la région endommagée ne sont pas influencés par ce conditionnement [73]. Par contre, Persson et Eriksson [74] trouvaient que la résistance statique n'était pas sensible à un conditionnement préalable, à une température de 70°C et à un taux d'humidité absorbée de 1 %. La résistance en fatigue était bien réduite. Un résultat semblable était noté par Crews [9] pour des essais effectués dans l'eau: la résistance en fatigue était réduite de 40 % alors que la résistance statique n'était presque pas influencée. Finalement, à haute température, le fluage (*creep*) peut résulter en des allongements importants des trous [75].

1.5.10 Chargement hors plan

En général, peu d'attention est attribuée au chargement en arrachement. Dykstra *et al.* [76] ont observé qu'à partir d'un déplacement égal à la moitié de l'épaisseur du stratifié, la courbe charge-déplacement devient fortement non linéaire. Ensuite, l'endommagement commence par une fissuration de la matrice. La rupture finale s'amorce par une fissure à travers l'épaisseur au bord de la rondelle. Cette fissure se propage jusqu'à 180° de la circonférence de la rondelle, puis elle dévie vers les bords de la plaque. Deux pics étaient présents dans la réponse charge-déplacement des essais effectués par Banbury et Kelly [77]. Le premier pic correspondait à une contrainte d'endommagement initial, le deuxième à la résistance ultime. La contrainte de l'endommagement initial ainsi que la résistance ultime augmentaient avec l'épaisseur du stratifié et avec le diamètre de la tête du boulon. L'endommagement initial était caractérisé par de la fissuration de la matrice suivie par des délaminages, ressemblant fortement à l'endommagement lors d'un impact à faible énergie. Un modèle d'endommagement progressif par éléments finis démontrait que cet endommagement initial était prédit assez bien par un critère de déformation maximale de la matrice [78]. La distribution des déformations lors de l'utilisation de différents types de rondelles a été étudiée par Polk *et al.* [79,80]. Pour obtenir la distribution de déformations la plus avantageuse, il est recommandé d'utiliser soit une rondelle flexible soit une rondelle plus rigide mais avec un arrondissement prononcé vers son diamètre extérieur.

1.6 Analyse des contraintes

Avant qu'on puisse prédire la résistance d'un assemblage boulonné à l'aide d'un critère de rupture, on doit d'abord connaître les contraintes ou les déformations mises en jeu. Pour l'analyse des contraintes, le problème majeur est la modélisation du contact entre le trou et le boulon. La Figure 1.4 montrait déjà un exemple des contraintes radiales et tangentielles autour du trou ainsi que des contraintes de frottement à l'interface du boulon et du trou pour un assemblage à boulon simple avec un jeu entre le trou et le boulon. La zone de contact était restreinte à un angle d'à-peu-près deux fois 75°. Dans la zone de contact, la charge est transférée du boulon au stratifié surtout par une pression de contact (la contrainte radiale compressive) entre le trou et le boulon. Une petite partie de la charge est aussi transférée par le frottement entre le trou et le boulon (la contrainte de frottement). L'angle de contact dépend entre autre de la force appliquée, du jeu entre le boulon et le stratifié et de l'empilement du stratifié [8]. En plus, cet angle peut varier à travers l'épaisseur du stratifié [81]. Dans la zone de contact, on distingue encore une zone de dérapage et une zone sans dérapage [82]. Dans la zone sans dérapage, le produit du coefficient de frottement "μ" et de la contrainte radiale est supérieur à la contrainte de cisaillement tangentielle au bord du trou ($\mu.\sigma_r > \tau_{rt}$); il n'y a pas de mouvement tangentiel entre les parois du boulon et du trou. Par contre, dans la zone de dérapage, la contrainte de cisaillement tangentielle au bord du trou devient aussi élevée que le produit du coefficient de frottement et de la contrainte radiale. Les parois du trou et du boulon vont bouger relativement l'une par rapport à l'autre. Les tailles des zones de contact et des zones de dérapage dépendent de la charge appliquée. Par conséquent, le problème est géométriquement non linéaire. Pour trouver l'état de contraintes, une procédure de contact itérative est nécessaire: la charge est augmentée par des petits incréments et à chaque pas on vérifie les conditions du contact [82]. La procédure de contact doit éviter

que le boulon pénètre dans le trou et assurer que les contraintes radiales soient uniquement compressives à la surface du trou et du boulon dans la zone de contact et qu'il n'y ait pas de contraintes radiales dans la zone sans contact. En plus, dans la zone de contact, les lois de frottement doivent être respectées. La contrainte de cisaillement tangentielle au bord du trou ne peut pas surpasser le frottement maximal possible. Si cette contrainte de cisaillement est égale au produit du coefficient de frottement et de la contrainte radiale, la procédure de contact doit permettre aux parois du boulon et du trou de bouger l'une par rapport à l'autre. La modélisation de ce contact est numériquement très exigeante. En plus, s'il y a des charges déviées ou une interférence entre le trou et le boulon, plusieurs zones de contact et de dérapage peuvent se développer. Plusieurs auteurs ont choisi de ne pas modéliser le frottement. Sans frottement, une procédure inverse peut être utilisée. Cette procédure [83] inverse le problème: on suppose un angle de contact et on calcule la charge correspondante. La nature de cette technique exige qu'il y ait une symétrie du chargement et de la géométrie et que les zones de contact puissent être identifiées. Bien qu'une superposition de deux analyses linéaires soit nécessaire pour chaque angle de contact, on économise du temps de calcul parce qu'on enlève la non-linéarité géométrique. Plus de détails sur cette méthode sont données par Ramamurthy [83] et par Naik and Crews [84]. Si on fait le choix de ne pas évaluer l'angle de contact en fonction du jeu et de la charge mais de l'imposer, on peut effectuer une analyse géométriquement linéaire avec des conditions aux limites radiales [85]. Pour la zone de contact, on fixe les déplacements dans la direction radiale. Sur les déplacements tangentiels, on n'impose pas de conditions. On ne tient donc pas compte du frottement. Si l'analyste trouve des contraintes radiales en traction pour la zone de contact ou une pénétration dans le boulon pour la zone sans contact, l'angle de contact doit être changé. Une méthode très similaire est de ne pas imposer directement les conditions aux limites radiales au bord du trou mais de les imposer à l'aide d'éléments barres [86] comme montré au cas "C" de la Figure 1.13. Des éléments barres très rigides

sont attachés au bord du trou pour toute la zone de contact et se joignent ensemble à leur autre bout. Vu que les barres sont fixées à ce bout, la zone de contact peut bouger de manière tangentielle mais non pas de manière radiale. Si une force de traction est détectée dans un élément barre, l'élément barre doit être enlevé. La méthode la plus simple est d'imposer les contraintes radiales [87]. C'est le cas "A" de la Figure 1.13. Au lieu d'évaluer la contrainte radiale dans la zone de contact, on suppose qu'on la connaît. On varie la pression radiale de zéro, à la fin de l'angle de contact, jusqu'au maximum à l'angle de 0°. Cette augmentation de la pression se fait sous forme de cosinus et l'amplitude est déterminée de sorte que la charge totale dans la direction longitudinale devienne égale à la force qu'on veut appliquer. Cette approche fut introduite par Bickley [88] en 1928 pour des plaques isotropes infinies. Mais, pour les matériaux orthotropes et pour des dimensions finies, cette approche n'est plus valide [8,89]. Remarquons encore qu'on peut seulement modéliser l'élasticité du boulon à l'aide d'une procédure de contact itérative. Cependant, la distribution de contraintes n'est typiquement pas très affectée par l'élasticité du boulon quand il s'agit d'un boulon en acier [8].

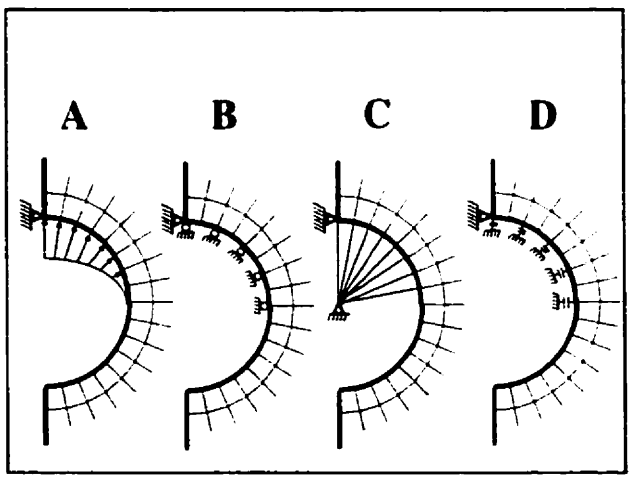


Figure 1.13: Modélisation du contact entre le trou et le boulon: distribution de cosinus (A), conditions aux limites radiales (B), éléments barres (C) et éléments de contact (D).

L'analyse des contraintes peut se faire en 2D ou en 3D. Une analyse en 2D ne permet pas d'évaluer les contraintes interlaminaires qui existent au bord du trou. La simulation est aussi limitée aux assemblages à goupilles vu que le serrage ne peut pas être pris en compte. Une analyse en 3D permet d'étudier les contraintes interlaminaires au bord du trou. En plus, les études en 3D peuvent inclure le serrage imposé par la rondelle, la flexion du boulon et le transfert de charges par frottement entre la rondelle et le stratifié. Habituellement, l'étude des contraintes interlaminaires à l'aide de la méthode par éléments finis "conventionnelle" nécessite un certain nombre d'éléments à travers l'épaisseur des plis. Par une méthode "conventionnelle" nous désignons l'utilisation d'un logiciel basé uniquement sur la continuité des déplacements avec des éléments 3D pour milieux continus (*3-D continuum elements*). Vu que la taille des éléments ne peut pas différer beaucoup dans les trois dimensions, ces modèles requièrent un nombre élevé de degrés de liberté. On peut réduire le nombre de degrés de liberté et faciliter l'étude des phénomènes 3D par l'utilisation de formulations hybrides lesquelles combinent la continuité des déplacements avec la continuité des contraintes, par des types d'éléments spéciaux ou par des approches globales/locales. Un survol des différentes possibilités est donné par Hoa et Feng [90].

Hyer et Klang [8] ont étudié la distribution de contraintes dans un stratifié carbone-époxy pour un assemblage à goupille. L'effet de plusieurs paramètres comme l'empilement du stratifié, l'amplitude de la charge, l'élasticité du boulon, le frottement entre le boulon et le trou et le jeu était étudié. La théorie des variables complexes pour une plaque infinie et une procédure itérative de contact étaient appliquées. Les résultats peuvent être résumés ainsi:

- Les déformations planes d'un boulon en acier n'influencent pas la distribution de contraintes.

- La distribution de contraintes ne peut pas être représentée par une distribution de cosinus pour les stratifiés considérés ($[0°],[90°],[0°/\pm45°/90°]_s$,$[0_2/\pm45]_s$). Sur la Figure 1.4 on voit par exemple que la contrainte radiale ne se présente pas à un angle de 0°.
- Les amplitudes des contraintes et leur distribution diffèrent beaucoup d'un stratifié à un autre. Le stratifié [0°] provoque la plus grande concentration de contraintes tangentielles autour du trou (*hoop stress*): 67 % de plus que le stratifié quasi-isotrope.
- Le frottement entre le boulon et le trou fait que la contrainte radiale maximale ne se produit pas forcément à un angle de 0° et que la contrainte tangentielle est négative à un angle de 0° pour les stratifiés étudiés (voir la Figure 1.4). La contrainte tangentielle maximale augmente avec le coefficient de frottement. Évidemment, la contrainte de cisaillement "τ_{rt}" au bord du trou augmente aussi avec le coefficient de frottement.
- L'endroit où la contrainte maximale tangentielle se produit dépend du stratifié mais il reste proche de la fin de l'angle de contact.
- En augmentant le jeu entre le trou et le boulon, l'angle de contact diminue fortement, la contrainte radiale maximale augmente et elle se situe plus près d'un angle de 0°. La position de la contrainte tangentielle maximale change et bien que la contrainte maximale n'augmente pas, il y a plus de matériau sollicité à des contraintes tangentielles élevées.
- En augmentant la charge, l'angle de contact augmente. La contrainte radiale maximale, relative à la contrainte appliquée, devient moins élevée et la contrainte tangentielle maximale se dirige vers un angle de 90°.

Un modèle par éléments finis avec une procédure de contact itérative [91] confirme ces observations. En plus, il est mis en évidence que l'empilement du stratifié ainsi que la modélisation du frottement et du jeu n'influencent pas seulement la distribution de contraintes au bord du trou mais aussi celle à l'intérieur du stratifié. La largeur de l'échantillon a une grande influence sur la contrainte tangentielle selon une étude de

Crews *et al.* [89]. Une faible distance au bord fait augmenter les contraintes tangentielles ainsi que les contraintes de cisaillement dans le plan. Les contraintes interlaminaires sont étudiées par plusieurs auteurs [38,81,85,86,92,93] à l'aide d'éléments finis tridimensionnels. Pour toutes ces études, le frottement entre la rondelle et le stratifié est omis ou supposé comme infini. La comparaison des stratifiés $[0/90]_s$ et $[90/0]_s$ montre que la contrainte σ_z à travers l'épaisseur est plus accentuée en traction à un angle de 0° pour le $[0/90]_s$. Ceci peut expliquer la résistance supérieure du $[90/0]_s$ pour un assemblage à goupille. Mais à un angle de 90° cette contrainte est plus accentuée en traction pour le $[90/0]_s$. Ainsi, en appliquant le critère de délaminage de Ye [94], Chen *et al.* [81] trouvent que le délaminage se présente seulement autour de l'angle de 0° pour un $[0_6/90_6]_s$ mais pour le $[90_6/0_6]_s$ on aperçoit des délaminages autour des angles de 0° et de 90°. Ceci était aussi démontré expérimentalement [38]. Camanho et Matthews [93] utilisent aussi le critère de Ye pour prédire la délaminage. Ainsi, ils démontrent que la contrainte d'endommagement initial est inférieure pour des laminés dont plusieurs plis de la même orientation sont regroupés ensemble. Malheureusement leur modèle est incapable de prédire la contrainte d'endommagement initial en fonction du serrage appliqué. Un serrage réduit la contrainte interlaminaire σ_z au bord du trou et augmente la contrainte d'endommagement initial. Cependant, des contraintes interlaminaires considérables se développent aux bords des rondelles. Ceci est consistant avec les délaminages aux bords de la rondelle qu'on observe expérimentalement [86]. Les contraintes radiales et tangentielles au bord du trou peuvent être modélisées assez bien avec un modèle en 2D bien qu'un état triaxial de contraintes existe au bord du trou [92]. Un modèle 2D ignore par contre que les non-linéarités en cisaillement dans le plan (le plan X-Y) et en dehors du plan (plan Z-X) affectent l'état de contraintes dans le plan et en dehors du plan [85]. Ces effets prouvent d'être significatifs lors de la prédiction de la contrainte d'endommagement initial. Naturellement, si l'assemblage est chargé en compression et non en traction, tout l'état de contraintes change [83]. Un chargement en

compression résulte en des contraintes radiales plus élevées et des contraintes tangentielles beaucoup plus faibles qu'en traction. Pour un assemblage à simple recouvrement [95], il y a un grand gradient de la contrainte de portance à travers l'épaisseur du stratifié, surtout si l'attache est une vis noyée. Le gradient de la contrainte de portance à travers l'épaisseur d'un assemblage à double recouvrement fut étudié par Barrois [96] pour un matériau isotrope et élastique. La solution est obtenue par un calcul analytique. L'interaction entre le boulon et les plaques est modélisée par une poutre sur des fondations élastiques: le boulon est représenté par la poutre et l'influence de la déformation des plaques sur la déformation du boulon est prise en compte par les fondations élastiques.

1.7 Mécanismes d'endommagement et de rupture

Bien que l'analyse des contraintes soit une étape nécessaire, elle ne permet pas la prédiction du mode de rupture ou de la résistance de l'assemblage. L'analyse des contraintes doit être combinée avec un critère de rupture. Avant de procéder à cette étape, il est utile de s'attarder aux mécanismes de rupture observés expérimentalement. La rupture par portance est causée par l'endommagement accumulé en compression. Cet endommagement compressif se manifeste sous forme de flambement des fibres, délaminages mineurs, cisaillement entre les fibres et la matrice et fissuration de la matrice [24,97]. Lors de cet endommagement compressif, des fissures de cisaillement se forment et tant qu'elles ne dépassent pas le diamètre extérieur des rondelles elles ne déclenchent pas de ruptures catastrophiques. Ainsi, multiples fissures de cisaillement peuvent se développer progressivement. Après que la première série de fissures a traversé toute l'épaisseur du stratifié, la charge tombe légèrement et la rigidité est réduite vu qu'il y a une perte d'intégrité du stratifié au bord comprimé. Ce point est souvent

appelé la charge ou la contrainte d'endommagement initial. A ce point, la pression entre la rondelle et le stratifié s'accroît et ainsi le transfert de charges par frottement augmente. La résistance ultime est atteinte quand les fissures de cisaillement dépassent le diamètre extérieur de la rondelle. Pour les ruptures par traction, des délaminages et de la fissuration de la matrice sont présents au plan de la traction avant que la charge ultime soit atteinte. Ces endommagements résultent en une non-linéarité mineure de la réponse charge-déplacement ainsi qu'en une redistribution des contraintes limitée. Quand la rupture est par cisaillement, l'endommagement s'intensifie du plan de la portance aux plans de cisaillement. Seulement un peu de flambement de fibres est observé au moment de la rupture par cisaillement. La réponse charge-déplacement reste pratiquement linéaire jusqu'à la rupture. Il est pertinent de noter que des études détaillées sur les mécanismes d'endommagement dans les stratifiés en fibres de verre n'ont pas été trouvées. Il est connu que les déformations plus élevées des fibres de verre provoquent plus d'interactions entre les modes de rupture et plus de délaminages [15]. En ce qui concerne l'utilisation d'une résine polyester au lieu d'une résine epoxy, on s'attend à ce que les délaminages gagnent encore d'importance vu que la résistance au cisaillement interlaminaire est nettement inférieure pour un stratifié verre-polyester que pour un stratifié verre-époxy [98].

1.8 Critères de rupture

1.8.1 Problématique

Si on réexamine la Figure 1.9 on voit que le matériau composite ne se comporte ni de façon fragile ni de façon ductile: la sensibilité à l'entaille est moins élevée que celle d'un matériau fragile mais elle est quand même supérieure à celle d'un métal ductile. La

réduction de la sensibilité aux entailles pour les matériaux composites trouve son origine dans une redistribution de contraintes lors des endommagements mineurs, lesquels réduisent les concentrations de contraintes. Des endommagements dans plusieurs plis peuvent s'accumuler avant que la charge ultime ne soit atteinte. Les critères de rupture classiques (contrainte maximale, déformation maximale, Tsai-Wu) ne prévoient pas cet endommagement progressif et cette redistribution de contraintes après la défaillance du premier pli (*first ply failure*). Par conséquent, leurs résultats sont en général trop conservateurs. Une exception était présentée par Pierron *et al.* [33]; la contrainte d'endommagement initial était prédite assez précisément par le critère de la contrainte maximale pour un assemblage à goupille fabriqué en un stratifié verre-époxy $[\pm 45^\circ]_{12s}$. Bien que ce résultat soit intéressant, on peut se demander s'il ne s'agît pas d'un empilement particulier pour laquelle cette approche marche. Par ailleurs un tel modèle est incapable de prendre en compte que la contrainte d'endommagement initial est plus élevée pour un assemblage boulonné et ne donne aucune information sur la résistance ultime.

1.8.2 Modèles de distances caractéristiques

L'approche des distances caractéristiques est basée sur le critère de la contrainte en un point (PSC ou *Point Stress Criterion*) et le critère de la contrainte moyenne (ASC ou *Average Stress Criterion*) [99]. Ces modèles étaient construits originalement pour prédire l'effet[3] de la grandeur du trou (*hole size effect*) des stratifiés troués, chargés en traction. Le PSC considère que la rupture se produit quand la résistance non entaillée est

---

[3] L'observation suivante a mené à l'expression 'effet de la grandeur du trou' : pour les matériaux composites, la résistance d'une plaque infinie avec un petit trou est supérieure à celle d'une plaque infinie avec un grand trou, bien que le facteur de concentration de contraintes soit le même.

atteinte à une distance caractéristique "d_o" du bord du stratifié. On appelle la distance d_0 une distance caractéristique parce qu'elle serait indépendante de la géométrie. Pour le ASC, la rupture se produit quand la contrainte moyenne — une moyenne prise à partir du bord du trou jusqu'à une distance caractéristique "a_0" du bord — devient égale à la résistance non entaillée du stratifié. Par la suite, le modèle ASC était utilisé pour prédire la résistance des stratifiés troués en compression avec un boulon dans le trou [100]. La distance caractéristique en compression apparaît beaucoup plus grande qu'en traction. Ce phénomène était expliqué par une capacité supérieure de redistribuer les contraintes pour ce type de chargement. Effectivement, pour faire la prédiction de la résistance ultime on évalue un état de contraintes parfaitement élastique et on prend en compte les effets de redistribution de contraintes par les distances caractéristiques. Bien que les résultats rapportés pour ces modèles soient assez bons, les distances caractéristiques apparaissent dépendantes des dimensions de la plaque [101]. Pour prédire la résistance d'un joint boulonné, la méthode était généralisée par Chang *et al.* [102]. Le critère n'est plus évalué en un point mais sur une courbe. En plus, la défaillance est évaluée au niveau des plis par un critère de rupture. Le critère de rupture de Yamada [103] est évalué pour chaque pli du stratifié sur une courbe caractéristique. Un exemple de ces courbes caractéristiques est montré sur la Figure 1.14. Les distances caractéristiques R_{oc} et R_{ot} sont définies au niveau du stratifié mais le critère de défaillance est appliqué au niveau du pli. Quand le critère de Yamada est satisfait dans un pli, tout le stratifié est considéré rompu [103]. Le mode de rupture est déterminé à l'aide de l'endroit où la défaillance était prédite. Si la rupture est détectée à un angle plus faible que ±15°, la rupture est cataloguée comme une rupture par portance, entre 30° et 60° comme une rupture par cisaillement et entre 75° et 90° comme une rupture par traction. La valeur de R_{ot} était prise à partir d'expériences sur un stratifié troué en traction et la valeur de R_{oc} était estimée comme 2.7 fois R_{ot} (cfr. [100]). Les résultats différaient au maximum de 15 % de la résistance boulonnée expérimentale. Le mode de rupture était aussi correctement

prédit dans la majorité des cas. Cependant, des applications ultérieures de ce modèle aux matériaux pultrudés verre/polyester [104] et aux stratifiés quasi-isotropes en carbone-époxy [105] ont démontré que la distance caractéristique en traction varie beaucoup avec la largeur de l'échantillon. Selon Ireman et Eriksson [106], les distances caractéristiques sont bien indépendantes de la grandeur de l'entaille si la matrice est assez ductile. Eriksson *et al.* [107,3] ont présenté une autre approche basée sur le modèle PSC. L'avantage par rapport au modèle de Chang *et al.* [102] est que ce modèle s'applique plus aisément aux chargements complexes. Des distances caractéristiques en traction, en compression et en cisaillement sont définies. Comme dans le modèle PSC original, on compare la résistance non entaillée à la contrainte qui agit à une distance caractéristique du bord du trou, sans faire appel à un critère de rupture interactif au niveau du pli. Les résistances non entaillées en traction, en compression et en cisaillement sont estimées dans toutes les directions en multipliant le module associé à la direction concernée avec une déformation critique expérimentale. Les distances caractéristiques sont estimées en accordant des résultats expérimentaux et des prédictions du modèle. L'obstacle principal est que ces distances caractéristiques devraient être connues pour toute la circonférence du stratifié car les distances caractéristiques varient avec la direction. Ainsi, si on veut profiter de la généralité de ce modèle, un certain nombre d'essais est nécessaire pour obtenir ces distances caractéristiques selon différentes directions [106]. En plus, la distance caractéristique en compression varie avec les conditions de serrage [3].

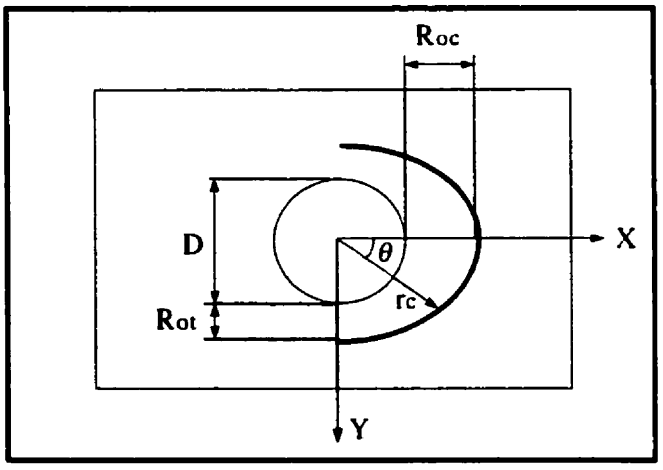


Figure 1.14: Courbe caractéristique du PSC modifié.

1.8.3 Modèles basés sur la mécanique de la rupture

D'autres modèles utilisent des principes de la mécanique de la rupture pour expliquer le comportement particulier des assemblages boulonnés utilisant des matériaux composites. Schulz *et al.* [108] ont développé un modèle basé sur la mécanique de la rupture élastique linéaire *(LEFM: linear elastic fracture mechanics)* afin de prédire la rupture par traction d'un assemblage boulonné. Ils considèrent le mode mixte pour la propagation de la fissure et un défaut fictif d'une longueur déterminée par des essais. Hollmann [109] a utilisé un modèle d'une zone endommagée (DZM ou *damage zone model*) pour prédire la rupture par traction et par cisaillement. La redistribution des contraintes par l'endommagement progressif est modélisée par une fissure fictive avec des forces cohésives sur les lèvres. Les données nécessaires sont la résistance du stratifié en traction et en cisaillement et les taux de restitution d'énergie apparents G^{*}_{Ic} et G^{*}_{IIc}, obtenus en accordant le modèle et les résultats expérimentaux. Un seul calcul par éléments finis suffit pour modéliser la progression de l'endommagement. La matrice de

rigidité condensée est calculée une fois, puis il est possible de modéliser la propagation de la fissure avec les éléments de cette matrice. D'après une comparaison extensive [106] entre le modèle DZM et le modèle PSC généralisé de Eriksson *et al.* [107], le modèle DZM ne donne pas de meilleurs résultats que le modèle PSC généralisé. Ainsi, le modèle du type PSC est préférable vu qu'il est plus facile à appliquer.

1.8.4 Modèles de l'endommagement progressif

La redistribution de contraintes après l'endommagement est modélisée d'une manière extensive avec des modèles de l'endommagement progressif (PDM ou *progressive damage models*) [39,112-118]. Les propriétés élastiques des plis sont dégradées aux endroits endommagés en considérant le mode de rupture à cet endroit et dans ce pli. En recalculant la distribution de contraintes pour chaque endommagement qui se produit, on peut suivre comment l'endommagement se répand élément par élément et pli par pli dans le stratifié. Typiquement, les critères de rupture de Hashin sont utilisés pour la prédiction de la défaillance locale parce qu'ils permettent d'identifier le mode de rupture. Ainsi, on fait dégrader les propriétés élastiques d'une manière différente pour chaque mode de rupture. La dégradation des propriétés par le chargement en fatigue est incluse dans un modèle tridimensionnel de Shokrieh [39,110]. De cette façon, il était possible d'estimer assez précisément la durée de vie en fatigue ainsi que la résistance résiduelle après un chargement en fatigue [71]. En interprétant les résultats expérimentaux de Wang *et al.* [24], Hung *et al.* [111] ont adapté le PDM de Chang et Chang [112] pour incorporer la rupture par portance sans modéliser le problème en 3D. Les résultats sont assez bons mais selon ses auteurs une extension à trois dimensions est néanmoins souhaitable pour inclure l'influence de la séquence d'empilement. Des enveloppes de défaillance pour des assemblages boulonnés soumis à des forces déviées (*by-pass*) bi-

axiales ont été calculés avec ce modèle [113]. Un modèle similaire mais avec une analyse de contraintes en 3D était proposé par Camanho et Matthews [114]. Bien que l'analyse de contraintes se fasse en 3D, il n'y a pas vraiment d'avantage par rapport au modèle de Hung *et al.* [111]. Vu que l'endommagement par délaminage n'est pas modélisé, les effets de la séquence d'empilement ne sont pas pris en compte. Minnetyan *et al.* [115] ont construit un modèle d'endommagement progressif basé sur la micromécanique [116]. Dans ce modèle, la dégradation des propriétés peut même résulter en l'élimination d'un élément ou la substitution d'un nœud par des nœuds détachés. La classe de modèles PDM est très exigeante au niveau des ressources des calculs. Par contre, leur universalité d'emploi les rend très prometteurs. Sluimer a programmé un modèle PDM dans le logiciel commercial d'éléments finis Ansys, spécifiquement pour les matériaux composites en fibres de verre [117,118]. Cependant, vu la nature de la base de données du logiciel Ansys, il est nécessaire de recommencer l'analyse à partir de zéro après chaque incrément de charge.

1.8.5 Modèle de Hart-Smith et modèle LRFD

Un outil analytique assez souple d'emploi a été développé par Hart-Smith [1,6,16]. Des enveloppes de design comme celles presentées aux figures 1.8 et 1.11 peuvent être construites à l'aide de ce modèle analytique, nécessitant un minimum de données expérimentales. Dans ce modèle, la rupture par cisaillement est traitée comme un cas spécial de la rupture par portance où la distance au bord n'est pas suffisamment élevée. L'enveloppe de design résulte du minimum de la droite de portance (ou de cisaillement) et de la courbe de traction. Si on connaît les résistances pour une rupture par portance et pour une rupture par traction, l'enveloppe de design peut être construite. La courbe de traction est basée sur les concentrations de contraintes en traction d'un matériau

élastique, fragile et isotrope (voir Figure 1.9). Cependant, le facteur de concentration de contraintes en traction k_{te} pour le matériau élastique et isotrope est réduit au facteur k_{tc} pour le matériau composite en utilisant la relation suivante :

$$k_{tc} - 1 = C_k \cdot (k_{te} - 1) \tag{1.4}$$

Le paramètre C_k tient compte de la redistribution de contraintes et de l'anisotropie du stratifié. L'essai de boulonnage qui casse en traction est utilisé pour calculer le paramètre C_k et l'essai qui cause une rupture par portance, est utilisé pour construire la droite de portance. Ainsi, l'espacement optimal des boulons peut être calculé pour un assemblage à une seule rangée de boulons (Figure 1.8) et même le calcul d'un assemblage à plusieurs rangées de boulons peut se faire partiellement en utilisant ces données [16]. Cependant, pour des chargements complexes, l'application de ce modèle devient plus compliqué [119]. Le modèle de Hart-Smith a été modifié par Rosner et Rizkalla [120] pour l'utilisation avec des matériaux pultrudés verre-polyester. Le changement de la droite de portance pour la rupture par cisaillement est adaptée à la rupture par clivage qu'on observait dans ces matériaux pultrudés. Hassan *et al.* [121] ont étendu ce travail pour des assemblages à plusieurs rangées et colonnes de boulons. L'approche reste basée sur le travail de Hart-Smith mais la valeur de C_k varie avec l'arrangement géométrique des boulons, ce qui diminue l'universalité de l'approche. Une autre méthode simple était proposée par Prabhakaran *et al.* [122]. La méthode de design par facteurs de charge et de résistance (*load and resistance factor design* ou LRFD) était modifiée pour l'utilisation avec des matériaux pultrudés verre-polyester. Le LRFD est utilisé d'habitude pour le calcul des assemblages boulonnés en structures d'acier et ne tient pas compte des concentrations de contraintes. Les seuls modes de ruptures considérés sont la traction et le cisaillement en groupe pour des assemblages avec plusieurs rangées et colonnes de boulons. La facilité d'emploi de ce modèle est très attrayante. Cependant, plus de validation est requise pour vraiment évaluer sa performance.

1.9 La réponse charge-déplacement

Une réponse charge-déplacement typique est montrée à la Figure 1.15. Cette réponse peut être divisée en trois parties [48]. D'abord il y a un glissement initial, lequel est suivi par une réponse charge-déplacement linéaire. Cette réponse linéaire s'étend jusqu'à l'endommagement initial. La troisième et dernière partie est une réponse non linéaire. Cette réponse non linéaire démarre à l'endommagement initial et va jusqu'à la charge ultime. Une discussion sur les caractéristiques de chaque partie est présentée aux paragraphes suivants.

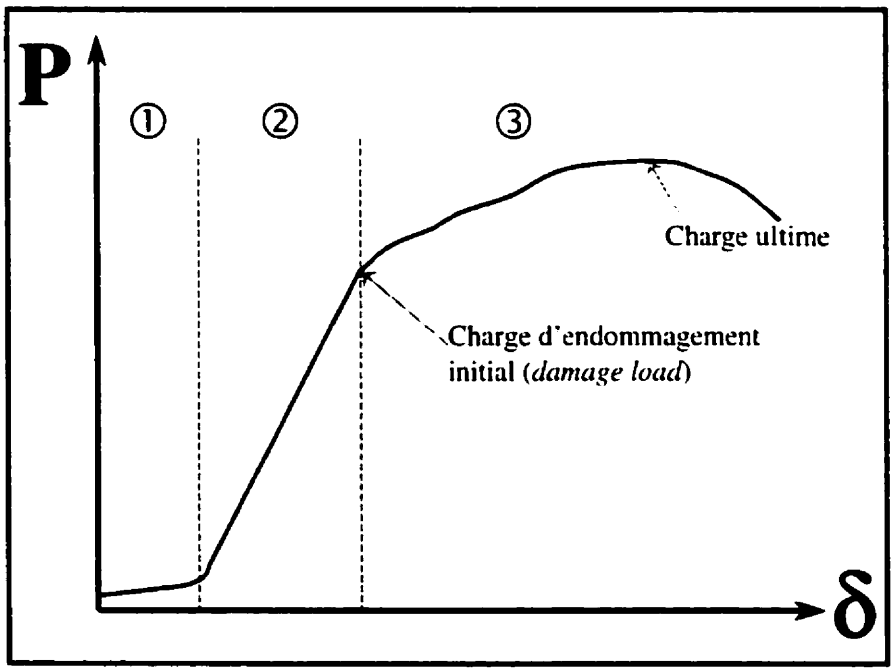


Figure 1.15: Réponse charge-déplacement P-δ typique; ①: glissement initial; ②: réponse linéaire avant l'endommagement initial; ③: réponse non linéaire après l'endommagement initial.

Pour les joints qui sont assemblés avec un certain jeu, il y a d'abord un glissement sans charge importante. Cette faible charge est générée par le frottement entre les surfaces de contact. Le déplacement est limité par le jeu de l'assemblage mais il peut aussi être moins grand [96]. Pour un assemblage à interférence, le glissement est absent [48]. Turvey [123] remarquait que ce glissement dépendait de la géométrie de l'échantillon et du matériau. Malheureusement, aucune raison n'était donnée pour expliquer ce résultat inattendu.

Pour la plupart des stratifiés la réponse charge-déplacement devient pratiquement linéaire après le glissement initial. Par contre, pour un stratifié verre-époxy $[\pm 45^{\circ}]_{12s}$, la réponse est non linéaire. Cette non-linéarité résulte de la non-linéarité en cisaillement des matériaux composites à matrice polymérique [33]. C'est l'utilisation d'un empilement à ±45° qui fait spécialement ressortir cette non-linéarité en cisaillement. Mais pour la plupart des stratifiés, la réponse charge-déplacement est bien linéaire et la rigidité de portance caractérise cette réponse linéaire. La rigidité obtenue lors d'un essai à boulon simple peut être utilisée pour le calcul de la distribution des charges dans un assemblage à plusieurs boulons [48,124]. Par contre, il est difficile de comparer les rigidités de différentes sources parce que différentes approches sont utilisées par différents auteurs en ce qui concerne la mesure du déplacement. Nous pouvons citer entre autres les approches suivantes:

- la mesure de l'élongation du trou par un LVDT (*linear variable differential transformer*) [9] ou un extensomètre [75]
- la mesure du déplacement à côté du trou par un extensomètre [125]
- la mesure du déplacement en bas du trou par un LVDT [11,14,123] ou un extensomètre [124]
- la mesure du déplacement du vérin de la machine d'essai [33]

En plus des mesures de déplacement différentes, il y a des auteurs qui appliquent une procédure de réduction de données [124]. Il faut noter que, quand le déplacement est mesuré à une certaine distance en bas du trou, la mesure de déplacement inclut non seulement la déformation du trou mais aussi la déformation de la plaque. La procédure de réduction de données permet d'exclure la déformation de la plaque de la mesure de déplacement. Mais beaucoup d'auteurs n'utilisent pas cette procédure de réduction de données [11,14,33,123]. Par conséquent, ces derniers publient une rigidité globale qui dépend de la déformation locale du trou et aussi de la déformation globale de la plaque. La procédure de réduction de données permet le calcul d'une rigidité locale, laquelle accentue beaucoup plus les effets locaux autour du trou, comme la rigidité basée sur l'élongation du trou. En plus de ces différences, le choix du point d'attache de l'extensomètre ou des LVDT sur le montage d'essai et le dimensionnement du montage d'essai affectent probablement aussi la mesure de déplacement par l'étendue des déplacements du boulon et des plaques de portance inclus dans la mesure de déplacement de l'échantillon. Ceci étant, les caractéristiques de la réponse charge-déplacement et de sa rigidité sont rapportées ci-après bien qu'elles puissent être influencées par la mesure de déplacement et par la manière dont la rigidité a été calculée. Les disparités d'approches ont conduit plusieurs auteurs à souhaiter l'établissement de procédures standardisées pour la mesure de déplacement dont récemment Turvey [123]

Collings et Beauchamp [125] ont observé que des laminés avec un pourcentage élevé de fibres à ±45° ont la plus grande rigidité de portance. Cooper et Turvey [14] mentionnent que la rigidité dépend de la géométrie de l'échantillon; en particulier, la rigidité augmente fortement avec la largeur de l'échantillon. Évidemment, pour les stratifiés non quasi-isotropiques, la direction dans laquelle la charge est appliquée influence beaucoup la rigidité [123]. Le serrage ne change pas la rigidité de l'assemblage [14]. Cependant, le jeu entre le trou et le boulon a une influence prononcée sur la rigidité de l'assemblage

[33,96]. Cet aspect est aussi important pour la simulation numérique de la rigidité. Pierron *et al.* [33] ont démontré qu'il était nécessaire d'inclure le jeu entre le trou et le boulon ainsi que le frottement entre le trou et le boulon et la non-linéarité en cisaillement du stratifié dans leurs simulations par éléments finis afin d'arriver à une bonne approximation de la réponse charge-déplacement expérimentale. Le modèle numérique ne tenait pas compte de la déformation du boulon et du montage d'essai, inclus dans la mesure de déplacement expérimentale. En plus, vu que le déplacement du vérin de la machine d'essai était utilisé pour la mesure de déplacement, la mesure de déplacement était faussée par un glissement dans les mâchoires. Ainsi, il y avait une petite différence entre la rigidité globale expérimentale et la rigidité globale numérique. Postupka *et al.* [124] ont modélisé la réponse charge-déplacement en 3D, incluant la déformation du montage et du boulon. Le modèle incluait une analyse de contact et le transfert des charges par frottement. Un bon accord était trouvé avec des mesures de déplacement expérimentales, ainsi qu'avec les prédictions de quelques formules de la flexibilité du joint (voir section 1.10 pour les formules de la flexibilité du joint).

La réponse charge-déplacement linéaire s'étend jusqu'à l'endommagement initial. À cette charge d'endommagement initial, nommé *damage load* par Cooper et Turvey [14], la rigidité diminue et la réponse devient fortement non linéaire. Les phénomènes physiques associés à cette réduction de rigidité sont décrits dans la section 1.7. Cooper et Turvey [14] ont remarqué aussi que cette charge d'endommagement initial ne dépendait pas de la largeur ou de la distance au bord si une réponse non linéaire se développait par la suite. Effectivement, la réponse non linéaire ne se développe pas toujours. Si la largeur et la distance au bord ne sont pas assez élevées, des ruptures catastrophiques se produisent avant qu'une réponse non linéaire se développe. Les conditions de serrage (section 1.5.3) et le jeu entre le boulon et le trou (section 1.5.4) affectent aussi le niveau de la charge d'endommagement initial.

Quand la charge dépasse l'endommagement initial, la réponse charge-déplacement devient non linéaire et la réponse n'est plus caractérisée par la rigidité de portance originale. Pour des fins de modélisation, la réponse charge-déplacement était simplifiée à une réponse bilinéaire par Nelson *et al.* [48]. Dans ce modèle, la rigidité originale caractérise le comportement de l'assemblage jusqu'à 80 % de la charge ultime. À 80 % de la charge ultime, la rigidité est réduite à 20% de la rigidité originale pour modéliser la transition à la partie non linéaire de la réponse charge-déplacement. La partie non linéaire de la réponse charge-déplacement correspond au développement d'une déformation permanente au niveau du trou. De cette façon, la réponse charge-déplacement devient dépendante de l'histoire de chargement [33]. L'approche de Nelson *et al.* [48] ne prend pas cet aspect en compte. Vu que l'endommagement permanent se développe au-delà de la charge d'endommagement initial, plusieurs auteurs conseillent de limiter les charges à la charge d'endommagement initial [14,33]. L'importance de la partie non linéaire est donc limitée à la protection contre les surcharges et la modélisation précise de cette partie de la réponse charge-déplacement est donc d'importance secondaire.

1.10 Structures: distribution de charges

1.10.1 Problématique de la distribution de charges

L'essai avec un boulon simple a ses mérites pour l'étude des joints boulonnés mais en réalité c'est rare qu'un assemblage ne consiste qu'en un boulon. La charge portée par chaque boulon dans un assemblage à plusieurs boulons dépend de nombreux facteurs dont le niveau et la direction de la charge appliquée, la rigidité du boulon, la rigidité des

plaques à joindre, le type d'assemblage (simple ou double recouvrement) et le jeu entre le boulon et le trou. Un exemple d'une distribution de charges typique[4] est donné au Tableau 1.2 pour un assemblage avec 3 rangées de boulons, les boulons espacés de même aux trois rangées. La numérotation des rangées correspond à celle de la Figure 1.10 et le pas transversal entre les boulons est identique pour les trois rangées.

Tableau 1.2: Distribution de charges typique pour un assemblage à trois rangées de boulons

Matériau 1/Matériau 2	**Rangée 1**	**Rangée 2**	**Rangée 3**
fibres de verre/métal	22 %	28 %	50 %
fibres de verre/fibres de verre	37 %	26 %	37 %

On voit au Tableau 1.2 que la rangée 1 ne prend que 22 % de la charge totale pendant que les boulons de la rangée 3 prennent 50 % de la charge totale quand il s'agit d'un joint entre une plaque en matériau composite en fibres de verre et une plaque en métal. Pour l'assemblage de deux plaques en matériau composite en fibres de verre, les charges sont mieux réparties parce qu'il n'y a plus de différence de rigidité entre les deux plaques. Pourtant, les rangées extérieures prennent encore plus de charges que la rangée intérieure. On voit que contrairement aux assemblages en matériaux métalliques, on ne peut pas présumer que chaque boulon du joint porte la même charge [49]. Effectivement, l'analyse de la distribution des charges est une étape essentielle dans le design de la plupart des assemblages boulonnés en matériaux composites. On abordera d'abord les résultats expérimentaux spécifiques à ce sujet et ensuite les méthodes de calcul.

[4] Cet exemple est tiré de la procédure de design simplifié du guide de design Eurocomp [3].

1.10.2 Études expérimentales sur la distribution des charges

Abd-El-Naby et Hollaway [47] et Prabhakaran et Robertson [49] ont étudié le même type de joint mais les résultats sont contradictoires. Il s'agit d'un assemblage avec deux boulons en série. Cet assemblage joignait une plaque en un matériau verre-polyester à une plaque en acier. Pour les deux études, le pourcentage de la charge prise par chaque boulon change au fur et à mesure que la charge augmente. Si on prend le sens de numérotation de la Figure 1.10, c'était le boulon numéro deux dans la plaque en verre-polyester qui prenait d'abord toute la charge dans l'étude d'Abd-El-Naby et Hollaway. En augmentant la charge, le boulon numéro un prenait de plus en plus de charge et la charge sur le boulon numéro deux diminuait, même jusqu'au point où sa charge était moindre que la moitié de la charge totale. Quand la charge sur le boulon numéro un dépassait la charge d'endommagement initial, la distribution de charges devenait de plus en plus égale. Par contre les résultats de Prabhakaran et Robertson [49] indiquent que c'est le boulon numéro deux qui prend la plus grande partie de la charge pour n'importe quel niveau de la charge appliquée. Les résultats de Abd-El-Naby et Hollaway [47] ne concordent pas avec le raisonnement de Nelson *et al.* [48] ou avec les indications du code de design EUROCOMP [3]. Selon Nelson *et al.* et selon Eurocomp, ça serait le boulon numéro deux qui prendrait la majorité de la charge tout au long, comme dans l'étude de Prabhakaran et Robertson. Si la charge sur ce boulon dépassait la charge d'endommagement initial, une plus grande partie de la charge irait au boulon numéro un selon Nelson *et al.*[48]. La raison de ces désaccords n'est pas claire. Prabhakaran et Robertson [49] ont aussi démontré que la distribution des charges peut être affectée par des moments de serrage différents ou par des jeux différents pour les différents boulons. En augmentant le jeu pour le boulon numéro deux ou en appliquant un moment de serrage plus élevé sur le boulon numéro un, la charge sur le boulon numéro deux pouvait être réduite jusqu'à moins que la moitié de la charge totale. Malheureusement, la

résistance ultime n'augmentait pas. Outre les méthodes mentionnées ci-dessus, la distribution des charges peut aussi être modifié en changeant d'une rangée de boulons à une autre l'épaisseur des plaques à joindre [6]. Pour un assemblage où il y a un contact direct entre les plaques de portance et le stratifié, presque toute la charge est transférée par frottement pour des faibles charges appliquées [74,127]. La charge transférée par frottement n'augmente pas avec la charge appliquée mais reste néanmoins non négligeable [127].

1.10.3 Modèles pour le calcul de la distribution de charges

Plusieurs méthodes ont été développées pour le calcul de la distribution des charges. La méthode la plus connue est le calcul avec des formules de la flexibilité du joint (*joint flexibility formulas*) [48,96]. Ce calcul est basé sur la solution d'un problème hyperstatique[5]. D'abord, les relations charge-déplacement sont établies pour les composantes de la structure: les boulons et les plaques. Pour les boulons, les formules de la flexibilité du joint expriment la relation charge-déplacement. Pour les plaques, on suppose que le déplacement est égal à celui d'une plaque sous un champ de contraintes uniformes. Puis, on établit des relations entre les composantes pour satisfaire la compatibilité des déplacements. Ainsi on obtient un système d'équations linéaires. La solution de ce système d'équations linéaires permet de connaître la charge portée par chaque boulon. Les formules de la flexibilité du joint ne doivent pas seulement prendre en compte la déformation du boulon par flexion, cisaillement et par compression mais aussi le déplacement local des plaques autour du boulon. Effectivement, ce déplacement local n'est pas inclus dans l'extension des plaques sous le champ de contraintes uniformes. Par conséquent il est inclus dans les formules de la flexibilité du joint.

---

[5] L'annexe 2 donne un exemple de calcul avec ces formules de la flexibilité du joint.

Plusieurs formules de la flexibilité du joint ont été établies dans le passé, bien que des comparaisons ont démontré de grandes différences entre elles [124,126]. Cette méthode peut inclure les effets de frottement entre les plaques et a servi au calcul de joints boulonnés des avions de McDonnell Douglas tel que le F/A-18 et le AV-8B [48,119]. Une version moderne de cette approche a été proposée dans le code de design EUROCOMP [3]. Les déplacements locaux sont estimés avec les formules de la flexibilité du joint et les déplacements globaux avec la méthode par éléments finis. Pour réaliser ce modèle, deux maillages aux éléments finis, lesquels représentent les structures à joindre, sont attachés par des éléments ressorts, lesquels représentent les attaches. Bien qu'une sorte de calibration soit nécessaire en fonction de la densité du maillage, cette approche est très prometteuse vu qu'elle permet de calculer assez facilement la distribution des charges entre les boulons pour des chargements complexes. Une méthode semblable était proposée par Baumann [128]; deux maillages sont attachés par des éléments de flexion, lesquels représentent les boulons. Cependant, il n'est pas clair comment les propriétés des éléments de flexion devraient être choisies.

Les méthodes ci-dessus ont toutes en commun le fait que le trou n'est pas modélisé explicitement. Ce sont des analyses globales qui ne disent que peu sur la distribution de contraintes autour du trou. D'autres méthodes ont été développées qui modélisent explicitement le trou et le boulon [129,130,131]. Xiong et Poon [129] ont utilisé une approche variationnelle et la théorie des variables complexes pour la prédiction de la défaillance d'une structure à plusieurs boulons. Les prédictions du modèle ne s'accordent pas bien avec des résultats expérimentaux parce qu'une des plaques était supposée infiniment rigide et parce que la flexibilité des attaches n'avait pas été prise en compte. Madenci *et al.* [130] étudient la distribution des charges à l'aide de la méthode de collocation de frontières (*boundary collocation method*). La flexibilité des structures à joindre ainsi que celle des attaches sont prises en compte. En plus, l'angle de contact est

déterminé pour chaque boulon et l'endommagement peut être représenté par la présence de fissures. Malheureusement, une validation expérimentale n'a pas été présentée. Griffin *et al.* [131] ont modélisé un assemblage à goupille avec le logiciel d'éléments finis commercial ABAQUS. Deux maillages étaient utilisés; un pour chaque plaque. Les goupilles étaient représentées par des éléments cylindriques rigides et une analyse de contact complète était effectuée avec des éléments de contact. Malgré que la flexibilité des goupilles n'était pas prise en compte dans ce modèle, un excellent accord était trouvé avec des résultats expérimentaux.

1.11 La méthode d'essai standard ASTM D5961

La méthode d'essai standard ASTM D5961 intitulé "*Standard Test Method for Bearing Response of Polymer Matrix Composite Laminates*" était introduite en 1996 [132]. Trois types d'essais sont proposés: l'assemblage à boulon simple en double recouvrement, l'assemblage à boulon simple en simple recouvrement et l'essai à deux boulons en simple recouvrement. Le chargement en arrachement n'est pas inclus dans l'essai standard. L'essai en double recouvrement est spécifiquement développé pour la caractérisation de base du matériau alors que les essais en simple recouvrement visent plutôt des applications. Dans cette section, nous résumerons en bref les caractéristiques de l'essai en double recouvrement.

En ce qui concerne les dimensions de l'échantillon, l'essai standard parait fidèle au consensus qu'il y avait déjà entre les chercheurs. Tous les paramètres de design importants qui ont été discutés à la section 1.5 ont été fixés et ainsi une configuration d'essai de base a été adoptée. Entre les paramètres fixés on mentionne la largeur (w/D = 6), la distance au bord (e/D = 3), le ratio diamètre du trou sur épaisseur du stratifié (D/h

= 1.2 à 2), le jeu entre le boulon et le trou, le serrage (T= 2.2 à 3.4 Nm) et même l'empilement (quasi-isotrope). Cette norme décrit aussi le format dans lequel les résultats devraient être rapportés. Il était déjà exprimé dans la section 1.9 que, dans le passé, il y avait plusieurs façons de faire la mesure de déplacement et qu'il y avait plusieurs façons de représenter la réponse charge-déplacement. Selon l'essai standard, la réponse charge-déplacement devrait être rapportée sous forme d'un diagramme contrainte de portance-déformation de portance σ_{br}-ε_{br}. La contrainte de portance σ_{br} était déjà définie par l'équation 1.2; la contrainte de portance est la charge appliquée divisée par le diamètre du trou et l'épaisseur du stratifié. La déformation de portance ε_{br} est la déformation normalisée du trou de l'échantillon. La déformation normalisée du trou désigne la déformation du trou dans la direction de la charge de portance, divisée par le diamètre du trou. Mais cette définition ne s'accorde pas avec la procédure qui est proposée pour la mesure du déplacement. La façon dont les outils pour la mesure de déplacement — des extensomètres ou des LVDT — devraient être installés est la suivante. Un point de mesure est pris sur les plaques du montage pendant que l'autre point de mesure est pris sur l'échantillon à une distance non spécifiée en dessous du trou dans la partie de la plaque chargée en traction. Il est clair que cette mesure n'est pas une mesure rigoureuse de la déformation du trou. Cette mesure inclut aussi la déformation de la plaque. Il n'y a pas de procédure de réduction des données proposée pour faire accorder la procédure de mesure à la définition de la déformation de portance. Cette ambiguïté est déplorable parce qu'il n'existe pas de consensus entre les chercheurs non plus sur ce point (cfr. section 1.9). A l'aide du diagramme σ_{br}-ε_{br}, on détermine des caractéristiques importantes de la réponse comme la résistance ultime et la rigidité de portance E_{br}. La rigidité de portance E_{br} est mesurée dans la partie droite du diagramme σ_{br}-ε_{br} comme suit:

$$E_{br} = \frac{\Delta\sigma_{br}}{\Delta\varepsilon_{br}} \qquad (1.5)$$

1.12 Discussion

La bibliographie a exposé l'état actuel des connaissances sur les assemblages boulonnés réalisés avec les matériaux composites à matrice polymérique. Les études paramétriques démontraient que des changements mineurs de la géométrie ou du matériau changent la résistance de l'assemblage et même le mode de rupture. L'interaction entre ces paramètres rend les résultats difficilement exploitables et rend la comparaison entre les résultats difficile. C'est pourquoi la publication de l'essai standard avec des conditions d'essai bien spécifiques est un grand pas en avant. Cependant, nous n'avons trouvé aucune publication qui mentionnait l'existence de l'essai standard. Le fait que des conditions d'essai standard soient établies n'implique pas que les études paramétriques sont devenues superflues. Ces études restent d'une grande valeur parce qu'elles préviennent l'ingénieur de design sur des extrapolations non appropriées. Bien que la majorité de ces travaux concernent les stratifiés carbone-époxy, les études paramétriques pour les stratifiés verre-polyester sont aussi bien avancées. Ces travaux sont nécessaires parce que les stratifiés renforcés de fibres de verre se comportent d'une manière différente que les stratifiés renforcés de fibres de carbone. Comme illustration on peut citer la forme différente de la courbe d'efficacité et la sensibilité accrue au rapport entre le diamètre du boulon et l'épaisseur du stratifié "d/h". En plus, les conditions d'utilisation ne sont pas toujours les mêmes. Un jeu entre le trou et le boulon est presque inadmissible dans l'industrie aéronautique alors qu'il est plutôt réaliste pour la plupart des applications en fibres de verre. L'étude de l'influence du jeu est donc importante pour les matériaux composites en fibres de verre et une telle étude a récemment été conduite. Il y a cependant encore des domaines où peu de données expérimentales sont disponibles pour les matériaux verre-polyester. On mentionne le comportement à long terme, sous des effets environnementaux, en fatigue ou sous des chargements autres qu'en traction uniaxiale dans le plan. Pour les matériaux carbone-époxy, les caractéristiques de

différents empilements sont presque toujours connus. Pour les matériaux composites verre-polyester, la plupart des études concernent le même matériau et le même empilement. Pourtant, il n'y a aucune indication qu'il s'agirait d'un choix optimal pour des structures nécessitant un assemblage par boulonnage. Par ailleurs il y a plusieurs types de renforcement et un grand nombre d'empilements qui sont couramment utilisés dans l'industrie des matériaux composites verre-polyester. La réponse mécanique d'assemblages boulonnés doit à notre avis certainement être étudiée en fonction du type de renforcement et de son empilement. L'assemblage boulonné est souvent le maillon faible d'une structure et ainsi il est important de savoir quels renforcements et empilements résultent dans la meilleure résistance de l'assemblage boulonné. Il faut savoir que le renforcement est souvent présent sous forme de mat et sous forme de roving épais pour les matériaux composites verre-polyester plutôt que sous forme de plis de roving minces comme c'est le cas pour les matériaux carbone-époxy. La réalité industrielle des matériaux composites verre-polyester fait donc que les études sur les matériaux carbone-époxy ne peuvent pas être extrapolées à la plupart des matériaux verre-polyester. En plus de la différence entre les renforcements, il y a la différence entre les résines: la résine polyester a ses propres caractéristiques, différentes de la résine époxy. Il nous semble qu'il y a une lacune au niveau de la compréhension du rôle de la résine en général, même pour le carbone-epoxy et le verre-epoxy. Un autre point qui mérite plus d'attention est la réponse charge-déplacement. La plupart des études se limitent à une discussion de la résistance et du mode de rupture et elles ne s'occupent pas de la rigidité de l'assemblage. La raison principale c'est, à notre avis, le manque de consensus sur la manière dont le déplacement devrait être mesuré et sur la manière dont la rigidité devrait être calculée. Malheureusement, la méthode d'essai standard ASTM D5961 n'a pas donné une réponse claire à ce sujet.

Plusieurs méthodes d'analyse de contraintes ont été décrites ainsi que les résultats de ces analyses. Il apparait que chaque analyse plus poussée augmente encore notre compréhension de l'état réel de contraintes. Bien que le degré de modélisation requis dépend des besoins, il nous semble qu'il est à la fois nécessaire et faisable d'effectuer une analyse de contact complète, incluant le frottement et le jeu. A notre avis, une analyse en 3D devient seulement indispensable quand les contraintes interlaminaires, les effets de serrage du boulon ou la flexion du boulon sont à étudier ou à analyser.

La résistance des assemblages boulonnés en carbone-époxy, à boulon simple, est prédite assez précisément par des modèles d'endommagement progressif. Même la rupture par portance et la fatigue de l'assemblage boulonné peuvent être modélisées actuellement. Un atout majeur de ce type de modèles est que des chargements complexes ne posent pas de problèmes spécifiques. La modélisation de la non-linéarité en cisaillement et de l'endommagement progressif rendent le problème non linéaire au niveau du matériau. L'effort numérique devient donc considérable. En plus, beaucoup de résultats expérimentaux sont nécessaires pour établir les divers critères de rupture qui sont utilisés dans ces modèles. L'adaptation de ces modèles aux matériaux composites verre-polyester ne requerrait pas seulement d'effectuer toute une gamme d'essais. L'applicabilité des critères de rupture au roving épais devrait être vérifiée et un nouveau critère de rupture devrait être conçu, spécifique pour le mat. Les modèles analytiques comme le critère de la contrainte en un point (PSC) modifié par Eriksson *et al.* [107,3] ou le modèle de Hart-Smith [6,119] sont très attrayants pour le design parce qu'ils sont très simples à utiliser. Malheureusement, l'application de ces modèles aux stratifiés en fibres de verre pose des problèmes parce que les "constantes" de tels modèles semblent varier avec la géométrie du joint. Nous croyons que plus de recherche est requise au niveau de la compréhension des mécanismes d'endommagement et de rupture pour les matériaux verre-polyester. Ceci faciliterait la formulation d'un critère de rupture à la fois simple et performant.

L'efficacité des assemblages en matériaux composites est faible par rapport aux assemblages en matériaux métalliques. Le comportement plutôt élastique que plastique des matériaux composites n'augmente pas seulement la sensibilité aux entailles mais il empêche aussi que les charges sur les boulons s'égalisent pour un assemblage avec plusieurs rangées de boulons. Un bon design requiert donc une étude de la répartition des charges. Différentes méthodes ont été décrites qui permettent de prédire la charge portée par chaque boulon dans une structure. Une simple procédure a été proposée par le code de design EUROCOMP, spécifiquement pour des matériaux à usage général comme le verre-polyester. Cette méthode est basée sur les formules de la flexibilité du joint. Ces formules étaient développées pour l'utilisation avec des métaux ou avec le carbone-époxy et elles n'ont malheureusement pas été validées pour les matériaux verre-polyester. La procédure de EUROCOMP a des avantages et des inconvénients par rapport aux méthodes plus sophistiquées, lesquelles modélisent explicitement le trou. Le principal avantage de la procédure de EUROCOMP est qu'il ne se pose pas de problème d'échelle; même si la structure est vaste et même s'il y a de nombreux boulons, le nombre de degrés de liberté du modèle peut rester plutôt faible. Par contre, pour les modèles qui prennent en compte explicitement la présence des trous et des boulons, le nombre de degrés de liberté devient énorme. L'avantage des derniers est qu'ils ne requièrent pas une analyse supplémentaire pour déterminer l'état de contraintes autour du trou. Pour la procédure de EUROCOMP, une deuxième analyse est nécessaire pour chaque trou dont on veut connaître l'état de contraintes.

CHAPITRE 2

SYNTHÈSE

2.1 Objectifs de la recherche

L'objectif principal de cette thèse est de déterminer et analyser la réponse mécanique des assemblages boulonnés en matériaux composites verre-polyester pour une variété de renforcements et d'empilements typiques des applications d'usage général.

L'étude bibliographique du chapitre précédent révèle que les études sur les joints boulonnés visaient principalement les applications à haute performance comme l'aérospatiale. Par conséquent, elles se sont concentrées sur des familles de matériaux spécifiques à ce domaine. D'autre part, cette étude révèle aussi que plusieurs aspects fondamentaux de l'assemblage des structures composites par joints boulonnés méritent des recherches plus approfondies. En effet, nous avons montré que l'une des bases de l'étude de joints boulonnés, en l'occurrence l'essai qui sert à déterminer le comportement mécanique du joint, ne fait pas l'unanimité parmi les chercheurs. Cette situation ambiguë concerne aussi bien la façon de conduire l'essai que la méthode d'interprétation des résultats. Pour répondre à l'ensemble de ces situations nous fixons les objectifs spécifiques suivants :

1. Mettre à point la méthode d'essai pour la caractérisation des assemblages boulonnés.
2. Étudier et analyser la réponse charge-déplacement des assemblages boulonnés réalisés avec des matériaux composites verre-polyester.

3. Étudier et analyser la résistance et les modes de rupture des assemblages boulonnés réalisés avec des matériaux composites verre-polyester.

Nous démontrerons au cours de cette thèse que la réalisation de ces objectifs spécifiques élargit la base scientifique et rationnelle pour la conception d'assemblages boulonnés en matériaux composites verre-polyester d'usage général.

2.2 Contexte, but et structure du chapitre synthèse

Les résultats et discussions des travaux réalisés dans cette étude sont présentés en détails sous forme de trois articles connexes dévoués au même objectif général tel que décrit ci-dessus. Ces articles présentés aux chapitres trois, quatre et cinq ont été soumis pour publication dans des revues internationales reconnues dans le domaine des composites. Le présent chapitre se veut une synthèse générale et succincte de ces trois articles. Afin de faire ressortir la connexité des articles, nous présentons les résultats de notre recherche d'une manière intégrée et non pas article par article. D'abord nous présentons trois points communs: les matériaux, la géométrie des échantillons et le montage d'essai. Puis, nous procédons à la synthèse des articles. La synthèse présente les mêmes idées, développements et conclusions que les articles mais dans ce chapitre nous les présentons étape par étape, ce qui nous permet de démontrer le développement des idées.

2.3 Les matériaux

Il est pertinent d'insister que la réalité des marchés de l'industrie du verre-polyester a conduit les fournisseurs de renfort à proposer des configurations combinant des roving à

0°, à 90° et du mat coupé CSM (*chopped strand mat*) cousus ensemble. Ces tissus d'une épaisseur de l'ordre du millimètre peuvent être perçus comme "grossiers" comparés à ceux utilisés dans l'industrie aéronautique qui sont de quelques dixièmes de millimètre. C'est d'ailleurs une raison supplémentaire de l'incapacité des modèles développés pour les matériaux "aéronautiques" à décrire le comportement des structures courantes en verre-polyester. Par conséquent, une des premières étapes dans cette étude consistait à sélectionner et à fabriquer une gamme de matériaux composites en verre-polyester typiques pour des applications d'usage général. Six stratifiés étaient fabriqués avec des roving à 0°, à 90° et aussi avec du renforcement sous forme de mat coupé CSM (*chopped strand mat*). Le choix des proportions était dicté par deux critères: représentativité pour les matériaux composites d'usage général et aptitude essentielle pour le boulonnage. Par aptitude essentielle nous sous-entendons que nous nous sommes limités à des proportions qui avaient du potentiel pour la réalisation d'assemblages boulonnés. La Figure 2.1 montre les séquences d'empilement utilisées. Les trois premiers stratifiés A, B et C consistent chacun en un seul type de renforcement. Le stratifié A consiste en un empilement de dix tissus (CSM/0°), le stratifié B en un empilement de huit tissus (CSM/90°/0°) et le stratifié C en cinq plis de renforcement (CSM). Pour les stratifiés D, E et F nous avons fait des combinaisons avec ces trois tissus. Les stratifiés D, E et F peuvent donc être considérés comme des combinaisons des stratifiés A, B et C.

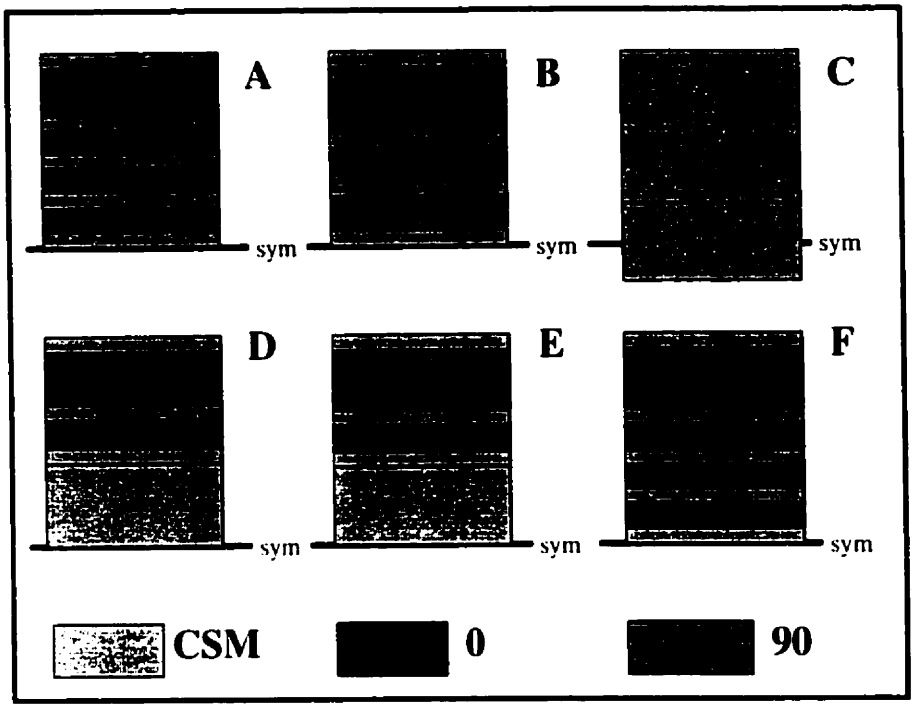


Figure 2.1: Séquences d'empilement pour les différents stratifiés: roving à 0°, roving à 90° et renforcement du type mat coupé CSM.

Les tissus sont disposés de telle façon qu'il n'y a jamais un pli de roving à 0° à la surface du stratifié et que le tissu (CSM) est à l'intérieur du stratifié. Les roving à 0° ne sont pas mis à la surface du stratifié pour garantir une meilleure résistance au flambement des fibres à 0°. Tous les empilements sont symétriques. Notons que plusieures références conseillaient de bien disperser les plis avec la même orientation. On n'était pas en mesure de suivre ce conseil parce qu'on ne voulait pas de roving à 0° à la surface du stratifié. Tous les tissus étaient pré-impregnés avec la même résine polyester, puis coupés et empilés manuellement. Le moulage se faisait avec une presse de compression, à une épaisseur de 6.2 mm pour tous les stratifiés. Cette épaisseur était fixée par l'emplacement des cales en Aluminium sur les côtés du moule et elle résultait en un taux volumétrique de fibres d'environ 40 % pour tous les stratifiés. La Figure 2.2 montre le

contenu de roving à 0°, à 90° et de renforcement du type mat coupé CSM. Sur cette figure, on a rangé les stratifiés du plus haut module longitudinal au plus bas module longitudinal. Le laminé "A" a le plus grand module longitudinal (26.9 GPa) grâce au contenu élevé de roving à 0° alors que le laminé "C" a le module longitudinal le plus faible (15.9 GPa) parce qu'il ne contient que du mat. Les résistances en traction sont aussi assez différentes. Par exemple la résistance longitudinale variait entre 510 MPa et 210 MPa. Ces propriétés mécaniques très différentes résultent de la diversité en empilements: le taux de roving à 0° varie entre 63 % et 0 %, le taux de roving à 90° entre 0 % et 34 % et le taux de mat entre 32 et 100 %. Nous envisageons donc que le comportement boulonné soit assez diversifié pour les différents stratifiés.

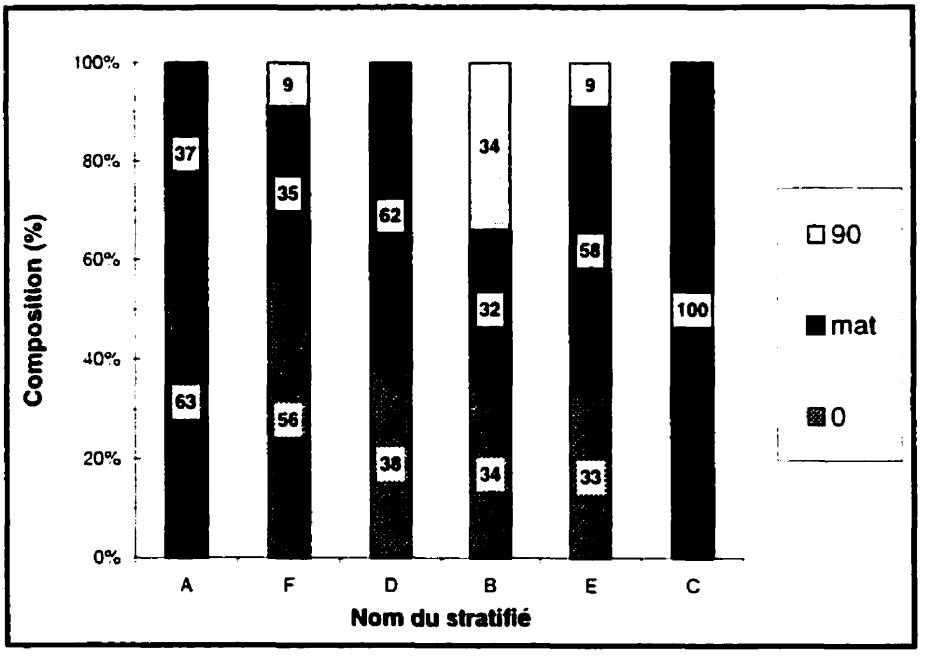


Figure 2.2: Pourcentages de renforcement sous forme de roving à 0°, de roving à 90° ou de mat coupé CSM.

2.4 Géométrie des échantillons

Un deuxième point commun aux trois articles est la géométrie des échantillons. L'épaisseur des échantillons était à peu près 6.2 mm et le diamètre du trou 9.53 mm (3/8"). Ce diamètre résulte en un rapport "D/h" de 1.54, à peu près au milieu de la plage spécifié par la norme ASTM D5961. Le diamètre du boulon était 9.23 mm. Il y a donc un jeu diamétral de 0.3 mm entre le boulon et le trou. Ce jeu est un peu plus grand que le jeu recommandé par la norme ASTM D5961 afin de mieux reproduire la réalité industrielle dans laquelle les matériaux verre-polyester sont utilisés généralement. Le boulon était serré à 3 Nm. Des rondelles avec un diamètre extérieur de 22.6 mm, un diamètre intérieur de 9.7 mm et une épaisseur de 2.5 mm étaient insérées entre l'échantillon et les plaques de portance du montage d'essai. La largeur "w" et la distance au bord "e" ont été choisies en fonction du diamètre du trou "D". Nous avons choisi trois configurations:

- Géométrie standard: w/D=6 e/D=3
- Géométrie longue: w/D=6 e/D=6
- Géométrie étroite: w/D=2 e/D=3

La première géométrie est la géométrie proposée par la méthode d'essai standard ASTM D5961 avec un ratio largeur sur diamètre du trou "w/D" de 6 et un ratio distance au bord sur diamètre du trou "e/D" de 3. La deuxième géométrie a la même largeur mais la distance au bord est doublée de trois à six fois le diamètre du trou. Cette géométrie était sélectionnée parce que la géométrie standard ne garantit pas des ruptures par portance pour des stratifiés avec beaucoup de roving à 0°, comme ceux qui sont étudiés ici. Nous anticipons donc que la résistance augmente encore avec la distance au bord et que le mode de rupture change. La comparaison entre la géométrie longue et la géométrie standard permet d'évaluer l'effet de la distance au bord sur la résistance, sur les modes de rupture et sur la réponse charge-déplacement. La troisième configuration est une

géométrie étroite avec une largeur de seulement deux fois le diamètre du trou. Cette géométrie favorise des ruptures par traction. Il est important de connaître la résistance aux ruptures par traction parce que pour les assemblages avec plusieurs rangées de boulons, le mode de rupture critique est souvent la rupture par traction. Cette géométrie permet donc d'évaluer quels matériaux sont plus résistants à ces ruptures par traction. En plus, la comparaison de la géométrie étroite avec la géométrie standard permet d'évaluer l'effet de la largeur sur la réponse charge-déplacement et sur la résistance.

2.5 Montage d'essai

Le montage d'essai est le troisième point commun dans les trois articles. Le montage d'essai était dessiné selon les directives générales de la norme ASTM D5961. Il s'agit d'un montage fabriqué spécialement pour des essais de boulonnage en double recouvrement et à boulon simple. La Figure 2.3 montre un schéma des composantes principales du montage d'essai: les plaques de portance, les LVDT, les rondelles, le boulon et le montage secondaire, serré sur l'échantillon, qui supporte les tiges des LVDT.

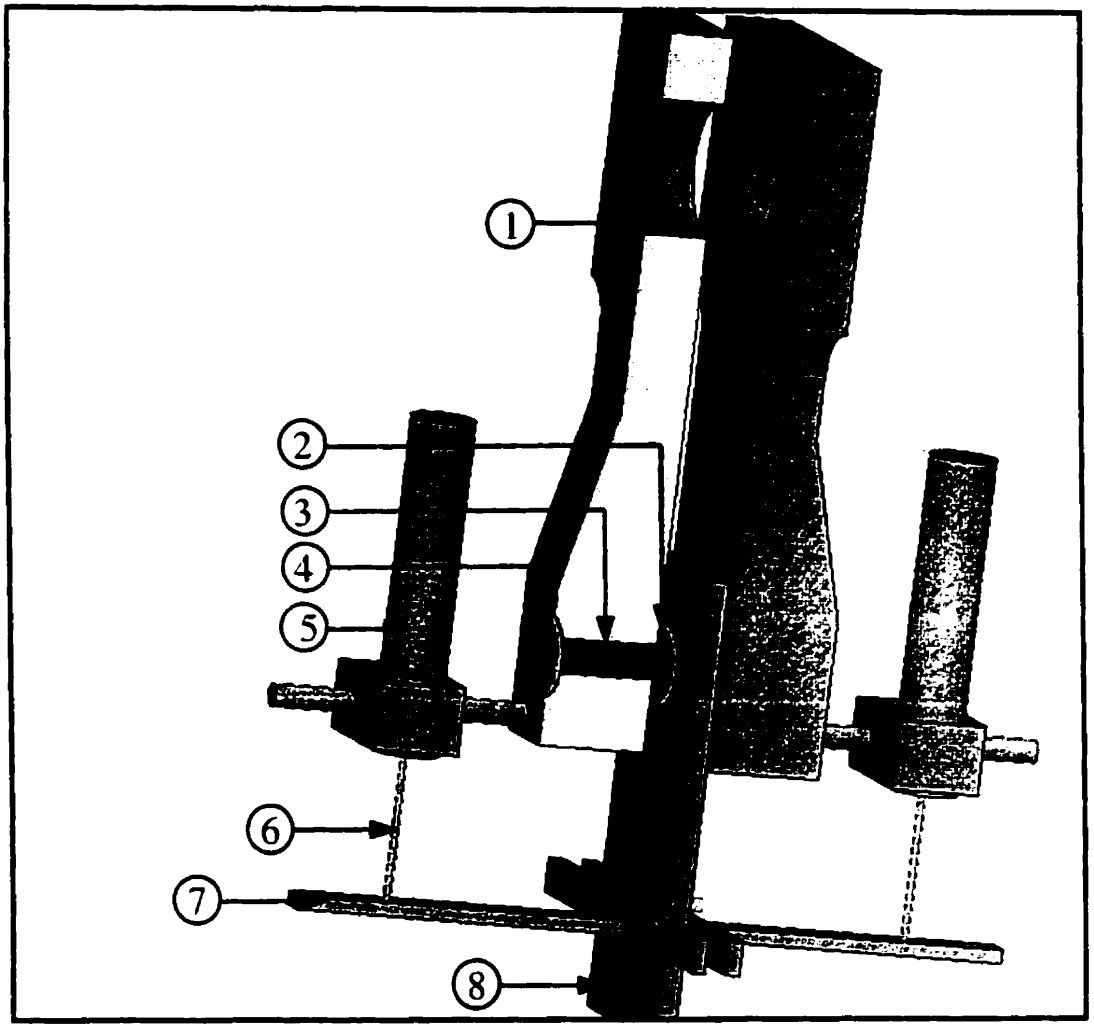


Figure 2.3: Composantes principales du montage d'essai assemblé. La plaque de portance gauche est coupée à mi-largeur afin de visualiser le boulon et une des rondelles intérieures. 1: plaque de portance, 2: rondelle intérieure, 3: boulon, 4: rondelle extérieure, 5: corps du LVDT, 6: tige d'extension du LVDT, 7: montage secondaire serré sur l'échantillon pour la mesure de déformation, 8: échantillon en verre-polyester.

Le design n'était pas rigoureusement fidèle à ce que la norme ASTM D5961 proposait. Pour augmenter la versatilité du montage, nous avons opté pour des plaques de portance

plus épaisses qui glissent sur une goupille supérieure (non-montrée). Ainsi, le montage peut facilement être utilisé pour des stratifiés de différentes épaisseurs, sans qu'il y ait un danger pour une déformation permanente du montage. La norme proposait d'usiner les rondelles intérieures dans les plaques de portance. Ce conseil n'était pas suivi non plus parce qu'on désirait la liberté d'effectuer des essais avec plusieurs tailles de rondelles ou en absence de rondelles. Ces modifications mineures n'affectent pas du tout l'esprit de la norme concernant le montage d'essai. Conformément à la norme ASTM D5961, le déplacement est mesuré avec deux LVDT; un à chaque côté de l'échantillon. Les points de référence pour les LVDT étaient choisis tels que spécifié par la norme: un point est choisi sur les plaques de portance du montage d'essai et l'autre sur l'échantillon, à une certaine distance sous le centre du trou. Ceci fut réalisé de la manière suivante. Des goupilles étaient vissées dans les plaques de portance sur lesquelles on pouvait fixer les corps des LVDT. Les tiges d'extension qui glissaient à l'intérieur des corps des LVDT étaient supportées par un montage secondaire, lequel était serré sur l'échantillon à une distance "L" du centre du trou. Il est important de noter que les positions exactes sur l'échantillon et sur les plaques de portance du montage n'étaient pas indiquées par la norme ASTM D5961.

2.6 Analyse et critique de la méthode d'essai standard et ajustements introduits

Nous avons mentionné déjà dans la revue bibliographique que la mesure de déplacement n'est pas clairement spécifiée par la méthode d'essai standard ASTM D5961 et qu'il n'existe pas non plus de consensus entre les chercheurs sur ce point. En fait, il s'agit d'un aspect qui est souvent négligé, injustement. C'est pourquoi nous avons consacré le premier article principalement à:

- exposer la problématique de la mesure de déplacement
- proposer une mesure de déplacement
- exposer les caractéristiques de cette mesure de déplacement

Dans l'intention d'exposer la problématique de la mesure de déplacement, nous avons procédé en premier lieu à une analyse de la déformation de l'assemblage d'essai et de l'échantillon. Pour modéliser cette déformation, un modèle était construit par éléments finis en 3D. Nous rappelons ici qu'habituellement, la modélisation des assemblages boulonnés se fait en 2D. Un modèle en 2D n'est pas apte pour notre étude parce qu'il négligerait la déformation du boulon par flexion et par cisaillement ainsi que certaines interactions entre les composantes. Seuls les composants qui supportent la charge sont inclus dans notre modèle: l'échantillon, les rondelles, le boulon et les plaques de portance. Afin de modéliser précisément l'interaction entre les composants, nous étions obligés d'utiliser des éléments de contact aux surfaces où les différents composants font contact. La modélisation du contact rend le modèle non linéaire et augmente nettement le temps de calcul parce que un grand nombre d'itérations est nécessaire pour établir l'état d'équilibre. Afin de limiter le temps de calcul total, nous avons limité le nombre de degrés de liberté durant ce calcul par une procédure de sous-structuration

(*substructuring*). Avec cette procédure on regroupe tous les éléments d'un composant en un super élément (*superelement*). Le nombre de degrés de liberté diminue largement parce que les seuls degrés de liberté qu'on retient pour le super élément sont les degrés de liberté sur lesquels on impose des conditions limites et ceux qui font partie d'une surface de contact. Cette technique ne diminue pas la précision du modèle — tous les degrés de liberté à l'intérieur d'un super élément peuvent être retrouvés après la solution — mais elle est limitée aux comportements du matériau linéaires. La non-linéarité des matériaux n'était donc pas prise en compte. Pour encore réduire le nombre de degrés de liberté nous avons utilisé un maillage assez grossier pour le boulon et peu d'éléments à travers l'épaisseur pour toutes les composantes. Chaque pli du stratifié n'était donc pas modélisé individuellement. L'effet du serrage du boulon était modélisé par une interférence initiale; le boulon était fait trop court par rapport aux autres composantes. L'interférence initiale ainsi obtenue résultait en une contrainte à travers l'épaisseur égale à celle qui était mise par le serrage du boulon lors des expériences. Par la suite, on restreignait le déplacement des plaques de portance aux trous de la goupille supérieure et on imposait un déplacement de 0.4 mm sur l'échantillon, à une distance de 100 mm du centre du trou. L'échantillon était un échantillon standard du matériau A. Le déplacement imposé générait une charge en tension de 14.17 kN dans l'assemblage.

Malgré les contraintes mentionnées, ce modèle a permis une analyse utile et unique sur la déformation des assemblages boulonnés. Les résultats s'appliquent tout d'abord à notre montage. Cependant, de manière qualitative, les résultats sont bien transposables aux montages à double recouvrement et à boulon simple en général. Tout d'abord, on a remarqué que 90 % de la déformation était prise par l'échantillon mais que les autres 10 % étaient attribuables à la déformation des plaques de portance et du boulon. Afin de mieux saisir l'origine de ces déformations, nous avons dépouillé la déformation composante par composante.

La déformation du boulon joue un rôle central dans la déformation de tout l'assemblage. Ce n'est pas surprenant parce que la majorité de la charge est transférée des plaques de portance à l'échantillon par ce boulon. En fait, seulement 2% de la charge totale est transférée des plaques de portance aux rondelles intérieures et puis à l'échantillon par du frottement. L'analyse de la déformation du boulon et de son interaction avec les autres composantes était faite par l'analyse des déplacements à des positions particulières. Ces positions particulières étaient différents axes qui passaient à travers l'épaisseur de l'assemblage, positionnés à la mi-largeur. Cette analyse a mené aux observations suivantes:

- Les charges qui sont introduites dans le boulon compriment le boulon à ses surfaces de contact. Cette compression résulte en des déplacements assez différents à travers l'épaisseur du boulon. Une analyse de contraintes montrait la distribution des contraintes compressives dans le boulon.
- Le boulon se déforme aussi par cisaillement et par flexion, même dans l'échantillon et dans les plaques de portance, où le boulon est supporté. Ces déformations résultent en un déplacement qui varie tout le long du boulon.
- La déformation du boulon affecte la distribution de la pression de contact dans l'échantillon et surtout dans les plaques de portance. Cette différence est causée par la différence des rigidités des supports: les plaques de portance sont en acier tandis que l'échantillon est en verre-polyester beaucoup moins rigide. Dans l'échantillon, la pression monte légèrement de l'intérieur vers l'extérieur. Dans les plaques de portance, la pression est très élevée à côté de la rondelle intérieure et elle décroît vite vers l'intérieur. En fait, le modèle prédit que le boulon et les plaques de portance sont seulement en contact sur une longueur de 11.5 mm tandis que la longueur de contact disponible est presque de 32 mm. Sur la longueur restante, il y a un jeu entre le boulon et les plaques de portance.

- La déformation du boulon par flexion et cisaillement était vérifiée par un modèle analytique. Le modèle choisi permet de tenir compte des interactions entre la déformation du boulon et des plaques. Le modèle consiste en une poutre de Timoshenko sur deux fondations élastiques. La poutre représente le boulon et les fondations élastiques représentent l'échantillon et les plaques de portance. Les déformations et les pressions de contact prédites par ce modèle différaient un peu de celles du modèle par éléments finis. Par contre, les tendances générales étaient très similaires, ce qui soulignait l'importance de la déformation du boulon par cisaillement et par flexion.

Les plaques de portance transfèrent la charge d'une grosse goupille supérieure au boulon. Ainsi, elles subissent une certaine extension sous cette charge. Le modèle numérique ne prédit pas seulement une extension mais aussi une légère rotation. Bien sûr, cette rotation est beaucoup plus faible que dans le cas d'un assemblage à simple recouvrement, mais elle est importante du point de vue de la mesure de déplacement. Quand on regarde la Figure 2.3, on voit que même une petite rotation des plaques de portance influencerait les mesures de déplacement. Une rotation des plaques de portance fait sûrement bouger les corps des LVDT qui sont connectés à ces plaques via une goupille. Cette goupille est en quelque sorte un bras de levier qui amplifie la rotation. La rotation est causée par le gradient de pression de contact entre le boulon et les plaques de portance. Ce gradient cause un moment de flexion dans la plaque et par conséquent résulte aussi en une rotation. La grandeur de cette rotation dépend des conditions limites : une comparaison de deux modèles montrait que la rotation est quatre fois plus grande si les plaques de portance sont libres de bouger sur la grosse goupille supérieure. Les deux conditions limites — avec et sans glissement sur la goupille supérieure — étaient modélisées parce qu'on avait observé pendant les expériences que le mouvement des plaques de portance était restreint une fois que le boulon était serré. À cause de son influence prononcée sur

la mesure de déplacement, nous avons essayé de mesurer cette rotation expérimentalement. L'effet du bras de levier était utilisé à cette fin; un LVDT était attaché plus près de la plaque de portance et l'autre plus loin. Aucune différence n'était trouvée entre les mesures des LVDT. Ces expériences ne validaient donc pas les conditions limites des modèles numériques. Vu que la rotation était plus petite pour le modèle aux plaques non glissantes, ce modèle était retenu pour la suite de l'analyse. Aucune raison évidente n'était trouvée pour expliquer la différence entre le modèle numérique et les expériences. L'absence de cette rotation n'implique pas que la déformation des plaques de portance n'aurait aucune influence sur la mesure de déplacement. Le boulon comprime le matériau en bas du trou et le matériau en haut du trou s'allonge par la charge introduite. Dans notre cas, la goupille était vissée dans la plaque de portance en bas du trou mais à une bonne distance de celui-ci, là où les contraintes sont quasi absentes (voir Figure 2.3). Comme pour le boulon, nous avons analysé comment le déplacement variait à travers l'épaisseur. Nous avons considéré deux axes: un premier axe sur la surface du trou en contact avec le boulon et l'autre dans l'extension de la goupille des LVDT. La courbe des déplacements dans l'extension de la goupille était en fait une droite légèrement inclinée, indiquant une rotation rigide. Près de la rondelle intérieure on observait un grand écart entre les deux courbes de déplacement mais cet écart disparaissait vers l'intérieur de la plaque. Sûrement, l'écart est dû à la compression de la plaque de portance. Comme l'écart, la contrainte de compression est très élevée près de la rondelle intérieure mais diminue vite vers l'autre bord de la plaque de portance.

La déformation de l'échantillon est probablement la plus facile à décrire. Bien que la déformation du boulon induise un gradient de déformation et un gradient de pression de contact à travers l'épaisseur de l'échantillon, ces gradients sont d'une amplitude plutôt faible. Vu que la charge qui est transférée par frottement via les rondelles ne constitue

que 2% de la charge totale, nous pouvons poser que pour cette géométrie d'échantillon, ce matériau et cet assemblage d'essai, les effets 3D sont très limités au point de vue de l'échantillon. Ainsi, la déformation de l'échantillon était étudiée plus en détail à l'aide d'un modèle par éléments finis en 2D. Dans ce modèle le boulon est modélisé comme un cylindre rigide et les rondelles sont omises. Pour le chargement, on fixait le boulon et on appliquait un déplacement de 0.4 mm à une distance de 100 mm du centre du trou. Ce déplacement générait une contrainte de 46.4 MPa dans l'échantillon, ce qui correspond à une force de 16.08 kN. La déformation de l'échantillon était analysée à l'aide d'une série de courbes qui présentaient les déplacements à travers la largeur de l'échantillon pour différentes hauteurs: à la hauteur du haut du trou, du centre du trou, du bas du trou, et encore à plusieurs autres hauteurs en bas du trou. Cette analyse menait aux observations suivantes:

- La non uniformité des déplacements près du boulon est très prononcée.
- Juste avant le boulon, le matériau est restreint dans son mouvement car le boulon est fixe. Cette restriction disparaît vite en s'éloignant de la mi-largeur.
- Juste derrière le boulon, il y a une zone de faibles déplacements, indiquant des faibles contraintes de traction à cet endroit.
- Juste à côté du boulon, les déplacements diffèrent de beaucoup dépendamment de la position. Ces différences deviennent moins élevées vers les côtés où les contraintes de traction deviennent plus faibles.
- Un peu derrière le boulon on observe que les déformations sont plus grandes près de la mi-largeur qu'aux côtés parce que l'écart entre les déplacements est plus grand au milieu. Les contraintes de traction deviennent donc plus faibles vers les côtés de l'échantillon.
- A une distance de 60 mm du centre du trou les déplacements deviennent uniformes.

- Le trou s'allonge seulement de 0.231 mm. Ceci n'est que 58% du déplacement imposé de 0.4 mm. Le reste du déplacement est attribuable à l'allongement de la plaque par des contraintes de traction.

En bref, l'étude de la déformation de l'assemblage démontre que les déformations du boulon et des plaques de portance affectent la mesure de déplacement et que le déplacement de l'échantillon à une distance de 100 mm du trou consiste en l'élongation du trou mais aussi, et presque d'autant, en l'allongement de la plaque. Pour exclure ces déformations parasites de la mesure de déplacement et pour ne retenir que l'élongation du trou, les points de référence pour les LVDT devraient être déplacés. Idéalement, les deux points de référence devraient être placés sur l'échantillon : le premier à la surface de contact entre le boulon et le trou de l'échantillon et le deuxième au côté opposé de ce trou. Évidemment, le premier point n'est pas accessible et le deuxième l'est difficilement. D'autres points de référence ne sont pas vraiment utilisables pour la mesure de l'élongation du trou, incluant ceux proposés par la norme d'essai standard ASTM D5961.

Mais, pour le design, ce n'est pas l'élongation du trou qui est d'intérêt. C'est plutôt le déplacement de portance de l'échantillon. Ce déplacement de portance est le déplacement qui est à la base des formules de la flexibilité du joint. On rappelle que les formules de flexibilité du joint sont utilisées pour le design des structures à plusieurs boulons (cfr. section 1.10.3). Le déplacement de portance est calculé de la manière suivante: le déplacement de portance est l'extension de l'échantillon boulonné, mesuré à une distance "L" du centre du trou, moins l'extension qu'un échantillon sans trou subirait sous un champ de contraintes uniformes, sur une même distance "L". En d'autres mots, le déplacement de portance est l'augmentation en déplacement causée par la présence du joint. Cette augmentation est due à l'élongation du trou mais aussi aux concentrations de

contraintes autour du trou. Le point de référence pour cette mesure de déplacement doit donc être positionné sur l'échantillon à une distance assez loin du trou, là où les concentrations de contraintes ont disparu. Remarquez qu'un tel point est facilement accessible et que notre montage d'essai est adapté à cette procédure. Le déplacement des plaques de portance et le déplacement du boulon ne devraient pas être inclus dans la mesure car il s'agit d'un essai de caractérisation de l'échantillon en verre-polyester uniquement. La position idéale pour l'autre point de référence serait la surface de contact entre le boulon et l'échantillon. Cependant, cet endroit est expérimentalement inaccessible. Pour exclure le déplacement du boulon et des plaques de portance de nos mesures, nous avons utilisé les résultats du modèle par éléments finis en 3D. Évidemment, vu le résultat des expériences, l'effet de la rotation des plaques de portance était omis. D'abord nous avons calculé le déplacement du boulon et des plaques de portance inclus dans la mesure de déplacement des LVDT. Avec ce déplacement on calculait la flexibilité "$C_{bolt\text{-}fixture}$". La flexibilité "$C_{bolt\text{-}fixture}$" est le déplacement du boulon et des plaques de portance inclus dans la mesure de déplacement des LVDT par unité de charge. Ainsi, on pouvait calculer l'ampleur de ces déplacements pour chaque niveau de charge appliquée. Pour obtenir le déplacement total de l'échantillon, le déplacement du boulon et des plaques de portance inclus dans la mesure de déplacement des LVDT était soustrait du déplacement mesuré. Finalement, pour obtenir le déplacement de portance de l'échantillon, l'allongement d'une plaque de longueur "L" subi à un champ de contraintes uniformes était soustrait du déplacement total de l'échantillon boulonné.

Nous avons identifié les problèmes liés à la mesure de déplacement et nous avons proposé une procédure acceptable, utile et facile à réaliser. Cependant, il nous reste à identifier les caractéristiques de la quantité obtenue, soit le déplacement de portance de l'échantillon. Remarquons d'abord que le déplacement de portance ne peut pas être mesuré directement. Le déplacement de portance doit être calculé à partir du

déplacement total de l'échantillon. A l'aide d'une étude par éléments finis nous avons démontré que le déplacement de portance est du même ordre de grandeur que l'élongation du trou. Cependant, en appliquant la même charge pour des plaques de plus en plus larges, on observait que l'élongation du trou diminuait continuellement alors que le déplacement de portance diminuait d'abord mais augmentait légèrement par la suite pour des échantillons très larges. Nous avons démontré que cette différence résulte de l'influence des concentrations de contraintes sur la déformation locale de la plaque autour du trou. L'effet de ces concentrations de contraintes est inclus dans le déplacement de portance et non pas dans l'élongation du trou. L'augmentation du déplacement de portance ne devrait pas être mal interprétée. La déformation de l'échantillon est caractérisée par le déplacement total et le déplacement de portance n'est qu'une composante de ce déplacement total. Par contre, l'intérêt de tenir à la définition actuelle du déplacement de portance est grand. Si le déplacement de portance est connu, on peut calculer le déplacement total à n'importe quelle grande distance du centre du trou et vice versa. La mesure de l'élongation du trou ne permettrait pas ce simple calcul et, en plus, est plus difficile à réaliser.

La méthode d'essai étant mise au point, nous pouvons procéder à l'étude et à l'analyse précise de la réponse charge-déplacement des échantillons.

2.7 Étude et analyse de la réponse charge-déplacement

L'étude et l'analyse de la réponse charge-déplacement consiste en une partie numérique et en une partie expérimentale. Les détails se retrouvent répartis entre le premier article (chapitre 3) et le deuxième article (chapitre 4). Dans ce chapitre synthèse, nous résumons d'abord les résultats de l'analyse numérique, puis ceux de l'analyse expérimentale. Dans

l'étude numérique, nous nous sommes concentrés d'abord sur les paramètres qui sont à prendre en compte lors de la simulation numérique de la réponse charge-déplacement. Un premier aspect étudié était l'influence des rondelles. A cette fin, nous avons comparé trois modèles:

- le modèle 3D complet de la section précédente
- un modèle 3D simplifié, avec une rondelle rigide et un boulon rigide
- un modèle 2D, négligeant complètement la présence des rondelles

Le modèle 3D simplifié était introduit surtout pour juger l'effet de l'absence de la rotation des plaques de portance. Pour ce modèle, le serrage du boulon était modélisé par un déplacement de la rondelle. La courbe charge-déplacement était un peu différente pour les trois modèles. A des faibles charges, la réponse charge-déplacement apparait plus rigide pour les modèles 3D que pour le modèle 2D. Ce comportement s'explique par le fait qu'une partie de la charge est transmise par frottement via les rondelles. Cette charge était 6 % de la charge totale pour le modèle 3D simplifié et seulement 2% pour le modèle 3D complet. La différence est probablement due à la rotation des plaques de portance dans le modèle 3D complet. La rotation des plaques change la contrainte à travers l'épaisseur en dessous de la rondelle et par conséquent aussi les contraintes de frottement. Les courbes du modèle 2D et du modèle 3D complet, deviennent presque coïncidentes à des charges plus élevées. La courbe charge-déplacement du modèle 3D simplifié, se superpose plutôt sur la courbe du modèle 2D mais se trouve déplacée légèrement à une charge plus élevée. Nous notons ici que la réponse expérimentale correspondait mieux au modèle 2D; lors des expériences, la rigidité initiale n'apparaissait pas plus élevée que la rigidité aux charges moyennes. Par conséquent, le modèle 2D sans rondelles était maintenu pour la poursuite de l'étude.

Un deuxième aspect que nous avons étudié concernait l'importance du jeu et du frottement entre le trou et le boulon. Une comparaison de plusieurs modèles par éléments finis démontrait que la réponse charge-déplacement devient nettement moins rigide avec le jeu. Il semble qu'il y a une différence radicale entre les assemblages sans jeu et avec jeu. Sans jeu, l'angle de contact est constant, la réponse charge-déplacement est linéaire et la rigidité augmente avec le coefficient de frottement. Par contre, pour les analyses avec du jeu, l'angle de contact augmente avec la charge et la réponse charge-déplacement devient plus rigide avec la charge. En plus, l'influence du coefficient de frottement ne se montre pas au début de la courbe charge-déplacement. C'est seulement à des charges élevées que la réponse charge-déplacement devient plus rigide avec le coefficient de frottement pour les modèles avec du jeu.

L'effet de la non-linéarité des matériaux est un troisième aspect qu'on a étudié. Jusqu'ici, la non-linéarité des matériaux n'était pas prise en compte dans nos modèles. L'effet de la non-linéarité du matériau était étudié à l'aide d'un modèle 2D avec du jeu et du frottement entre le boulon et le trou. Les matériaux sous étude ont un comportement assez non linéaire et différent l'un de l'autre. Une première source de non-linéarité est la non-linéarité en cisaillement. Elle est présente pour le roving et pour le CSM. Dans le mat CSM, il y a aussi une non-linéarité en traction et en compression par décohésion entre la fibre et la matrice et par fissuration de la matrice. La non-linéarité des matériaux était modélisée avec un modèle anisotrope bilinéaire en traction, compression et cisaillement. Les propriétés bilinéaires étaient calculées à partir de données typiques, trouvées dans la littérature existante. La comparaison des modèles par éléments finis avec des propriétés du matériau linéaires et non linéaires démontrait que la non-linéarité du matériau affecte largement la réponse charge-déplacement, même à des faibles charges, à cause des concentrations de contraintes autour du trou. Sans non-linéarité du matériau, la rigidité augmente avec la charge. Par contre ce raidissement disparait en

tenant compte de la non-linéarité du matériau. En fait, la non-linéarité du matériau semble neutraliser le raidissement causé par l'angle de contact croissant. L'effet n'est pas similaire d'un matériau à un autre: la rigidité diminue quand la non-linéarité du matériau est incluse dans l'analyse mais l'ampleur de cette réduction dépend du matériau. Par exemple, en négligeant le comportement non linéaire des matériaux, la réponse charge-déplacement de l'échantillon standard du matériau A est un peu plus rigide que celle du matériau C et celle-ci est encore un peu plus rigide que celle du matériau B. Par contre, en incluant le comportement non linéaire des matériaux, la réponse charge-déplacement devient plus rigide pour le matériau B que pour le matériau C, indiquant que la perte de rigidité est plus grande pour le matériau C. En moyenne, la rigidité était réduite de 28 % à cause de la non-linéarité du matériau.

Le dernier aspect que nous avons étudié de manière numérique est la relation entre les propriétés mécaniques du matériau, la géométrie de l'échantillon et la rigidité de portance de l'échantillon. D'abord nous avons observé qu'en général, la rigidité de portance est plus élevée pour les matériaux avec un module de traction élevé. Cette tendance est plus évidente pour la géométrie étroite (w/D=2 ; e/D=3) que pour la géométrie standard (w/D=6 ; e/D=3) et pour la géométrie longue (w/D=6 ; e/D=6). La rigidité est fortement réduite quand la largeur de l'échantillon est réduite de six à deux fois le diamètre du trou. L'ampleur de cette réduction dépend du matériau et, en général, elle est plus faible pour des matériaux avec un module de traction plus élevé. Par contre, le matériau B ne semble pas obéir pas cette règle, indiquant que la réponse de portance dépend de l'ensemble des propriétés mécaniques du matériau et non pas exclusivement de son module longitudinal en traction. L'effet de la distance au bord est moins prononcé; une augmentation de la distance au bord de trois à six fois le diamètre du trou n'augmente pas d'autant la rigidité de portance. La rigidité semble augmenter un peu plus avec la distance au bord pour les matériaux avec un module en traction plus élevé.

La réponse charge-déplacement était étudiée aussi par des expériences sur les six matériaux et sur les trois types d'échantillons. Le déplacement de portance était déterminé avec la procédure décrite précédemment. La même flexibilité du boulon et des plaques de portance "$C_{bolt\text{-}fixture}$" était utilisée pour les trois géométries d'échantillons et pour les six matériaux. L'étude par éléments finis nous informait seulement sur la partie linéaire de la réponse charge-déplacement. Par contre, les expériences nous donnent de l'information sur les trois régions de la réponse charge-déplacement. D'abord il y a le glissement initial, puis la réponse linéaire et finalement une réponse non linéaire après la charge d'endommagement initial.

Le glissement initial résulte du jeu entre le boulon et le trou. Le boulon et le trou ne sont pas forcément dans la position de contact lors de l'assemblage. Il y a donc d'abord un glissement initial pour établir le contact entre le boulon et le trou. La charge est petite lors de ce glissement et l'étendue de ce déplacement varie d'un essai à un autre. Le glissement moyen lors de nos essais correspondait à une déformation de portance "ε_{br}" de 0.01. Selon notre définition, la déformation de portance "ε_{br}" est le ratio du déplacement de portance sur le diamètre du trou. Un histogramme fut construit pour démontrer que le glissement variait beaucoup autour de la valeur moyenne. Cependant, le glissement dépassait seulement 0.03 pour seulement trois des 74 essais réalisés. Il n'y avait pas de relation entre les valeurs du glissement et le type du matériau ou la géométrie de l'échantillon. Une attention particulière était accordée au glissement initial parce que ce glissement peut changer la distribution des charges dans un assemblage à plusieurs boulons. Le glissement fait partie de la réponse charge-déplacement et il doit donc être pris en compte lors du design d'assemblages à plusieurs boulons.

La fin du glissement correspond au début de la réponse charge-déplacement linéaire. Nous avons étudié la relation entre les propriétés mécaniques du matériau, la géométrie de l'échantillon et la rigidité de portance de l'échantillon. Les rigidités de portance variaient considérablement d'un essai à un autre mais des tendances claires étaient quand même détectées. Les échantillons longs (w/D=6; e/D=6) étaient en moyenne 6 % plus rigide que les échantillons standards (w/D=6; e/D=3). Un effet plus prononcé était observé pour l'effet de la largeur; les échantillons étroits (w/D=2; e/D=3) étaient en moyenne 26 % plus flexibles que les échantillons standards (w/D=6; e/D=3). La rigidité de portance augmentait avec le module en traction et cette tendance était plus prononcée pour les échantillons étroits que pour les échantillons longs et standards. Ces tendances correspondent bien à celles qui étaient trouvées dans l'étude numérique. En plus, les valeurs aussi correspondent bien pourvu que le jeu et le frottement entre le trou et le boulon et la non-linéarité du matériau sont pris en compte pour le modèle par éléments finis. Cependant, les rigidités expérimentales et numériques ne s'accordaient pas du tout avec celles qui étaient prédites par plusieurs formules de la flexibilité du joint trouvées dans la littérature. Il faut mentionner que ces formules n'ont pas été validées pour le verre-polyester, bien qu'on suggère leur utilisation dans le guide de design EUROCOMP. Ces formules étaient développées originalement par l'industrie aéronautique pour des matériaux plus rigides et pour des assemblages à faible jeu. La présente étude est donc une forte indication que ces formules devraient être adaptées pour les assemblages en verre-polyester où l'assemblage se fait souvent avec un jeu considérable entre le boulon et le trou.

Pour tous les échantillons étroits et pour les échantillons standards des matériaux A et F la réponse charge-déplacement avait seulement deux régions distinctes: un glissement initial et une réponse linéaire jusqu'à la rupture finale. Pour les autres échantillons standards et pour tous les échantillons longs, on observait encore une troisième région

dans la réponse charge-déplacement. Pour ces échantillons, la réponse charge-déplacement linéaire allait jusqu'à une charge d'endommagement initial. A cette charge d'endommagement initial on observait une petite chute de la charge et puis une remontée jusqu'à la résistance ultime. La réponse à partir de la charge d'endommagement initial jusqu'à la résistance ultime constitue la troisième partie de la réponse charge-déplacement. La réponse devenait fortement non linéaire en cette partie et la rigidité de portance était réduite. On observait aussi que la rigidité des échantillons longs était supérieure à la rigidité des échantillons standards. La partie non linéaire de la réponse charge-déplacement devrait être observée comme une marge de sécurité. De l'endommagement permanent se développe quand la contrainte dépasse la contrainte d'endommagement initial. Le développement de cet endommagement implique que la réponse charge-déplacement devient fortement affectée par l'histoire de chargement et que la réponse devient difficile à prédire correctement. Par contre, l'écart entre la contrainte d'endommagement initial et la résistance ultime est très utile pour éviter la rupture totale lors d'une surcharge. Le designer a donc intérêt à sélectionner une combinaison matériau/géométrie avec une contrainte d'endommagement initial élevé et, si possible, avec une résistance ultime encore plus élevée. L'étude de cet aspect fait partie de la section suivante, dans laquelle on analyse la résistance et les modes de rupture en fonction de l'empilement des renforts et en fonction de la géométrie des échantillons.

2.8 Étude et analyse de la résistance et des modes de rupture

Au dernier volet de notre recherche, nous avons étudié et analysé la résistance et les modes de rupture des assemblages boulonnés en fonction de la géométrie du joint et en fonction de la composition du matériau verre-polyester. Les détails de cette étude se

retrouvent dans un troisième article (chapitre 5). Par l'analyse de la réponse charge-déplacement et par l'observation d'endommagements macroscopiques, nous sommes arrivés à démontrer que des caractéristiques importantes de la réponse charge-déplacement tels que la contrainte d'endommagement initial, la résistance ultime, le mode de rupture et le comportement post-défaillance peuvent être reliés à la proportion et aux séquences d'empilement des renforts. Afin d'étudier le développement de l'endommagement, nous avons arrêté plusieurs essais avant la rupture finale à différents états d'endommagement. L'inspection visuelle de ces états d'endommagement et l'analyse de la courbe contrainte-déformation σ_{br}-ε_{br} nous permettait de trouver les liens entre la réponse mécanique de l'assemblage et la composition des matériaux. Le comportement des assemblages était analysé dans la direction longitudinale pour les six matériaux et les trois géométries d'échantillons. Des échantillons standards et étroits des matériaux A, D et E étaient aussi testés dans la direction transversale. Remarquez que l'étude dans la direction transversale serait peu utile pour le matériau C à cause de son comportement isotrope. Pour le matériau B, il n'y a que la séquence d'empilement qui diffère dans la direction longitudinale et transversale. La différence entre les essais longitudinaux et transversaux serait donc limitée pour le matériau B. Pour le matériau F, il n'y avait pas assez de matériau disponible pour les essais transversaux. Le comportement transversal n'était pas étudié pour la géométrie longue.

Pour la géométrie standard et la direction longitudinale, les diagrammes contrainte-déformation σ_{br}-ε_{br} sont très semblables pour les six matériaux jusqu'à une contrainte de portance σ_{br} d'à peu près 400 MPa. A cette contrainte de portance — la contrainte d'endommagement initial — le comportement devient diversifié. Pour les matériaux A et F, une rupture catastrophique se développe à ce point. Ce sont des ruptures par cisaillement. Les matériaux A et F sont les matériaux avec le plus de roving à 0°. Apparemment, les roving à 0° constituent une trajectoire facile pour la propagation des

fissures par cisaillement. Pour les autres stratifiés, il y a une légère baisse de la charge et puis une remontée. On observait que ce signe d'endommagement consistait en un endommagement par portance au bord du trou pour tous ces stratifiés (B, C, D et E). Cet endommagement est un endommagement par compression. Grâce à la contrainte à travers l'épaisseur provenant des rondelles, cet endommagement n'est pas catastrophique et il y a une remontée de la charge jusqu'à la résistance ultime. La défaillance est donc progressive. À la résistance ultime, l'endommagement visible dépasse les bords de la rondelle. Les résistances ultimes sont proches l'une de l'autre, à peu près 500 MPa, mais les modes de rupture et le comportement après ces ruptures sont très différents. Pour le stratifié B, composé de proportions égales de roving à 0°, de roving à 90° et de mat CSM, la contrainte diminue graduellement et la rupture finale est par cisaillement. Les assemblages avec les matériaux A et F cassaient aussi par cisaillement. Par contre, la présence d'une bonne partie de roving à 90° dans le stratifié B, rend la propagation des ruptures en cisaillement plus graduelle dans le stratifié B. Ceci résulte d'abord en une meilleure résistance de l'assemblage mais aussi en une rupture plus progressive qui consomme beaucoup plus d'énergie que celle des matériaux A et F. Pour le matériau C, lequel ne contient que du mat CSM, on observait une chute rapide de la contrainte à la résistance ultime. Cette rupture catastrophique était une rupture par traction. Comparé au matériau B, la rupture est donc moins progressive. La rupture par traction peut se développer en dépit de la grande largeur parce que le mat CSM est très sensible aux ruptures par traction. Le comportement des matériaux D et E se ressemblait. En fait leur composition se ressemble aussi. La Figure 2.1 montre que les deux stratifiés ont un cœur de mat CSM qui occupe à peu près la moitié de l'épaisseur du stratifié et une peau qui consiste surtout en roving à 0°. Pour ces stratifiés la rupture finale est une rupture par cisaillement interlaminaire/intralaminaire. A la charge ultime, des fissures de cisaillement intralaminaire se développent dans la peau selon les plans de cisaillement, accompagnées d'un délaminage entre la peau et le cœur. Ce délaminage est restreint

entre les plans de cisaillement et n'est pas visible en dessous des rondelles. A ce point, le cœur n'a pas encore rompu et c'est pourquoi la contrainte reste assez élevée après la rupture en cisaillement interlaminaire/intralaminaire. Le cœur en mat CSM continue à porter de la charge en étant écrasé par l'avancement du boulon et du matériau restreint en dessous de la rondelle.

Dans la direction transversale, nous avons seulement testé les matériaux A, D et E. La rupture était par traction pour les trois matériaux. La résistance de l'assemblage était en moyenne 240 MPa pour le matériau A, 378 MPa pour le matériau D et 455 MPa pour le matériau E. La résistance d'un assemblage avec le matériau D est plus grande que la résistance d'un assemblage avec le matériau A parce que le matériau D a un contenu supérieur en mat CSM; le mat CSM contribue beaucoup à la résistance en traction transversale. De la même façon, la résistance de l'assemblage avec le matériau E est plus grande que celle du matériau D à cause des roving à 90° qui font encore augmenter la résistance transversale. Contrairement aux matériaux A et D, la réponse du matériau E exhibait une contrainte d'endommagement initial différente de la résistance ultime. Cette rupture progressive était associée à de l'endommagement par portance et par cisaillement en dessous de la rondelle. Mais la rupture finale était bien par traction.

L'augmentation de la distance au bord a un effet prononcé sur la réponse mécanique de l'assemblage. La contrainte d'endommagement initial ne change pas mais il y a un gain considérable en résistance ultime. Les modes de rupture deviennent aussi plus tolérants aux dommages. Pour les matériaux A et F, la différence est la plus marquante. La rupture catastrophique au premier signe d'endommagement est remplacé par une rupture plus progressive. Comme pour les autres stratifiés, la contrainte diminue un peu à la contrainte d'endommagement initial et remonte par la suite jusqu'à la résistance ultime. En plus, les résistances ultimes deviennent comparables à celles des autres matériaux.

Lors de l'inspection d'un échantillon rompu du matériau A, on observait clairement une zone blanche juste avant le boulon, indicative de l'endommagement progressif par portance entre la contrainte d'endommagement initial et la résistance ultime. La rupture finale était par clivage. Ce clivage est en fait une rupture par cisaillement qui ne se développe que d'un côté et ce mode de rupture est aussi catastrophique que la rupture par cisaillement. Pour le matériau F, la rupture finale est encore par un cisaillement. Les fissures de cisaillement se développaient graduellement à l'extérieur de la rondelle, résultant en une défaillance locale au bord de la rondelle avant la rupture finale par cisaillement. Pour ces deux matériaux, l'augmentation de la distance au bord retardait clairement la formation des fissures de cisaillement mais cette augmentation ne suffisait pas pour les éliminer. Le mode de rupture associé à la résistance ultime reste catastrophique. L'influence de la petite quantité de roving à 90° dans le matériau F se voit clairement pour cette géométrie. La résistance était supérieure pour le matériau F et sa rupture était retardée par rapport à celle du matériau A à cause de la présence avantageuse des roving à 90°. Pour le matériau B on observait déjà le début d'une rupture par portance pour l'échantillon court. Avec la distance au bord plus élevée, la résistance ultime monte et la rupture par portance peut se développer complètement, même à l'extérieur de la rondelle. La résistance ultime est dépassée quand l'endommagement dépasse le bord de la rondelle mais la contrainte ne diminue que graduellement, ce qui est caractéristique des ruptures par portance. Pour le matériau C, la résistance montait nettement avec la distance au bord. On observait des ruptures par traction comme pour la géométrie standard mais parfois aussi des ruptures par portance. Les ruptures par traction restaient bien sûr catastrophiques mais pour les échantillons qui cassaient par portance, on observait une baisse graduelle de la contrainte, similaire au comportement du matériau B. Le comportement dual pour le matériau C est une indication qu'il s'agit probablement d'une géométrie de transition entre la rupture par traction et par portance. La transition de la rupture par traction à la rupture par portance est habituellement

associée à une augmentation de la largeur, non pas à une augmentation de la distance au bord. Par contre, une augmentation de la distance au bord diminue aussi le facteur de concentrations de contraintes en traction et peut donc être à la base de cette transition. Les matériaux D et E cassent par portance pour la géométrie longue et la résistance ultime monte fortement par rapport à la géométrie standard. La peau ne délamine plus du cœur pour cette géométrie. Elle rompt plutôt au bord de la rondelle. Ainsi, la rupture par portance peut se développer en dehors de la rondelle et on observe un comportement tolérant aux dommages comme pour le matériau B et parfois le matériau C.

Les assemblages aux échantillons étroits rompent tous par traction. Les résultats indiquent qu'à l'exception du matériau A en direction transversale, la résistance à la portance est à peu près trois quarts de la résistance non entaillée en traction. Par conséquent, la différence entre les résistances est assez grande pour les différents matériaux. Remarquable est le comportement des matériaux A et F. Bien que les échantillons étroits soient trois fois moins larges que les échantillons standards, la résistance n'a pas diminué beaucoup comparée à la géométrie standard. Les matériaux A et F, lesquels étaient les plus faibles pour l'essai standard sont devenus les plus résistants pour la géométrie étroite.

CHAPITRE 3

ANALYSIS OF THE BEARING RESPONSE TEST FOR POLYMER MATRIX COMPOSITE LAMINATES: BEARING STIFFNESS MEASUREMENT AND SIMULATION

Ce premier article met la base pour notre recherche, autant pour la partie expérimentale que pour la partie numérique. La mesure de la rigidité de portance nécessite que la mesure de déplacement soit bien définie. La définition d'une mesure de déplacement appropriée constituait le premier objectif de cet article. Pour réaliser cet objectif, nous avons procédé d'abord à une analyse de l'état de déplacements dans l'assemblage et dans l'échantillon. Puis nous avons proposé une mesure de déplacement et nous avons démontré ses caractéristiques. Le deuxième objectif de cet article était de déterminer les paramètres qui doivent être pris en compte lors de la simulation de la rigidité de portance. Nous avons trouvé qu'un modèle par éléments finis en 2D peut prédire précisément la rigidité à la portance si le modèle tient compte du jeu et du frottement entre le trou et le boulon et de la non-linéarité du matériau.

ANALYSIS OF THE BEARING RESPONSE TEST FOR POLYMER MATRIX COMPOSITE LAMINATES: BEARING STIFFNESS MEASUREMENT AND SIMULATION

B. Vangrimde [1], R.Boukhili [1]

[1] *Centre for Applied Research on Polymers, Ecole Polytechnique de Montréal, CP 6079, succursale Centre-Ville, Montréal, Quebec, H3C 3A7, Canada*

(Cet article a été soumis au journal "COMPOSITE STRUCTURES")

3.1 Abstract

This paper is the first part of a project that is aimed to investigate the mechanical and fracture behaviour of bolted joints in general purpose glass fibre-reinforced polyesters (GRP). In the present study a procedure is set up to measure the bearing chord stiffness of a GRP laminate in a single-bolt double lap joint. With a three-dimensional finite element model it is shown that bolt and fixture deformations affect the stiffness results. Hence the experimental displacement data were corrected before calculating the coupon bearing stiffness. The coupon bearing stiffness was also simulated by a two-dimensional finite element model. Provided that bolt-hole clearance, material non-linearity and bolt-hole friction are taken into account, good agreement is observed with experimental data. Bearing strain and bearing chord stiffness are based on the bearing deformation of the

coupon, not on the hole elongation. This makes the stiffness data useful for design and allows an easy installation of the displacement measurement devices.

KEYWORDS: bolted joints, bearing deformation, bearing stiffness, GRP, finite element method.

3.2 Introduction

When testing bolted joints made with composite materials, the interpretation of the results depends heavily upon the method used to generate the load-displacement response. While the load measurement is made directly via a load cell and can be trusted, this is not exactly the case for the displacement, which is measured mainly with linear variable differential transformers (LVDTs) or extensometers. In fact, the problem is not with the LVDTs or extensometers but rather with the choice of the reference points that serve to the displacement measurement. Obviously, the deformations that are actually measured depend on the reference points taken for the displacement transducers. Since extraneous displacements in the experimental set-up cannot be avoided and since the stress field around the hole of a bolted joint is not uniform, an arbitrary choice of these references points makes comparison between different data sources tedious. In addition, the obtained data may be of little help for design purposes. The answer to such ambiguity is usually addressed by the standard test methods or may result from a consensus between researchers. A literature survey shows that Crews [1] and, more recently, Kallmeyer and Stephens [2] have managed to measure the elongation of the bearing hole. This is accomplished by using a stiff wire that passes through the hole via a slot in the washers, placed between the coupon and the fixture plates. However, this method does not seem attractive, mainly because of the difficult set-up. Consequently,

most authors choose to measure the displacement at a fixed distance beside [3] or beneath the hole [4-7]. The ASTM D5961 standard test method for bearing response of polymer matrix composite laminates [8] suggests the use of the latter approach but without specifying the exact location of the reference points. When measuring at a certain distance from the hole, the measured displacement will include hole deformation as well as plate deformation [9]. This is problematic since, in the ASTM standard, the bearing strain is based on the hole deformation but no data reduction procedure is worked out to separate the hole deformation from the plate deformation.

Actually, it is not the hole elongation which interests the designer but rather the flexibility of the joint. Indeed, it should be reminded that the basis for joint flexibility formulas used in design is the increased displacement due to the presence of the joint and not the hole elongation. Joint flexibility formulas aid the designer in determining and optimising the bolt load distribution in multi-bolt joints [10-107]. The flexibility added to the structure not only includes the increased deformation of the plates, caused by the elongation of the holes and by the stress concentrations around these holes, but also the deformation of the bolt and, in the case of a single lap joint, the rotation of the bolt. The principle of joint flexibility formulas is best clarified by the example of a single-bolt double lap joint loaded by an in-plane tensile force "P" (Figure 3.1). The inner plate has thickness "h_1", width "w_1" and the tensile modulus is "E_1". The two outer plates have a width "w_2", both have a thickness "h_2" and the tensile modulus is "E_2". The diameter of the holes is "D". Two reference points are placed at a distance "L_1" and "L_2" from the bolt centre, as shown by Figure 3.1. With the help of equation 3.1, the total displacement "δ" between these two reference points can be calculated:

$$\delta = \delta_1 + \delta_{joint} + \delta_2 = \frac{P \cdot L_1}{w_1 \cdot h_1 \cdot E_1} + P \cdot C + \frac{P \cdot L_2}{2 \cdot w_2 \cdot h_2 \cdot E_2} \qquad (3.1)$$

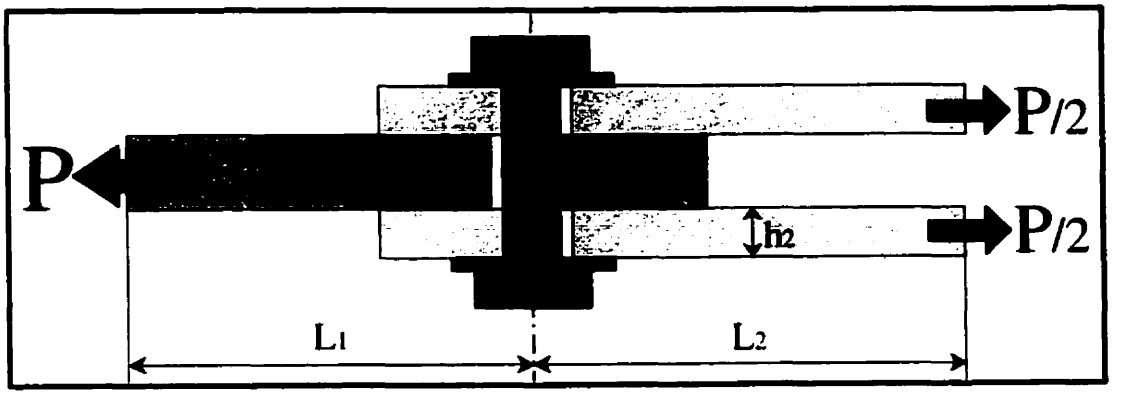


Figure 3.1: Single-bolt double lap joint.

The total displacement "δ" is the sum of three components: "δ_1","δ_2" and "δ_{joint}". The parameter "C" stands for the joint flexibility. The joint displacement or deformation "δ_{joint}" is obtained by multiplying this joint flexibility by the bolt load. The joint flexibility "C" must account for all the involved deformations with the exception of the normal extensions of the plates. These normal extensions, "δ_1" and "δ_2", refer to the deformation of the plates under a hypothetical uniform tensile stress. Typically, the joint flexibility formulas consist of different parts for the deformations of the inner plate (#1), the outer plates (#2) and the bolt (#3). This is shown clearly by the Tate and Rosenfeld formula, taken from Barrois [13] and presented by equations 3.2a to 3.2d:

$$C = C_{bearing} + C_{bolt\ bending} + C_{bolt\ shear} \tag{3.2a}$$

$$C_{bearing} = \frac{1}{h_1 \cdot E_1} + \frac{1}{2 \cdot h_2 \cdot E_2} + \left(\frac{1}{h_1 \cdot E_3} + \frac{1}{2 \cdot h_2 \cdot E_3} \right) \tag{3.2b}$$

$$C_{bolt\ bending} = \frac{\left(8 \cdot h_2^{\,3} + 16 \cdot h_2^{\,2} \cdot h_1 + 8 \cdot h_2 \cdot h_1^{\,2} + h_1^{\,3}\right)}{384 \cdot E_3 \cdot I_3} \tag{3.2c}$$

$$C_{bolt,shear} = \frac{(2 \cdot h_2 + h_1)}{6 \cdot G_3 \cdot A_3} \qquad (3.2d)$$

The total joint flexibility is the sum of the bearing, bolt bending and bolt shear flexibility (equation 3.2a). The bearing flexibility, equation 3.2b, includes the bearing flexibility of the inner plate, the bearing flexibility of the outer plates and the bearing flexibility of the bolt. The parameter "E_3" is the Young's modulus of the bolt. The rationale behind equation 3.2b is simple. For the inner plate for example, the bearing deformation is estimated as the deformation caused by a constant bearing stress $P/(D.h_1)$ acting over a distance "D". Hence the resulting flexibility is $1/(h_1.E_1)$. Equations 3.2c and 3.2d account for bolt deformation by respectively flexure and shear. These equations were obtained by modelling the bolt as a Timoshenko beam with the bolt head and tail clamped and with the bearing loads evenly distributed through the thickness of the inner and outer plates. Several other, more empirical, joint flexibility formulas have been devised. Caution must be used when selecting such a formula. Comparative studies by Huth [14] and by Postupka *et al.* [4] show that there exists a substantial mismatch with experimental joint deformations for some of these joint flexibility formulas.

The bearing test set-up is fundamentally a structure. Hence, the assembly does not only experience coupon deformation but also fixture and bolt deformations. Consequently, when the entire joint flexibility is of interest, reference points for the displacement measurement are taken as discussed in the example above: one on the coupon (inner plate) and one on the fixture (outer plates) [4]. The reference points should be adapted when only the coupon flexibility is of interest and not the bolt or the fixture deformation. The first reference point can be placed on the coupon. However, in order to exclude any bolt and fixture deformation, the second reference point should be placed at the contact surface between the bolt and the coupon. This location cannot be reached with any practical and reliable method. Therefore, some authors choose the second reference on

the bolt shank [5-7]. The ASTM standard [8] takes the second reference on the fixture but without specifying the exact location. Without a doubt, some bolt and fixture deformation will be included in the coupon deformation measurements.

Three-dimensional finite element models that model the whole assembly, including the bolt deformation, have been used to model single-bolt joints but with varying success. Ireman [15] observed poor agreement between measured displacements and numerically predicted displacements for a single lap joint between a carbon fibre-reinforced epoxy (CFRP) plate and an aluminium plate. On the contrary, numerical load-displacement data agreed well with experimental data in a study by Postupka *et al.* [4] on single-bolt double lap CFRP to CFRP and metal to metal joints. They concluded that 3-D finite element models could be used to verify or establish joint flexibility formulas. Indeed, instead of modelling a whole structure or multi-bolt joint in 3-D with all of the joint details included, it is proposed to simplify the problem by using the joint flexibility formulas.

This paper is the first of a project aimed to investigate the mechanical behaviour of bolted joints in general purpose glass fibre-reinforced polyesters. In this part, first the assembly deformation is studied. Then the focus is put on the coupon deformation. Since the bearing strain will be based on the bearing deformation, the experimental data can be used to verify joint flexibility formulas. Furthermore, the importance of washer-friction, bolt-hole friction, clearance and material non-linearity are gauged. In the remaining part of this project, the proposed experimental and numerical approaches are applied to study the bearing deformation and stiffness for a range of laminates and coupon geometries [16]. Their strength and failure characteristics are also studied [17].

3.3 Test set-up and procedures

The experimental set-up is shown in Figure 3.2. The steel fixture was connected to a 100 kN load cell of a MTS 810 servo-hydraulic testing machine. A tensile load was applied via grips on the lower end of the coupon. As proposed by the ASTM standard, LVDTs were attached to the fixture at both sides of the coupon. The LVDT displacement rod was supported by a secondary fixture that was clamped on the coupon at a distance "L" from the hole centre. This distance "L", about 70 mm, was measured before each test. The LVDT displacements, the grip displacement and the force were recorded every 0.2 seconds. A constant grip displacement speed of 1 mm/min was used to apply the load. The assembly design and the choice of the coupon geometry for this single-bolt double shear bolted joint test were based on the guidelines given by the ASTM D5961 standard test method for bearing response of polymer matrix composite laminates [8]. According to the standard specifications, the specimen width was six times the hole diameter. The end distance – the distance from the centre of the hole to the non-loaded end of the coupon – was three times the hole diameter. The hole diameter was 9.53 mm for the test coupon but also for the fixture. A 9.23 mm high-strength steel bolt was fitted in these holes. The 0.3 mm bolt-hole clearance was higher than the clearance recommended by the ASTM standard but closer to the practical clearance values recommended for assembly of GRP structures [11]. Washers (22.6 x 9.7 x 2.5 mm) were installed between the coupon and the fixture plates. The applied bolt torque was 3 Nm. It should be noted that contrary to the fixture proposed by the ASTM standard, the washers were separate from the fixture plates and the fixture plates could slide freely over the fixture pin. The steel fixture plates were 31.8 mm thick in the bolt section and 19.1 mm thick at the upper section.

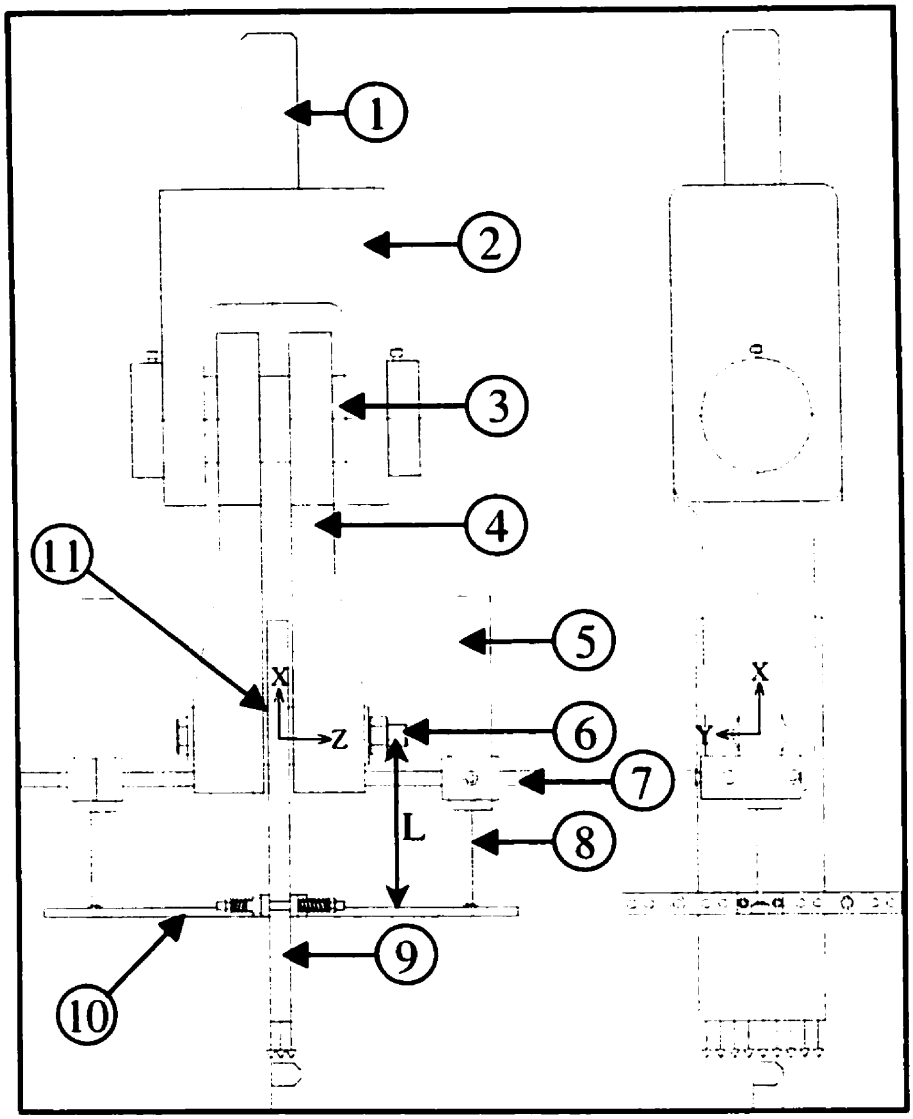


Figure 3.2: Experimental set-up of the single-bolt double lap bolted joint test. 1: connection to load cell, 2: fixture clevis, 3: fixture pin, 4: fixture plate, 5: LVDT casing, 6: bolt, 7: LVDT pin, 8: LVDT displacement rod, 9: test coupon, 10: coupon clamp for LVDT reference, 11: washer.

The tested laminate was a glass fibre-reinforced polyester laminate, 6.06 mm thick[6]. This laminate contained 40 % E-glass fibre reinforcement, by volume, in an isophtalic polyester matrix. The fabric used was a non-crimp fabric with unidirectional roving (0°) knitted to a chopped strand mat (CSM). The following lay-up sequence was used: $[(CSM/0°)/(0°/CSM)_4]_s$. The experimental longitudinal modulus of the coupon material was 26.9 GPa. This value agreed very well with the longitudinal modulus calculated by classical lamination theory and micromechanics (see [16]). Accordingly, the following calculated engineering constants were used for the numerical simulations: E_x= 25.5 GPa, E_y=11.3 GPa, E_z=7.3 GPa, υ_{xy}=0.36, υ_{yz}=0.20, υ_{xz}=0.15, G_{xy}=3.9 GPa, G_{yz}= 2.7 GPa and G_{xz}=2.8 GPa. For approximate out-of-plane properties, micromechanics by Lapp [18] and lamination theory by Hyer [19] were used. Eventually, material non-linearity will be considered in the finite element model through the use of a bilinear tension, compression and shear behaviour model. As for the linear material constants, calculated instead of measured material properties were used. To model the bilinear behaviour in tension and compression, knee points were put at 64 MPa in the longitudinal direction and at 28 MPa in the transverse direction. Beyond these knee points, the modulus was reduced to 23.1 GPa and 8.3 GPa respectively. Similarly, to model the bilinear behaviour in shear, a knee point was assumed at 40 MPa and the shear modulus was reduced to 1.2 Gpa beyond this knee point. More details on the selection of these data are given in the complementary paper [16].

---

[6] Le matériau étudié dans cet article est le matériau A. Son épaisseur était légèrement au-dessous de l'épaisseur moyenne de 6.2 mm.

3.4 Study of assembly deformation

3.4.1 Model description

A bulky fixture and a thick bolt were chosen to restrain their deformation and to enable the study of the coupon deformation only. Nonetheless, a small amount of fixture and bolt deformation is inevitable. In order to assess the deformation of the whole assembly and the interaction between the assembly's parts, a three-dimensional finite element (FE) model was set up with the commercial FE package Ansys 5.5 [20]. Figure 3.3a shows the FE model and the coordinate axis orientation. Because of symmetry, only half the width and half the thickness of the assembly were modelled. The outer washer was attached directly to the bolt shaft in order to save a contact-friction interface between the outer washer and the head of the bolt. To reduce the number of degrees of freedom, substructuring was used. Superelements (MATRIX 50) were created for the bolt, the coupon and the fixture. Underlying the superelements were 8-noded brick elements (SOLID 45). Inferior tetrahedron elements were only used instead of the brick elements where the fixture plate tapers. For the coupon, the material properties were smeared through the thickness by the use of linear orthotropic material properties. Hence, no interlaminar stresses could be studied. Since non-linear material properties cannot be combined with substructuring [20], linear material properties were used for the steel washers, the bolt and the fixture. Flexible surface to flexible surface contact elements (TARGET170 and CONTAC173) were used to model the contacting surfaces. Clearance and friction were taken into account. Friction coefficients for composite to steel and steel to steel surfaces were chosen respectively as 0.33 [21] and 0.6. Around the hole of the coupon, elements were placed every 5°, on the fixture every 7.5° and on the bolt every 10°. The through the thickness mesh density of the different parts is shown at Figure 3.3b. It was not possible to use a finer bolt mesh, since computing time was already

excessive. A zero radial displacement boundary condition was applied at the boundary of the large upper hole of the fixture plate, where it connects to the fixture pin in the experimental set-up. Movement of the fixture plates in the thickness direction was restrained. The assembly was prestressed in the through the thickness direction by making the bolt 0.007 mm too short. This accounted for the through the thickness stress of 5 MPa induced by the 3 Nm bolt torque [22]. Finally, a 14.17 kN tensile load was generated by the application of a negative 0.4 mm displacement 100 mm from the hole centre.

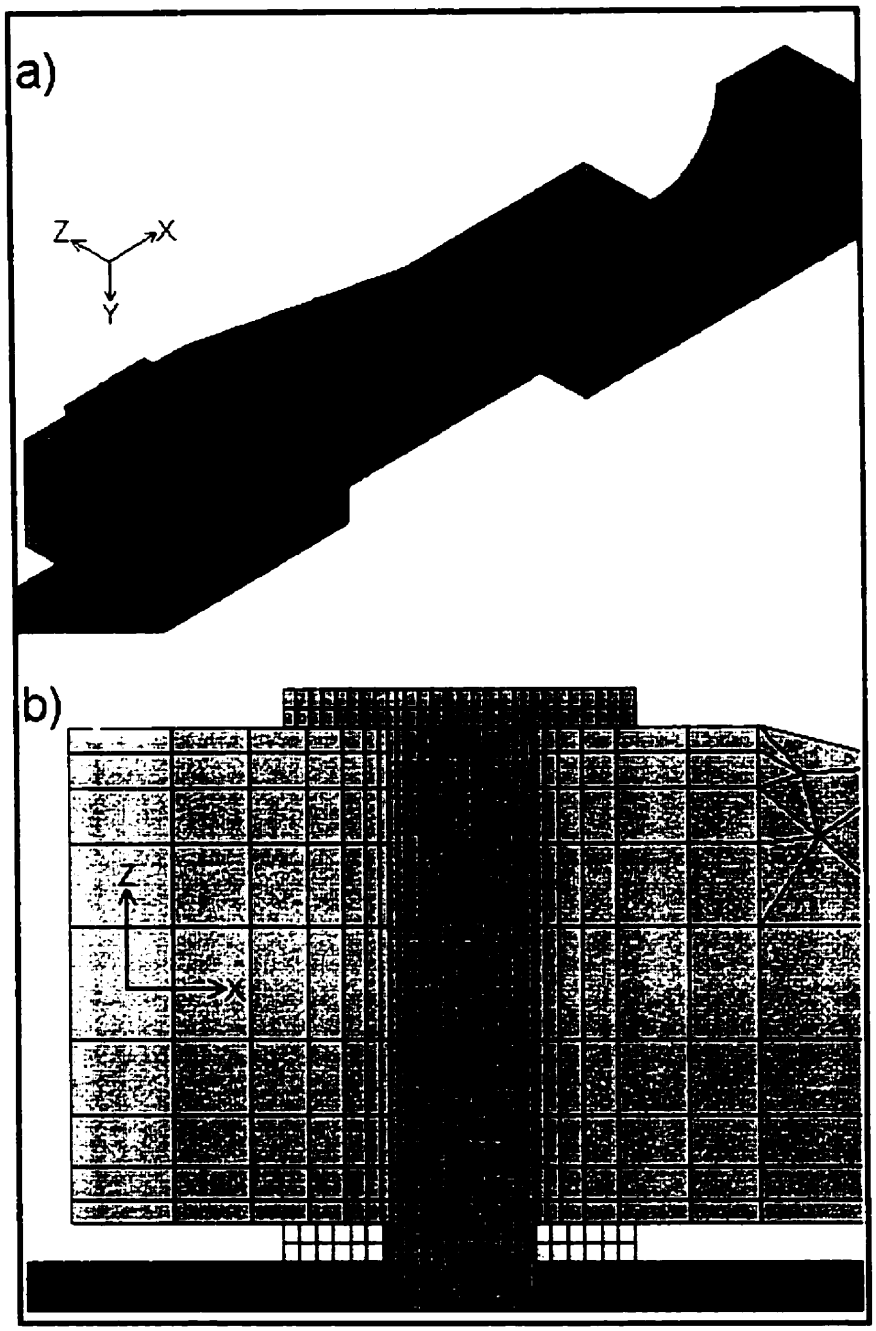


Figure 3.3: 3-D finite element model: (a) overview of the fixture, the inner washer, the coupon and the bolt with attached outer washer; (b) zoom of contact region.

3.4.2 Assembly deformation

Figure 3.4 is a graphical presentation of the displacements that the bolt, the coupon and the fixture undergo under the full load (14.17 kN). The curves represent displacements through the thickness along the Z-axis. The coupon line, the three bolt lines and the fixture line are all taken at the half width symmetry line (Y=0 mm). The front of the bolt refers to the side of the bolt that contacts the coupon while the back of the bolt designates the side in contact with the fixture. The coupon and fixture lines refer to the displacements of the coupon and the fixture boundaries at Y=0 mm that are in contact with the bolt. The LVDT pin (see Figure 3.2) was screwed in the fixture 19.1 mm beneath the hole centre and 14.3 mm from the centreline. The LVDT pin line is taken through the thickness of the fixture in the extension of this pin axis.

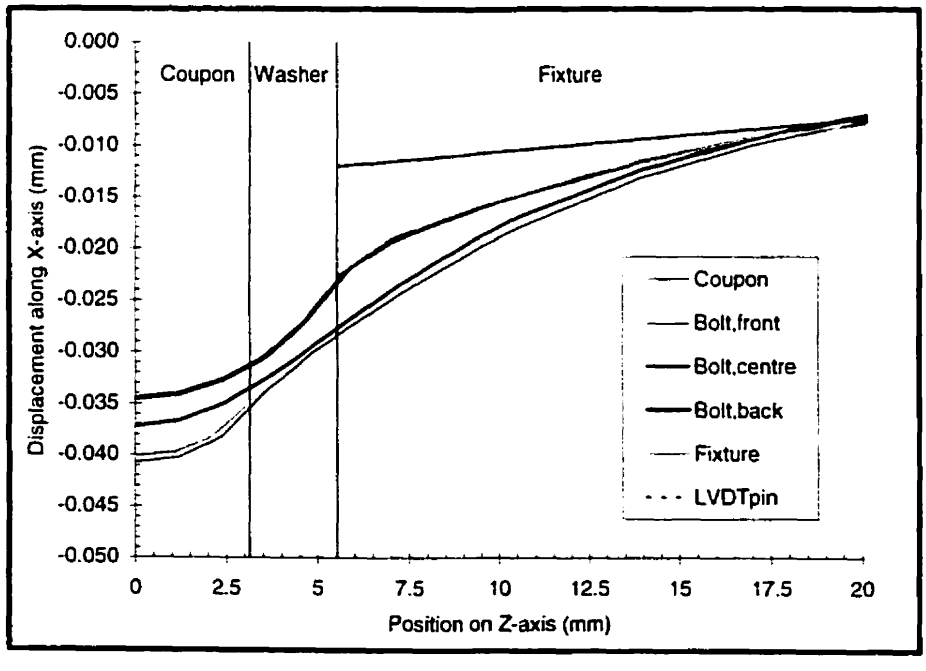


Figure 3.4: Displacements predicted by 3-D FE model for the bolt, the coupon and the fixture.

Many interesting features can be observed in Figure 3.4. The first general remark concerns the coupon and bolt front displacement lines. These lines are expected to superimpose since the load is transferred from the bolt to the coupon at this interface. Instead, a small gap is observed between these lines. The gap between the lines corresponds to a very small gap between the bolt and the coupon at this location in the model. Small local gaps exist between the contacting bolt and coupon meshes since the contact procedure cannot entirely match the coarser mesh of the bolt on the finer mesh of the coupon. There is however no overall gap and, therefore, this numerical artefact is not likely to affect the global response of the model. The second general observation that can be made from Figure 3.4 is that the total deformation of the bolt and the fixture account for almost 0.04 mm or 10% of the applied displacement. The third feature worth noting is the dissimilarity between the three lines representing the bolt (front, centre and back). In the following sections, the deformations and displacements of the assembly's components are analysed in more detail.

3.4.3 Bolt deformation

In this section it is attempted to analyse the bolt deformation predicted by the finite element model. In fact, the goal is to rationalise the unsteady trends patterned by the three lines (front, centre and back) representing the bolt displacements in Figure 3.4. It should be recalled that the bolt is compressed at its front in the coupon section and at its back in the fixture section. The compression of the bolt by the contact forces is called bolt bearing. The difference between the bolt front and bolt centre lines in the coupon section, observed in Figure 3.4, results from the bolt bearing deformation. A similar observation can be made for the difference between the bolt back and bolt centre lines in

the fixture section just beside the washer. This difference results from the bearing deformation of the bolt where it is in contact with the fixture. These observations are well illustrated by Figure 3.5 which shows the stress contours in the bolt. For the benefit of clarity the deformation of the bolt is amplified 50 times in Figure 3.5.

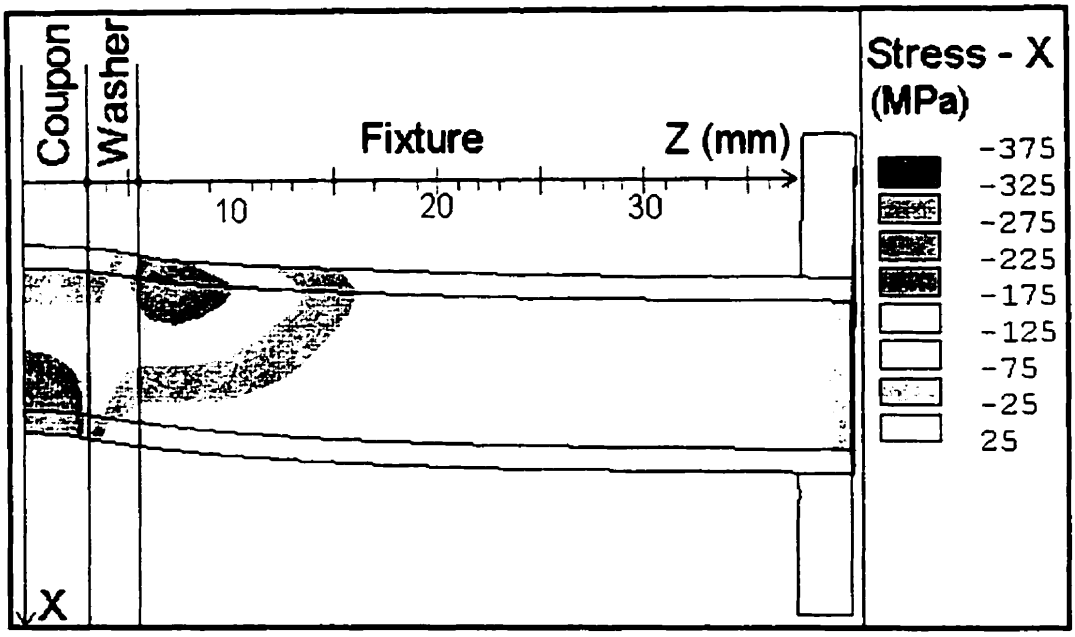


Figure 3.5: Nodal stress contours in the bolt (Stress-X). Observation in X-Z plane (Y=0), deformation of the bolt amplified 50x.

It can be seen in Figure 3.5 that the load transfer area is the siege of high compressive stress concentrations. The compressive stress goes much 'deeper' than the centreline of the bolt, certainly in the coupon section. This compression causes the difference between the bolt centre and bolt back lines in the coupon section of Figure 3.4. For the part of the bolt in the fixture, it is clear that even tough the fixture is 31.8 mm thick, the stress transfer region in the fixture is concentrated right next to the washer. In fact, Figure 3.4 shows that the bolt back line and the fixture line cross beyond 17.5 mm. This indicates that a gap is created between the fixture and the backside of the bolt. In the washer area,

the compressive stress should be about zero at the bolt surface. However, due to the limited number of through the thickness elements (Figure 3.3b), this stress discontinuity is not delineated very accurately in Figure 3.5. Although affected by the bearing, a great deal from the deflection of the bolt-centre line in Figure 3.4 results from bending and shear deformation of the bolt. Actually, bolt deflection by flexure and shear can be estimated by a method proposed by Barrois [13]. A Timoshenko beam on two elastic foundations then represents the bolt-plate interaction. The beam itself represents the bolt and the elastic foundations act as the coupon and the fixture. Figure 3.6 represents the model set-up graphically. In fact, it shows a sketch of the resulting load distribution instead of the elastic foundations that generate these loads. Because of symmetry, again only half the bolt length was modelled. The beam clamping at the left end reflected this symmetry condition. Between the two elastic foundations, a 2.5 mm beam under a constant shear force was added to account for the thickness of the washer. Since the bolt is long and since there is a 0.3 mm gap between bolt and fixture, there is a part of the bolt that does not contact the fixture and that will not contribute to the load transfer. Therefore, this part of the beam was modelled as having only bending acting on it. The head of the bolt was supposed perfectly clamped, hence the boundary condition at the right end of the beam. The length of the bolt-fixture contact zone was determined by iterations. The foundation stiffness "k" for the coupon and fixture was determined by the formula proposed by Barrois:

$$k = \frac{E \cdot (1 - D/w)}{0.8} \tag{3.3}$$

Clearly the foundation stiffness is controlled primarily by the Young's modulus "E". Hence, the foundation stiffness of the steel fixture was 213.3 kN/mm^2. For the foundation stiffness of the GRP coupon, the longitudinal modulus was used. This resulted in a coupon foundation stiffness of 26.6 kN/mm^2.

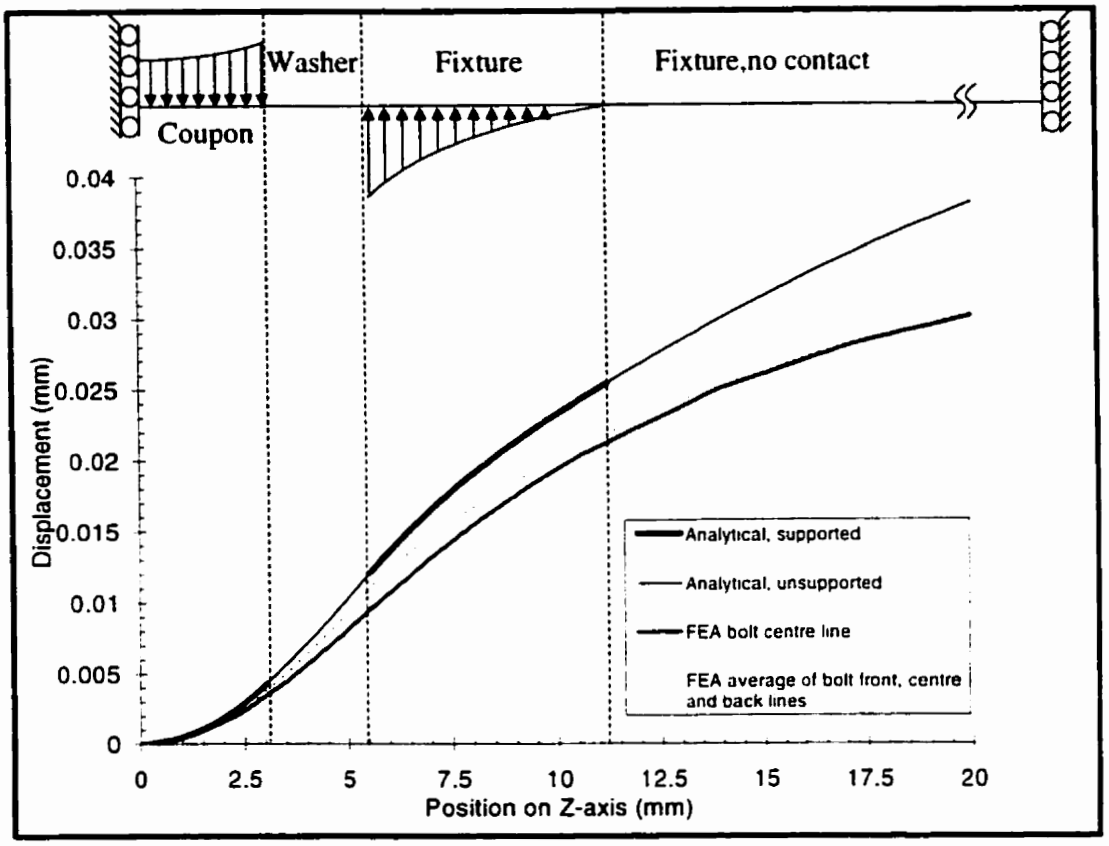


Figure 3.6: Model of the bolt as a beam on elastic foundations: model sketch with coupon and fixture loads; comparison of displacement results with bolt displacement results from the finite element analysis (FEA).

Figure 3.6 compares the analytical bolt deflection to the finite element solution. For the finite element model, the deflection of the bolt centre line is shown but also the average of the bolt front, back and centre lines. While the main weakness of the finite element model is the limited number of through the thickness divisions, the beam model is clearly an oversimplification of the problem. For example, the foundation is discontinuous in the beam model and the bolt bearing deformation is not taken into account. Despite these drawbacks, the analytical and FE analysis results are alongside in the region of interest, showing the importance of bolt flexure and shear in the total

deformation of the bolt. The method proposed by Barrois seems to give a fairly good estimate of the involved displacements without making any presumptions on the load distribution through the thickness. The bolt load distribution is presented in Figure 3.7 for both the analytical and the finite element models. The FE bolt load distribution is calculated from the nodal loads on the coupon and the fixture hole surfaces. The contact length in the fixture is only 5.7 mm for the analytical approach while it is about 11.5 mm for the finite element simulation. Both are probably imprecise. The analytical estimate because it simplifies the problem and the finite element model by reason of the small number of elements used through the thickness. The almost flat load distribution in the coupon predicted by the analytical model can be explained by the low foundation stiffness for the GRP material. In the fixture, the stiff steel foundation causes a high load gradient. For the finite element model, the through the thickness load gradient is a bit higher in the coupon but less in the fixture. The resulting load is less in the FE model since 2% of the total load is transferred by friction via the washer according to the model. Actually, regardless of all the differences between the finite element and the beam model, both show clearly that it is mostly the fixture material right next to the coupon that takes the load. The assumption that the bolt load is evenly distributed through the thickness, made by the Tate and Rosenfeld formula, is clearly not valid for the present experimental set-up.

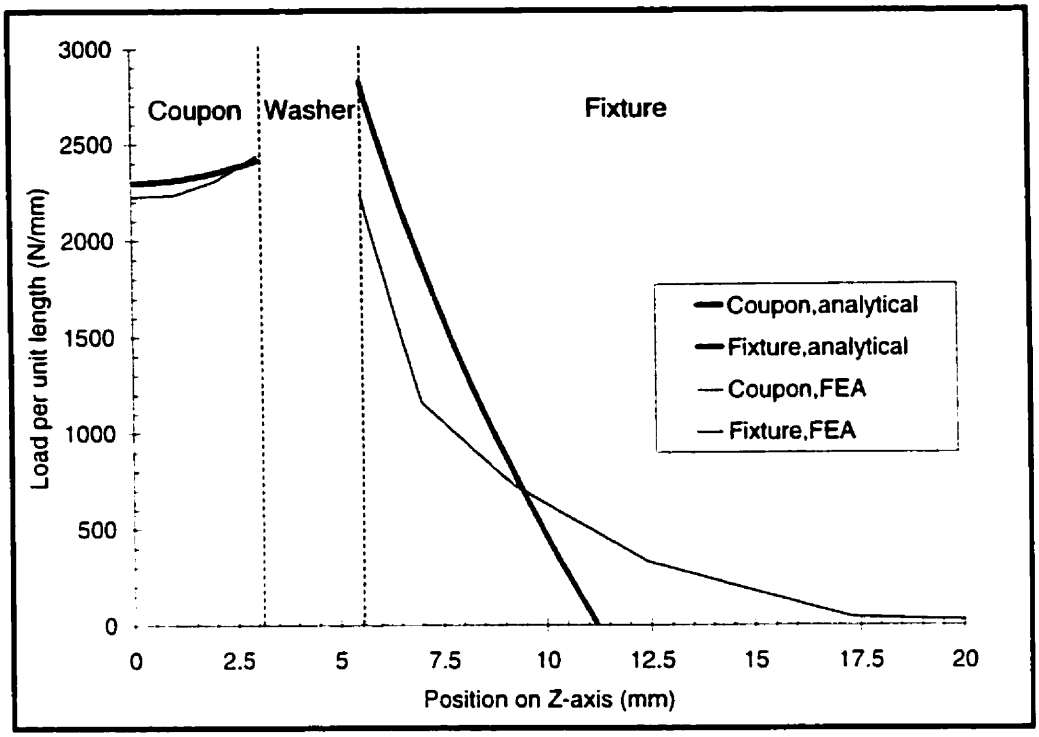


Figure 3.7: Bolt load distribution: analytical and finite element analysis (FEA) results.

3.4.4 Fixture deformation and rotation

Figure 3.8 shows the fixture deformation, amplified 400 times. The fixture rotation was expected. The gradient in the contact pressure between the bolt and the fixture, which is caused mainly by the bolt deformation in flexure and shear, creates a bending moment around the Y-axis in the fixture and accordingly results in some rotation of the fixture plates. This rotation is also observed via the small slope of the LVDT pin line in Figure 3.4. The rotation of the fixture is of major importance since the LVDTs were attached to the fixture via the LVDT pin at a 40 mm distance from the fixture attachment point (Figure 3.2). At the height where the pin is screwed in the fixture, the pin-fixture assembly acts as a rigid body: stresses are negligible in the fixture at the extension of the

LVDT pin, resulting in a straight LVDT pin line. Consequently, the rotation of the fixture can be extended along the pin. A measurement error would be induced by the fixture rotation. The measured displacement would be significantly higher than the actual displacement since the LVDT casing turns with the fixture. Although it was not commented upon, fixture rotation also shows up in the finite element model by Postupka *et al.* [4]. At this point, the choice of the boundary conditions on the upper fixture axis becomes important. During the experiments it was observed that free sliding of the fixture plates over the fixture pin was impaired once the bolt was tightened. Hence, one FE model was set up that did not allow any sliding of the fixture plates over the fixture pin and a second model was set up with free sliding of the fixture plates over the fixture pin. It was found that, when the fixture was free to slide over the fixture pin, the rotation was approximately four times greater.

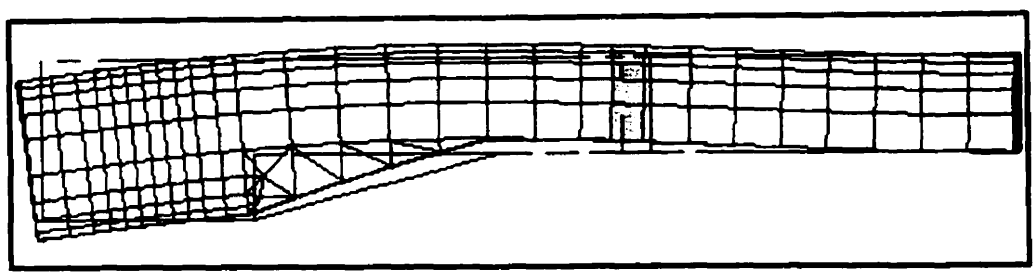


Figure 3.8: Fixture deformation, deformation amplified 400 x.

Because of its importance, the rotation was verified experimentally. Both LVDTs were attached at the same side of the fixture and on the same LVDT pin, one closer to the fixture plate (31mm) and the other one further from the fixture plate (64mm). The second reference point was not taken on the coupon but on a plate fixed to the machine frame. Figure 3.9 shows a typical result of these tests. In order to confirm the rotation predicted by the free sliding FE model, the difference between the LVDT data in Figure 3.9 should increase with the load and reach about 0.06 mm at a 20 kN load. Actually, no such difference could be observed in any of the three conducted tests. Even the smaller

rotation associated with the non-sliding fixture could not be observed. Hence, the non-sliding fixture boundary condition was preferred over the sliding fixture condition. Moreover, in the light of the experimental results, the fixture rotation will be ignored. No apparent reason was found to explain the difference between the observed experimental behaviour and the FE predictions.

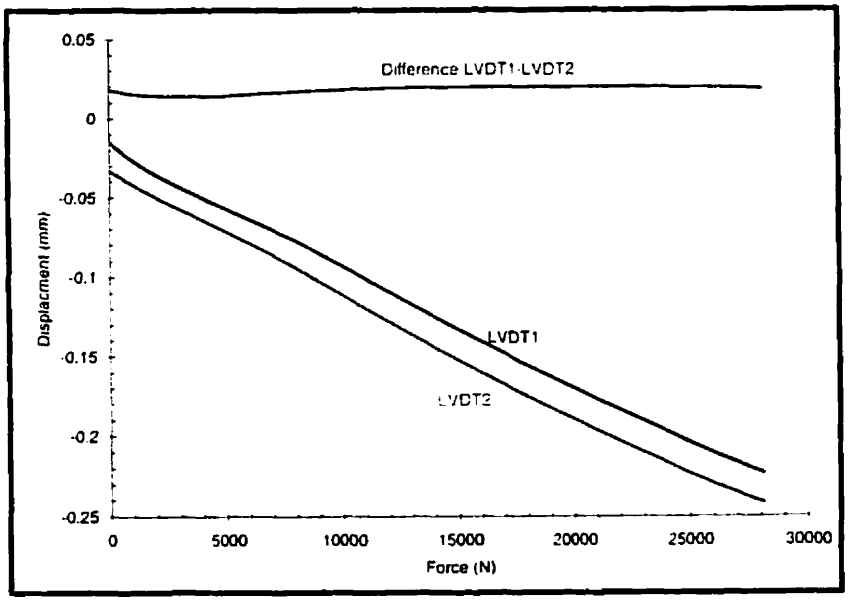


Figure 3.9: Displacements recorded with both LVDTs attached to one LVDT pin but at different positions: 31 and 64 mm from the fixture plates. Second reference for the displacement measurement is a plate fixed to the machine frame.

3.4.5 Bolt-fixture flexibility

The displacement recorded by the LVDTs can be calculated by interpreting the displacements in Figure 3.4. For this estimate, displacements in the coupon section will be averaged over the coupon thickness while displacements in the fixture will be taken at the fixture's edge. Also, we suppose that the reference point of the LVDTs on the

coupon is placed 100 mm below the hole centre. The total displacement recorded by the LVDTs (δ_{LVDT}) can then be separated into the following components:

$$\delta_{LVDT} = \delta_{coupon,total} + \delta_{brg,bc} + \delta_{brg,bf} + \delta_{fs,b} + \delta_{def,f} + (\delta_{rot,LVDT}) \quad (3.4a)$$

$$\delta_{LVDT}\,(mm) = 0.361 + 0.003 + 0.005 + 0.008 + 0.011 + (0.024)\ mm \quad (3.4b)$$

$$\delta_{LVDT}\,(\%) = 100 + 0.8 + 1.4 + 2.2 + 3.0 + (6.6)\ \% \quad (3.4c)$$

The coupon displacement "$\delta_{coupon,total}$" is the total deformation of the coupon, put equal to 100% in equation 3.4c to easily compare the contributions of the other deformations. A number of unwanted deformations are added to the coupon displacement. In the coupon section, the part of the bolt bearing deformation from the bolt front line to the bolt centre line is called "$\delta_{brg,bc}$". Likewise, "$\delta_{brg,bf}$" designates the part of the bolt bearing deformation in the fixture section, from the bolt centre line to the bolt back line. The deformation of the bolt centre line, mainly by flexure and shear is called "$\delta_{fs,b}$" and the fixture deformation, calculated as the difference between the LVDT position line and the fixture line, is named "$\delta_{def,f}$". Finally the displacement associated with the lever arm effect of the fixture rotation "$\delta_{rot,LVDT}$", is computed from the rotation angle of the LVDT pin line. The lever arm effect accounts for almost as much as the bolt and fixture deformations together. However, it could not be observed experimentally and for that reason it will be neglected. Still, the remaining fixture and bolt deformations have to be accounted for. With the help of equation 3.5, the total bolt and fixture deformation "$\delta_{bolt-fixture}$" included in the recorded LVDT displacement can be calculated. During experiments, the total coupon deformation can then be calculated by subtracting the bolt-fixture deformation from the recorded LVDT displacement. The bolt-fixture flexibility "$C_{bolt-fixture}$" is defined as the bolt and fixture deformation per unit load. Assuming a linear load-displacement relationship and using the numerical deformation data given above, the bolt-fixture flexibility ($C_{bolt-fixture}$) is estimated to be 1.9 10^{-6} mm/N for the present experimental set-up. For subsequent analyses [16], the bolt-fixture flexibility is

presumed independent of coupon width, end distance and the lay-up of the GRP laminates.

$$\delta_{\text{bolt-fixture}} = C_{\text{bolt-fixture}} \cdot P \tag{3.5}$$

3.4.6 Coupon deformation

The load is transferred from the coupon to the fixture mainly by the bolt. According to the model only a small load fraction, 2% of the full 14.17 kN load, was transferred via washer friction. Figure 3.4 and Figure 3.7 showed noticeable but relatively small through the thickness deformation and stress gradients in the coupon. Considering that these three-dimensional phenomena are of a limited magnitude, a two-dimensional finite element model seems apt to study the coupon deformation. The 3-D finite element model predicted that the full load induced a 0.36 mm deformation in the coupon. Only a part of this deformation can be attributed to hole elongation as will be detailed in the subsequent section, where the coupon deformation is studied in more detail.

3.5 Study of coupon deformation

3.5.1 Model description

A two-dimensional finite element model is chosen to investigate the coupon deformation. It allows a parametric study of the important parameters without excessive computing times. Figure 3.10 shows the applied boundary conditions and the element mesh. The hole boundary region was meshed by structural solid elements with midside nodes (PLANE82). Again, elements were placed every 5° for the contact side of the hole

and every 7.5° for the other side. Further from the hole, four node structural solid elements without midside nodes (PLANE42) were used. Contact between the hole and the bolt was modelled with 2-D flexible contact surface to rigid target surface contact elements (CONTAC172 and TARGET169). The bolt was modelled as a rigid cylindrical target surface. Accordingly, the deformation of the bolt by bearing, shear and bending is not included. The contact elements were placed at the contact side of the coupon's hole boundary. The rigid bolt surface was fixed and a 0.4 mm displacement was applied 100 mm from the hole centre. Both bolt-hole clearance (Δ= 0.3 mm) and friction (μ= 0.33) were taken into account. Initially, linear material properties will be used.

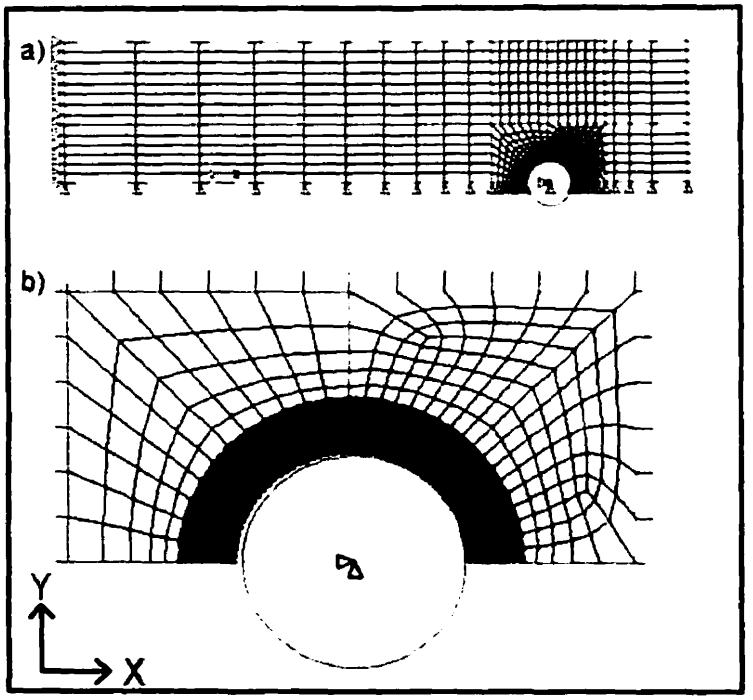


Figure 3.10: 2-D finite element model: (a) overview and boundary conditions; (b) detail of the hole region.

3.5.2 Bearing deformation or hole elongation: definition of bearing strain

In the introduction, it was mentioned that some authors measure the hole elongation [1,2] while others measure a displacement beside [3] the hole or some distance beneath the hole [4-7]. It is helpful to study the displacements in the coupon up close, so that the differences between these displacement measurements can be understood, possible ambiguity can be removed and a meaningful displacement measure can be devised. The displacement measurement beside the hole, used by Collings and Beauchamp [3], will not be considered in this discussion since no direct physical meaning or relevance for design was intended by that displacement measurement. Figure 3.11 shows FE displacement results along different coupon sections. The total 0.4 mm displacement generates a 46.4 MPa tensile stress in the coupon section. It should be warned that the following analysis only applies as long as the behaviour is elastic. Any damage around the hole due to the compressive, shear or tensile stresses involved will result in stress redistribution and damage propagation. From Figure 3.11 it can be seen that, since the bolt is fixed in the present model, the material just in front of the bolt is constrained from moving. This constraint is relieved when moving away from the midsection along the Y-axis, as noticed from the hole front displacement line. Large gaps between the hole front, centre and back lines are observed just aside the bolt (Y= 5 mm). This indicates that the tensile strains are high in this zone. Towards the side, the differences between these lines become small since the strain reduces noticeably towards the sides. As a consequence of these small strains, the displacements at the sides of the coupon are almost the same as those further backwards, 10 mm behind the bolt for example. At 60 mm from the bolt centre the displacements have become uniform through the width. This indicates that the stress concentration, which was observed around the hole, has disappeared. The small difference between the hole back and the X= -10 mm line at the

midsection of the coupon (Y= 0 mm) shows that there is a zone with small tensile strains just behind the bolt. The difference between the hole front and hole back lines at the midsection of the coupon (Y= 0 mm) is the hole elongation. Only 0.231 mm of the imposed 0.4 mm displacement actually becomes hole elongation and the remaining 0.169 mm is plate elongation. This hole elongation is what is measured by Crews [1] and by Kallmeyer and Stephens [2].

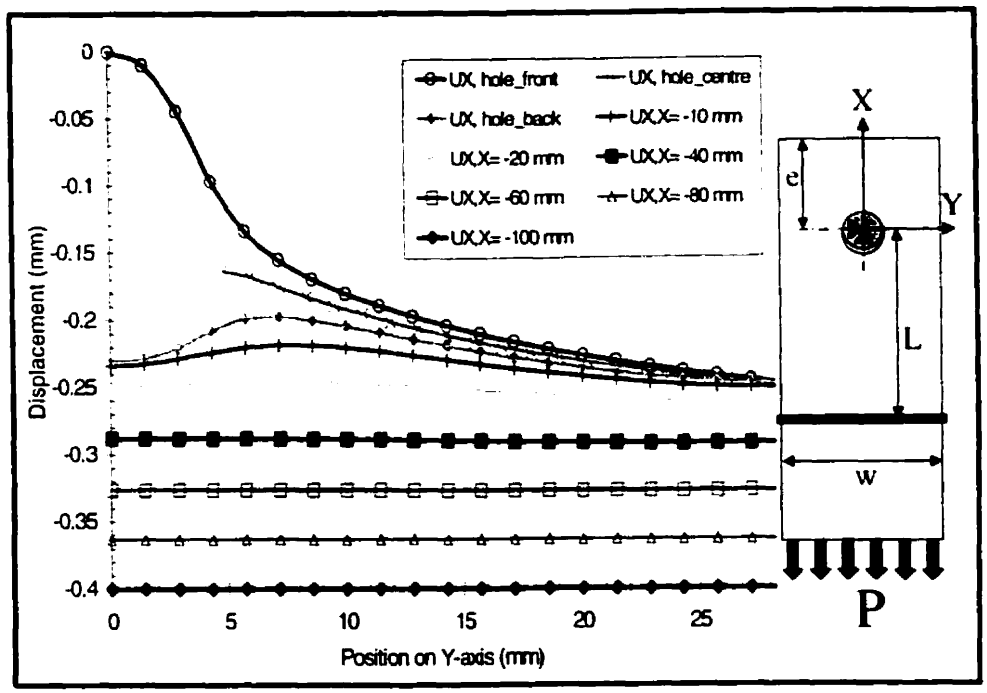


Figure 3.11: Displacements in the coupon (hole front: X=D/2=+4.765 mm; hole centre: X=0 mm; hole back: X= -4.765 mm).

In our experimental set-up as in most of the examined literature [4-7], it is not the bolthole elongation that is measured, but the displacement at a distance "L" under the bolthole centre, as shown schematically in Figure 3.11. Besides the easier installation procedure, the reason is that the meaningful parameter from a design point of view is the bearing deformation of the coupon and not just the hole deformation. From the Tate and

Rosenfeld formula for the joint flexibility (equations 2a to 2d), we can see that the bearing deformation of the coupon is an important part of the joint deformation. To calculate this coupon bearing deformation "$\delta_{coupon,bearing}$", the total coupon displacement "$\delta_{coupon,total}$" measured at a distance "L" from the bolt centre (see Figure 3.11) is separated in 2 components. The first component is the normal extension of the coupon i.e. the displacement that the coupon would undergo when subjected to a uniform tensile stress over the length "L". The remaining part of the total coupon displacement is the bearing deformation of the coupon. This is expressed by equation 3.6.

$$\delta_{coupon,total} = \delta_{coupon,bearing} + \left(\frac{P}{h \cdot w}\right) \cdot \frac{L}{E_x} \tag{3.6}$$

In fact, the bearing deformation of the coupon ($\delta_{coupon,bearing}$) is equal to the increase in total coupon displacement caused by hole elongation as well as by stress concentrations around the hole. Application of equation 3.6 to the present example shows that the 0.4 mm coupon displacement ($\delta_{coupon,total}$) comprises 0.218 mm coupon bearing deformation ($\delta_{coupon,bearing}$). It is clear that "$\delta_{coupon,bearing}$" cannot be measured directly but has to be calculated from equation 3.6. This requires that the tensile modulus "E_x" of the tested material be known.

It is with the bearing deformation "$\delta_{coupon,bearing}$" that the bearing strain "ε_{br}" will be calculated in this paper (equation 3.7). The bearing strain "ε_{br}" is the ratio of the bearing deformation over the hole diameter "D" (equation 3.7). The bearing stress "σ_{br}" is the ratio of the load "P" over the hole diameter "D" and the thickness of the laminate "h" (equation 3.8). The bearing chord stiffness "E_{br}" is calculated by equation 3.9. In the present study, the stiffness is always calculated from the slope of the bearing stress-bearing strain response curve between 1% and 1.5 % bearing strain. These bearing strain

values were selected since they are in the linear part of the experimental bearing stress–bearing strain curves for various coupon geometries and laminate types [16].

$$\varepsilon_{br} = \frac{\delta_{coupon,bearing}}{D} \tag{3.7}$$

$$\sigma_{br} = \frac{P}{h \cdot D} \tag{3.8}$$

$$E_{br} = \Delta\sigma_{br} \Big/ \Delta\varepsilon_{br} \tag{3.9}$$

The directions of the ASTM D5961 test method are not respected when the bearing strain is based on the bearing deformation as defined by equation 3.6. The standard specifies that the deformation of the hole in the direction of the bearing load, i.e. the hole elongation, should be measured and used as the basis for the bearing strain. The bearing chord stiffness will clearly be different when the strain is based on the hole elongation or when it is based on the bearing deformation. It is interesting to analyse how the pitch distance ratio "w/D" changes the relations between the total displacement, the hole elongation and the bearing deformation. Figure 3.12 presents all three for a range of two-dimensional FE models. The pitch distance ratio was varied from w/D=2 to w/D=10 but the end distance ratio (e/D=3) and bearing stress (σ_{br}=100 MPa) were the same.

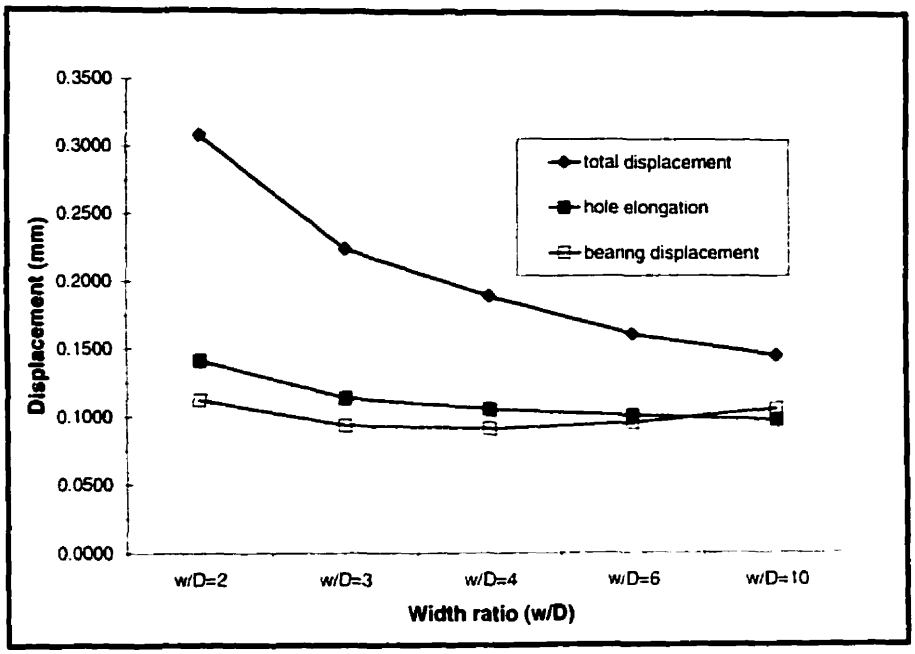


Figure 3.12: Bearing deformation, hole elongation and total displacement for various pitch distance ratios "w/D". Bearing stress σ_{br} =100 MPa and end distance ratio e/D=3.

Figure 3.12 shows that the total coupon displacement decreases when the plate width increases, although the decrease becomes less for large widths. The hole elongation also decreases with increasing plate width, however, the decrease is less pronounced than that for the total displacement. For large widths, the decrease in hole elongation becomes very small. This means that the stiffness does not increase anymore for large widths when the strain is based on hole elongation. The bearing deformation data, which are calculated from the total coupon displacement data with the help of equation 3.6, show a different tendency. In fact, the relation between hole elongation and bearing deformation seems to be dependent on the coupon geometry, certainly for large widths where the bearing deformation slightly increases. This increase must not be misinterpreted: a wide coupon will not get longer than a small coupon. The deformation of a coupon is accounted for by the total coupon displacement while the bearing deformation is a

component of this total coupon displacement. The relevance of defining a bearing deformation is that the total displacement can be calculated at any large distance "L" from the hole centre if the bearing deformation is known and vice versa. Displacement measurements made at different distances "L" from the bolthole, will result in different total displacements but in the same bearing displacement. This is provided that the distances "L" are far enough from the hole so that a uniform stress field has developed. In fact, it is the deviation from the uniform stress field close to the bolthole that causes the increase in bearing deformation at high widths. Although the stress becomes eventually uniform through the width for all widths, the distance it takes to become uniform differs. Stress results of the FE models reveal that the difference between the minimum and the maximum longitudinal stress is only 9% at 30 mm behind the hole centre for the w/D=2 coupon, 28 % for the w/D=6 coupon and 125 % for the w/D=10 coupon. For the large coupons, there is a considerable length of the plate where the load is mostly transferred by the innermost material, whereas the material towards the sides of the coupon is not as much stressed. This is visible in the displacement curves for w/D=6, displayed on Figure 3.11: the distance between the displacement curves at X= -10 mm and X= -20 mm, is greater at the mid-width of the coupon than at the sides since the stress is smaller at the sides. For a w/D=10 coupon, this effect becomes very pronounced. Since the load is transferred over a smaller width than the full width, the plate stretches more than it would if the full width would be used to transfer this load. Equation 3.6 does presume a uniform stress field since it defines that the bearing deformation is the increase in displacement due to the presence of the joint. Therefore, it does not account for the material not being effectively stressed towards the sides, close to the bolthole. A plate deformation lower than the actual plate deformation is subtracted from the total displacement and, as a result, an increase of the bearing deformation is observed. This increase of the bearing deformation will cause a decrease of the coupon bearing stiffness for high pitch distance ratios. Despite this curiosity, it is believed that

the coupon bearing deformation should be taken as the basis for bearing strain and not the hole elongation. The coupon bearing deformation is of practical interest to the engineer since it allows a convenient calculation of the total displacement and since it is consistent with the joint flexibility formulas.

3.5.3 Importance of washer friction

It is current practice to calculate coupon deformations by two-dimensional numerical models. If the bolt is tightened, some load is transferred by friction on the plates' surface. In the present case this friction load has to pass through the washers, which are placed between the coupon and the fixture plates. This second load path could influence the in-plane displacements and the resulting bearing stiffness. To gauge the validity of the two-dimensional approach for our set-up, the results of the full three-dimensional finite element model were compared to the two-dimensional model. Moreover, another three-dimensional FE model was added with a rigid bolt and a rigid washer. Consequently, the amount of load transfer by friction can be analysed without fixture bending. First a 0.002 mm through the thickness displacement was applied to the rigid washer. The pressure that is hence created between the washer and the laminate matches the initial through the thickness stress caused by the 3 Nm bolt torque. In a second step the in-plane tensile load was applied on the coupon.

Figure 3.13 shows that the original 3-D model, which has fixture rotation, and the 2-D model agree relatively well. At low loads, the original 3-D model predicts a higher stiffness than the 2-D model. The 3-D model with the rigid washer also shows this high onset stiffness. However, it superimposes with the 2-D model at higher loads. The stiffer onset for the 3-D models results from the coupon-washer friction. At full load, 6 % of

the load was transferred by friction for the 3-D model with rigid washer, against 2% for the original 3-D model with fixture rotation. The difference must be caused by the different through the thickness stress distribution under the washer. Curiously, the experimental bearing stress-strain behaviour resembled more the 2-D behaviour. The initial stiffness was certainly not higher than the stiffness at moderate loads during the experiments. Moreover, experimental stiffness results by Cooper and Turvey [6] showed no stiffness difference between pin bearing tests and bolt bearing tests at a bolt torque of 3 Nm and 30 Nm. The 2-D model without washer friction is therefore judged suitable to model the coupon deformation for the present test set-up.

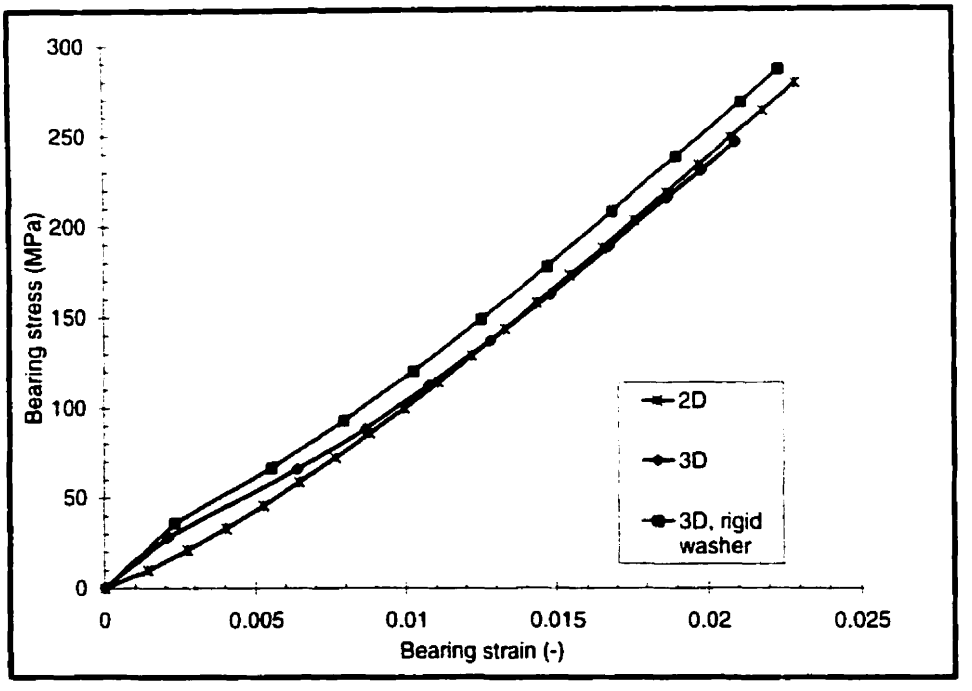


Figure 3.13: Comparison between 2-D and 3-D modelling of the bearing stress-bearing strain response.

3.5.4 Friction and clearance

In all the previous analyses, a Δ=0.3 mm bolt-hole clearance and a μ=0.33 friction coefficient were considered. Sensitivity of the bearing behaviour to friction and clearance is summarised by Figure 3.14. A different behaviour is observed for the perfect fit (Δ=0 mm) and for the clearance fit (Δ=0.1 mm and Δ=0.3 mm) simulations. For the perfect fit simulations, the bearing stress-bearing strain response is linear. For the clearance fit simulations on the contrary, the initial stiffness is low and independent of the friction coefficient. At higher loads the stiffness increases and the influence of the friction coefficient shows. The role of bolt-hole friction becomes clearly smaller when high clearances are used (Δ=0.3). This trend was also reported by Pierron *et al.* [23]. For the clearance fit simulations, the stiffness increases with the load because the contact angle increases with the load. For the perfect fit simulations on the contrary, the contact angle was independent of the bearing load.

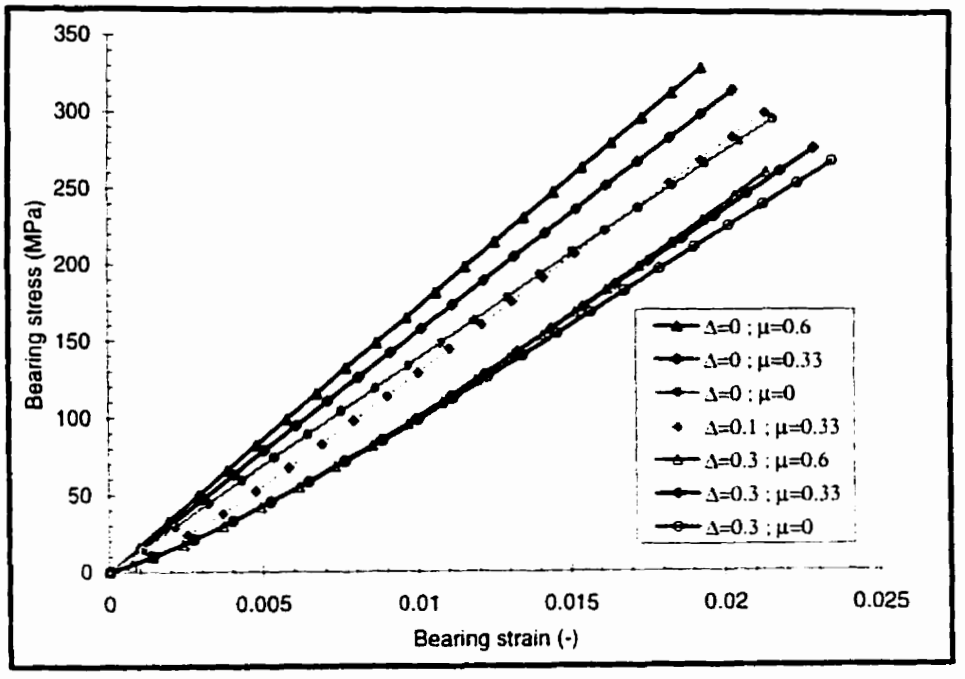


Figure 3.14: Influence of clearance (Δ=0, 0.1, 0.3 mm) and friction coefficient (μ=0, 0.33, 0.6) on the bearing stress-bearing strain response.

3.5.5 Material non-linearity and resulting bearing stiffness value

High stress concentrations are present around the coupon hole. Due to fibre-matrix debonding and resin cracking in the CSM, material non-linearity begins at low load levels. Shear non-linearity is also reported to significantly affect the bearing response [23]. Therefore, bilinear orthotropic material properties were calculated and modelled with the anisotropic rate-independent plasticity option (ANISO) of the Ansys 5.5 software [20]. Figure 3.15 shows the bearing stress-strain response for both linear and non-linear material behaviour. Both models had a 0.3 mm bolt-hole clearance and a 0.33 friction coefficient. Even though only the material close to the bolthole is highly stressed, the stiffness reduction by the non-linear material properties is obvious.

Although the stiffening effect is not visible anymore in the bearing response of the non-linear material property model, the contact area does increase with load. In fact, the contact angle was always slightly higher for the non-linear material property model than for the linear one. The resulting numerical bearing chord stiffness is 9.89 GPa when material non-linearity is considered, instead of 13.17 GPa otherwise.

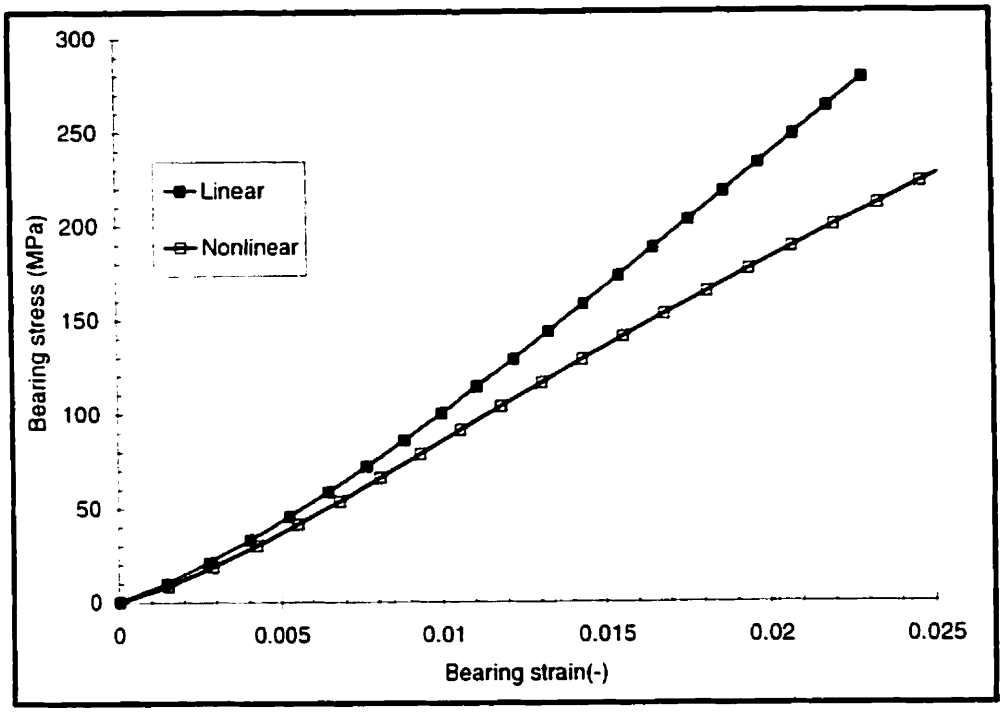


Figure 3.15: Influence of material non-linearity on bearing stress-bearing strain response.

3.6 Experimental validation

As claimed in the introduction, a major concern when testing bolted joints is which displacement is being used to generate the bearing stress-strain curve. The preceding numerical study pointed out that the measured displacement includes unwanted bolt and

fixture deformation. These included bolt and fixture deformations were quantified by equation 3.5 and they can therefore be subtracted from the measured displacement. The result is the total coupon displacement "$\delta_{coupon,total}$". The coupon bearing deformation "$\delta_{coupon,bearing}$" is then retrieved from "$\delta_{coupon,total}$" through the application of equation 3.6. The complete procedure is formulated neatly by equation 3.10, which takes also into account that the measured displacement is actually the average of two LVDT displacement measurements.

$$\delta_{coupon,bearing} = \left(\frac{\delta_{LVDT1} + \delta_{LVDT2}}{2} \right) - P \cdot C_{bolt-fixture} - \left(\frac{P}{w \cdot h} \right) \cdot \frac{L}{E_x} \qquad (3.10)$$

The experimental bearing strain "ε_{br}" is calculated from the coupon bearing deformation "$\delta_{coupon,bearing}$" by the application of equation 3.7. The bearing chord stiffness "E_{br}" is then computed by a linear regression on the data of the bearing stress-bearing strain plot between 1 % and 1.5 % bearing strain.

Figure 3.16 shows the bearing stress-bearing strain response for one of the four performed validation tests. The bearing chord stiffness line, which starts at the effective origin, is also shown. The measured bearing chord stiffness values are given in Table 3.1 along with the average value, the standard deviation, the coefficient of variation and the confidence interval range. The variation in bearing chord stiffness values is relatively high. Nelson *et al.* [10] also reported high scattering for their bearing stiffness tests on carbon fibre-reinforced epoxy composites. According to Figure 3.14, high scattering can result from small variations in bolt-hole clearance. Also, the data reduction by equation 3.10 increases the relative difference between the experimentally measured displacements and the material heterogeneity is emphasised by the small bolt-hole contact area.

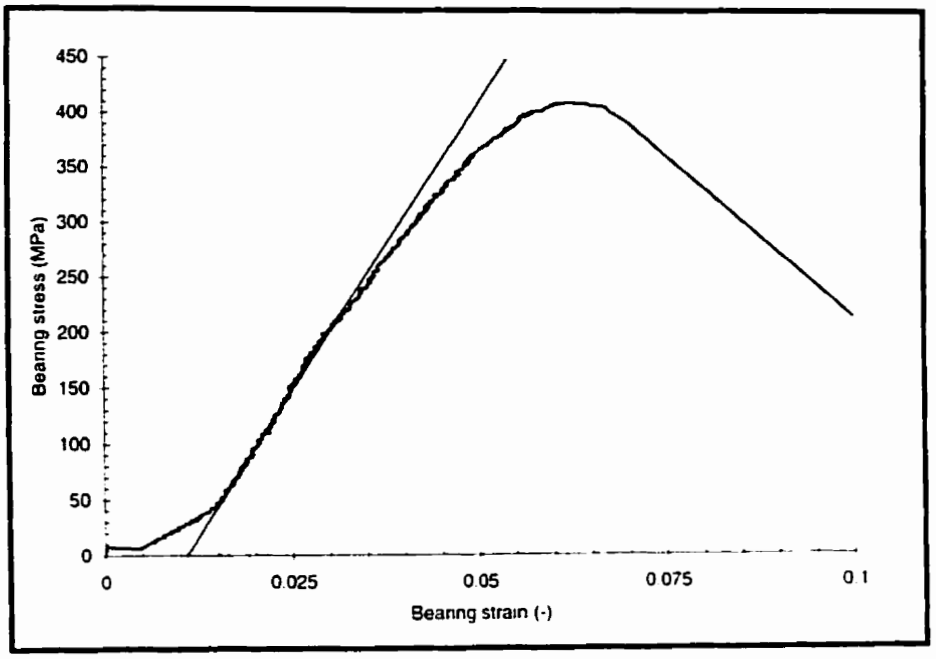


Figure 3.16: Example of experimental bearing stress-bearing strain response.

Table 3.1: Experimental bearing chord stiffness.

Specimen	Bearing chord stiffness E_{br}
Std. 1 A2	11550 MPa
Std. 2 A2	10452 MPa
Std. 3 A2	7781 MPa
Std. 5 A2	9661 MPa
Average	9861 MPa
Std. Deviation	1589 MPa
C.V.	16.1 %
95% Conf. Int.	±2528 MPa

Considering the observed experimental scatter, the close match between the experimental stiffness value (9.86 GPa) and the numerically predicted value (9.89 GPa) can be regarded as a coincidence. However, the good agreement between the experimental and numerical bearing chord stiffness data is confirmed by additional tests with different laminate and geometry configurations [16]. For the example given in Figure 3.16, the stiffness would be 11% lower if the bolt-fixture flexibility were not taken into account. The calculated bolt-fixture flexibility is important although an oversized fixture and a relatively thick bolt were used. Bolt deformation could have been reduced by choosing a thicker bolt and, as suggested by the ASTM standard, by making the washer and the fixture plate in one piece. However, large bolt diameter over laminate thickness ratios "D/h" reduce the bearing strength for GRP [24] and fixing the washers to the fixture plate would reduce the versatility of the fixture.

3.7 Conclusions

From the results of the three-dimensional finite element model, a data reduction procedure was elaborated to exclude the bolt and fixture deformation from experimentally measured displacements. Although the steel bolt and the steel fixture were made relatively thick, their deformation was substantial and hence the proposed correction proved to be necessary. The bolt deformation and the bolt load distribution from the finite element model were compared to those resulting from an analytical model that represented the bolt-plate interaction as a beam on elastic foundations. Despite some differences, both models showed clearly that the through the thickness load gradient is limited in the GRP coupon but very pronounced in the fixture. In the fixture, the contact pressure with the bolt was at its highest right next to the coupon

edge, from where it reduced quickly. The measurement of the bearing deformation was preferred to the measurement of the hole elongation. Figure 3.12 showed that the relation between the hole elongation and the bearing deformation depends on the coupon geometry. Considering that the coupon bearing deformation is easier to measure and useful for design, bearing strain and stiffness should always be based on the bearing deformation. To get a good numerical estimate of the bearing stiffness, material non-linearity should be taken into account. This material non-linearity reduced the numerical bearing stiffness by a third in the studied example. The bolt-hole clearance and the friction coefficient also prove to be important parameters for the numerical analysis of the load-displacement behaviour. Three-dimensional numerical analysis predicts an increase of the initial stiffness by washer friction. Since this initial increase was not observed experimentally and since the influence on the load-displacement behaviour was rather small, washer friction was ignored and a 2-D approach was adopted for the numerical study of coupon deformation. The experimental coupon bearing stiffness agreed well to the numerical bearing stiffness obtained by this 2-D finite element model. However, more experimental load-displacement data are needed to verify much of the numerical results.

3.8 Acknowledgements

The authors wish to acknowledge the support given by the Natural Sciences and Engineering Research Council of Canada (NSERC) and the Quebec FCAR Fund (Formation de Chercheurs et Aide à la Recherche).

3.9 References

1. CREWS, J. H. JR. (1981). Bolt bearing fatigue of a graphite/epoxy laminate. Joining of Composite Materials, ASTM STP 749, Kedward, K. T., Editor, American Society for Testing and Materials, Philadelphia, PA, 131-144.
2. KALLMEYER, A. R. et STEPHENS, R.I. (1999). A finite element model for predicting time-dependent deformations and damage accumulation in laminated composite bolted joints. Journal of Composite Materials, 33, 794-826.
3. COLLINGS, T. A. et BEAUCHAMP, M. J. (1984). Bearing deflection behaviour of a loaded hole in CFRP. Composites, 15, 33-38.
4. POSTUPKA, S., KÜHWEG, A., et ARENDTS, F. J. (1998). Determination of the bolt flexibility of CFRP-joints. 8th European Conference on Composite Materials (ECCM-8). Science, technologies and applications, volume 1., Naples, Italy, 61-68.
5. TURVEY, G.J. (1998). Single-bolt Tension Joint Tests on Pultruded GRP Plate - Effects of Tension Direction Relative to Pultrusion Direction, Composite Structures, 42, 341-351.
6. COOPER, C. et TURVEY, G. J. (1995). Effects of joint geometry and bolt torque on the structural performance of single bolt tension joints in pultruded GRP sheet material. Composite structures 32 no 1-4 Proceedings of the 8th International Conference on Composite Structures, Paisley, Scotl, 217-226.
7. ABD-EL-NABY, S. F. M. et HOLLAWAY, L. (1993). The experimental behaviour of bolted joints in pultruded glass/polyester material. Part 1: Single-bolt joints. Composites, 24, 531-538.
8. ASTM D5961/D5961M-96 (1996). Standard test method for bearing response of polymer matrix composite laminates. Annual Book of ASTM Standards, 310-323.

9. VANGRIMDE, B. et BOUKHILI, R. (1999). Measuring bolted joint bearing deformation and stiffness. Proceedings of the 12th International Conference on Composite Materials (ICCM/12). Paris, France, publié sur CD-ROM.
10. NELSON, W.D., BUNIN, B.L. et HART-SMITH, L.J. (1983). Critical joints in large composite aircraft structure. NASA Contract Report 3710, p. 38.
11. CLARKE, J.L. (1996). Structural Design of Polymer Composites - EUROCOMP Design Code and Handbook, E & FN Spon, New York.
12. ERIKSSON, I., BÄCKLUND, J. et MÖLLER, P. (1995). Design of multiple-row bolted composite joints under general in-plane loading. Composites Engineering, 5, 1051-1068.
13. BARROIS, W. (1978). Stresses and displacements due to load transfer by fasteners in structural assemblies. Engineering Fracture Mechanics, 10, 115-176.
14. HUTH, H. (1986). Influence of fastener flexibility on the prediction of load transfer and fatigue life for multiple-row joints. Fatigue in mechanically fastened composite and metallic joints. ASTM STP 927, J. Potter, ASTM, Philadelphia, PA, 221-250.
15. IREMAN, T. (1998). Three-dimensional stress analysis of bolted single-lap composite joints. Composite Structures, 43, 195-216.
16. VANGRIMDE, B. et BOULHILI, R. (2000). Bearing stiffness of glass fibre-reinforced polyester: influence of coupon geometry and laminate properties. Soumis au Composite Structures.
17. VANGRIMDE, B. et BOULHILI, R. (2000). Descriptive relationships between bearing response and macroscopic damage in GRP bolted joints. Soumis au Composites - Part B: Engineering.
18. LAPP, C.K. (1998). Design allowables substantiation. Handbook of Composites, S.T. Peters. Chapman & Hall, New York, 758-777.
19. HYER, M.W. (1998). Stress analysis of fiber-reinforced composite materials. WCB McGraw-Hill, Boston .

20. ANSYS software release 5.5, Swanson Analysis Systems Inc., Houston.

21. TSUKIZOE, T. et OHMAE, N. (1986). Friction and wear performance of unidirectionally oriented glass, carbon, aramid and stainless steel fiber-reinforced plastics. Composite Materials Series, Vol 1: Friction and Wear of Polymer Composites. K. Friedrich, R.B. Pipes. Elsevier, Amsterdam, 205-231.

22. COLLINGS, T. A. (1977). The strength of bolted joints in multi-directional CFRP laminates. Composites, 43-55.

23. PIERRON, F., CERISIER, F. et GREDIAC, M. (2000). A numerical and experimental study of woven composite pin-joints. Journal of Composite Materials, 34, 1028-1054.

24. KRETSIS, G. et MATTHEWS, F. L. (1985). The strength of bolted joints in glass fibre/epoxy laminates. Composites, 16, 92-102.

CHAPITRE 4

BEARING STIFFNESS OF GLASS FIBRE-REINFORCED POLYESTER: INFLUENCE OF COUPON GEOMETRY AND LAMINATE PROPERTIES

Les méthodes developpées dans l'article précédent sont appliquées dans le présent article. La réponse charge-déplacement est analysée et modélisée pour une gamme de six matériaux composites verre-polyester d'usage général et pour trois géométries d'échantillons. Ainsi, nous démontrons comment la rigidité de portance et la réponse charge-déplacement en général sont affectées par les propriétés mécaniques des matériaux et par la géométrie des échantillons.

BEARING STIFFNESS OF GLASS FIBRE-REINFORCED POLYESTER: INFLUENCE OF COUPON GEOMETRY AND LAMINATE PROPERTIES

B. Vangrimde [1], R.Boukhili [1]

[1] *Centre for Applied Research on Polymers, Ecole Polytechnique de Montréal, CP 6079, succursale Centre-Ville, Montréal, Quebec, H3C 3A7, Canada*

(Cet article a été soumis au journal "COMPOSITE STRUCTURES")

4.1 Abstract

The bearing stress-strain response of glass fibre-reinforced polyester (GRP) laminates in a single-bolt double lap joint was investigated experimentally and numerically. Six GRP laminate types were tested according to the ASTM D5961 procedures for three coupon geometries. A 2-D finite element model that included material non-linearity, clearance and bolt-hole friction predicted the bearing stiffness very accurately. However, both numerical and experimental data disagreed with existing joint flexibility models developed for metals or carbon fibre-reinforced epoxy laminates with tight fitting bolts. Clearly, some adaptation of the joint flexibility formulas is needed when they are used for design of GRP structures with large bolt-hole clearance. On average, joints with a reduced width (w/D=2) were 26 % more compliant than three times wider standard

joints (w/D=6). Doubling the end distance had a smaller effect on the bearing stiffness. Laminates with more axial reinforcement had a clearly higher bearing stiffness for the small coupon width (w/D=2). For wider coupons (w/D=6), this trend became less apparent.

KEYWORDS: bolted joints, fastening, bearing deformation, bearing stiffness, GRP.

4.2 Introduction

When dealing with mechanically fastened composite structures, the bolted joint is the weakest link in the structure. If in addition the mechanical joint is not optimally designed this will result in premature and unexpected failure. A great deal of research [1,2] has therefore concentrated on the stress and strength analysis of bolted joints. While most practical joints consist of multiple bolt rows and columns, researchers focus more on single-bolt joints. Fortunately, data from single-bolt joint tests can be used to calculate the strength of multi-bolt joints [3]. One of the key steps in such a procedure is to determine the load carried by each bolt. Joint flexibility formulas are simple tools to predict these bolt loads [3,4] and the most practical way to determine or verify these joint flexibility formulas is by analysing the load-displacement behaviour of single-bolt joint tests. Therefore, both the strength and stiffness characteristics of single-bolt joint tests are of great importance. A number of joint flexibility formulas have been developed, mainly by the aviation industry, for use with metals and carbon fibre-reinforced epoxy (CFRP) [3-7]. However, considerable differences have been found between these joint flexibility formulas [5,7]. So far, to the authors' best knowledge, the joint flexibility formulas have not been validated for glass fibre-reinforced plastic structures, which are more compliant than metals or CFRP structures. Moreover, as

opposed to design practice in the aviation industry, the bolt-hole clearance in general purpose glass fibre-reinforced plastic structures is often high to ease the assembly of the joint.

The load-displacement response or the bolt loads in multi-bolt joints can also be determined by numerical modelling of the bolt-plate interaction [8-11]. Good correlation between experiments, joint flexibility formulas and a 3-D finite element model were found by Postupka *et al.* [7] for a single-bolt double lap joint. However, the same accuracy level cannot be maintained when modelling a whole structure with numerous bolts. All of the joint's details cannot be included in a global analysis. The local-global transition can be made with the joint flexibility formulas. Such a hybrid procedure is proposed by the Eurocomp handbook [4]: finite element analysis is used to model the global multi-bolt structure but the local load-displacement relationship in the bolt areas is assessed by joint flexibility formulas. These joint flexibility formulas can be verified or established via a local 3-D finite element analysis, according to Postupka *et al.* [7].

The load-displacement response of a bolted joint can be divided in three parts [3]. Initially, for joints with bolt-hole clearance, the assembly conditions result in some sliding without significant loads. After this initial sliding, a linear load-displacement response is observed. This is the part of the load-displacement response characterised by the joint flexibility formulas. The deformations of the plates and of the bolt contribute to the observed joint flexibility and as such the joint flexibility formulas must account for the bearing deformation of the plates but also for the deformation of the bolt. Collings and Beauchamp [12] observed experimentally that laminates with a high ±45° ply content had the highest bearing stiffness. Cooper and Turvey [13] showed for GRP that the coupon width has a strong influence on the bearing stiffness and the end distance less. For non quasi-isotropic laminates, the bearing stiffness is strongly affected by the

direction under which the load is applied [14]. The applied bolt torque does not alter the bearing stiffness [13] but bolt-hole clearance significantly lowers the bearing stiffness [6,15]. At high bearing loads, the load-displacement response becomes non-linear [12], thereby limiting the second part of the load displacement response. The original joint flexibility formulas are invalid in the non-linear part of the load-displacement response, which goes up to the ultimate bearing load. Nelson *et al.* [3] chose to model this transition to non-linearity by a bilinear law. A knee point is put at 80 % of the ultimate bearing load and the bearing stiffness is reduced to 20 % of its original value to model the non-linear part of the load-displacement response. For GRP, a clear knee point with subsequent stiffness reduction marks the transition to non-linearity, as observed experimentally by Cooper and Turvey [13]. The transition is referred to as the damage load since the first perceptible damage is produced at this point. The damage load is independent of the coupon geometry but increases with bolt torque. The washers placed between the coupon and the fixture plates affect the load-displacement response and particularly the level of the damage load [16]. Without these washers, some non-linearity can be observed before the damage load is reached. Moreover, the damage load is lowered but the ultimate load is increased. Bolt-hole clearance reduces the damage load [15] and clearance between the bolt and the washer also affects the damage load [17].

In this investigation, we focus on the load-displacement response of typical general-purpose glass fibre-reinforced polyester (GRP) laminates in a single-bolt double lap joint. The bearing response is evaluated for six typical GRP laminates and three coupon configurations. Moreover, bearing stiffness is simulated by a two-dimensional finite element model that takes into account material non-linearity, clearance and bolt-hole friction. Although the bearing tests were based on the general guidelines of the ASTM D5961 standard test method for bearing response of polymer matrix composite laminates [18], a specific data reduction procedure was used to calculate the deformation. The

authors established this data reduction procedure in a preceding paper [19]; it enables a comparison between the present bearing stiffness data on the one hand and the estimates of the joint flexibility formulas on the other hand. Bearing strength and bearing damage characteristics are presented in a separate paper [20].

4.3 Experimental set-up

The experimental set-up is shown in Figure 4.1. The fixture design was based on the guidelines given by the ASTM D5961 standard [18]. The fixture was attached to a MTS 810 servo-hydraulic testing machine and the load was applied at a constant grip displacement speed of 1 mm/min. Data were recorded every 0.2 s. As expressed by equation 4.1, the bearing stress "σ_{br}" was obtained by dividing the applied load "P" by the hole diameter "D" and the laminate thickness "h".

$$\sigma_{br} = \frac{P}{D \cdot h} \tag{4.1}$$

To measure the deformation, two LVDT displacement transducers (LVDT DC-DC 0243 from Intertechnology, Don Mills, Ontario) were used. A small clamp was fixed to the coupon at a distance "L" (see Figure 4.1) under the bolthole centre. This coupon clamp supported the displacement rods of the LVDTs. The LVDT casings were attached to the fixture plates via the LVDT pin. From the recorded LVDT displacements "δ_{LVDT1}" and "δ_{LVDT2}", the coupon bearing deformation "$\delta_{coupon.bearing}$" was calculated by equation 4.2. The bearing strain "ε_{br}" was then obtained by dividing this coupon bearing deformation by the bolthole diameter "D", as expressed by equation 4.3.

$$\delta_{coupon.bearing} = \left(\frac{\delta_{LVDT1} + \delta_{LVDT2}}{2} \right) - \left(\frac{P}{w \cdot h} \right) \cdot \frac{L}{E_x} - P \cdot C_{bolt-fixture} \tag{4.2}$$

$$\varepsilon_{br} = \frac{\delta_{coupon,bearing}}{D} \tag{4.3}$$

The first part of equation 4.2 presents the average recorded LVDT displacement. The second part of equation 4.2 subtracts the normal extension of a coupon with width "w", thickness "h", length "L" and tensile modulus "E_x" off the recorded LVDT displacements. The third part of equation 4.2 corrects for some included bolt and fixture deformation. Indeed, bolt and fixture deformations were subtracted off the recorded LVDT displacements since only the coupon deformation is of interest in the current study. For the present experimental set-up, the bolt-fixture flexibility "$C_{bolt\text{-}fixture}$" was estimated to be 1.9 10^{-6} mm/N [19]. The resulting displacement "$\delta_{coupon,bearing}$" is not equal to the hole elongation of the coupon. It is rather the additional displacement in the coupon due to the load transfer via the joint. More details on this subject are given in [19].

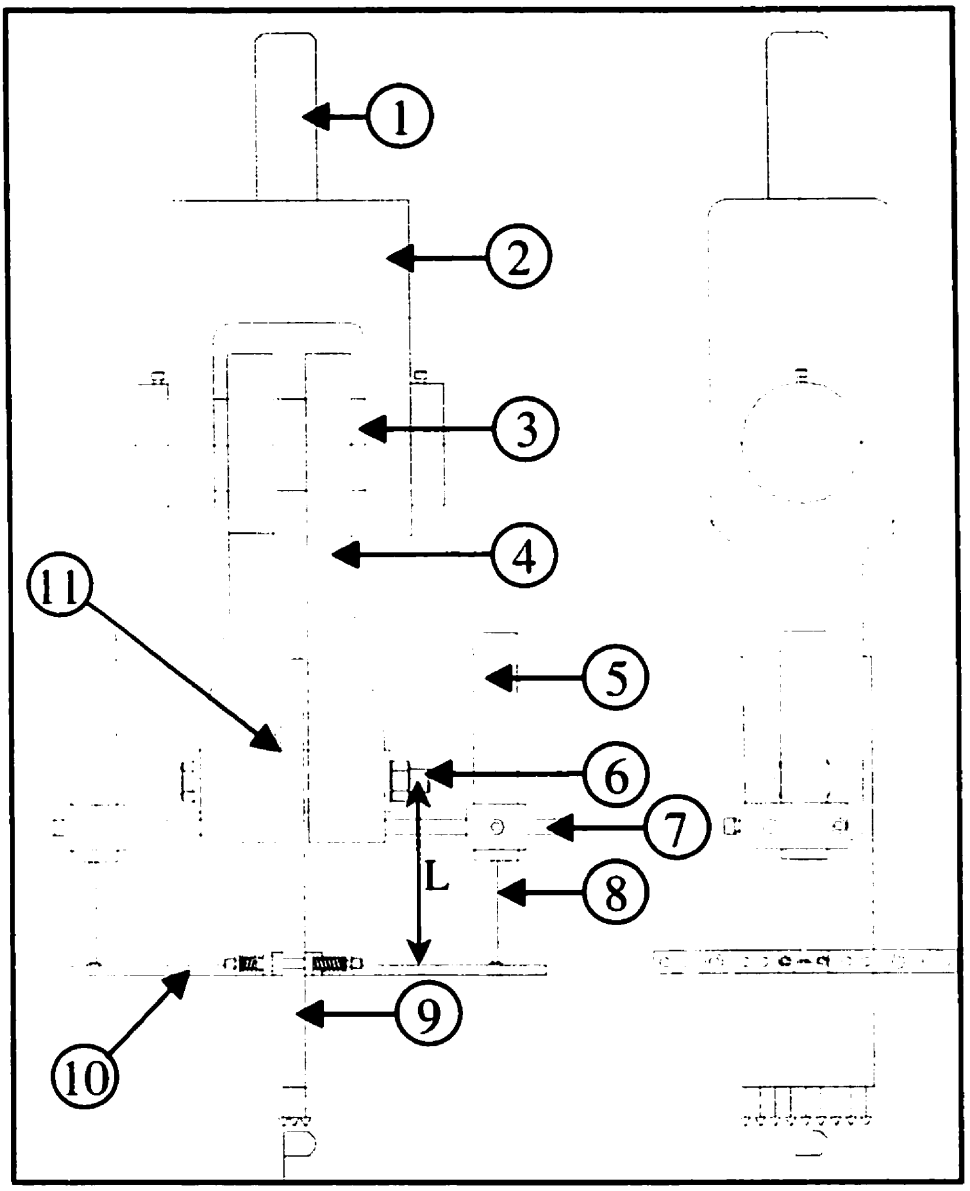


Figure 4.1: Experimental set-up of the single-bolt double lap bolted joint test. 1:connection to load cell, 2: fixture clevis, 3: fixture pin, 4: fixture plate, 5: LVDT casing, 6: bolt, 7: LVDT pin, 8: LVDT displacement rod, 9: test coupon, 10: coupon clamp for LVDT reference, 11: washer.

The bearing chord stiffness "E_{br}" is calculated from the bearing stress "σ_{br}" and the bearing strain "ε_{br}". It is essentially estimated over the linear part of the bearing stress-bearing strain plot. This is expressed by equation 4.4. From the bearing chord stiffness, the coupon flexibility "C_{coupon}" can be calculated by equation 4.5 for comparison with the joint flexibility formulas.

$$E_{br} = \Delta\sigma_{br} / \Delta\varepsilon_{br} \tag{4.4}$$

$$C_{coupon} = 1 / E_{br} \cdot h \tag{4.5}$$

The use of two LVDTs, one at each side of the coupon, is believed crucial to obtain reproducible deformation and stiffness data. Significant differences were found between the two LVDT displacements when testing GRP. These differences were almost absent for preliminary tests on aluminium coupons. The differences between the recorded LVDT displacements could therefore originate from the heterogeneity of the GRP laminates. This heterogeneity is emphasised by the small bolt-hole contact area. Another plausible explanation was given by Pierron *et al.* [15] who found significant differences between the deformations recorded by back-to-back strain gauges placed close to the bolthole, just above the bolt. They attributed these differences to geometric imperfections, causing an uneven pin-composite contact load through the thickness of the coupon.

Six laminates with different amounts of 0° roving, 90° roving and chopped strand mat (CSM) were tested. The lay-ups were chosen to obtain a wide range of mechanical behaviour. The laminates were nominally 6.2 mm thick with a fibre volume fraction close to 40%. Three coupon geometries were tested to determine the influence of the coupon geometry on the load-displacement response:

- Standard coupon: w/D=6 e/D=3
- Long coupon: w/D=6 e/D=6
- Small coupon: w/D=2 e/D=3

The specimen geometry is defined by the pitch distance ratio "w/D" and the edge distance ratio "e/D". The dimensions "w" and "D" were already defined as the width and the hole diameter, "e" is the end distance. The end distance is the distance from the centre of the hole to the non-loaded end of the coupon. The standard coupon has the width and end distance ratios recommended by the ASTM D5961 standard. A hole diameter of 9.53 mm and a bolt diameter of 9.23 mm were selected. The applied bolt torque was 3 Nm. Washers were placed between the tested coupons and the fixture plates. The interior diameter of the washers was 9.7 mm, exterior diameter 22.6 mm and thickness 2.5 mm. The experimental set-up allows the two fixture plates to slide freely over the fixture pin axis in order to accommodate coupons of different thickness and in order to be perfectly centred before each test.

4.4 Material properties

The six laminates under investigation were compression moulded from three glass fibre-reinforced polyester prepregs. Guardsman 349-8021-00 isophtalic unsaturated polyester resin from Lilly Industries (Cornwall, Ontario) was used to impregnate the fibres. The first fabric, BTI UM-1208 (Brunswick Technologies, Brunswick, Maine) contained unidirectional continuous 0° roving knitted to a chopped strand mat (0°/CSM). The second fabric Cotech E-LTMP 1808 contained 0° roving and 90° roving knitted to a chopped strand mat (0°/90°/CSM). The third fabric, Cotech E-M0060, contained only chopped strand mat (CSM). The last two fabrics were produced by Johnston Industries Composite Reinforcements (Phenix, Alabama). After moulding, the thickness of the

prepregs became approximately 0.62 mm, 0.78 mm and 1.24 mm respectively. From these three elementary prepregs, six laminate types were moulded according to the lay-up sequences shown in Table 4.1. The first three laminates were made with one type of prepreg while the last three were combinations. Table 4.1 also shows the percentage of 0° roving, 90° roving and CSM reinforcement, relative to the total fibre content. The experimental modulus ($E_{x,exp}$) is reported as are the engineering constants calculated by micromechanics and classical lamination theory (CLT) [21-23]. For these calculations, the fibre volume fraction was presumed constant through the different plies and typical polyester resin and glass fibre properties were selected. For the CSM, the fibre length over fibre bundle diameter factor in the micromechanics equation was adjusted to fit the experimental modulus of the all CSM laminate C. Since the agreement between the experimental and the CLT longitudinal modulus is good, the authors chose to use the CLT engineering constants for the finite element analysis (FEA).

Table 4.1: Laminate lay-up, relative reinforcement content and engineering constants.

Laminate name and lay-up	Reinforcement			Engineering constants				
	0° (%)	90° (%)	CSM (%)	$E_{x,exp}$ (Gpa)	$E_{x,CLT}$ (Gpa)	$E_{y,CLT}$ (Gpa)	$G_{xy,CLT}$ (Gpa)	$\nu_{xy,CLT}$ (-)
A $[(CSM/0°)/(0°/CSM)_4]_s$	63	0	37	26.9	25.5	11.3	3.91	0.36
B $[(CSM/90°/0°)/(0°/90°/CSM)_3]_s$	34	34	32	21.1	19.6	19.6	3.95	0.20
C $[(CSM)_5]$	0	0	100	15.9	15.9	15.9	5.66	0.405
D $[(CSM/0°)/(0°/CSM)_2/CSM]_s$	38	0	62	23.2	21.6	13.5	4.62	0.38
E $[(CSM/90°/0°)/(0°/CSM)_2/CSM]_s$	33	9	58	21.3	20.5	15.3	4.6	0.33
F $[(CSM/90°/0°)/(0°/CSM)_4]_s$	56	9	35	-	24.2	13.3	3.92	0.30

A number of reasonable hypotheses were adopted to study the influence of material non-linearity on the bearing stiffness. The non-linearity was simplified to a bilinear behaviour. Moreover, the tensile and compressive responses were supposed identical. Figure 4.2 shows the calculated non-linear properties for laminate A as compared to its constituents: 0° roving and chopped strand mat. For the chopped strand mat (CSM), the data were gathered by comparing SMC data [22,24-27] to laminate C. It is known that for CSM laminates a knee point occurs in the tensile stress-strain diagrams. This knee point is believed to correspond to initial matrix cracking, which causes a reduction of the tensile modulus. The knee point is hence defined as the intersection between the initial and the secondary tangential modulus. As shown by tensile stress-strain curve "c" in Figure 4.2, a knee point was put at a strain of 0.0025 for the CSM. Beyond this knee point the tangent modulus was reduced to 60 % of its initial value. Since the CSM is quasi-isotropic, the behaviour is identical in the longitudinal and the transverse direction. For the roving, the tensile response was assumed linear in the longitudinal (Figure 4.2"a") as well as in the transverse direction (Figure 4.2"e"). The tensile responses of the laminates were calculated from the stress-strain response of the constituent roving and CSM. The resulting longitudinal and transverse tensile responses are presented in Figure 4.2 for laminate A by curves "b" and "d". Both curves, longitudinal and transverse, have a knee point at a 0.0025 strain. Beyond this knee point, instead of CLT, a rule of mixtures was used to calculate the new stiffness. Shear stress-shear strain responses are known to be highly non-linear [15]. This shear non-linearity originates from the non-linear behaviour of the matrix. The non-linearity was again reduced to a bilinear behaviour. The shear response was supposed linear up to 40 MPa for both the CSM and the roving. Beyond this knee point at 40 MPa, the stiffness was reduced. As shown by Figure 4.2, the shear response was calculated so that the shear stress reached 140 MPa for the CSM (Figure 4.2 "f") and 60 MPa for the roving (Figure 4.2 "h"), both at a 5% shear strain. The shear response is identical in the longitudinal and in the transverse

directions because of the symmetry of shear stresses. Shear stress-strain curves for materials similar to those investigated were not found in literature. The choice of the high 5% shear strains was made in order to have a satisfactory behaviour over a large strain range, which is important since high strain concentrations are present at the hole edge. For the laminates, the knee point was kept also at 40 MPa. The stiffness beyond the knee point was again calculated by a rule of mixtures. The resulting shear stress-shear strain behaviour for laminate "A" is given by curve "g" in Figure 4.2.

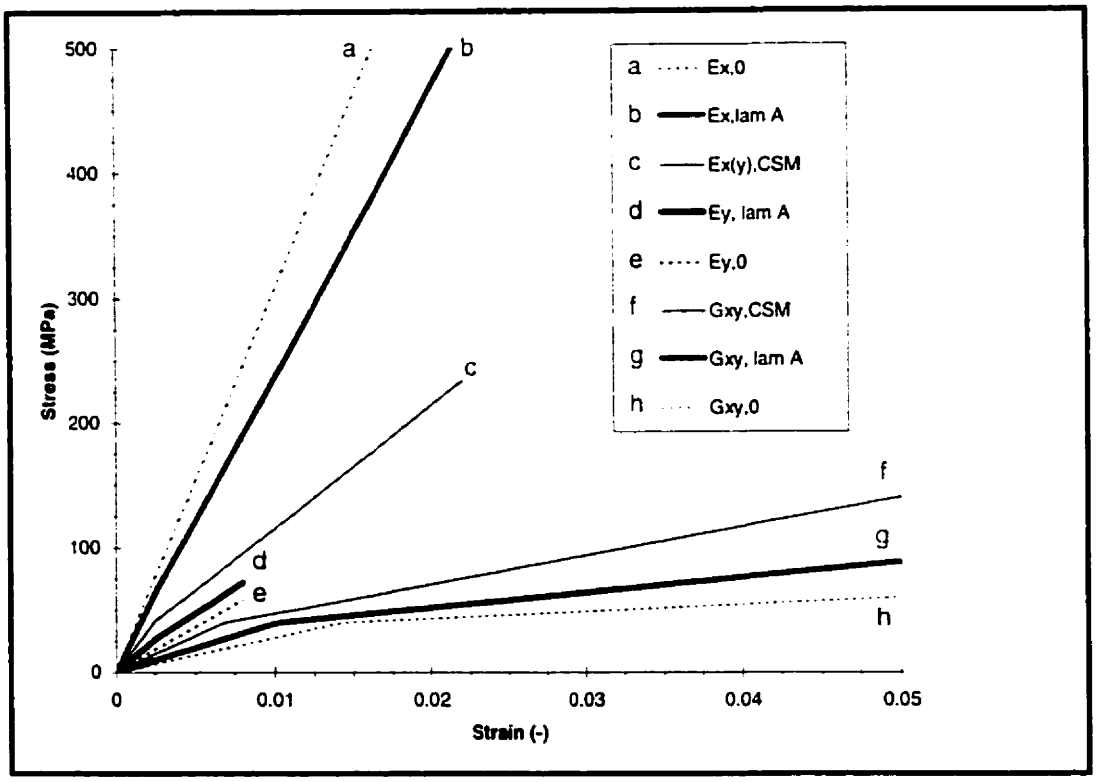


Figure 4.2: Non-linear material behaviour for laminate A, as programmed for finite element analysis and non-linear behaviour of its constituents: 0° roving and CSM.

4.5 Finite element modelling of coupon deformation and bearing stiffness

The coupon deformation was modelled in 2-D by the commercial finite element package Ansys [28]. The authors validated the 2-D approach by comparison to a full 3-D model that included bolt bending, fixture deformation and washer friction [19]. Figure 4.3a and b show the applied boundary conditions and a typical mesh. The bolt was modelled as a rigid target surface (TARGET169) while the hole boundary was covered with contact elements (CONTAC172). The hole boundary region was meshed by structural solid elements with mid-side nodes (PLANE82). Elements were placed every 5° for the contact side of the hole and every 7.5° for the other side. Away from the hole, four node structural solid elements without midside nodes (PLANE42) were used. Initially, linear orthotropic material properties were input from Table 4.1. The rigid bolt surface was fixed while for each laminate and geometry, a 0.4 mm displacement was applied 100 mm from the hole centre. Both bolt-hole clearance (0.3 mm) and friction were taken into account. The friction coefficient between the GRP hole and the steel bolt was estimated to be equal to 0.33 [29]. Results were saved at 20 intermediate load levels. With the help of equations 4.1 to 4.4, the bearing stress-strain response and the bearing stiffness were calculated from the load-displacement results. Obviously, for these finite element simulations, the bolt-fixture flexibility in equation 4.2 was dropped.

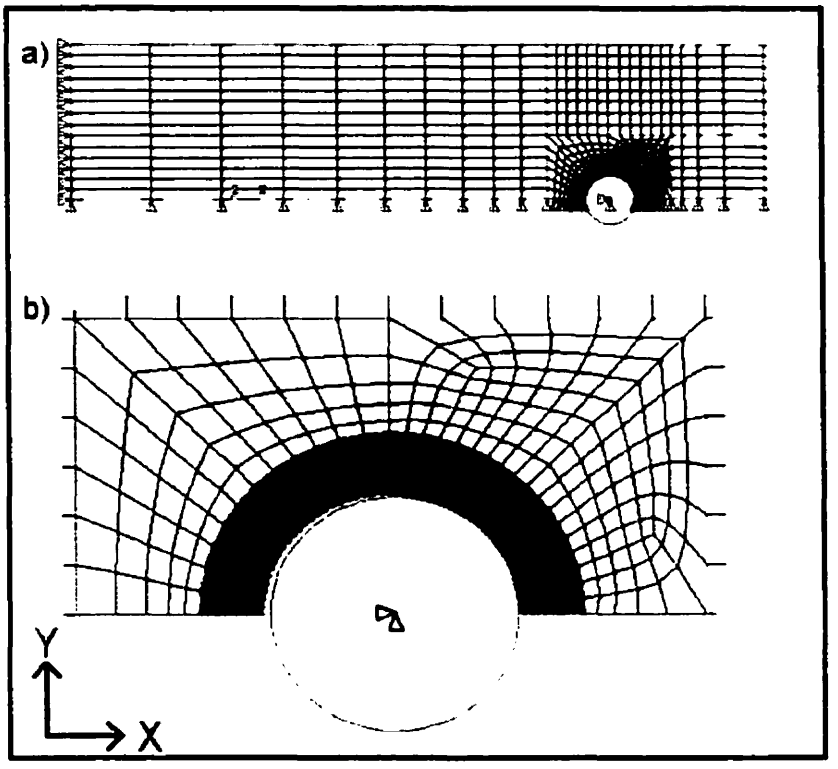


Figure 4.3: 2-D finite element model, standard geometry: (a) overview and boundary conditions; (b) detail of the hole region.

It was observed during the FEA that, even under small loads, the high stress concentrations around the bolthole generate significant stresses. For the CSM reinforcements present in the current laminates these stresses result in severe stiffness changes in tension, compression and in shear. Shear non-linearity is also important for the roving. Bilinear orthotropic material properties were calculated for each laminate and modelled by the anisotropic rate-independent plasticity option (ANISO) of the Ansys 5.5 software [28]. Figure 4.4 shows the difference between linear and non-linear behaviour for standard geometry coupons of laminates A, B and C. The stiffness reduction by the non-linear material properties is clear. With linear material properties, the solution becomes stiffer at higher loads because of the changing contact conditions. With the

non-linear material properties, the bearing stress-bearing strain response is more linear. The material non-linearity in the area close to the bolthole counters the stiffening by the changing contact conditions. Obviously, the pattern behaviour shown in Figure 4.4 for the standard geometry operates in the same manner for the two other geometries considered. Another interesting observation is that laminate B behaves stiffer than the all CSM laminate C if the extensive material non-linearity of the CSM is considered. If the material non-linearity is not taken into account, laminate C coupons behave stiffer than laminate B coupons. This is remarkable since the longitudinal and transverse modulus of laminate C are lower than those of B. However, the shear modulus is higher for laminate C and, therefore, the higher bearing stiffness for laminate C is probably due to the higher shear modulus. This example emphasises the importance of stress transfer by shear from the area in front of the bolt to the entire width of the laminate.

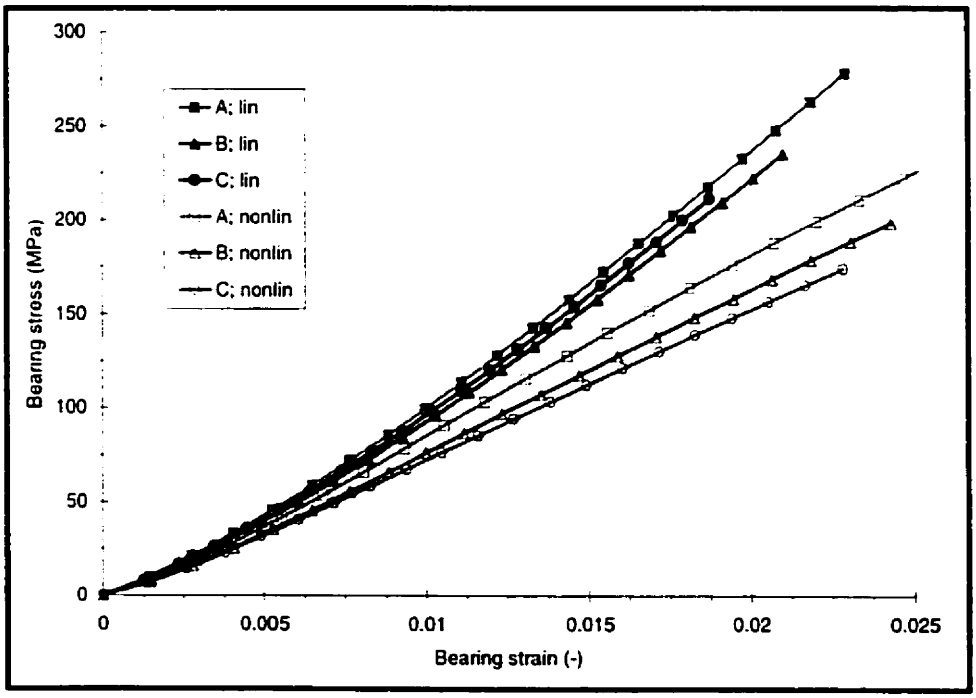


Figure 4.4: FEA bearing stress-bearing strain response for laminates A, B and C, standard coupon geometry: linear and non-linear material properties.

The bearing stiffness was calculated for the three coupon geometries and the six laminate types. The bearing stiffness was obtained from the slope of the calculated bearing stress-bearing strain diagrams between 0.01 and 0.015 bearing strain. Table 4.2 shows the calculated bearing stiffness data, considering both linear and non-linear material properties. Results from linear and non-linear material property models differ considerably. Tables 4.3 and 4.4 are other representations of the results in Table 4.2. These tables make it easier to interpret the effects of material non-linearity on the bearing stiffness. On average the bearing stiffness was reduced by 28% when the material non-linearity was taken into account. Comparing the standard and small geometries gives information on the correlation between coupon width and bearing stiffness. The width of a small coupon is three times less than that of a standard coupon. The stiffness reduction by this width change is most pronounced for laminate C and least for laminate A. As it can be seen from Table 4.4, in the case of the linear material properties analysis, the stiffness decreases by only 19% for laminate A against 33% for laminate C. For the non-linear material properties analysis, the stiffness difference between the two laminates increases: the reduction becomes 15 % for laminate A and 42% for laminate C. Although the general trend is that stiffer laminates loose less bearing stiffness when reducing the plate width, laminate B seems an exception to this rule. The effect of the change in end distance can be evaluated by comparing the standard coupons (e/D=3) and the long coupons (e/D=6). Doubling the end distance causes the smallest increase in stiffness for laminate C. The highest stiffness increase is for laminate A. For the linear analysis, the stiffness increases by 14% for laminate A and by 10% for laminate C. The stiffness increase is less for the non-linear analysis: 11% for laminate A and 5 % for laminate C. The results indicate that the laminates with the highest longitudinal modulus seem the most favoured by the increase in end distance.

Table 4.2: Bearing stiffness by finite element analysis: non-linear and linear material properties

Laminate	Non-linear			Linear		
	Small (MPa)	Standard (MPa)	Long (MPa)	Small (MPa)	Standard (MPa)	Long (MPa)
A	8377	9893	11017	10712	13167	15057
B	6905	8788	9462	9012	12104	13581
C	4736	8091	8514	8414	12583	13790
D	7290	9532	10357	10000	13217	14972
E	6915	9233	9971	9612	12958	14603
F	8057	9687	10692	10372	12983	14737

Table 4.3: Comparison between bearing stiffness obtained by non-lineair and by linear material property finite element analysis.

Laminate	Non-linear/Linear		
	Small	Standard	Long
	$\frac{E_{br,small,nonlin}}{E_{br,small,lin}}$ (%)	$\frac{E_{br,std,nonlin}}{E_{br,std,lin}}$ (%)	$\frac{E_{br,long,nonlin}}{E_{br,long,lin}}$ (%)
A	78.2	75.1	73.2
B	76.6	72.6	69.7
C	56.3	64.3	61.7
D	72.9	72.1	69.2
E	71.9	71.3	68.3
F	77.7	74.6	72.6
Average	72.3	71.7	69.1

Table 4.4: Effect of width and end distance on numerical bearing stiffness results with both linear and non-linear material properties.

Laminate	Non-linear		Linear	
	Small-standard	Long-standard	Small-standard	Long-standard
	$\frac{E_{br,small} - E_{br,std}}{E_{br,std}}$ (%)	$\frac{E_{br,long} - E_{br,std}}{E_{br,std}}$ (%)	$\frac{E_{br,small} - E_{br,std}}{E_{br,std}}$ (%)	$\frac{E_{br,long} - E_{br,std}}{E_{br,std}}$ (%)
A	-15.3	+11.4	-18.6	+14.3
B	-21.4	+7.7	-25.5	+12.2
C	-41.5	+5.2	-33.1	+9.6
D	-30.8	+8.7	-24.3	+13.3
E	-33.5	+8.0	-25.8	+12.7
F	-16.8	+10.4	-20.1	+13.5
Average	-23.9	+8.5	-24.6	+12.6

4.6 Experimental bearing response and bearing stiffness

A total of 74 tests were conducted to measure the bearing stiffness. At least three coupons were tested for each geometry and each laminate. From the recorded force and LVDT displacements the bearing stress-bearing strain response was calculated by equations 4.1 through 4.3. For the following analysis the experimental longitudinal modulus "E_x" is used instead of the classical lamination theory values. Comparison of Figure 4.5 and Figure 4.6 shows how the load-displacement characteristics are transformed to the bearing stress-bearing strain format.

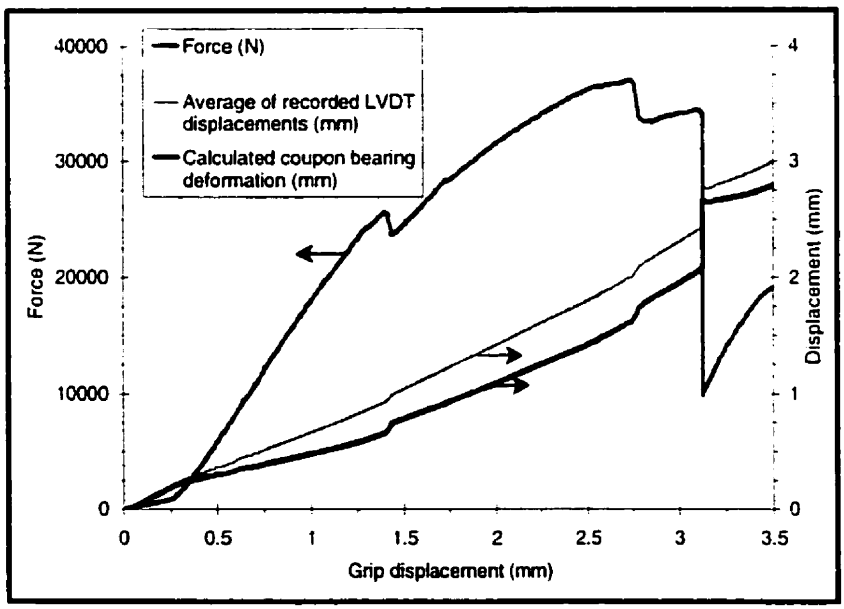


Figure 4.5: Recorded load and LVDT displacement data together with calculated coupon bearing deformation as a function of grip displacement: example for laminate D, long coupon geometry.

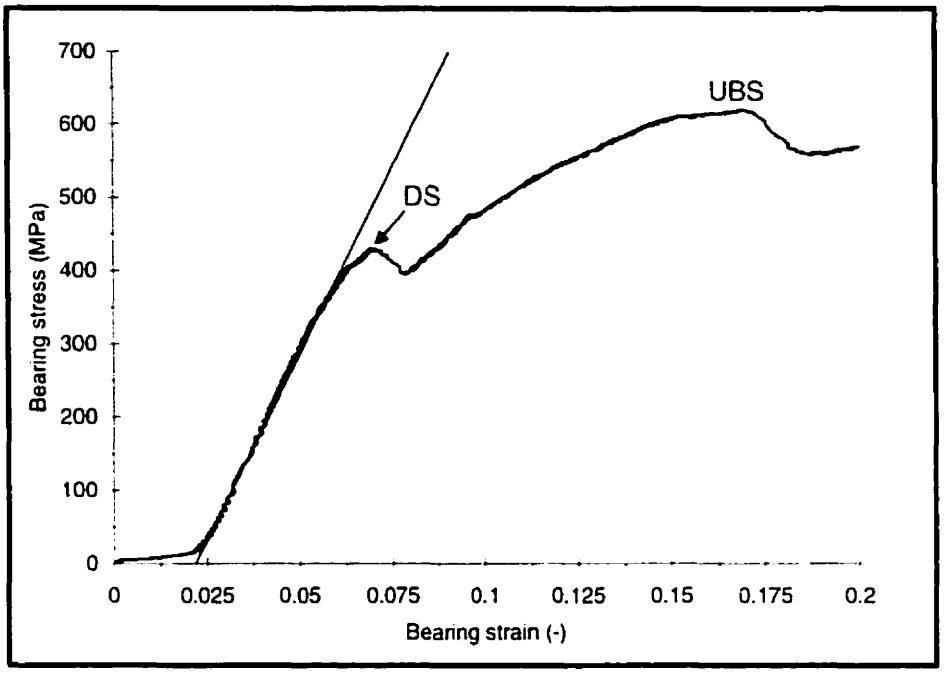


Figure 4.6: Bearing stress-bearing strain example (laminate D, long). DS: damage stress, UBS: ultimate bearing strength.

The force, the average of the recorded LVDT displacements "δ_{LVDT}" and the calculated coupon bearing deformation "$\delta_{coupon,bearing}$" are plotted as a function of the grip displacement in Figure 4.5. First, up to a 0.3 mm grip displacement, there is a displacement of the LVDTs without a significant increase in force. It is the displacement needed to develop full contact between the bolt and the test coupon. Then, the force and the LVDT displacements develop in a linear way up to 1.4 mm grip displacement. At this point, a damage mechanism causes a load drop and an instantaneous increase of the LVDT displacements. The laminate does not fail catastrophically but the stiffness is reduced. Cooper and Turvey [13] refer to this point as the damage load. The ultimate strength is reached at 2.8 mm grip displacement. There is a small load drop and a small increase of the LVDT displacements for this laminate. At 3 mm grip displacement, another failure mechanism causes a significant load drop and a major sudden increase in

the LVDT displacements. Figure 4.6 shows the same data but in bearing stress-bearing strain format. The bearing stiffness line is also plotted on the graph. The same procedure was used to calculate the bearing stiffness for all the laminates and geometries investigated. First, the effective bearing strain origin was determined. The effective origin was defined as the intercept between the X-axis and a straight line going through the bearing stress-strain data at 50 and 100 MPa bearing stress levels. This stress range was judged practical since it is situated just beyond the start of the linear bearing stress-strain part for the coupons investigated. Bearing stiffness was then calculated by a linear regression on the bearing stress-strain data between effective 0.01 and 0.015 bearing strains. When the fit was judged poor, the data range was extended to obtain a better fit.

As in the referenced literature, the present bearing stress-bearing strain responses can be divided in two or three sections, starting from zero strain up to the ultimate bearing strength of the coupon:

1. Up to the effective bearing strain origin the assembly reacts no substantial load since there is no full contact between the bolt and the hole. The effective bearing strain origin for the example of Figure 4.6 lies at 0.02.
2. Beyond the effective bearing strain origin, the bearing stress-strain response becomes practically linear. The bearing stiffness and the joint flexibility formulas effectively characterise this linear behaviour. The linear response ends when damage starts to develop at a bearing stress of about 400 MPa. For practical purposes, this part can be extended up to a clear damage sign, either the ultimate bearing strength (UBS) or the damage stress (DS), both defined in Figure 4.6. For the example in Figure 4.6, it is clearly the damage stress that limits this section.
3. If the damage stress and ultimate bearing strength do not coincide, a non-linear bearing response follows after the damage stress has been reached. Often the initial damage at the damage stress is not catastrophic and the laminate can still support

higher loads. However, due to the damage, the behaviour becomes highly non-linear and bearing stiffness is reduced. For the example of Figure 4.6, this non-linear behaviour extends from the damage stress to the ultimate bearing strength, located at a 620 MPa bearing stress.

These three parts will now be discussed in further detail. The effective bearing strain origin is an important part of the bearing stress-bearing strain response. This offset is closely related to the initial clearance [3,6] and it can effectively alter the load distribution between the bolts in multi-bolt joints [30]. Examination of the present single-bolt joint data agrees with Barrois' opinion [6]: the effective origin is bound by the clearance but may also be lower. In our experiments, the clearance is 0.3 mm between the bolt and the coupon and also between the bolt and the fixture. Therefore, the maximum sliding possible before full contact develops between the components is 0.6 mm. This corresponds to a 0.063 bearing strain. Figure 4.7 shows a histogram of the observed effective origins. The average effective bearing strain origin was 0.01. For only 3 of the 74 coupons, the effective bearing strain origin exceeded 0.03. These small offset values were expected since the experimental set-up favoured initial contact between the bolt and the coupon. The few negative offsets were probably caused by a preload, induced when the coupon was gripped. No clear relation between the offset and the laminate type could be found. Also, contrary to results reported by Turvey [14], no relation was found between the offset and the coupon geometry.

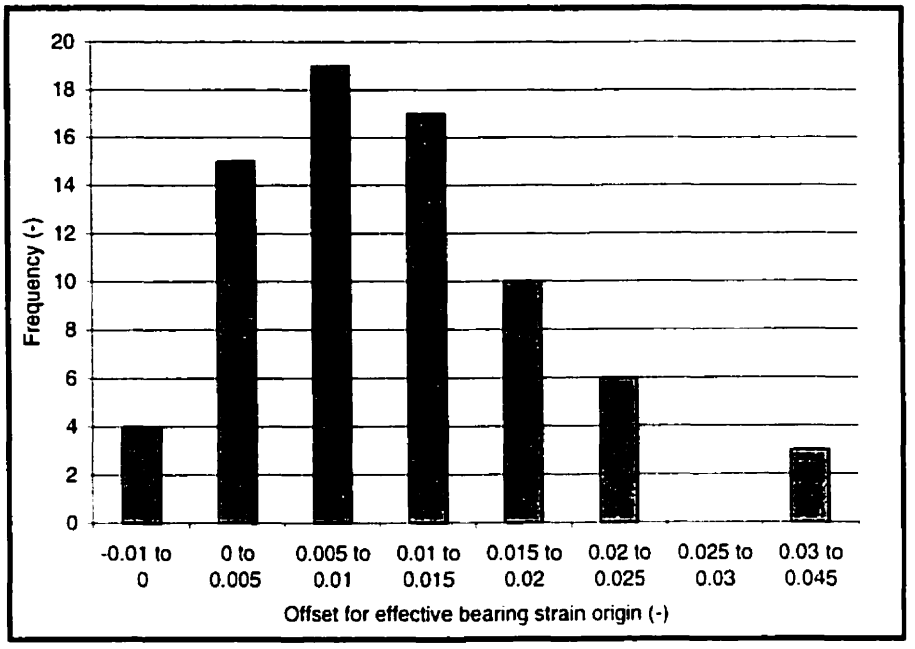


Figure 4.7: Histogram showing the frequency of the offset values for the effective bearing strain origin. Total number of tests is 74.

The experimental bearing chord stiffness values that characterise the bearing behaviour from the effective origin up to the damage stress or up to failure are presented at Figure 4.8 and Table 4.5. The 95 % confidence intervals in Table 4.5 are quite large due to the small number of coupons and some scatter in the results. In Figure 4.8 only the mean values are printed and the laminates are ranked from highest to lowest longitudinal tensile modulus. Table 4.6 exposes the effects of width and end distance on the experimental bearing stiffness values. In the tested range the end distance effect was small: long coupons were on average only 6 % stiffer than standard coupons. On the contrary, the width had a pronounced effect on the stiffness: the small coupons (w/D=2) were clearly more compliant than the standard coupons (w/D=6). On average, the small coupons were 26 % more compliant than the standard coupons. The coupon bearing stiffness was observed to be smaller for laminates with a lower longitudinal tensile

modulus. Moreover, this effect was more pronounced for the small than for the standard and long coupon configurations.

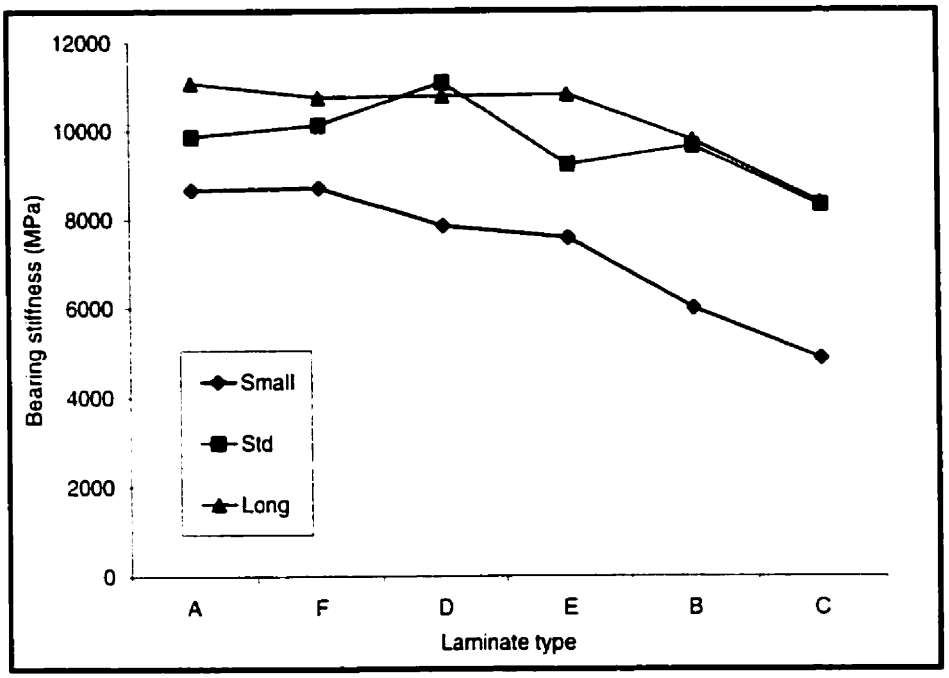


Figure 4.8: Experimental coupon bearing stiffness. Along the abscissa axis. the laminates are ranked from the highest (A) to the lowest (C) longitudinal modulus.

Table 4.5: Experimental bearing stiffness values : average and 95 % confidence intervals.

Laminate	Small		Standard		Long	
	E_{br} (MPa)	95 % conf.int. (MPa-MPa)	E_{br} (MPa)	95 % conf.int. (MPa-MPa)	E_{br} (MPa)	95 % conf.int. (MPa-MPa)
A	8663	7825-9501	9861	7333-12389	11081	9749-12412
B	5959	5188-6730	9622	8652-10592	9754	8846-10661
C	4833	4507-5159	8291	7213-9369	8344	7214-9475
D	7836	6598-9074	11086	10286-11886	10780	10120-11439
E	7559	6172-8947	9216	7251-11181	10806	10102-11509
F	8711	7555-9867	10127	5058-15195	10752	9563-11940

Table 4.6: Effect of width and end distance on the experimental stiffness results.

Laminate	Small-standard	Long-standard
	$\frac{E_{br,small} - E_{br,std}}{E_{br,std}}$ (%)	$\frac{E_{br,long} - E_{br,std}}{E_{br,std}}$ (%)
A	-12.1	+12.4
B	-38.1	+1.4
C	-41.7	+0.6
D	-29.3	-2.8
E	-18.0	+17.3
F	-14.0	+6.2
Average	-25.5	+5.8

The examples in Figure 4.9 allow us to analyse the non-linear part of the bearing response. To enable a good comparison between the three coupon geometries, the effective bearing strain origins were placed at zero. All the small coupons failed catastrophically. The damage stress coincided with the ultimate bearing strength and the bearing response did not show a non-linear part, although some non-linearity is present just prior to the failure of the small coupon in Figure 4.9. For the standard coupons, the damage stress only coincided with the ultimate bearing strength for laminates A and F. The other standard coupons and the long coupons showed a distinct damage stress at about 400 MPa. Figure 4.9 shows that non-linearity prior to the damage stress was limited for both the standard and the long coupons. At the damage stress, the load drops slightly, followed by a further stress build-up, up to the ultimate bearing strength. The bearing response becomes visibly non-linear beyond the damage stress and the bearing stiffness is strongly reduced. Figure 4.9 shows that the bearing stiffness was reduced more for the standard than for the long coupon. Although design should not involve bearing stresses higher than the damage stress [13,15], the reduced bearing stiffness in this non-linear part of the bearing response does have a beneficial effect on the ultimate failure strength of multi-bolt joints since it reduces the load share of critically loaded holes [3]. However, permanent hole deformation develops when the damage stress is exceeded, which makes the bearing response load history dependent. The bilinear model of Nelson *et al.* [3] cannot model this load history dependency. Moreover, the experimental bearing response cannot be approximated very accurately with such a bilinear model.

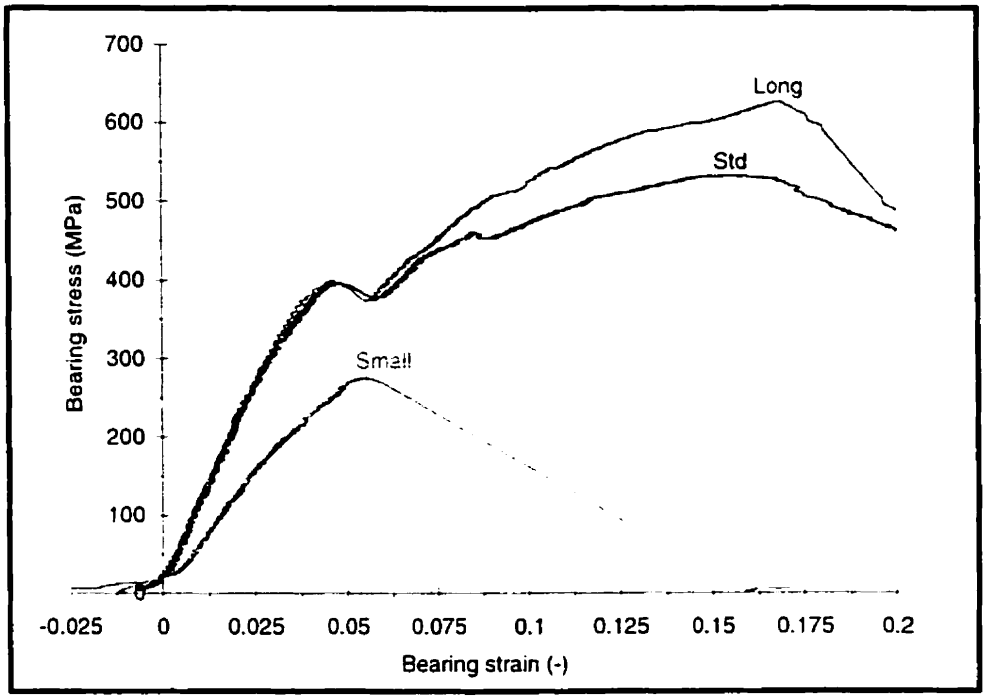


Figure 4.9: Experimental bearing stress-bearing strain curves for laminate B: standard, long and small coupon.

4.7 Discussion

Figures 4.10, 4.11 and 4.12 show the experimental bearing stiffness data along with the results of the finite element analysis for respectively the standard, long and small coupons. Considering the extensive data reduction procedures on the experimental data and the use of only reasonable hypotheses for the material properties during the numerical simulation, the agreement between experimental and finite element data is exceptionally good when material non-linearity is considered. The largest difference between numerical and experimental data is observed for the standard coupon geometry of laminate D. The experimental stiffness must be too high in this case since it is even higher than the one for the long coupon. On average, the experimental values were only slightly higher than the FEA results calculated with non-linear material properties. The pronounced effect of the width on the bearing stiffness is similar in both the numerical and experimental results. The experiments showed an average 26 % stiffness reduction over all the laminates, as a result of the smaller width. For the FEA analysis this was almost the same, 24 %. The gain in stiffness by the longer end distance was smaller: on average 6 % experimentally and 9% numerically.

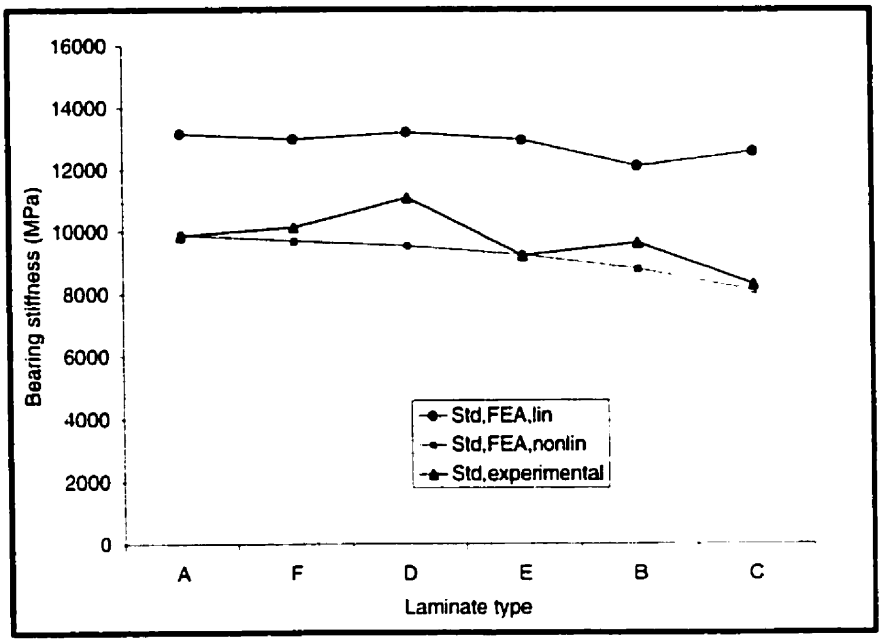


Figure 4.10: Experimental and FEA bearing stiffness — standard coupon.

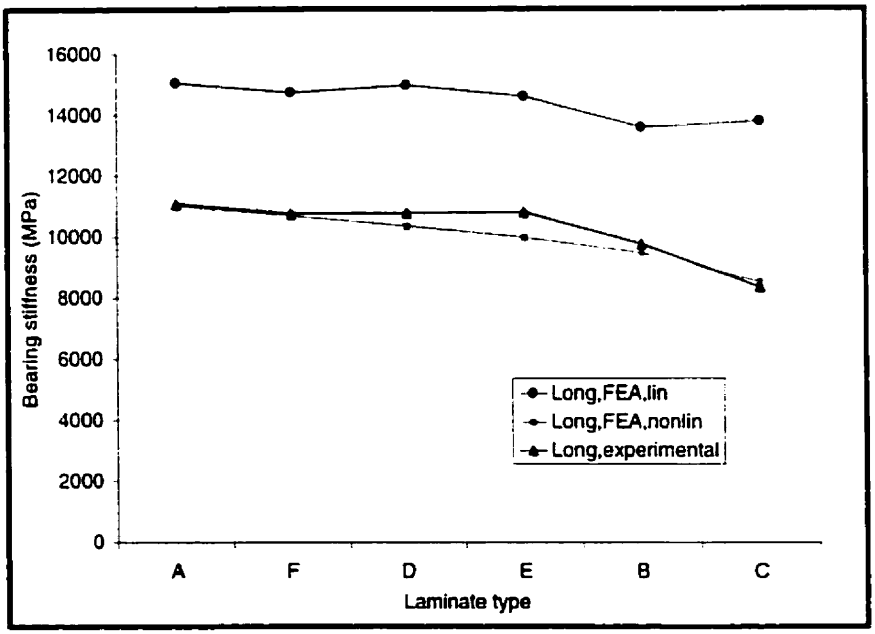


Figure 4.11: Experimental and FEA bearing stiffness — long coupon.

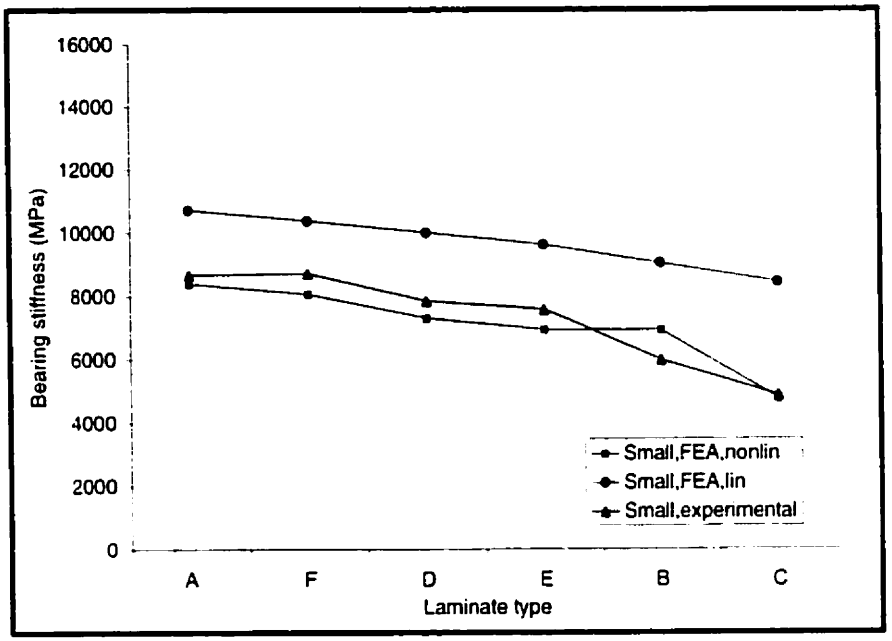


Figure 4.12: Experimental and FEA bearing stiffness — small coupon.

The bearing stiffness values can also be compared to the estimates from joint flexibility formulas. Figure 4.13 shows a comparison between the experimental bearing stiffness of the standard coupons, the corresponding FEA results and the bearing stiffness calculated from a selection of joint flexibility formulas. The joint flexibility formulas were all taken from reference [7]. These joint flexibility formulas must usually characterise the deformation of the whole joint, including not only bearing deformation of the coupon but also bolt and fixture deformation. Here only these parts of the joint flexibility formulas concerned with bearing deformation of the coupon were withheld. Indeed, with the use of equation 4.2, bolt and fixture deformations were isolated from the coupon bearing deformation and therefore do not contribute to the experimental stiffness. It has to be mentioned that different versions of the same joint flexibility formula were found in different papers available to the authors. Three different versions were found for the

Huth equation [4,5,7] as well as for the Tate and Rosenfeld equation [3,6,7], without any reference to the modifications made. The poor fit between the joint flexibility formula predictions and the experimental coupon bearing stiffness values in Figure 4.13 is not very surprising since these joint flexibility formulas were developed for high modulus materials with small bolt-hole clearance values. The closest fit with the current results by the Huth equation can even be considered a coincidence since, for this equation, the coupon bearing deformation depends on the thickness of the fixture plates. Another issue is that the orthotropic nature of the composite materials is not appropriately taken into account in the presented models. The bearing stiffness was calculated with the longitudinal tensile modulus for the joint flexibility formulas. The decrease in bearing stiffness with decreasing longitudinal modulus is therefore much too pronounced, as can be observed from Figure 4.13. For the standard coupon geometry, the bearing stiffness is clearly dependent on the whole mechanical response of the laminate and not only on the longitudinal tensile modulus. Nelson *et al.* [3] proposed to take material orthotropy into account by replacing the longitudinal tensile modulus in the Tate and Rosenfeld formula by the geometric average of the longitudinal and transverse tensile modulus. Although such an average would make the Tate and Rosenfeld results in Figure 4.13 more equal, it would also make the bearing stiffness of laminate A less than the bearing stiffness of laminate B. This is clearly not the case. None of the presented models can be used with confidence for design with the materials and bolt-hole clearance values under investigation here. For use with GRP, an adequate joint flexibility model should be sought that is clearly defined, covers the orthotropic nature of the laminates and includes at least the bolt-hole clearance as a parameter.

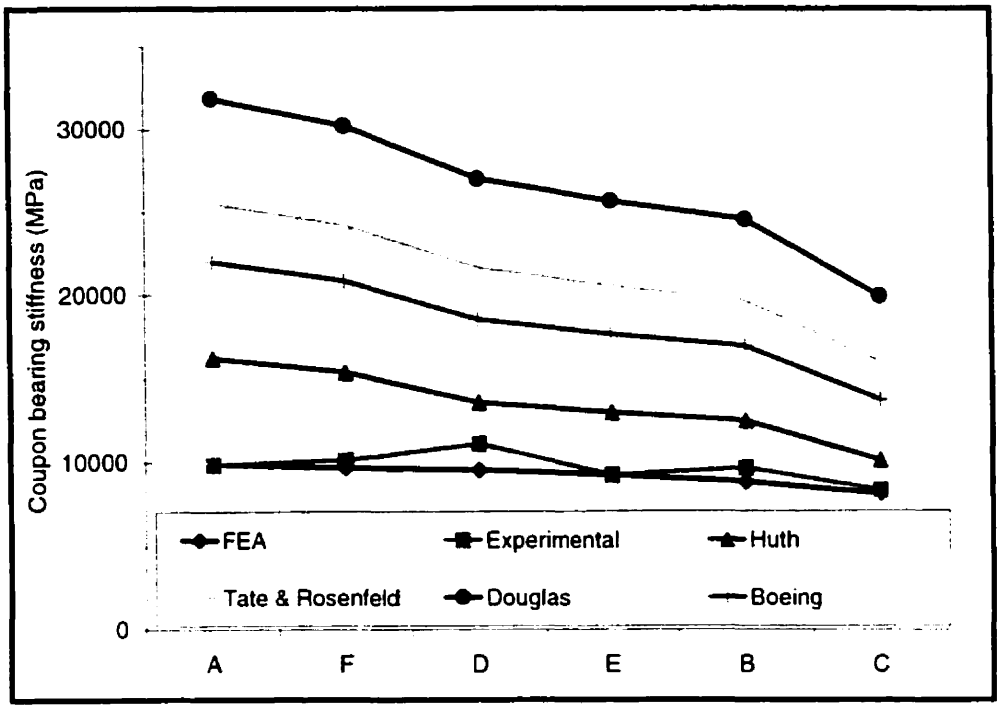


Figure 4.13: Comparison between experimental bearing stiffness, FEA bearing stiffness and estimates by joint flexibility formulas — standard coupon.

Fortunately, small differences between experimental and calculated bearing stiffness values are permissible for design. In fact, the extent of the origin offset is also of major importance and seems yet more difficult to assess. Figure 4.7 showed the distribution of the observed offsets. Whereas for some assemblies the offset was almost zero and the load picked up immediately, other assemblies experienced a significant sliding before the assembly took any significant load. Smaller clearance values and precise assembly would reduce the uncertainty at this point but they are not practical for GRP structures. Rather, for GRP, designers should take into account these clearances and the implications they can have on the strength of a multi-bolt joint. The clearance and sliding can even be used to reduce the load on the most critically loaded bolt [30]. For bearing stresses that exceed the damage stress, the bearing response becomes highly non-

linear. The used finite element model only accounted for material non-linearity and not for the extensive damage mechanisms that take place beyond the damage stress. Accordingly it was of no use beyond the damage stress. This is no major shortcoming since bolt loads should not exceed the damage stress. The non-linear part of the bearing response, from the damage stress up to the ultimate bearing strength, should merely be looked upon as an available safety margin. Therefore, no thorough investigations were made to correctly represent this non-linear behaviour.

4.8 Summary and conclusions

Experimentally, the bearing response of GRP laminates can be divided in three parts: initial sliding, linear bearing response prior to the damage stress and non-linear post damage stress bearing response. The observed variability of the initial sliding implies that the bolt load can not be accurately known if the structure is assembled with bolt-hole clearance. Design codes should acknowledge this uncertainty. The bearing stress-strain behaviour becomes linear after this initial sliding. This linear part of the bearing response can be accurately characterised by the bearing stiffness, as witnessed by the coherent experimental results. On average, joints with a reduced width (w/D=2) were 26 % more compliant than the standard joints (w/D=6). The end distance had a smaller effect on the bearing stiffness. A longer end distance (e/D=6) resulted only in an average 6 % stiffness increase as compared to the standard joint (e/D=3). For the small coupon geometry, the laminates with more axial reinforcement had a clearly higher bearing stiffness. For the wider coupons, this trend became less apparent. The bearing stiffness was also accurately predicted by two-dimensional finite element analysis. Material non-linearity, bolt-hole clearance and friction had to be taken into account for optimal precision. The experimental observations on the influence of width, end distance and

laminate properties were reproduced satisfactorily by the FEA, establishing confidence in both the experimental procedures and the numerical analysis. However, the agreement with available joint flexibility models was poor. It is an important indication that the joint flexibility formulas developed for CFRP or metals with tight bolt-hole fits are actually unsuitable for design of GRP joints with bolt-hole clearance.

4.9 Acknowledgements

The authors wish to acknowledge the support given by the Natural Sciences and Engineering Research Council of Canada (NSERC) and the Quebec FCAR Fund (Formation de Chercheurs et Aide à la Recherche).

4.10 References

1. CAMANHO, P. P. et MATTHEWS, F. L. (1997). Stress analysis and strength prediction of mechanically fastened joints in FRP: a review. Composites - Part A: Applied Science and Manufacturing, 28, 529-547.
2. POON, C. (1987). Literature review on the design of mechanically fastened composite joints. AGARD Conference Proceedings No. 427: Behaviour and analysis of mechanically fastened joints in composite structures, Madrid, Spain, 1.1 - 1.28.
3. NELSON, W.D., BUNIN, B.L. et HART-SMITH, L.J. (1983). Critical joints in large composite aircraft structure. NASA Contract Report 3710, p. 38.
4. CLARKE, J.L. (1996). Structural Design of Polymer Composites - EUROCOMP Design Code and Handbook, E & FN Spon, New York.

5. HUTH, H. (1986). Influence of fastener flexibility on the prediction of load transfer and fatigue life for multiple-row joints. Fatigue in mechanically fastened composite and metallic joints. ASTM STP 927, J. Potter, ASTM, Philadelphia, PA, 221-250.
6. BARROIS, W. (1978). Stresses and displacements due to load transfer by fasteners in structural assemblies. Engineering Fracture Mechanics, 10, 115-176.
7. POSTUPKA, S., KÜHWEG, A., et ARENDTS, F. J. (1998). Determination of the bolt flexibility of CFRP-joints. 8th European Conference on Composite Materials (ECCM-8). Science, technologies and applications, volume 1. Naples, Italy, 61-68.
8. BAUMANN, E. (1982). Finite element analysis of advanced composite structures containing mechanically fastened joints. Nuclear Engineering and Design, 70, 67-83.
9. GRIFFIN, O. H., HYER, M. W., COHEN, D., SHUART, M. J., YALAMANCHILI, S. R. et PRASAD, C. B. (1994). Analysis of multifastener composite joints. Journal of Spacecraft and Rockets, 31, 278-284.
10. MADENCI, E., SHKARAYEV, S., SERGEEV, B., OPLINGER, D.W. et SHYPRYKEVICH, P. (1998). Analysis of composite laminates with multiple fasteners. International Journal of Solids and Structures, 35, 2053-2062.
11. XIONG, Y. et POON, C. (1994). Stress analysis of finite composite laminates with multiple loaded holes. Proceedings of the 9th Technical Conference of the American Society for Composites (ASC), Univ. of Delaware, Delaware, 666-673.
12. COLLINGS, T. A. et BEAUCHAMP, M. J. (1984). Bearing deflection behaviour of a loaded hole in CFRP. Composites, 15, 33-38.
13. COOPER, C. et TURVEY, G. J. (1995). Effects of joint geometry and bolt torque on the structural performance of single bolt tension joints in pultruded GRP sheet material. Composite structures 32 no 1-4 Proceedings of the 8th International Conference on Composite Structures, Paisley, Scotl, 217-226.

14. TURVEY, G.J. (1998). Single-bolt Tension Joint Tests on Pultruded GRP Plate - Effects of Tension Direction Relative to Pultrusion Direction, Composite Structures, 42, 341-351.

15. PIERRON, F., CERISIER, F. et GREDIAC, M. (2000). A numerical and experimental study of woven composite pin-joints. Journal of Composite Materials, 34, 1028-1054.

16. ABD-EL-NABY, S. F. M. et HOLLAWAY, L. (1993). The experimental behaviour of bolted joints in pultruded glass/polyester material. Part 1: Single-bolt joints. Composites, 24, 531-538.

17. TONG, L. (2000). Bearing failure of composite bolted joints with non-uniform bolt-to-washer clearance. Composites – Part A: Applied Science and Manufacturing, 31, 609-615.

18. ASTM D5961/D5961M-96 (1996). Standard test method for bearing response of polymer matrix composite laminates. Annual Book of ASTM Standards, 310-323.

19. VANGRIMDE, B. et BOULHILI, R. (2000). Analysis of the bearing response test for polymer matrix composite laminates: bearing stiffness measurement and simulation. Soumis au Composite Structures.

20. VANGRIMDE, B. et BOULHILI, R. (2000). Descriptive relationships between bearing response and macroscopic damage in GRP bolted joints. Soumis au Composites - Part B: Engineering.

21. TSAI, S.W. et HAHN, H.T. (1980). Introduction to composite materials. Technomic Publishing Company, Lancaster, Pennysylvania, USA.

22. MALLICK, P.K. (1997). Random Fiber Composites. Composites engineering handbook, P.K. MALLICK, Marcel Dekker, New York , 891-939.

23. HAHN, H.T. (1978). Stiffness and strength of discontinuous fiber composites. Proceedings of the New England Bioengineering Conference Compos Mater in the

Automob Ind, Symp Presented at ASME Winter Annu Meet, San Francisco, USA, 85-109.

24. DENTON, D.L. (1979). Mechanical properties characterization of an SMC-R50 composite. Proceedings SPI Reinf Plast Compos Inst Annu Conf Proc 34 th., SPI, New York, 11-F:1-12.
25. RIEGNER, D.A. et SANDERS, B.A. (1979). A characterization study of automotive continuous and random glass fibre composites. More Plast growth, the answer to trans in the 80's, Natl Tech Conf, Soc Plast Eng., Detroit, 84-88.
26. GIURGIUTIU, V. et REIFSNIDER, K.L. (1994). Development of strength theories for random fiber composites. Journal of composites technology & research, 16, 103-114.
27. HEIMBUCH, R.A. et SANDERS, B.A. (1978). Mechanical properties of automotive chopped fiber reinforced plastics. Proceedings of the New England Bioengineering Conference Compos Mater in the Automob Ind, Symp Presented at ASME Winter Annu Meet, San Francisco, USA, 111-139.
28. ANSYS software release 5.5, Swanson Analysis Systems Inc., Houston.
29. TSUKIZOE, T. et OHMAE, N. (1986). Friction and wear performance of unidirectionally oriented glass, carbon, aramid and stainless steel fiber-reinforced plastics. Composite Materials Series, Vol 1: Friction and Wear of Polymer Composites. K. Friedrich, R.B. Pipes. Elsevier, Amsterdam, 205-231.
30. PRABHAKARAN, R. et ROBERTSON, J. (1998). An experimental investigation of load-sharing in a multi-bolt pultruded composite joint. Proceedings of the second international conference on composites in infrastructure - ICCI 1998, Tucson, Arizona, USA, Volume II, 355-368.

CHAPITRE 5

DESCRIPTIVE RELATIONSHIPS BETWEEN BEARING RESPONSE AND MACROSCOPIC DAMAGE IN GRP BOLTED JOINTS

La réponse charge-déplacement était déjà analysée partiellement au chapitre précédent. Cependant, au chapitre précédent l'accent était mis sur les aspects concernant la rigidité de l'assemblage. Dans le présent chapitre, nous poursuivons l'analyse de la résponse charge-déplacement avec une discussion des aspects qui sont reliés plus à la résistance de l'assemblage boulonné tels que la contrainte d'endommagement initial, la résistance ultime, le mode de rupture et le comportement post-défaillance de l'assemblage. Les effets du type de renforcement et de la géométrie de l'échantillon sur ces caractériristiques de la réponse charge-déplacement étaient déterminés. Nous avons aussi examiné leur relation avec l'initiation et la propagation de l'endommagement macroscopique. À notre avis, ces résultats et observations peuvent constituer une source de comparaison ou de référence pour la conception des assemblages boulonnés en matériaux composites verre-polyester d'usage général.

DESCRIPTIVE RELATIONSHIPS BETWEEN BEARING RESPONSE AND MACROSCOPIC DAMAGE IN GRP BOLTED JOINTS

B. Vangrimde[1] and R. Boukhili[1]

[1] Center for Applied Research on Polymers, École Polytechnique de Montréal, CP 6079, succursale Centre-Ville, Montréal, Quebec, H3C 3A7, Canada

(Cet article a été soumis au journal "COMPOSITES - PART B: ENGINEERING")

5.1 Abstract

The aim of this investigation was to examine the relationships between laminate architecture, macroscopic damage and important bearing response characteristics such as damage load, ultimate failure load and post-faflure behaviour in general purpose glass-fibre reinforced polyesters. Six laminates with varying 0° roving, 90° roving and chopped strand mat contents were tested for their bearing response in a single-bolt double shear lap configuration. Three specimen configurations were tested. The first specimen geometry was the standard coupon geometry of the ASTM D5961 bearing response test with a pitch distance ratio "w/D" of 6 and an end distance ratio "e/D" of 3. The second and third geometries used a "w/D=6, e/D=6" and "w/D=2, e/D=3". The diversity in laminating sequences and geometries led to equally diverse failure patterns. However, interesting general trends were observed that went beyond this diversity.

Keywords: Joints/joining (E), Fracture (B), Mechanical Testing (D), Bearing.
Abbreviated title: Bearing response and macroscopic damage in GRP bolted joints.

5.2 Introduction

The use of general-purpose composite materials for structural purposes can only become widespread if such structures prove to be safe and durable in addition to being cost-effective. Often, assembly by means of bolted joints is necessary. These bolted joints are stress raisers and are therefore likely the weakest link in the structure. Both the material composition and the joint geometry control the joint strength and the failure mode. Consequently, bolted joints should be carefully designed with respect to both the geometry and the material composition. For single-bolt double lap joints in fibre-reinforced plastics, four failure modes can be observed depending on geometry, laminate type and loading direction [1-5]. Figure 5.1 displays the distinctive failure modes: net tension, shearout, cleavage and bearing. The width 'w' and end distance 'e' determine the geometry of a single-bolt joint. Net tension failures develop for small coupon widths. However, laminates deficient in longitudinal reinforcement also show this failure mode for large widths. Shearout failures occur for coupons with small end distance. They are also observed for large end distance coupons when the laminate is short of off-axis reinforcement [2]. Cleavage failures also occur for laminates that have low off-axis reinforcement content. Cooper and Turvey [3] observed that failure could pass from shear to cleavage and then to bearing by increasing the end distance. The cleavage failure can be initiated at the non-loaded end of the coupon, rather than at the hole edge, since the laminate experiences some kind of three point bending above the bolt [1,6]. Bearing failure is the preferred failure mode since the joint can sustain significant post-failure

loads beyond the ultimate load. The other failure modes are usually catastrophic. Bearing failure occurs for combinations of near quasi-isotropic lay-ups, large widths and large end distances. The development of bearing failure assures the highest strength for a single-bolt joint. Yet, high-strength joints with multiple bolt rows are often critical in tension due to high by-pass loads in the innermost bolt row [6]. In the following, only single-bolt double lap joints are under investigation. Care must be exercised when results are generalised or compared. Transitions between the failure modes depend not only on the geometry but also on the lay-up [7] and on the torque level [3]. Also, strength increases with increasing bolt torque, but only markedly if the failure is by bearing [3,6].

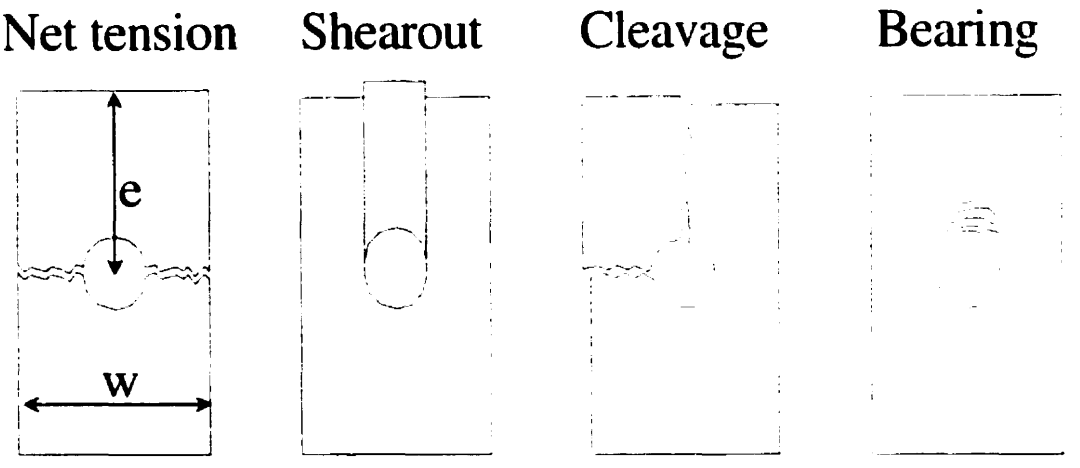


Figure 5.1: Failure modes of single-bolt joints.

The failure mechanisms underlying the macroscopic failure modes were studied by Wang et al [8] and by Camanho et al [9] for CFRP. Bearing failure consists of accumulated compressive damage, which involves fibre microbuckling, minor delaminations, fibre-matrix shearing and matrix cracking. This compressive damage forms shear cracks that are not catastrophic as long as the washer confines the damage. Multiple shear cracks develop in a step by step process. However, there is a loss of

laminate integrity after the first shear cracks have grown through the laminate thickness. This leads to a small load drop and a reduced stiffness but also to an increased pressure between the washer and the laminate. Hence, the load transferred by friction is increased. The ultimate load is reached when the last set of shear cracks reach the outer washer edge. For the tension failures, delaminations and matrix cracking occur in the tension plane before the ultimate load is reached, resulting in small non-linearity and some stress-concentration relief. When the failure is by shearout, the damage in the bearing plane is intensified towards the shearout planes. Only little fibre microbuckling takes place and no non-linearity is observed before shearout failures. General behaviour is much alike for carbon fibre reinforced epoxy (CFRP) and glass fibre reinforced epoxy composites (GFRP). However, high strains supported by the glass fibres lead to more interactions between failure modes and an increased number of delaminations for GFRP [7]. For glass fibre reinforced polyester (GRP), delaminations are likely to play an even more important role since the interlaminar shear strength reduces noticeably when using a polyester resin instead of an epoxy [10]. Abd-El-Naby and Hollaway [2] compared the bolted behaviour of two pultruded GRP sheets. The 0° roving were placed at the core of the sheet and the chopped strand mat (CSM) at the outside. The proportions of 0° roving and CSM differed for the two sheets. For small end distance values, both failed by shearout. For higher end distances, the behaviour became very different. The laminate with superior CSM content developed a delamination between the inner 0° roving and the outer CSM reinforcements. The CSM reinforcement was crushed while the 0° roving were pushed out of the plate. Ductile bearing failure could develop for very high end distances. The laminate with more 0° roving always initiated failure by shearout, irrespective of the end distance. This laminate could not develop bearing failure but for very high end distances, ductile shearout failures could develop. Quinn and Matthews [11] also observed the possibility of ductile shearout failures. Load displacement characteristics of bolted joints in GRP often show a knee point from which the behaviour

becomes non-linear. Since this non-linearity coincides with the first clearly observable damage, it has been defined as the damage load [3].

The objective of this paper is to explain the relationship between the bolt bearing response and the reinforcement architecture for typical GRP laminates. We will show that important features of the bearing response such as damage load, ultimate load, failure mode and post-failure behaviour can be related to relative proportions of CSM, 0° roving and 90° roving used in the laminate's lay-up and to the sequence in which these reinforcements are laid up.

5.3 Experimental procedures

5.3.1 Materials

The materials under investigation were compression moulded from combinations of three glass-fibre reinforced polyester prepregs. Prepreg "A" contained unidirectional continuous roving and chopped strand mat (0°/CSM). The prepreg "B" consisted of 0° roving, 90° roving and CSM (0°/90°/CSM). Prepreg "C" contained only CSM (CSM). When moulded, these reinforcements had approximate thicknesses of respectively 0.62 mm, 0.78 mm and 1.24 mm. From these three elementary prepregs, six laminates were moulded according to the lay-up sequences shown in Table 5.1. Table 5.1 also shows the content of 0° roving, 90° roving and CSM as compared to the total reinforcement content. The fibre volume was approximately 40 % for all the laminates and nominal laminate thickness "h" was 6.2 mm. To prevent premature buckling, plies with 0° roving were avoided at the laminate surface. The mechanical properties reported in Table 5.1 were obtained from ASTM D3039 tensile tests. The longitudinal tensile strength "σ_x^u"

and modulus "E_x" increase with the 0° roving content. The transverse strength depends on both the 90° roving and the CSM reinforcement content.

Table 5.1: Laminate lay-up, relative reinforcement content and mechanical properties

Laminate name and lay-up	Reinforcement			Mechanical properties		
	0° (%)	90° (%)	CSM (%)	σ_x^u (MPa)	E_x (GPa)	σ_y^u (Mpa)
A $[(CSM/0°)/(0°/CSM)_4]_s$	63	0	37	510	26.9	70
B $[(CSM/90°/0°)/(0°/90°/CSM)_3]_s$	34	34	32	341	21.1	(341)
C $[(CSM)_5]$	0	0	100	210	15.9	(210)
D $[(CSM/0°)/(0°/CSM)_2/CSM]_s$	38	0	62	398	23.2	140
E $[(CSM/90°/0°)/(0°/CSM)_2/CSM]_s$	33	9	58	349	21.3	187
F $[(CSM/90°/0°)/(0°/CSM)_4]_s$	56	9	35	441	-	-

5.3.2 Test method

A testing fixture was designed to evaluate the bolted joint strength according to the specifications given by the ASTM D5961 standard test method for bearing response of polymer matrix composite laminates [12]. Since a more versatile use was desired, the design was not fully equivalent to the ASTM testing fixture. A drawing of the fixture used is shown in Figure 5.2. The fixture was mounted on a MTS 810 servo-hydraulic testing machine and data were recorded every 0.2 s by the MTS Teststar II software. Grip displacement speed was 1 mm/min. Two LVDTs, mounted on the fixture plates, monitored the displacement of the coupon at a distance "L" below the bolt centre. The bolt diameter was selected in function of the hole diameter over laminate thickness ratio "D/h". For a small ratio, the bolt bending is important and for a large ratio, instability

effects reduce the bearing strength [7]. As a compromise, a hole diameter of 9.53 mm (D/h= 1.54) was chosen. The bolt diameter was 9.23 mm. Steel washers with a 22.6 mm outside diameter, 9.7 mm inside diameter and a 2.5 mm thickness were placed between the fixture plates and the coupon. The bolt was tightened at 3 Nm.

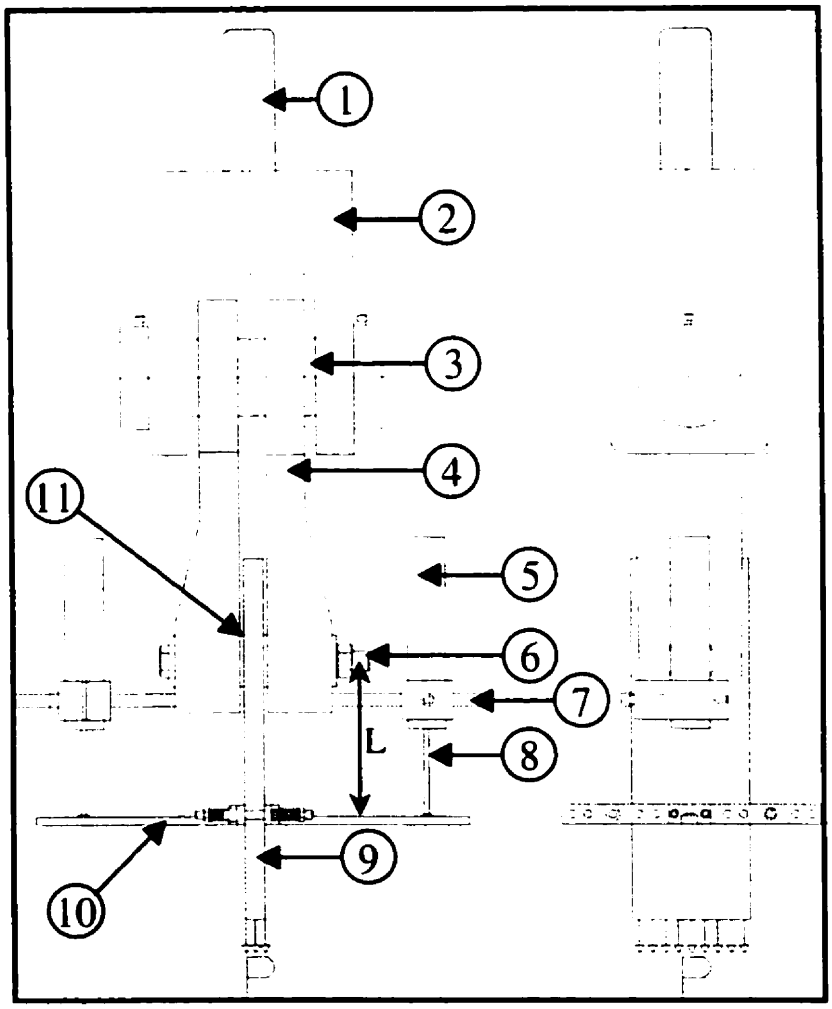


Figure 5.2: Experimental set-up of the single-bolt double lap bolted joint test. 1:connection to load cell, 2: fixture clevis, 3: fixture pin, 4: fixture plate, 5: LVDT casing, 6: bolt, 7: LVDT pin, 8: LVDT displacement rod, 9: test coupon, 10: coupon clamp for LVDT reference, 11: washer.

Three coupon geometries were tested:

- Standard coupon: w/D=6 e/D=3
- Long coupon: w/D=6 e/D=6
- Small coupon: w/D=2 e/D=3

The first geometry is the standard coupon geometry of the ASTM standard with a pitch distance ratio "w/D" of 6 and an end distance ratio "e/D" of 3. The second geometry is a long coupon with the same width (w/D=6) as the standard but with a longer end distance (e/D=6). This geometry was selected because, with highly orthotropic laminates, bearing failures will not occur at a small end distance like e/D=3. Finally, coupons with a width of two times the hole diameter (w/D=2) were also tested. This geometry favours tension failures. Investigating the resistance to tension failures is important since joints with multiple bolt rows are often tension failure critical, due to by-pass loads [6]. At least three coupons were tested for each laminate and geometry in the longitudinal direction. Standard coupons of laminates A, D and E were also tested at least three times in the transverse direction. These test coupons were referred to as AT, DT and ET. As for the tensile tests, laminates B and C were not tested in the transverse direction. Laminate C should be equally resistant in both the longitudinal and transverse direction. For laminate B, small differences may exist between the bearing behaviour in the longitudinal and transverse direction due to the difference in stacking sequence. For laminate F, not enough material was on hand for the transverse tests. Finally, it should be mentioned that in order to examine the damage initiation and propagation mechanisms, a number of tests were stopped at intermediate load levels. These partial tests were particularly carried out for the standard geometry in the longitudinal direction.

5.3.3 Data presentation method

As suggested by the ASTM standard, the data is presented in bearing stress-bearing strain format. The bearing stress "σ_{br}" is defined by equation 5.1 as the applied load "P" divided by the hole diameter "D" and the thickness of the laminate "h". The bearing strain "ε_{br}" is defined by equation 5.2 as the coupon bearing deformation over hole diameter ratio. To calculate the bearing deformation of the coupon ($\delta_{coupon,bearing}$), the bolt and fixture deformation that is included in the recorded LVDT displacements is subtracted from the average LVDT displacement. Also, the deformation of an unnotched coupon of length "L" – the distance between the bolt centre and the LVDT displacement clamp (Figure 5.2) – is subtracted from the recorded average LVDT displacement.

$$\sigma_{br} = \frac{P}{D \cdot h} \tag{5.1}$$

$$\varepsilon_{br} = \frac{\delta_{coupon,bearing}}{D} = \frac{1}{D}\left\{\left(\frac{\delta_{LVDT1} + \delta_{LVDT2}}{2}\right) - P \cdot C_{bolt-fixture} - \left(\frac{P}{w \cdot h}\right) \cdot \frac{L}{E_c}\right\} \tag{5.2}$$

The development of equation 5.2 is discussed in a complementary paper [13] where also the bolt-fixture flexibility of the experimental set-up is calculated: $C_{bolt\text{-}fixture}$ = 1.9 10^{-6} mm/N.

The damage growth will be studied first for the standard coupon geometry. The behaviour of each laminate is discussed separately in terms of damage growth, strength, failure mode and post-failure behaviour. Then the effects of doubling the end distance are presented by examination of damage growth in the long coupons. Finally, the influence of width is briefly discussed at the hand of the small geometry. Joint stiffness aspects are reported elsewhere [16].

5.4 Standard coupon: relationship between reinforcement architecture, bearing response and macroscopic damage

5.4.1 Longitudinal tests

The typical bearing responses of the six laminates investigated are shown in Figure 5.3 and 4 in the form of bearing stress-bearing strain (σ_{br} - ε_{br}) diagrams. Actually, these diagrams are plotted from the recorded load-displacement data. The load-displacement response of bolted joints inevitably shows some evidence of slip since at start there is some clearance in the assembly. Consequently, before constructing the curves in Figure 5.3 and 5.4, the obtained load-displacement curves were offset to eliminate the displacements caused by this clearance.

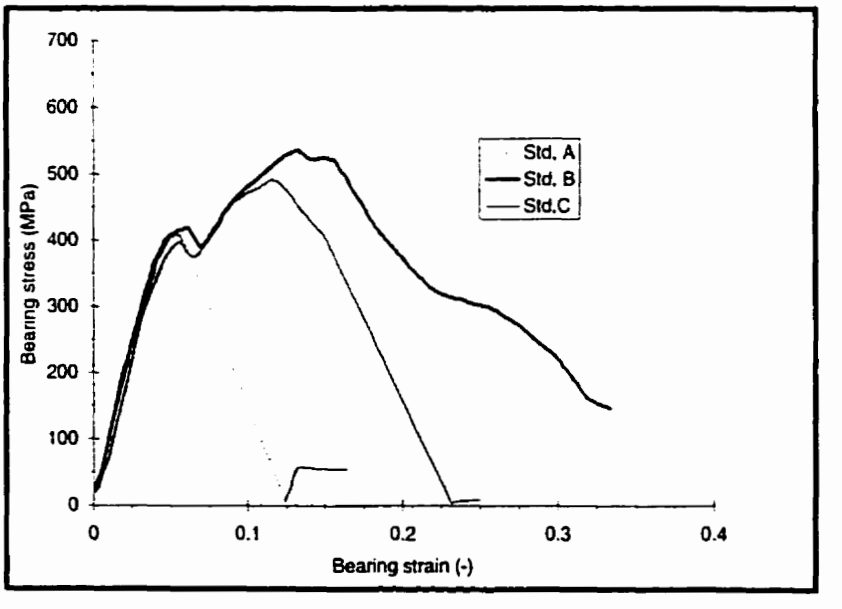


Figure 5.3: Bearing response of laminates A, B and C: standard geometry longitudinal direction tests.

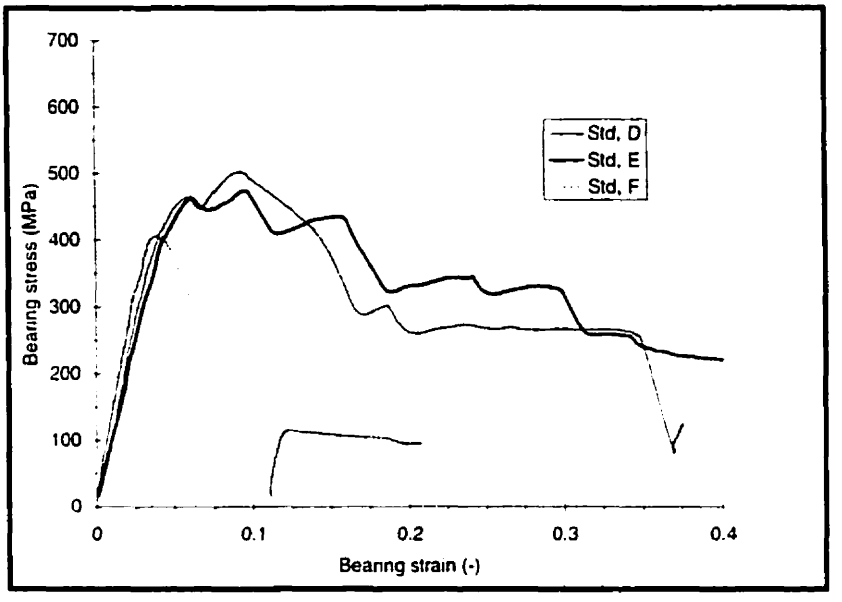


Figure 5.4: Bearing response of laminates D, E and F: standard geometry longitudinal direction tests.

From Figure 5.3 and 5.4, it can be seen that the bearing stress-strain diagrams for the six laminates investigated are reasonably linear up to a first peak bearing stress (FPS), at about 400 MPa, followed by a stress drop corresponding to the first observable macroscopic damage. Depending on the tested laminate, this stress drop was more or less catastrophic. In the following, this bearing response will be discussed in conjunction with the observed damage for all the laminates. To take photos at different damage stages for a given laminate, the tests were interrupted at the desired load level and damage state. This procedure is inevitable since the fixture and the washers hide the damage during the test. Therefore, for a given laminate, each photo corresponds to one test, the test being stopped at a meaningful damage state.

Laminate A : This laminate is constructed from (CSM/0^0) clothes containing chopped strand mat (CSM) that is knitted to 0^0 roving. Laminate A was moulded according to the laminating sequence $[(CSM/0)/(0/CSM)_4]_s$. The 0^0 roving constitute 63% by weight of the reinforcement and the CSM constitutes the remaining part. The corresponding bearing stress-strain diagram in Figure 5.3 shows a sudden drop of the stress beyond the FPS point, leading to the final fracture. This response is characteristic of a catastrophic failure. The corresponding macroscopic damage is shown in Figure 5.5. The observed failure can be categorised as a shearout failure according to the definitions in Figure 5.1.

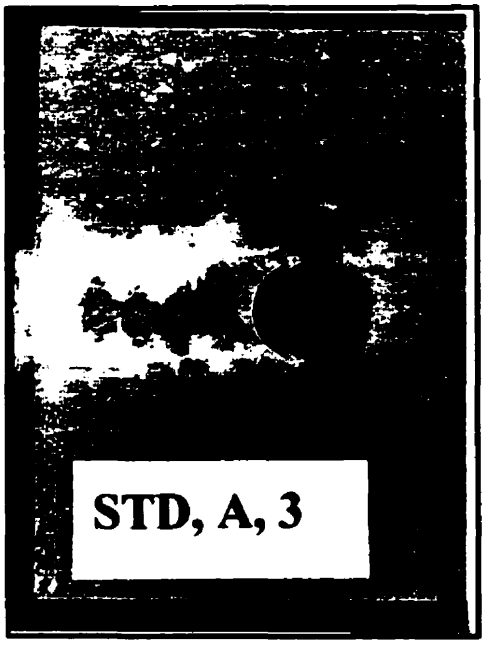


Figure 5.5: Failure of laminate A, standard coupon.

Laminate B: This laminate is constructed from (CSM/90°/0^0) clothes with the CSM, 90° roving and 0^0 roving knitted together. Laminate B was moulded according to the laminating sequence $[(CSM/90/0)/(0/90/CSM)_3]_s$. This laminate contains the same weight ratios of 0° roving, 90° roving and CSM reinforcement. The corresponding bearing stress-strain curve in Figure 5.3 shows a small drop of the stress beyond the FPS point. The stress drop beyond the FPS is followed by a further stress build-up. This response is characteristic for a progressive failure. The corresponding macroscopic damage is shown in Figure 5.6a to 5.6d. It should be noted that each image of Figure 5.6a, b, c and d corresponds to a different specimen, as mentioned previously. The state of damage that corresponds to the small stress drop following the FPS is shown in Figure 5.6a. According to the definitions of Figure 5.1, the observed failure of laminate B starts as a bearing failure. During the stress build-up between the FPS and the second peak stress (SPS), the damage propagates in a progressive manner. At the second peak stress, the damage has reached beyond the washer edge and the stress starts declining continuously. The damage evolution from just beyond the second peak stress up to total failure is shown by Figure 5.6b to d. The damage progresses until the edge of the specimen and final failure is by shearout. However, the post failure responses of laminates A and B (Figure 5.3) are not alike. More energy appears to be required to propagate the shear cracks through the 90° roving, present in laminate B.

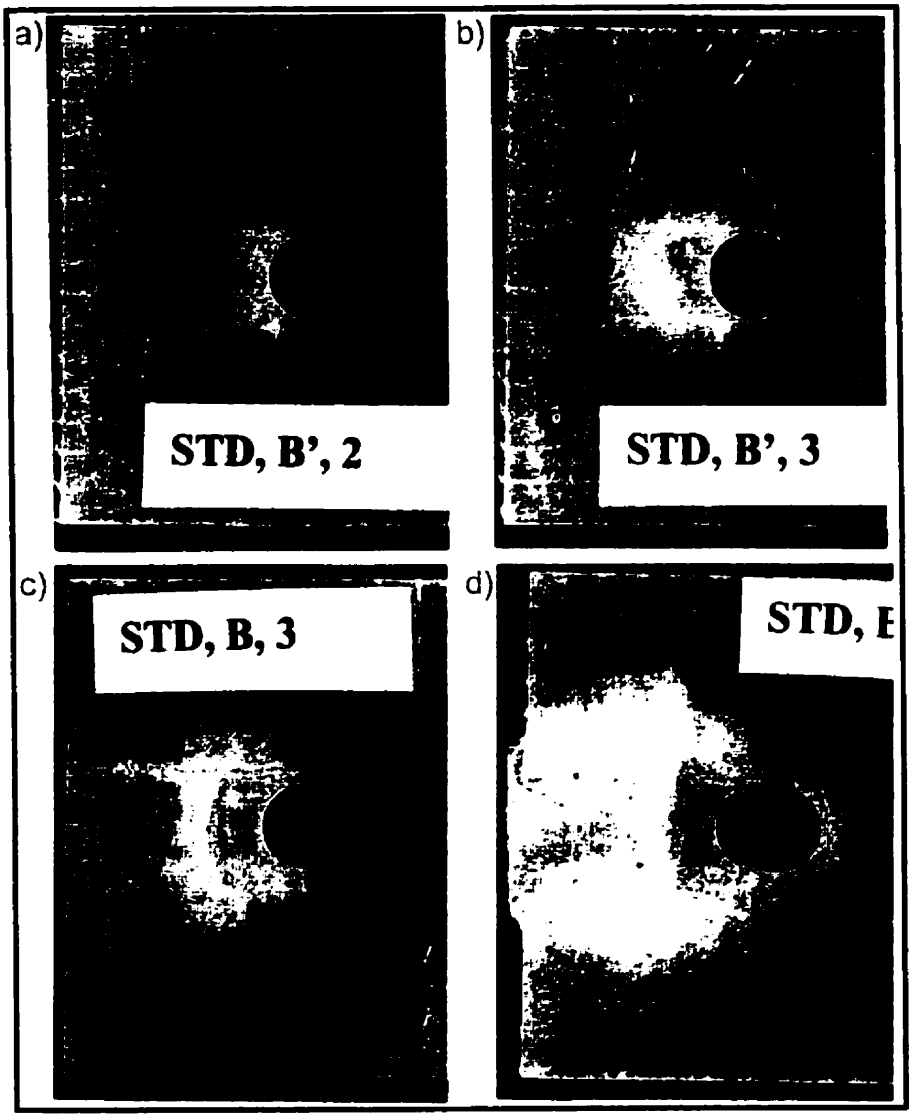


Figure 5.6: Failure of laminate B, standard coupon; a) just after first peak stress (j.a. FPS); b) j.a. second peak stress (j.a. SPS); c) damage propagation; d) final failure.

Laminate C: This laminate contains exclusively chopped strand mat (CSM). As for laminate B, the bearing response shows a small drop at the FPS point followed by a stress build-up to a second peak stress from which the stress drops rapidly. This response could be called a moderate progressive failure when compared with that of laminate B.

Figure 5.7a and b show the damage states that correspond to respectively the FPS and the second peak load. As for laminate B, bearing damage is observed in front of the bolt. The rapid stress drop beyond the second peak stress, is caused by a tension failure that spreads across the entire specimen width. This tensile damage leads to the final fracture shown in Figure 5.7c.

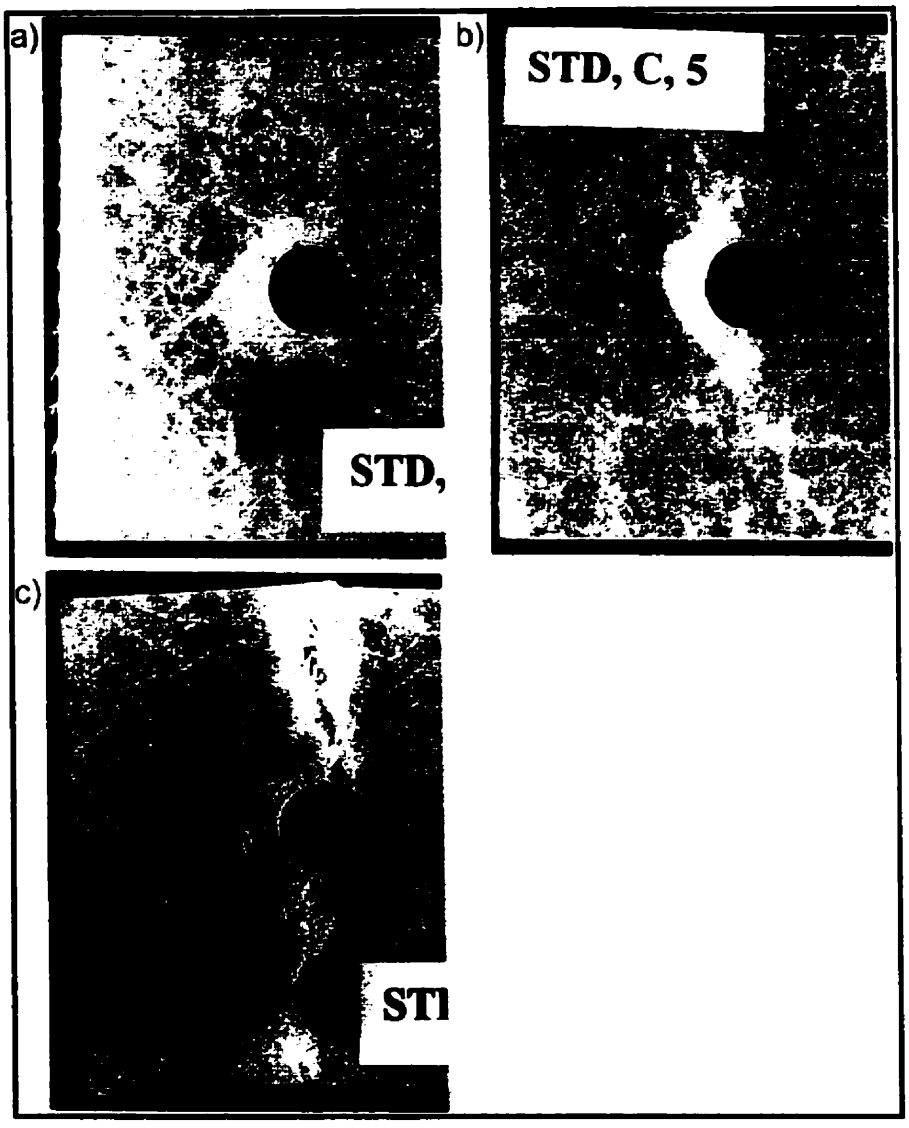


Figure 5.7: Failure of laminate C, standard coupon; a) j.a. FPS; b) at SPS; c) final failure.

Laminate D: This laminate is a combination of laminates A and C and the resulting lamination sequence is $[(CSM/0)/(0/CSM)_2/CSM]_s$. In Laminate D, the 0^0 roving constitute 38% of the reinforcement weight and the CSM constitute the remaining part. It should be noted that, for laminates A and D, the ratios of the 0^0 roving and CSM reinforcements are just about inverted. Hence the higher tensile strength of laminate A (Table 5.1). However, in terms of bearing strength, laminate D is significantly more resistant than laminate A as it can be seen from Figure 5.3 and 5.4. The FPS of laminate D is also higher than the FPS of laminate A. The FPS is followed by a small stress drop and then a stress build-up leading to a second peak stress. The typical damage corresponding to the FPS is shown in Figure 5.8a. There are some indications towards a bearing fracture as well as some indications towards a shearout failure. The subsequent damage states (Figure 5.8b to 8d) show that the final fracture can be categorised as a shearout failure. Yet, this shearout fracture is not as straightforward as for laminate A. The front view of the failed coupon confirms this (Figure 5.8d). The outer plies contain a high proportion of 0° roving and at the second peak stress they delaminate from the CSM core. This delamination is however restricted to the area between the shearout planes. It is not visible under the washers either. Consequently, the substitution of some central (0°/CSM) plies by an equivalent weight of CSM plies has altered the shearout failure observed in laminate A to an interlaminar/intralaminar shearout failure. The two sides shear out consecutively. Hence, the bearing response shows a kink at 400 MPa during the stress drop from 500 to 300 MPa. Figure 5.8b and 5.8c show both sides of the same coupon at the intermediate state: one side of the coupon has not yet sheared out while the other side has. For some coupons, a stress drop in two stages was observed instead of the kink. The outer plies cannot carry any further load once they shear out and delaminate from the core. Conversely, the central CSM plies outside the washer area have not yet failed. They are responsible for the energy consuming process that maintains the stress at 300 MPa. These central CSM plies occupy half the thickness of the laminate and they

cannot fail in tension since they remain constrained by the 0° roving at the sides. Instead these central CSM plies fail gradually by bearing. The load passes from the bolt to the CSM core outside the washer via the constrained but sheared out material under the washer.

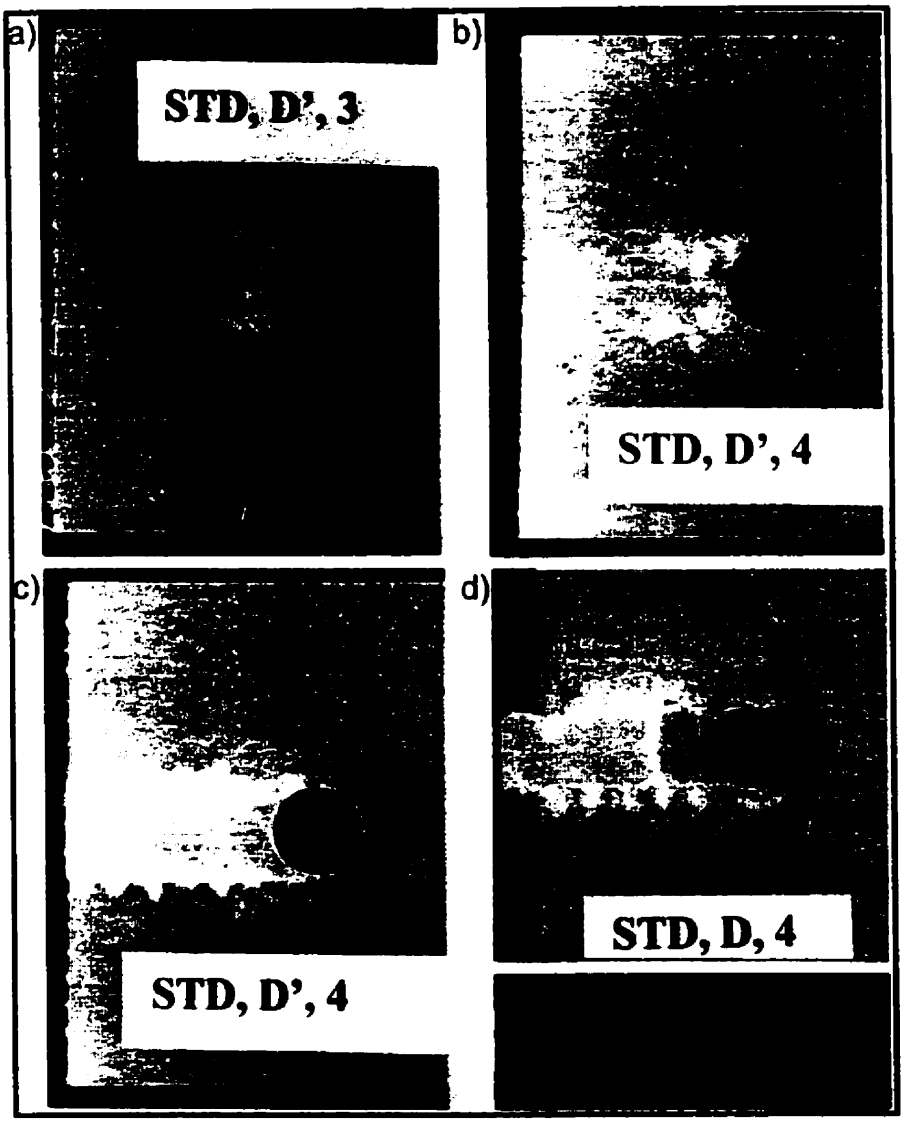


Figure 5.8: Failure of laminate D, standard coupon; a) j.a. FPS; b) j.a. SPS, side one; c) j.a. SPS, side two; d) final failure with front view.

Laminate E : This laminate is a small modification of laminate D. Indeed, we simply replaced the first (CSM/0°) cloth in laminate D by a (CSM/90°/0°) cloth. The resulting lamination sequence of this combination is $[(CSM/90/0)/(0/CSM)_2/CSM]_s$. In laminate E, the 0^0 roving constitute 33% weight of the reinforcement, the 90^0 roving constitute 9% of the reinforcement and the CSM constitute the remaining part, i.e 58%. As it can be seen from the bearing stress-strain diagram, laminate E behaves similarly to laminate D up to the FPS, which is followed by a slight stress drop. The damage corresponding to this point is illustrated by Figure 5.9a. There are again signs of bearing and shearout damage. The FPS is as high as the FPS of laminate D but the stress build-up between the FPS and the second peak stress is not as high. This is not valid in general: on average the second peak stress was almost equal for both laminates (Table 5.2). The damage beyond the second peak stress corresponds to the damage state shown in Figure 5.9b and c. The damage advancement state is again different for the two sides of the coupon. Taken apart and analysed, Figure 5.9c shows some indications toward a bearing fracture as well as some indications toward a shearout failure. The frontview of the failed specimen (Figure 5.9d) shows that an interlaminar/intralaminar shearout failure has taken place between the more flexible CSM core and the stiffer outer plies. The sheared out plies move forward and outwards, leading to the delamination of the comprised 90° roving from the shearout planes towards the sides. The local whitening outside the washer area results from this delamination. The post-failure behaviour of laminates D and E show strong resemblance although the kink in the failure response of laminate D has become a two-stage drop for laminate E. The failure mechanism is basically the same for laminates D and E. At the second peak stress, the stiff outer plies shear out and delaminate, one side at a time. Then the central CSM plies further bear the load, being crushed gradually by the advancing bolt and the material restrained under the washer.

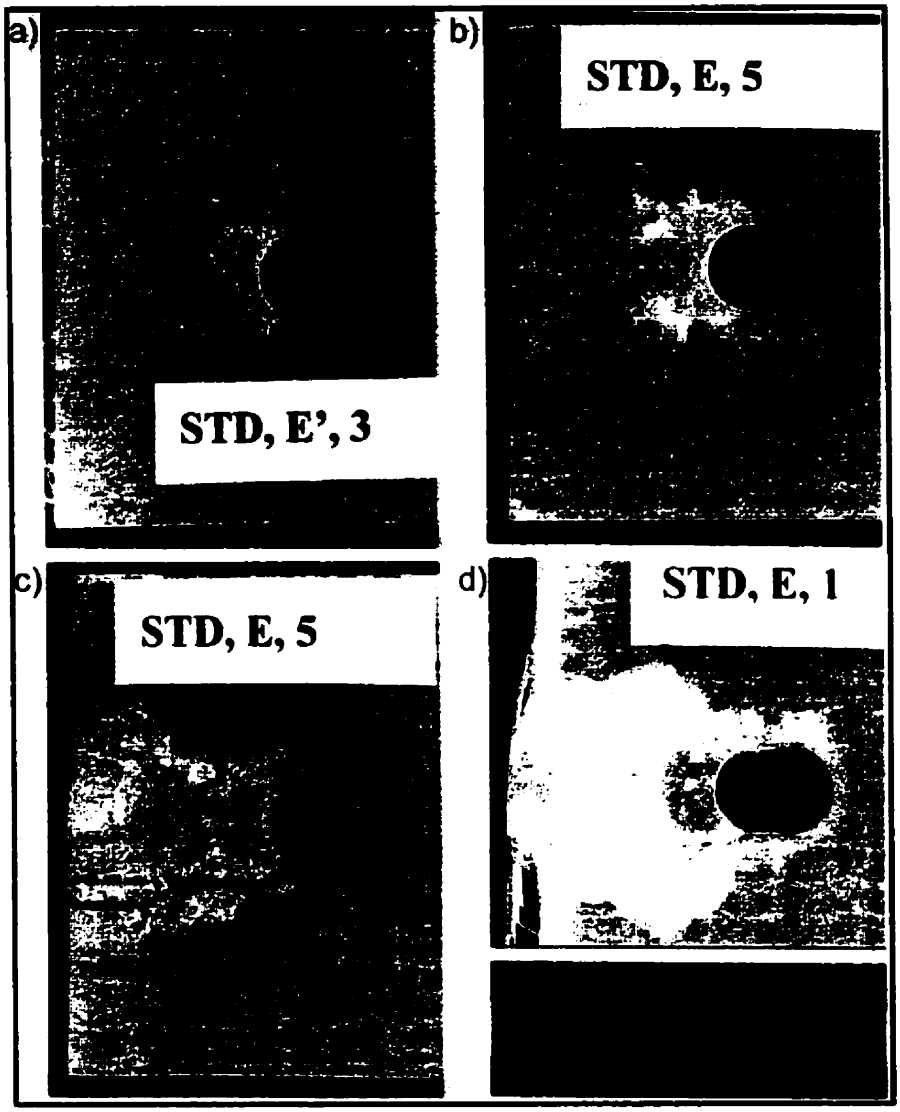


Figure 5.9: Failure of laminate E, standard coupon; a) j.a. FPS; b) j.a. SPS, side one; c) j.a. SPS, side two; d) final failure with front view.

Table 5.2: Ultimate bearing strength and 95% confidence intervals

Laminate	Std. longit. (MPa)	Std. transv. (MPa)	Long longit. (MPa)	Small longit. (MPa)	Small transv. (MPa)
A	414 (400-429)	240 (232-247)	547 (530-564)	362 (347-377)	71 (67-74)
B	525 (509-542)	-	587 (540-634)	273 (252-294)	-
C	504 (431-577)	-	568 (553-583)	169 (160-177)	-
D	501 (421-582)	378 (366-389)	611 (572-650)	307 (292-323)	108 (103-113)
E	510 (469-552)	455 (392-518)	646 (591-701)	265 (257-274)	156 (143-170)
F	428 (373-484)	-	612 (552-672)	362 (355-369)	-

Laminate F : This laminate is a small modification of laminate A. Indeed, we simply replaced the first (CSM/0°) cloth in laminate A by a (CSM/90°/0°) cloth. The resulting lay-up sequence is $[(CSM/90/0)/(0/CSM)_4]_s$. In laminate F, the 0^0 roving constitute 56% of the reinforcement weight, the 90^0 roving constitute 9% of the reinforcement and the CSM constitutes the remaining part, i.e 35%. Unfortunately, the amount of 90^0 roving was too small to provide any improvement in comparison with laminate A. The bearing stress-strain response of laminate F (Figure 5.4) is very similar to that of laminate A (Figure 5.3). Between the shearout planes, the 0° roving plies and the CSM plies in between them were sheared out and only the surface layers, CSM and 90° roving, stayed in place. Actually, the contribution of the 90^0 roving shows up very late. As it can be seen from the transition from Figure 5.10a to Figure 5.10b, the 90° roving eventually delaminate from the underlying plies. This delamination creates the local whitening in Figure 5.10b and causes the small stress build-up in the end of the bearing stress-strain curve.

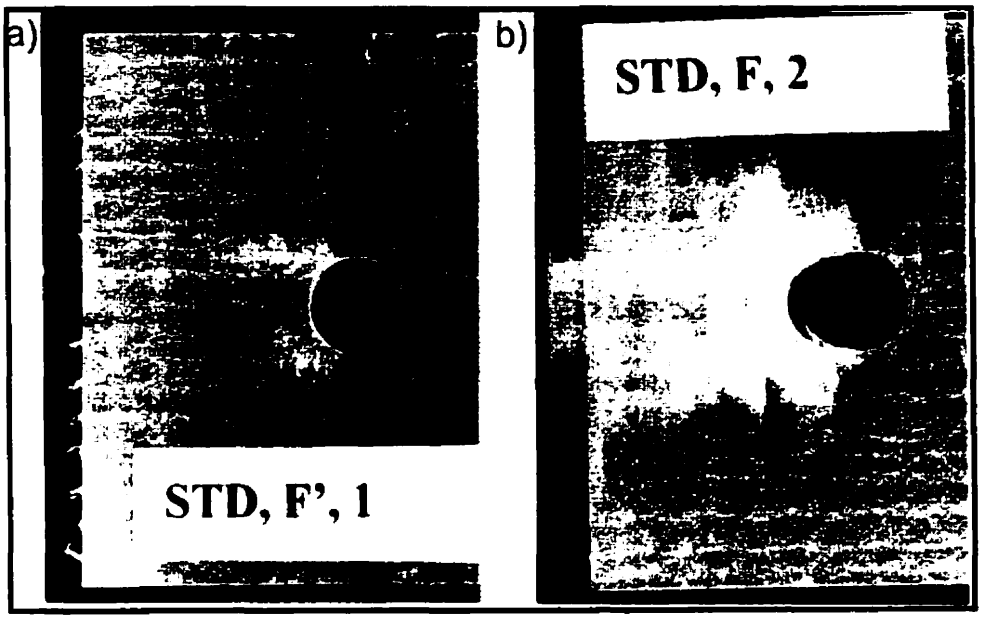


Figure 5.10: Failure of laminate F, standard coupon; a) j.a. failure; b) propagated failure.

5.4.2 Transverse tests

Laminates A and D: Transverse standard geometry coupons were cut from laminates A, D and E. Their bearing stress-strain diagrams are labelled AT, DT and ET in Figure 5.11. Figure 5.12a shows a clear tensile failure for laminate A. The sudden stress drop in Figure 5.11 results from this tensile failure. Laminate D has the same constituents as laminate A but a greater fraction of CSM. This increase in off-axis reinforcement raises the peak stress significantly. The failure pattern remains similar to that of laminate A. A clear tensile failure is observed in Figure 5.12b, accompanied by a small amount of local whitening ahead of the bolt, which is indicative of some compressive damage.

Laminate E: Laminate E resembles laminate D but has 9 % roving in the transverse direction, which improves the transverse tensile strength (Table 5.1). Contrary to laminates A and D, the present bearing stress-strain curve shows a first and second peak stress. A small stress drop is observed at the FPS and then there is a further stress build-up to the second peak stress. The damage present at the second peak stress is shown at Figure 5.12c. The progressive damage that developed between the first and second peak load can be characterised as bearing and shearout damage. However, the final failure is in a tensile mode (Figure 5.12d). The extensive whitening associated with this tensile failure is a delamination between the outermost roving ply and the laminate core. The outermost roving are 0° roving in the transverse sense. Accordingly, only the transversely weaker interior of the laminate failed by tension.

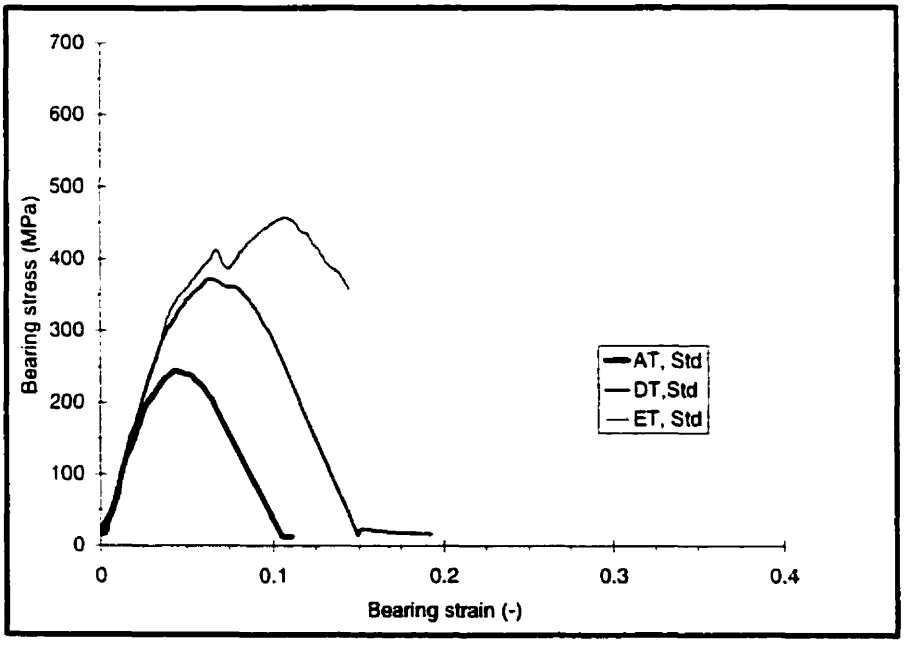


Figure 5.11: Bearing response of laminates A, D and E: standard geometry transverse direction tests.

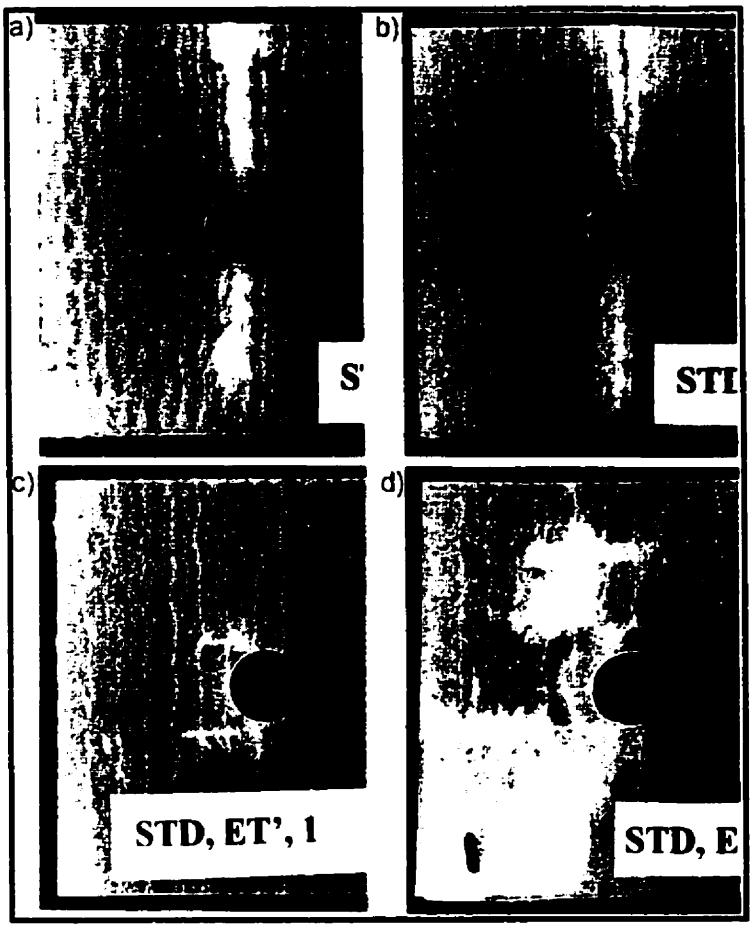


Figure 5.12: Failure of laminates A, D and E, standard geometry transverse direction tests; a) AT; b) DT; c) ET at SPS; d) ET, final failure.

5.5 Influence of end distance on the relationship between reinforcement architecture, bearing response and macroscopic damage

Laminates A and F: The preceding description has illustrated how small changes in the reinforcement affect the bearing response and the damage mechanisms. In this section, the same laminates are tested in the same conditions using specimens with an end distance ratio e/D=6 instead of e/D=3. The typical bearing stress-bearing strain (σ_{br} - ε_{br}) responses of the six laminates investigated are shown in Figure 5.13 and 5.14. When these bearing responses are compared to those of Figure 5.3 and 5.4, the readily apparent feature is that laminates A and F, which for the standard geometry failed right after the FPS, now display a stress build-up and a second peak. For laminate A, the second peak is about as high as for the other laminates but it is still followed by a sharp stress decrease, denoting a fast crack propagation. Actually, Figure 5.15a shows that the corresponding failure mode is a cleavage failure. The material whitening above the hole is an indication of the damage created during the stress build-up between the FPS and the second peak stress. The cleavage failure is in fact a one-sided shear crack. The higher end distance delays the crack formation but is not sufficient to eliminate the catastrophic propagation of the shear damage. Compared to laminate A, the final failure of laminate F is incontestably delayed by the presence of the small quantity of 90^0 roving. The failure pattern remains catastrophic but becomes quite complex. During the test, propagating shear cracks were observed in front of the washer at about 500 MPa. Then, at 600 MPa, a local buckling was observed at the washer edge, which coincides with the temporary load reduction visible in Figure 5.14. Failure was not complete at this point since the buckled plies were then supported by the washer edge and were prevented from buckling

further outwards by the fixture plates. Nevertheless, failure followed shortly after this event by a further propagation of the shear damage along the shear planes. The contribution of the 90^0 roving is well discernible in Figure 5.15b by the extensive material whitening. This whitening is indicative of the delamination between the 90° roving and the laminate core. The delamination occurs since the laminate core shears out between the shearout planes while the 90° roving ply resists this shearout.

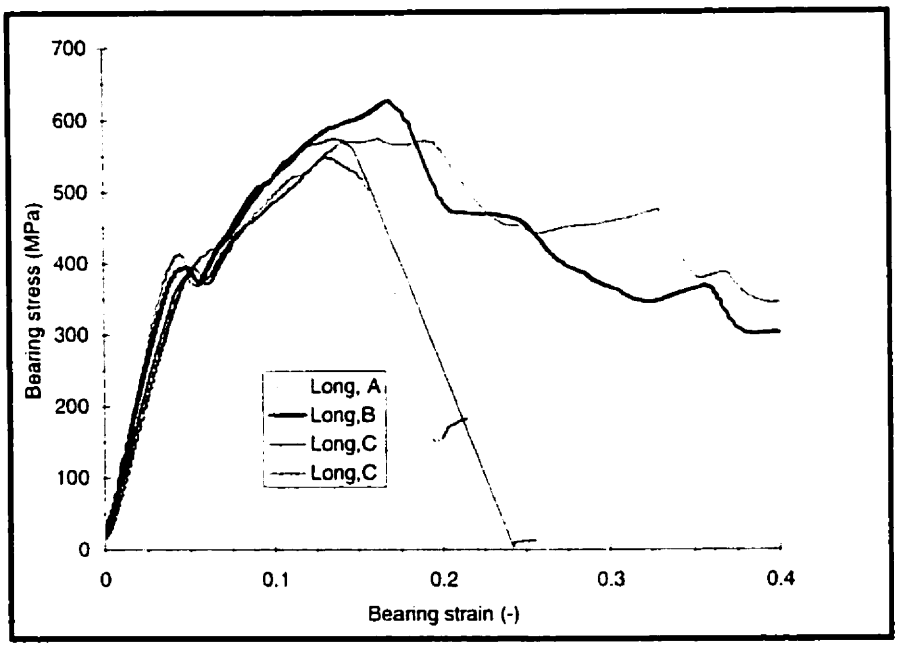


Figure 5.13: Bearing response of laminates A, B and C: long geometry longitudinal direction tests.

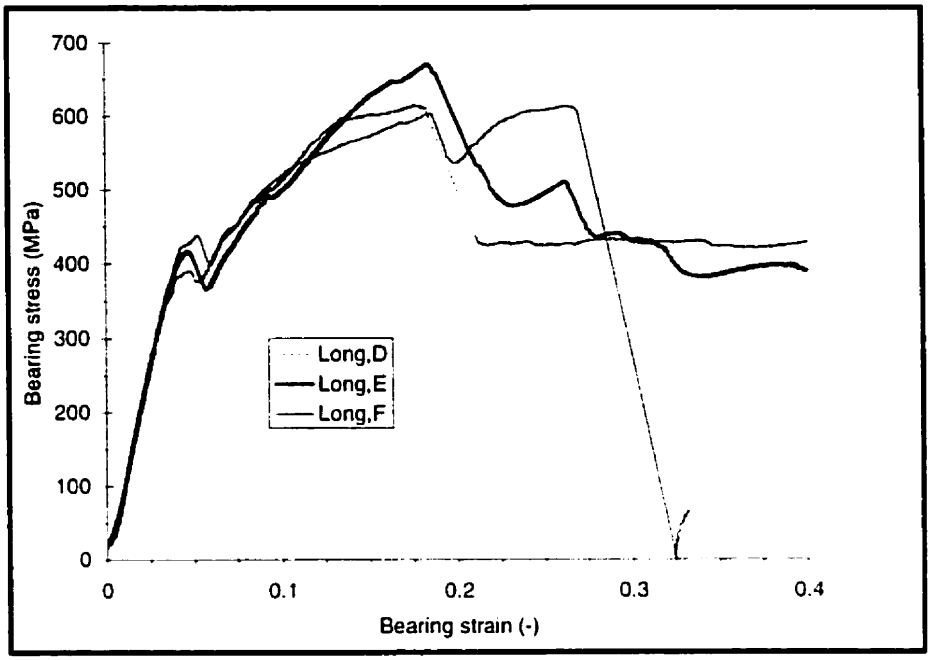


Figure 5.14: Bearing response of laminates D, E and F: long geometry longitudinal direction tests.

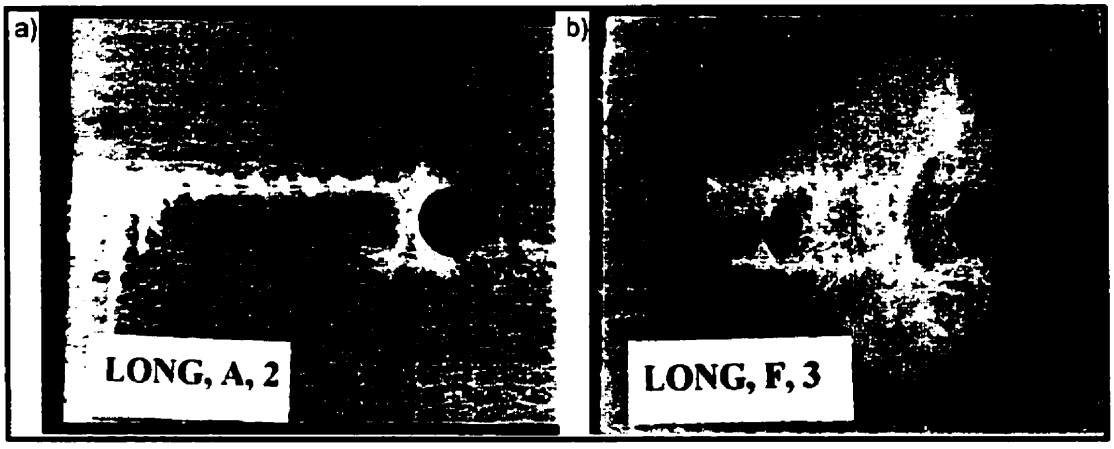


Figure 5.15: Failure of laminates A and F, long coupon; a) A, final failure ; b) F, final failure.

Laminate B: Laminate B already showed clear signs of bearing damage for the standard coupon although final failure was by shearout. Figure 5.16 shows that the bearing failure can fully develop when the end distance is increased. The bearing failure was expected since laminate B has a well balanced lay-up with equal amounts of 0° roving, 90° roving and CSM. The bearing failure results in a high second peak stress. Beyond the second peak stress a gradual decline in the bearing stress is observed, characteristic of the steady damage propagation associated with bearing failures.

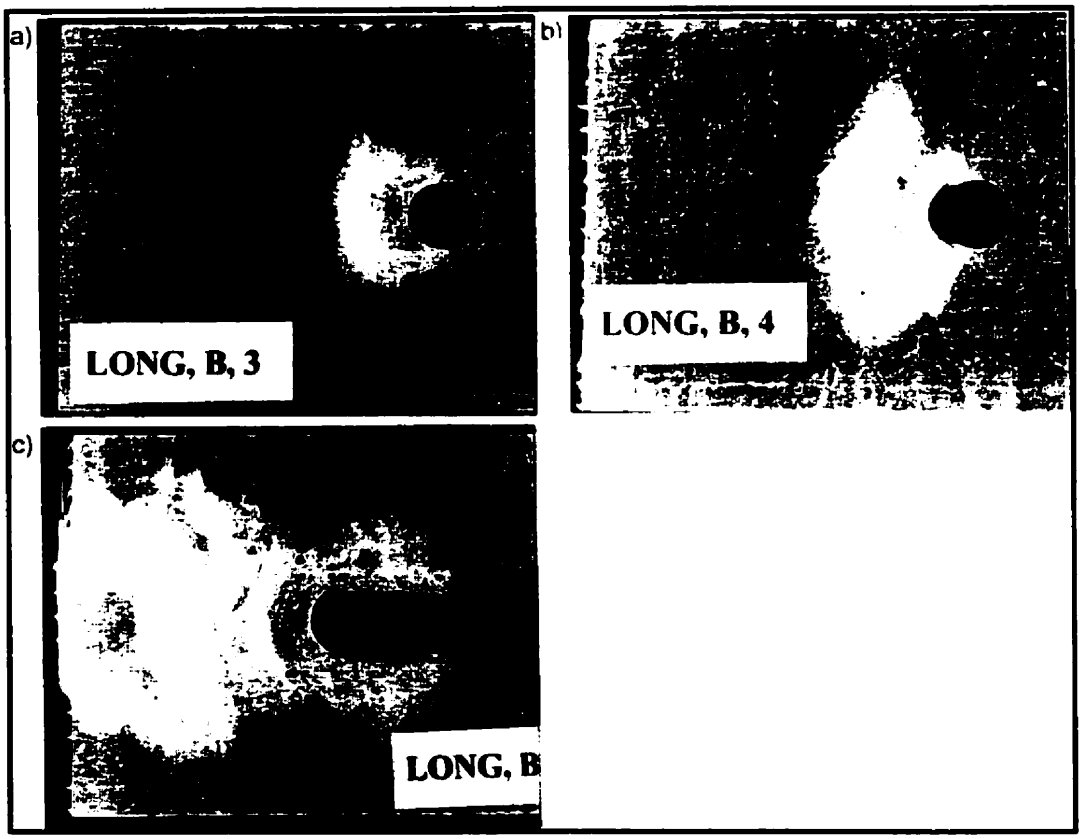


Figure 5.16: Failure of laminate B, long coupon; a) j.a. SPS ; b) damage propagation; c) final failure.

Laminate C: Laminate C shows a particular behaviour in that it can develop any of the two responses displayed in Figure 5.13. For some specimens, laminate C yields nearly the same response as for the standard specimen, in spite of the higher end distance. A tensile failure takes place (Figure 5.17a) and the only difference with the standard geometry coupons is the higher second peak stress. For other specimens the tension failure does not show and instead a bearing failure develops. Both the bearing response and the involved damage (Figure 5.17b) become similar to those for laminate B. The dual behaviour of laminate C that occurs for this long geometry (e/D=6) plausibly indicates that this end distance corresponds to a transition point between the tension and bearing failure modes. Notice that the tensile stress concentration factor decreases when the end distance ratio is increased from e/D=3 to e/D=6 [15].

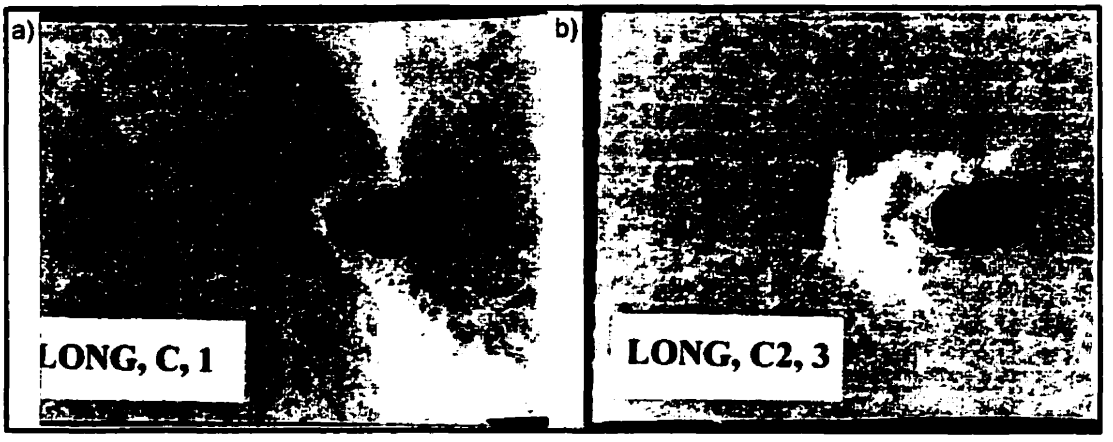


Figure 5.17: Failure of laminate C, long coupon; a) tensile failure; b) bearing failure.

Laminate D: At first sight, the overall behaviour of laminate D has not changed much by the use of an increased e/D ratio. Yet, after the first peak stress, which is at about 400 MPa, the stress climbs further to about 600 MPa. Then the stress declines as a consequence of a restrained shearout failure propagation, shown in Figure 5.18a. As a result of the longer end distance, the stiff outer plies fail just in front of the washer,

rather than delaminating all the way to the edge as was observed for the standard end distance. Hence the restrained shearout failure can transform into a bearing failure with extensive crushing at a steady stress around 400 MPa. The bearing damage is well visible in Figure 5.18b.

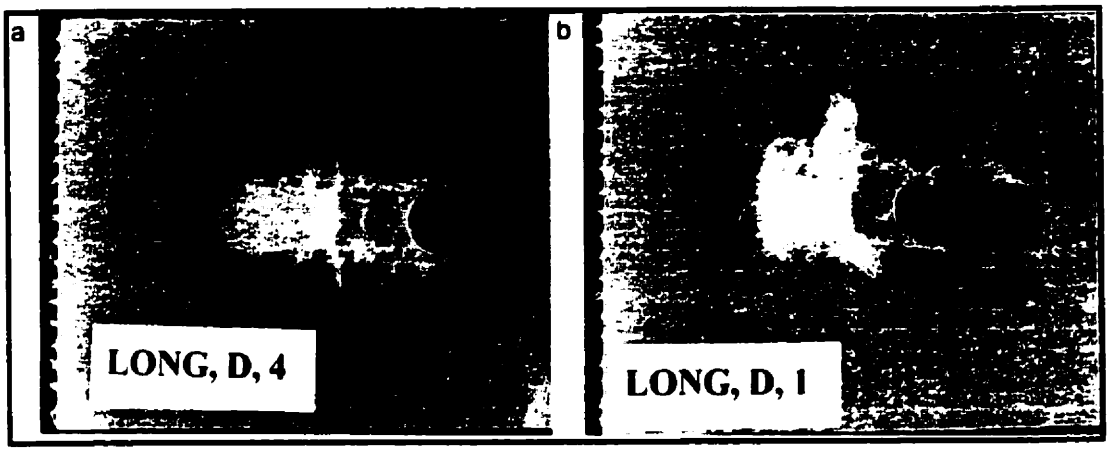


Figure 5.18: Failure of laminate D, long coupon; a) j.a. SPS; b) damage propagation.

Laminate E: For the standard specimen it was noticed that this laminate shows initially some indications toward a bearing fracture as well as some indications toward a shearout failure. The final fracture mode was a shearout with delaminations of the stiff outer plies. With the increased e/D ratio, the fracture is clearly a bearing fracture (Figure 5.19). The bearing response diagram shows that the second peak stress is much higher and that the post-failure behaviour has become very ductile, as for laminates B and D, and sometimes for C. Such behaviour is certainly very interesting for applications where the damage tolerance is an essential requirement as for many construction and transport applications.

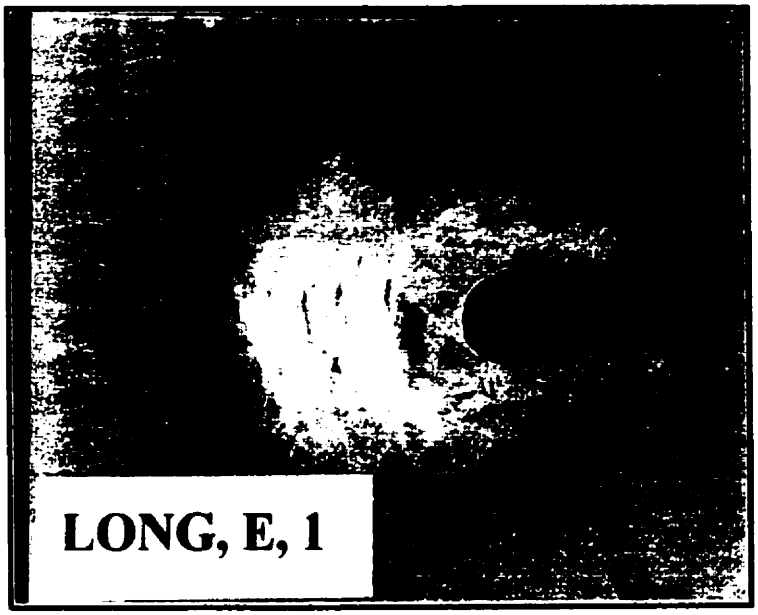


Figure 5.19: Failure of laminate E, long coupon: damage propagation.

5.6 Influence of width on the relationship between reinforcement architecture, bearing response and macroscopic damage

The small coupon has a pitch distance ratio w/D=2 against w/D=6 for the standard and the long coupons. Actually, the bearing stress-strain response for small bearing test coupons is more easily related to the tensile behaviour of the laminates than to the bearing response of the wider bearing coupons. Figure 5.20 shows the bearing response for all coupons. The ranking in bearing strength is the same as for the tensile strength. In fact, except for coupon AT, the bearing strength was about three-quarters of the tensile strength for all the laminates. This is an indication that failure always initiated in a tensile mode. Figure 5.21 shows these tensile failures. Although other damage modes are mixed in for some coupons, the tensile failure most likely initiated the failures. The

effect of the width on the bearing strength can readily be observed from Table 5.2. Noteworthy is that laminates A and F, which were the weakest for the standard width bearing tests, have actually not lost much strength by the reduced width and have become the strongest for the small width bearing tests.

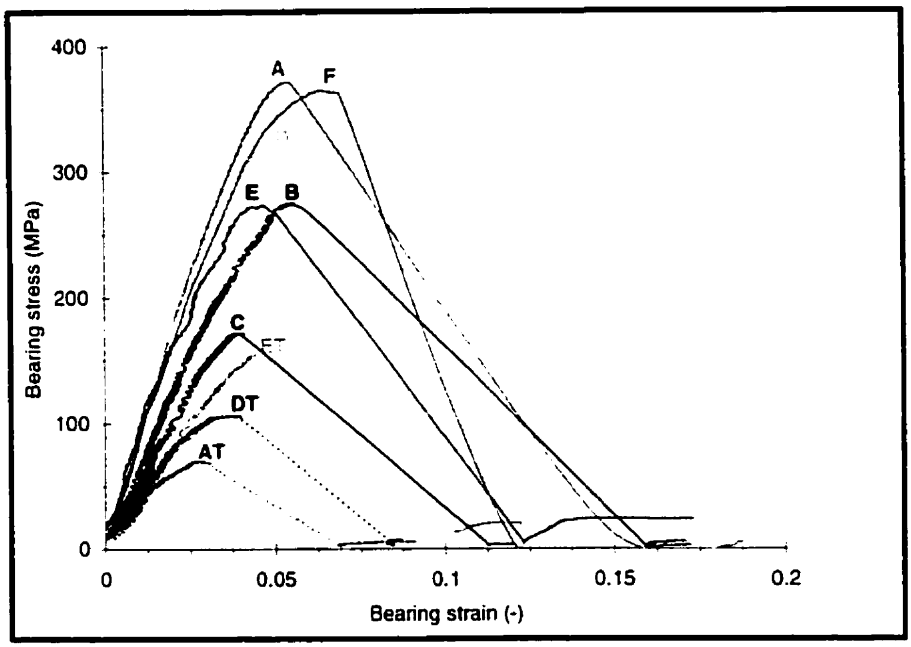


Figure 5.20: Bearing response for the small geometry longitudinal and transverse direction tests.

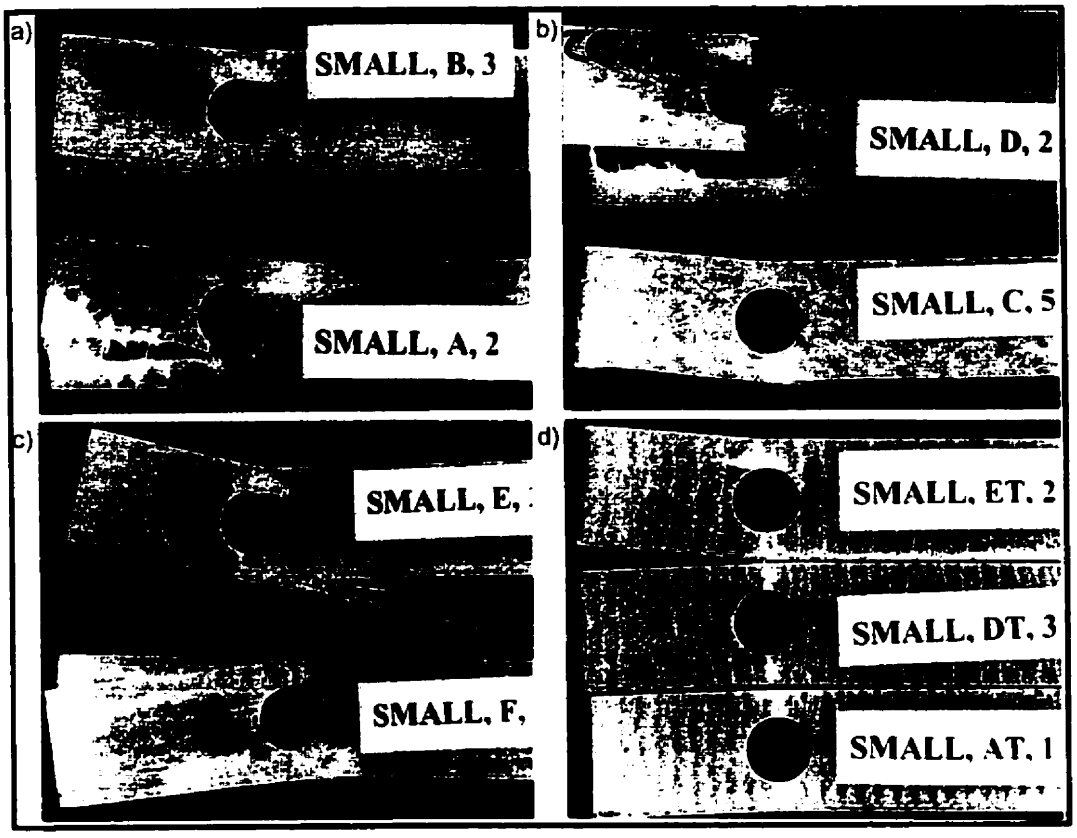


Figure 5.21: Failure of small coupons: a) A and B; b) C and D; c) E and F; d) transverse coupons: AT, DT and ET.

5.7 General discussion

The diversity in laminating sequences led to equally diverse failure patterns. There are however general trends that go beyond this diversity. Perhaps the most salient general feature was that there was a first peak stress at about 400 MPa, irrespective of coupon geometry and reinforcement architecture, for all the coupons that had an ultimate bearing strength greater than 400 MPa. The FPS is related to the first observable damage and was therefore called the damage load by Cooper and Turvey [3]. They also observed that

the damage load was independent of the coupon geometry. Both bearing and shearout were observed at the damage load for the present laminates. What exactly triggers the failure at the damage load is therefore not clear. It is obvious however that the bearing damage is a necessity to surpass the damage load. No coupon surpassed the FPS point without signs of bearing damage under the washer, even if the final failure mode was totally different. Inversely, no coupon that showed macroscopic bearing damage failed at the FPS point. The bearing damage caused an instant load drop and hole elongation. The through the thickness restraint provided by the washers limited the compressive bearing damage. A steady stress build-up was therefore possible, up to the second peak load. For the standard coupon geometry, the bearing damage could only develop when enough off-axis reinforcement was present. For the long geometry this requirement was not as stringent, as proved by the change in behaviour for laminates A and F. What further distinguished the standard and long coupon geometry was that the bearing damage could not reach outside the washer area for the standard coupons. Catastrophic failure modes took over at the second peak load. For the long coupon on the other hand, the bearing failure could also develop outside the washer. This was observed for laminates B, D and E, and sometimes for C. The ultimate load had been surpassed when the compressive damage reached beyond the washer edge, but the load remained sufficiently high to provide a good damage tolerance.

For the small coupon geometry, all the laminates failed in a catastrophic tensile failure mode. The correlation with the tensile strength was therefore strong. On the contrary, for the standard and long geometry, the behaviour was not dominated by one single mechanical property. However, clear links could be made between laminate composition and bearing response. The shearout failures could not be related directly to the shear strength of the laminate. For example, the shear strength of laminate B is lower than the shear strength of laminates A and F, since it has less CSM. However, laminates A and F

failed before laminate B, by shearout. Clearly, it was the easy crack propagation path along the 0° roving that caused the catastrophic shearout failure at the damage load for laminates A and F. It must have been the 90° roving that prevented the early propagation of shear damage along the 0° roving for laminate B. Bearing damage developped at the hole edge and as a result the bearing strength surpassed that of laminates A and F by about 100 MPa. However, the final failure mode was still shearout. Laminates D and E had sufficient CSM to give them both high shear strength and good damage tolerance. As for laminate B, bearing damage developed at the damage load. At the second peak load, an interlaminar/intralaminar shearout failure took over. The interlaminar failure took place because of ply blocking in these laminates: the 0° roving were placed closer to the laminate surface and the majority of the CSM reinforcement was kept around the midsection. Clearly, ply blocking should be avoided if at all possible. Remarkable is that the bearing strength was almost equal for laminates B, C, D and E, although their reinforcement was very diverse. For the long coupon geometry, the laminates appear to have become less sensitive to their respective weaknesses, although the damage load remained at the same level. The shear failure of laminates A and F was delayed since bearing damage developed at the hole edge for the long coupon geometry. This resulted in a significantly higher bearing strength. However, the final failure remained catastrophic. Laminates B, D and E developed true bearing failures, also outside the washer area. Their strength also increased substantially, more for laminates D and E than for B. For laminate C, the change in end distance was expected to have a minor influence on the bearing strength. But on the contrary, the failure load increased substantially and the failure mode even changed to bearing on occasion. The reduced tensile stress concentration for the larger end distance geometry is a plausible explanation for these changes.

5.8 Conclusions

By picking six representative laminates and three coupon geometry types, a global picture is created for the bearing behaviour of typical GRP laminates. The standard coupon geometry showed the most diverse failure behaviour. By adding off-axis reinforcement the bearing behaviour changed from a catastrophic failure with relatively low strength to a progressive high strength failure. The development of a progressive failure was always associated with macroscopic bearing damage at the hole edge. When this damage developed, a knee point occurred in the bearing stress-strain diagram, known as the damage load. Bearing damage could not develop outside the washer region for the standard geometry, giving it only limited damage tolerance. Increasing the end distance did not only provide an improvement in strength but also an improvement in failure mode. True damage tolerant behaviour was observed for laminates with sufficient off-axis reinforcement. This damage tolerance was associated with bearing damage outside the washer region. If possible, designers should choose one of the damage tolerant laminate types, along with the long end distance. However, the results of the small width tests indicate that for multi-bolt joints with important by-pass loads, designers need to find a balance between bearing strength on the one hand and tensile strength on the other hand.

5.9 Acknowledgements

The authors wish to acknowledge the support given by the Natural Sciences and Engineering Research Council of Canada (NSERC) and the Québec FCAR Fund (Formation de Chercheurs et Aide à la Recherche).

5.10 References

1. ROSNER, C. N. et RIZKALLA, S. H. (1995). Bolted connections for fiber-reinforced composite structural members: experimental program. Journal of Materials in Civil Engineering, 7, 223-231.
2. ABD-EL-NABY, S. F. M. et HOLLAWAY, L. (1993). The experimental behaviour of bolted joints in pultruded glass/polyester material. Part 1: Single-bolt joints. Composites, 24, 531-538.
3. COOPER, C. et TURVEY, G. J. (1995). Effects of joint geometry and bolt torque on the structural performance of single bolt tension joints in pultruded GRP sheet material. Composite structures 32 no 1-4 Proceedings of the 8th International Conference on Composite Structures, Paisley, Scotl, 217-226.
4. TURVEY, G.J. (1998). Single-bolt Tension Joint Tests on Pultruded GRP Plate - Effects of Tension Direction Relative to Pultrusion Direction, Composite Structures, 42, 341-351.
5. CAMANHO, P. P. et MATTHEWS, F. L. (1997). Stress analysis and strength prediction of mechanically fastened joints in FRP: a review. Composites - Part A: Applied Science and Manufacturing, 28, 529-547.
6. HART-SMITH, L. J. (1980). Mechanically-fastened joints for advanced composites - phenomenological considerations and simple analysis. Fibrous Composites in Structural Design, Fourth Conference on fibrous composites in structural design, E.M. Lenoe, D.W. Oplinger, J.J. Burke, Plenum Press, New York, 543-573.
7. KRETSIS, G. et MATTHEWS, F. L. (1985). The strength of bolted joints in glass fibre/epoxy laminates. Composites, 16, 92-102.
8. WANG, H.-S., HUNG, C.-L. et CHANG, F.-K. (1996). Bearing failure of bolted composite joints. Part I: Experimental characterisation. Journal of Composite Materials, 30, 1284-1313.

9. CAMANHO, P. P., BOWRON, S. et MATTHEWS, F. L. (1998). Failure mechanisms in bolted CFRP. Journal of Reinforced Plastics and Composites, 17, 205-233.

10. BOUKHILI, R., HUBERT, P. et GAUVIN, R. (1991). Loading rate effect as a function of the span-to-depth ratio in three-point bend testing of unidirectional pultruded composites. Composites, 22, 39-45.

11. QUINN, W. J. et MATTHEWS, F. L. (1977). The effect of stacking sequence on the pin-bearing strength in glass-fibre reinforced plastic. Journal of Composite Materials, 11, 139-145.

12. ASTM D5961/D5961M-96 (1996). Standard test method for bearing response of polymer matrix composite laminates. Annual Book of ASTM Standards, 310-323.

13. VANGRIMDE, B. et BOULHILI, R. (2000). Analysis of the bearing response test for polymer matrix composite laminates: bearing stiffness measurement and simulation. Soumis au Composite Structures.

14. VANGRIMDE, B. et BOULHILI, R. (2000). Bearing stiffness of glass fibre-reinforced polyester: influence of coupon geometry and laminate properties. Soumis au Composite Structures.

15. CREWS, J. H., HONG, C. S. et RAJU, I. S. (1981). Stress concentration factors for finite orthotropic laminates with a pin-loaded hole. NASA Tech. Paper 1862, 1-40.

CHAPITRE 6

DISCUSSION GÉNÉRALE

Comme beaucoup d'autres problèmes en ingénierie reliés au choix du matériau, l'étude du comportement mécanique des assemblages boulonnés en verre-polyester nécessite une méthode d'essai appropriée. Seule une telle méthode d'essai peut distinguer à coup sûr les vraies caractéristiques d'un matériau et indiquer sa pertinence pour le problème à résoudre. Bien qu'il existe une méthode d'essai standard pour l'analyse du comportement mécanique des assemblages boulonnés en matériaux composites, elle est ambiguë en ce qui concerne la mesure de déformation. C'est pourquoi nous avons d'abord défini une mesure de déformation pertinente, bien définie et facile à réaliser. Afin de clarifier la problématique de la mesure de déformation, nous avons étudié la déformation de tout l'assemblage d'essai avec un modèle par éléments finis 3D. A notre connaissance, nous sommes les premiers à discuter en détail la déformation des assemblages boulonnés à double recouvrement et à boulon simple à l'aide d'un modèle par éléments finis en 3D. Les résultats de ce modèle démontraient que la déformation du boulon et des plaques de portance influence sensiblement les mesures de déformation. Sachant que le premier point de référence doit être placé sur les plaques de portance ou sur le boulon, nous étions donc obligés de corriger les données de déformation à l'aide d'une estimation de la déformation du boulon et des plaques de portance. Cette estimation était basée sur les résultats du modèle par éléments finis. La littérature existante indiquait que les concepteurs ne s'intéressent pas à l'élongation du trou mais plutôt au déplacement de portance de l'échantillon. On concluait donc que la quantité à rapporter est le déplacement de portance de l'échantillon et non pas l'élongation du trou, prescrite par la méthode d'essai standard. Afin de déterminer ce déplacement, on plaçait le deuxième

point de référence pour la mesure de déformation sur l'échantillon à une distance assez loin du trou, à un endroit où les concentrations de contraintes ont disparu. Ainsi le déplacement total de l'échantillon était obtenu. Avec le déplacement total on calculait la quantité voulue: le déplacement de portance de l'échantillon. Bien que le concept soit établi il y a longtemps, peu est connu sur cette mesure de déformation. L'étude de ses caractéristiques démontrait que le déplacement de portance est du même ordre de grandeur que l'élongation du trou. Cependant, l'influence des concentrations de contraintes est prise en compte dans le déplacement de portance et non pas dans l'élongation du trou. Il est important de réaliser que seul le déplacement de portance est à la fois utile pour le design et adapté à la caractérisation du matériau. Parfois, le déplacement total est rapporté et ce déplacement total inclut une grande partie d'extension en traction de l'échantillon. Cette extension n'est pas reliée au comportement de l'assemblage boulonné mais plutôt à la largeur de l'échantillon et au module en traction de l'échantillon. Si la réponse charge-déplacement est construite avec le déplacement total, cette extension en traction ombrage le déplacement de portance et cache les vraies caractéristiques charge-déplacement de l'assemblage boulonné.

Le modèle de l'assemblage par éléments finis en 3D permettait l'étude de caractéristiques qu'on néglige habituellement pour les assemblages à double recouvrement. Le modèle démontrait par exemple qu'il y a une certaine déformation du boulon par compression ainsi que par flexion et par cisaillement. Nous avons démontré que la déformation du boulon par flexion et par cisaillement était à l'origine du gradient de la pression de contact à travers l'épaisseur de l'échantillon et des plaques de portance. Pour les plaques de portance la pression de contact était très élevée juste à côté de la rondelle intérieure et diminuait tellement vite vers l'autre bord qu'il n'y a plus de contact entre le boulon et les plaques de portance à partir d'une certaine distance. Il faut donc conclure qu'à partir d'une certaine épaisseur des plaques de portance, l'augmentation de leur épaisseur ne

réduit plus forcément la pression de contact. Un phénomène souvent négligé dans les études numériques est le transfert de charges par frottement entre l'échantillon et les rondelles. Une comparaison du modèle 3D avec un modèle 2D et avec un autre modèle 3D avec un boulon et des rondelles rigides indique que la charge transférée par frottement n'est pas très élevée pour la présente géométrie. L'influence de ce frottement sur la réponse charge-déplacement se montre surtout par une rigidité initiale qui est plus élevée que la rigidité aux charges moyennes. Ce phénomène n'était pas observé expérimentalement; la réponse charge-déplacement expérimentale était plus en accord avec le modèle par éléments finis 2D, négligeant le frottement entre les rondelles et l'échantillon. La suite de notre étude s'est donc fait en utilisant des modèles par éléments finis 2D. La raison du désaccord entre la réponse charge-déplacement expérimentale et la réponse des modèles 3D — incluant le frottement entre l'échantillon et les rondelles — n'est pas évidente. Mais la différence entre les modèles 3D démontre que des changements mineurs dans les conditions d'assemblage ont des répercussions marquantes sur le comportement charge-déplacement de l'échantillon.

Il est connu que le jeu et le frottement entre le trou et le boulon affectent la distribution de contraintes dans un assemblage boulonné. Notre étude a démontré que ces paramètres devraient aussi être pris en compte pour l'évaluation précise de la réponse charge-déplacement. La réponse charge-déplacement est aussi très affectée par la non-linéarité des matériaux. Les données pour la modélisation de la non-linéarité des matériaux provenaient de quelques simples hypothèses lesquelles étaient basées sur des données expérimentales trouvées dans la littérature. Il est intéressant de noter que l'effet de cette non-linéarité se manifeste déjà à de très faibles charges. Les concentrations de contraintes élevées au bord du trou doivent être à l'origine de ce phénomène.

La réponse charge-déplacement était évaluée dans la direction longitudinale pour les six matériaux et pour les trois géométries d'échantillons. Ainsi, nous étions en mesure d'évaluer l'influence de la géométrie de l'échantillon et des propriétés mécaniques du matériau sur la résponse charge-déplacement de l'assemblage. Les rigidités de portance prédites par les modèles par éléments finis accordaient bien aux rigidités de portance mesurées expérimentalement. Ainsi, les mêmes tendances étaient observées expérimentalement et numériquement. En considérant les trois géométries étudiées, il semble que la rigidité de portance varie plus en fonction de la largeur qu'en fonction de la distance au bord. La rigidité de portance dépend aussi des propriétés mécaniques du matériau. Elle ne dépend pas seulement du module en traction. Par exemple, on observe pour la géométrie standard que les écarts entre les rigidités de portance ne sont pas aussi grands que les écarts entre les modules en traction. Cependant, pour la géométrie étroite la rigidité de portance devient quand même fortement dépendante du module longitudinal.

Les résultats numériques et expérimentaux sont en désaccord avec les rigidités prédites par les formules de la flexibilité du joint. Les rigidités prédites par les formules de la flexibilité du joint sont beaucoup trop élevées. A notre connaissance, les présents résultats sont les premiers à être utilisés pour la vérification de l'applicabilité des formules de la flexibilité du joint au design des structures en matériaux composites verre-polyester. Les présents résultats sont donc une forte indication que ces formules devraient être adaptées pour le design de structures en matériaux composites verre-polyester assemblés avec un jeu entre le trou et le boulon. Heureusement, le déplacement de portance n'est qu'une composante du déplacement total de l'échantillon et de la déformation totale de l'assemblage. Ainsi, on peut accepter que les rigidités prédites par les formules de la flexibilité du joint soient légèrement différentes de la vraie rigidité de portance des échantillons. En plus, la charge ne dépend pas seulement de la rigidité de

portance mais aussi de l'étendue du glissement initial. Les résultats expérimentaux indiquaient une assez grande variabilité dans le glissement initial. Ce glissement initial fait partie de la réponse charge-déplacement et sa variabilité indique que la charge ne peut pas être prédite exactement en fonction du déplacement. Ceci est surtout important lors du design d'assemblages à plusieurs boulons. La distribution des charges sera très affectée si le glissement est différent d'un boulon à un autre. Bien sûr, cette variabilité pourrait être réduite par une réduction du jeu entre le boulon et le trou et par un assemblage précis. Mais dans la réalité industrielle des matériaux composites verre-polyester, il serait plutôt recommandé de prendre en compte cette variabilité lors du design.

La réponse charge-déplacement n'est que linéaire que jusqu'à la charge d'endommagement initial. Un endommagement permanent se développe à la charge d'endommagement initial. Plusieurs auteurs conseillent ainsi de baser le design sur cette charge et non pas sur la charge ultime [14.33]. Nous croyons aussi que l'écart entre la charge d'endommagement initial et la charge ultime devrait être considéré comme une marge de sécurité. Il est intéressant de noter par contre que la non-linéarité de la réponse charge-déplacement égalisera un peu les charges lors d'une éventuelle surcharge [48].

Les différentes combinaisons matériau/géométrie menaient à des défaillances et des résistances très différentes. Par contre, des tendances générales étaient observées lesquelles facilitent la synthèse et la discussion des résultats. D'abord, nous avons observé deux comportements très distincts. Pour certaines configurations, l'endommagement initial coïncidait avec la contrainte ultime; la rupture était immédiate et catastrophique. Pour d'autres configurations, l'endommagement initial causait seulement une légère baisse de la contrainte et par la suite la contrainte montait de nouveau jusqu'à une résistance ultime nettement supérieure à la contrainte

d'endommagement initial. L'étude de l'endommagement démontrait que pour les derniers, l'endommagement initial incluait toujours de l'endommagement par portance, bien que des signes de cisaillement étaient observés aussi parfois. Par contre, pour les configurations qui défaillaient d'une manière catastrophique au premier signe d'endommagement, on n'observait pas d'endommagement par portance; l'endommagement initial était par traction ou par cisaillement, dépendant de la géométrie et du matériau. Apparemment, l'endommagement par portance au bord du trou rend possible un endommagement progressif en dessous de la rondelle. Pendant cet endommagement progressif la contrainte peut encore monter, jusqu'au point où la contrainte ultime soit atteinte. Pour la géométrie standard, ce comportement se manifestait seulement s'il y avait assez de renforcement transverse, sous forme de mat coupé CSM ou sous forme de roving à 90°. Pour la géométrie longue, cette contrainte ne semblait pas si stricte à juger du changement en comportement des matériaux A et F. L'endommagement progressif ne se manifestait pas pour la géométrie étroite.

En fonction de la géométrie, il semble que la contrainte d'endommagement initial plafonne quand l'endommagement par portance se développe au bord du trou. Il est surprenant que la contrainte d'endommagement initial semble varier peu en fonction de la constitution du matériau. Cet aspect est une voie intéressante pour une future recherche. Même pour les matériaux composites à haute performance, il n'est pas encore clair en quoi existe exactement la rupture par portance. Le chemin à parcourir pour comprendre la rupture par portance et le phénomène décrit ci-haut sera à notre avis assez long. En effet, peu est connu sur le comportement des matériaux composites verre-polyester et de leurs constituants sous des conditions de chargement tellement complexes que celles d'un assemblage boulonné.

Bien que la contrainte d'endommagement initial n'augmente pas, le changement de la distance au bord fait augmenter la résistance ultime et a aussi une influence positive sur le mode de rupture final et sur le comportement post-défaillance. Pour les matériaux B, C, D et E, géométrie standard, un endommagement par portance pouvait se développer mais seulement en dessous des rondelles. À la contrainte ultime, un mode de rupture plutôt catastrophique se développait. Pour la géométrie longue, on observait que l'endommagement par portance se développait aussi en dehors des rondelles pour ces matériaux. Ces vraies ruptures par portance garantissaient un comportement quasi-ductile après la contrainte ultime. Ce comportement est très intéressant dans les applications où une bonne tolérance aux dommages est souhaitable. Pour le matériau C, géométrie longue, la rupture par portance n'était pas garantie; on observait aussi des ruptures par traction. Le matériau C, composé uniquement de mat CSM, se montre très sensible aux ruptures par traction, même si la largeur de l'échantillon est six fois le diamètre du trou. Pour les matériaux D et E, géométrie standard, on observait une rupture par cisaillement intralaminaire/interlaminaire à la contrainte ultime. Le délaminage était causé par la différence en rigidité entre la peau et le cœur du stratifié. Bien que la contrainte post-défaillance soit assez élevée, il est donc à recommander de bien disperser les plis de roving à 0° à travers l'épaisseur. L'augmentation de la distance au bord résultait en une défaillance au bord de la rondelle et non pas en un délaminage. Ainsi, une rupture par portance pouvait se développer. Pour le matériau B, on observait déjà des signes d'une rupture par portance pour la géométrie standard. L'augmentation de la distance au bord permet la rupture par portance de se développer complètement. En général, il semble que les matériaux composites verre-polyester profitent beaucoup d'une augmentation de la distance au bord de trois à six diamètres du trou, même si assez de renforcement transversal est présent comme pour le matériau B.

Des tests dans la direction transversale, géométrie standard, indiquent qu'un bon taux de renforcement transversal, préférablement des roving à 90°, est à conseiller pour éviter des ruptures prématurées par traction dans cette direction. Une bonne résistance en traction est aussi importante dans la direction longitudinale. Des essais sur des échantillons étroits indiquent que la résistance de ces assemblages est directement reliée à la résistance en traction du matériau. Ainsi, les matériaux A et F deviennent les plus résistants, à cause de leur taux élevé de roving à 0°. C'est justement ce taux élevé de roving à 0° et le manque de renforcement transversal qui les rendaient les moins résistants pour la géométrie standard. Ces résultats indiquent que le concepteur doit choisir le matériau le plus adapté à son application non seulement en fonction des résultats de l'essai avec la géometrie standard mais aussi en fonction de la résistance aux ruptures en traction. Pour des assemblages avec plusieurs rangées de boulons, la résistance aux ruptures en traction devient certainement importante et le concepteur doit chercher l'équilibre entre la résistance à la rupture par portance et la résistance à la rupture par traction. Il est utile de remarquer que les données présentées ici peuvent être utilisées comme des données de base pour des critères de rupture simples comme les critères des distances caractéristiques ou comme le critère de Hart-Smith (annexe 1) lequel permet la construction de diagrammes d'efficacité tels que celui de la Figure 1.8.

Les présents résultats indiquent que la géométrie standard évoque le comportement le plus diversifié. Pour la conception de structures, des essais additionnels sur d'autres géométries sont souhaitables. Comparé à la géométrie standard, le comportement des assemblages à faible largeur est complètement différent et le comportement change encore beaucoup en augmentant la distance au bord de trois à six fois le diamètre du trou. Cette distance au bord peut même résulter en un comportement qui est assez tolérant aux dommages. Pour la géométrie standard et pour la géométrie longue on ne pouvait pas relier le comportement à une seule propriété mécanique. La réponse

mécanique d'un assemblage boulonné dépend clairement de l'ensemble des propriétés mécaniques du matériau et non pas d'une seule. Cependant, notre étude indique qu'il y a des liens assez francs entre la composition du matériau et la réponse mécanique de l'assemblage. Ces liens peuvent guider le concepteur dans son choix du matériau.

CONCLUSION

Les conclusions suivantes peuvent être formulées concernant notre étude sur la réponse mécanique des assemblages boulonnés en matériaux composites verre-polyester:

1. Avec un modèle par éléments finis en 3D nous avons démontré que les déformations du boulon et des plaques de portance du montage d'essai affectent la mesure de déplacement des LVDT. Ainsi, les mesures de déplacement expérimentales étaient corrigées afin d'exclure ces déformations parasites.
2. La problématique de la mesure de déformation était exposée. Nous avons proposé d'établir la réponse charge-déplacement en fonction du déplacement de portance. Les principaux avantages d'utiliser le déplacement de portance au lieu de l'élongation du trou sont que les données sont utiles pour le design et que la mesure de déplacement est facile à réaliser.
3. Un modèle par éléments finis en 2D qui tient compte du jeu et du frottement entre le boulon et le trou et de la non-linéarité du matériau est apte pour la modélisation précise de la rigidité de portance. Les rigidités de portance numériques s'accordent bien aux résultats expérimentaux pour les six matériaux et les trois géométries d'échantillons.
4. Les rigidités de portance expérimentales et numériques sont beaucoup inférieures aux rigidités prédites par les formules de la flexibilité du joint. Les formules de la flexibilité du joint doivent être adaptées si on veut les utiliser avec confiance pour le design des assemblages boulonnés en matériaux composites verre-polyester d'usage général avec du jeu entre le boulon et le trou.
5. La rigidité de portance dépend de la géométrie de l'échantillon. En moyenne, la rigidité de portance des échantillons étroits (w/D=2) était de 26 % inférieure à celle

des échantillons standards (w/D=6). La distance au bord n'affectait pas tellement la rigidité. La rigidité de portance dépend aussi des propriétés mécaniques du matériau. Pour les échantillons étroits on observait que la rigidité de portance augmentait visiblement avec le module en traction. Pour les échantillons standards et longs avec une largeur de six fois le diamètre de trou, cette tendance était beaucoup moins prononcée.

6. Les caractérisitiques de la défaillance des assemblages en matériaux composites verre-polyester dépend de l'ensemble des propriétés mécaniques du matériau et de la géométrie. Pour la géométrie standard, on observait que la défaillance changeait d'une rupture catastrophique à basse résistance à une rupture progressive à haute résistance en augmentant le renforcement transversal.
7. Le développement d'une telle rupture progressive est associé à un endommagement macroscopique par portance au bord du trou. Cet endommagement par portance se développait à une contrainte d'endommagement initial d'à peu près 400 MPa. Le niveau de cette contrainte était peu dépendant de la distance au bord ou de l'empilement du matériau.
8. Pour la géométrie standard, l'endommagement par portance ne peut que se développer en dessous des rondelles. À la contrainte ultime, un autre mode de rupture plus catastrophique se développe en dehors les rondelles. La tolérance aux dommages pour la géométrie standard est donc limitée.
9. Une augmentation de la distance au bord améliore sensiblement la résistance et le mode de rupture pour les matériaux testés. Pour les matériaux avec assez de renforcement transversal, on observait de l'endommagement par portance en dehors des rondelles. Cette rupture par portance résultait en un comportement tolérant aux dommages. Si possible, le concepteur devrait choisir une combinaison géométrie/matériau tolérante aux dommages.

10. Un taux élevé de renforcement transversal, surtout des roving à 90°, aide aussi à la résistance de l'assemblage dans la direction transversale.
11. La résistance des assemblages aux échantillons étroits dépend fortement de la résistance en traction du matériau. Une résistance élevée en traction est donc souhaitable; elle résulte d'un taux élevé de roving à 0°. Les matériaux peu performants pour la géométrie standard et longue deviennent donc intéressants pour la géométrie étroite. Ce résultat indique que le bon choix du matériau change avec la géométrie du joint.
12. Contrairement à la géométrie étroite, la résistance et les modes de rupture des échantillons standards et longs ne résultent pas d'une seule propriété mécanique du matériau telle que la résistance en traction. Des caractéristiques importantes de la réponse mécanique comme la contrainte d'endommagement initial, la résistance ultime, le mode de rupture ou le comportement post-défaillance pouvaient être reliés aux types de renforcement et à la séquence d'empilement de ces renforcements. Le choix du matériau peut se faire en fonction des observations décrites.

En guise de recommandations, nous mentionnons les points suivants :

1. Dans la discussion des résultats on mentionnait déjà que les fondements de la rupture par portance ne sont pas encore bien connus. La compréhension de ces fondements pourrait expliquer pourquoi la contrainte d'endommagement initial ne variait presque pas en fonction du choix de renfort.
2. Dans la même optique on peut rechercher — explicitement dans le contexte des composites verre-polyester d'usage général — de quels paramètres du matériau la contrainte d'endommagement initial dépend.
3. Les données expérimentales indiquent que, lors du choix du matériau, il y aura souvent un compromis à faire entre la résistance en traction et la résistance à la

portance. En plus, la tolérance aux dommages entre aussi en jeu. Une méthodologie claire devrait être développée pour rationaliser le compromis qu'il y a à faire.

4. Nous avons constaté que les formules de la flexibilité du joint ne sont pas vraiment adaptées pour le design des structures en verre-polyester avec du jeu entre le boulon et le trou. Une adaptation convenable devrait être cherchée.
5. Les formules de la flexibilité du joint sont conçues pour faire le design d'assemblages avec plusieurs boulons. Bien que l'utilisation de cette méthode soit recommandée par le guide de design EUROCOMP, on dispose de peu d'information sur la performance et les limitations de cette méthode. La publication de données de validation serait certainement souhaitable.
6. Les résultats des modèles par éléments finis en 3D ne concordaient pas toujours à ce qu'on observait expérimentalement. L'étude des causes de ces désaccords pourrait servir à la fois à la conception des modèles par éléments finis de plus en plus représentatifs de la réalité expérimentale et à la perfection des procédures expérimentales.

RÉFÉRENCES

1. HART-SMITH, L.J. (1987). Joints. Engineered materials handbook – Volume 1: Composites, T.J. Reinhart, H.F. Brinson, ASM International, Metals Park, Ohio, 479-495.

2. MATTHEWS, F. L. (1987). Introduction. Joining fibre-reinforced plastics, F.L. Matthews, Elsevier Applied Science Publishers, Essex, U.K., 1-7.

3. CLARKE, J.L. (1996). Structural Design of Polymer Composites - EUROCOMP Design Code and Handbook, E & FN Spon, New York.

4. MOTTRAM, J. T. et ZHENG, Y. (1996). State-of-the-art review on the design of beam-to-column connections for pultruded frames. Composite Structures, 35, 387-401.

5. COLLINGS, T. A. (1977). The strength of bolted joints in multi-directional CFRP laminates. Composites, 43-55.

6. HART-SMITH, L. J. (1987). Design and empirical analysis of bolted or riveted joints. Joining fibre-reinforced plastics, F.L. Matthews, Elsevier Applied Science Publishers, Essex, U.K., 227-269.

7. RAMKUMAR, R. L. et TOSSAVAINEN, E. W. (1986). Strength and lifetime of bolted laminates. ASTM special technical publication 927 Fatigue in Mechanically Fastened Composite and Metallic Joints, Charleston, SC, 251-273.

8. HYER, M. W. et KLANG, E. C. (1985). Contact stresses in pin-loaded orthotropic plates. Int.J.Solids Structures, 21, 957-975.

9. CREWS, J. H. JR. (1981). Bolt bearing fatigue of a graphite/epoxy laminate. Joining of Composite Materials, ASTM STP 749, K.T. Kedward, American Society for Testing and Materials, Philadelphia, PA, 131-144.

10. OPLINGER, D.W. (1980). Mechanically fastened joints for advanced composites - phenomenological considerations and simple analysis. Fibrous Composites in Structural Design, Fourth Conference on fibrous composites in structural design, E.M. Lenoe, D.W. Oplinger, J.J. Burke, Plenum Press, New York, 575-602.

11. ABD-EL-NABY, S. F. M. et HOLLAWAY, L. (1993). The experimental behaviour of bolted joints in pultruded glass/polyester material. Part 1: Single-bolt joints. Composites, 24, 531-538.

12. CAMANHO, P. P. et MATTHEWS, F. L. (1997). Stress analysis and strength prediction of mechanically fastened joints in FRP: a review. Composites - Part A: Applied Science and Manufacturing, 28, 529-547.

13. ROSNER, C. N. et RIZKALLA, S. H. (1995). Bolted connections for fiber-reinforced composite structural members: experimental program. Journal of Materials in Civil Engineering, 7, 223-231.

14. COOPER, C. et TURVEY, G. J. (1995). Effects of joint geometry and bolt torque on the structural performance of single bolt tension joints in pultruded GRP sheet material. Composite structures 32 no 1-4 Proceedings of the 8th International Conference on Composite Structures, Paisley, Scotland, U.K., 217-226.

15. KRETSIS, G. et MATTHEWS, F. L. (1985). The strength of bolted joints in glass fibre/epoxy laminates. Composites, 16, 92-102.

16. HART-SMITH, L. J. (1980). Mechanically fastened joints for advanced composites - phenomenological considerations and simple analysis. Fibrous Composites in Structural Design, Fourth Conference on fibrous composites in structural design, E.M. Lenoe, D.W. Oplinger, J.J. Burke, Plenum Press, New York, 543-573.

17. COLLINGS, T. A. (1987). Experimentally determined strength of mechanically fastened joints. Joining fibre-reinforced plastics, F.L. Matthews, Elsevier Applied Science Publishers, Essex, U.K., 9-64.

18. ROSNER, C. N. (1992) Bolted connections for fiber-reinforced composite structural members: analytical model and design recommendations. Mémoire de maîtrise. University of Manitoba, Winnipeg, Manitoba, Canada.

19. LIU, D., RAJU, B. B. et YOU, J. (1999). Thickness effects on pinned joints for composites. Journal of Composite Materials , 33, 2-21.

20. IREMAN, T., RANVIK, T. et ERIKSSON, I. (2000). On damage development in mechanically fastened composite laminates. Composite Structures, 49, 151-171.

21. STOCKDALE, J. H. et MATTHEWS, F. L. (1976). The effect of clamping pressure on bolt bearing loads in glass fibre-reinforced plastics. Composites, 7, 34-38.

22. GANGARAO, H. V. S. et SOTIROPOULOS, S. N. (1994). Structural efficiency of connectors on pultruded FRP materials. 39 th International SAMPE Symposium, 382-390.

23. ULLOD, J., MIRAVETE, A., ANTEQUERA, P., JIMÉNEZ, L., et BRAVO, P. (1991). Analysis of joints in pultruded composite beams. Proceedings of the eighth international conference on composite materials (ICCM/8), Honolulu, 9.D.1 - 9.D.9.

24. WANG, H.-S., HUNG, C.-L. et CHANG, F.-K. (1996). Bearing failure of bolted composite joints. Part I: Experimental characterisation. Journal of Composite Materials, 30, 1284-1313.

25. TONG, L. (2000). Bearing failure of composite bolted joints with non-uniform bolt-to-washer clearance. Composites – Part A: Applied Science and Manufacturing, 31, 609-615.

26. HERRINGTON, P. D. et SABBAGHIAN, M. (1992). Effect of radial clearance between bolt and washer on the bearing strength of composite bolted joints. Journal of Composite Materials, 26, 1826-1843.

27. SERRANO, M. A. et GÜEMES, A. (1993). Experimental analysis of mechanical joints in structural elements of GRP. Metal Matrix Composites Proceedings of the 1993 9th International Conference on Composite Materials, ICCM/9, Madrid, Spain, Volume 4 of 6, 112-119.

28. SCHULZ, K. C., HIETALA, H. J. et PACKMAN, P. F. (1995). Statistical analysis of bushing, sleeve, and oversize hole effects on the bolted joint strength of graphite/epoxy laminates. Journal of Composites Technology & Research, 17, 17-32.

29. SCHULZ, K. C., HIETALA, H. J. et PACKMAN, P. F. (1996). A statistical approach to the analysis of ultimate strengths of bolted joints in laminated composites. Composites Science and Technology, 56, 505-517.

30. POON, C. (1987). Literature review on the design of mechanically fastened composite joints. AGARD Conference Proceedings No. 427: Behaviour and analysis of mechanically fastened joints in composite structures, Madrid, Spain. 1.1 - 1.28.

31. DI SCALEA, F.L., CLOUD. G.L. et CAPPELLO, F. (1998). A study on the effects of clearance and interference fits in a pin-loaded cross-ply FGRP laminate. Journal of Composite Materials, 32, 783-802.

32. CHAUMETTE, D. (1987). Entures boulonnées en matériaux composite carbone. Comparaison entre montages à interférence et montages à jeu. AGARD Conference Proceedings No. 427: Behaviour and analysis of mechanically fastened joints in composite structures, Madrid, Spain, 18.1- 18.10.

33. PIERRON, F., CERISIER, F. et GREDIAC, M. (2000). A numerical and experimental study of woven composite pin-joints. Journal of Composite Materials, 34, 1028-1054.

34. MATTHEWS, F. L., ROSHAN, A. A. et PHILIPS, F. L. (1982). The bolt bearing strength of glass/carbon hybrid composites. Composites, 13, 225-232.

35. MATTHEWS, F. L., NIXON, A., et WANT, G. R. (1976). Bolting and riveting in fibre reinforced plastics. Reinforced Plastics Congress, Brighton, U.K., 151-159.

36. MALLICK, P. K. (1997). Random Fiber Composites. Composites engineering handbook, P.K. Mallick, Marcel Dekker, New York, 891-939.

37. QUINN, W. J. et MATTHEWS, F. L. (1977). The effect of stacking sequence on the pin-bearing strength in glass-fibre reinforced plastic. Journal of Composite Materials, 11, 139-145.

38. MARSHALL, I. H., ARNOLD, W. S., WOOD, J. et MOUSLEY, R. F. (1989). Observations on bolted connections in composite structures. Composite Structures, 13, 133-151.

39. SHOKRIEH, M. M. (1996) Progressive fatigue damage modeling of composite materials. Thèse de doctorat, Dept. of Mechanical Engineering, Mc.Gill University, Montréal, Canada.

40. ARNOLD, W. S., MARSHALL, I. H. et WOOD, J. (1990). Optimum design considerations for mechanically fastened composite joints. Composite Structures, 16, 85-101.

41. KHASHABA A. (1996). Notched and pin bearing strengths of GFRP composite laminates. Journal of Composite Materials, 30, 2042-2055.

42. GODWIN, E. W. et MATTHEWS, F. L. (1980). A review of the strength of joints in fibre-reinforced plastics. Part 1. Mechanically fastened joints. Composites, 11, 155-160.

43. ERKI, M. A. (Aug 1995). Bolted glass-fibre-reinforced plastic joints. Canadian Journal of Civil Engineering, 22, 736-744.

44. RUEBBEN, A. (1984). Fracture behaviour of non-prestressed bolted joints of GRP plastics. Advances in Fracture Research (Fracture 84), Proceedings of the 6th International Conference on Fracture (ICF6), New Delhi, India, 2997-3004.

45. PYNER, G. R. et MATTHEWS, F. L. (1979). Comparison of single and multi-hole bolted joints in glass-fibre reinforced plastic. Journal of Composite Materials, 13, 232-239.

46. GODWIN, E.W., MATTHEWS, F.L., et KILTY, P.F. (1982). Strength of multi-bolt joints in GRP. Composites, 13, 268-272.

47. ABD-EL-NABY, S. F. M. et HOLLAWAY, L. (1993). The experimental behaviour of bolted joints in pultruded glass/polyester material. Part 2: Two-bolt joints. Composites, 24, 539-546.

48. NELSON, W.D., BUNIN, B.L. et HART-SMITH, L.J. (1983). Critical joints in large composite aircraft structure. NASA Contract Report 3710, p. 38.

49. PRABHAKARAN, R. et ROBERTSON, J. (1998). An experimental investigation of load-sharing in a multi-bolt pultruded composite joint. Proceedings of the second international conference on composites in infrastructure - ICCI 1998, Tucson, Arizona, USA, Volume II, 355-368.

50. SCHÜTZ, D. et GERHARZ, J. J. (1986) Strength behaviour of carbon fiber reinforced plastic joints. Design of bolted joints in composites. AGARD-R-727. AGARD (Advisory Group for Aerospace Research & Development), Neuilly sur Seine, France.

51. VAN SICLEN, R. C. (1974). Evaluation of bolted joints in graphite epoxy. Proceedings of the Army symposium on solid mechanics, 120-138.

52. DALLAS, R. N. (1967). Mechanical joints in structural composites. 12th National SAMPE Symposium and Exhibition - Advances in structural composites, Anaheim, CA, D-4.

53. STRAUSS, E. L. (1960). Mechanical joints in reinforced plastic structures. Machine Design, 32, 197.

54. EISENMANN, J. R. et LEONHARDT, J. L. (1981). Improving composite bolted joint efficiency by laminate tailoring. Joining of composite materials, ASTM STP 749, K.T. Kedward, American Society for Testing and Materials, Philadelphia, PA, 117-130.

55. GUNDERSON, S. L. et LUTE, J. A. (1993). Use of preformed holes for increased strength and damage tolerance of advanced composites. Journal of Reinforced Plastics and Composites, 12, 559-569.

56. LIN, H. J. et TSAI, C. C. (1995). Failure analysis of bolted connections of composites with drilled and moulded-in hole. Composite Structures, 30, 159-168.

57. FUJITA, A., HAMADA H., MAEKEWA Z., OHNO E. et YOKOYAMA A. (1994). Mechanical behavior and fracture mechanism in flat braided composites. Part 3: mechanically fastened joint in flat braided bar. Journal of Reinforced Plastics and Composites, 13, 740-755.

58. CHEN, J.-C., LU, C.-K., CHIU, C.-H. et CHIN, H. (1994). On the influence of weave structure on pin-loaded strength of orthogonal 3D composites. Composites, 25, 251-261.

59. WANG, J. T., LOTTS, C. G. et DAVIS, D. D. JR. (1993). Analysis of bolt-loaded elliptical holes in laminated composite joints. Journal of Reinforced Plastics and Composites, 12, 128-138.

60. SASDELLI, M., KARBHARI, V. M. et GILLESPIE, J. W. J. (1993). On the use of metal inserts for attachment of composite components to structural assemblies- a review. Int J. of Vehicle Design, 14, 353-369.

61. HERRERA-FRANCO, P. J. et CLOUD, G. L. (1992). Strain-relief inserts for composite fasteners - An experimental study. Journal of Composite Materials, 26, 751-768.

62. NILSSON, S. (1989). Increasing strength of graphite/epoxy bolted joints by introducing an adhesively bonded metallic insert. Journal of Composite Materials, 23, 642-650.

63. SASDELLI, M. A., KARBHARI, V. M., et GILLESPIE, J. W. JR. (1994). Finite element analysis of rtm composites with molded-in metal inserts. Proceedings of the American Society for Composites Proceedings of the 8th Technical Conference of the American Society for Composites (ASC). Cleveland, OH. 64-73.

64. SASDELLI, M. A. (1995) A methodology for the design and manufacture of RTM composites with molded-in metal inserts. Mémoire de maîtrise, University of Delaware, Delaware.

65. RISPLER, A. R., STEVEN, G. P. et TONG, L. (2000). Photoelastic evaluation of metallic inserts of optimised shape. Composites Science and Technology, 60, 95-106.

66. HOA, S. V., DI MARIA, A. et FELDMAN, D. (1987). Inserts for fastening sheet molding compounds. Composite Structures, 8, 293-309.

67. DOYLE, J. R. (1991) Behavior of bolt and adhesive connections in fiber reinforced members. Mémoire de maîtrise, Dept. of civil engineering, West Virginia University, Morgantown, WV.

68. CARTER, A. B. I. (1989). Preserving the structural integrity of advanced composite materials through the use of surface mounted fasteners. International SAMPE

Symposium and Exhibition book 2 (of 2) 34th International SAMPE Symposium and Exhibition - Tomorrow's Materials: Today, Reno, NV, 2011-2022.

69. FOUND, M. S. (1986). Performance of a bonded composite fastener under static and fatigue loading conditions. Composite Structures, 6, 95-106.

70. MIL-HDBK-17-3. Design and analysis of structural joints. MIL-HDBK-17-3 Volume3: Materials usage, design and analysis.

71. SHOKRIEH, M. M. et LESSARD, L. B. (2000). Progressive fatigue damage modelling of composite materials, part II: material characterization and model verification. Journal of Composite Materials, 34, 1081-1116.

72. MALLICK, P. K., LITTLE, R. E. et DUNHAM, J. W. (1986). Fatigue of bolted continuous fiber sheet molding compound composite-metal joints. ASTM special technical publication 927 Fatigue in Mechanically Fastened Composite and Metallic Joints, Charleston, SC, 274-288.

73. KIM, R. Y. et WHITNEY, J. M. (1976). Effect of temperature and moisture on pin bearing strength of composite laminates. Journal of Composite Materials, 10, 149-155.

74. PERSSON, E. et ERIKSSON, I. (1999). Fatigue of multiple-row bolted joints in carbon/epoxy laminates: ranking of factors affecting strength and fatigue life. International Journal of Fatigue, 21, 337-353.

75. KALLMEYER, A. R. et STEPHENS, R.I. (1999). A finite element model for predicting time-dependent deformations and damage accumulation in laminated composite bolted joints. Journal of Composite Materials, 33, 794-826.

76. DYKSTRA, D. R., LIGON, J. B., et MISKIOGLU, I. (1996). Transverse load effects on repaired composites. Proceedings of the 11th Technical Conference of the American Society for Composites (ASC), Atlanta, GA, USA, 1059-1068.

77. BANBURY, A. et KELLY, D. W. (1999). A study of fastener pull-through failure of composite laminates. Part 1: Experimental. Composite Structures, 45, 241-254.

78. BANBURY, A., KELLY, D. W. et JAIN, L. K. (1999). A study of fastener pull-through failure of composite laminates. Part 2: Failure prediction. Composite Structures, 45, 255-270.

79. POLK, D. A., LIGON, J. B., et MISKIOGLU, I. (1997). Fastener design for transversely loaded composite plates. Proceedings of the 12th Technical Conference of the American Society for Composites (ASC), Dearborn, Michigan, 667-676.

80. RUNNING, D. M., LIGON, J. B. et MISKIOGLU, I. (1999). Fastener design for transversely loaded composite plates. Journal of Composite Materials, 33, 928-940.

81. CHEN, W.-H., LEE, S.-S. et YEH, J.-T. (1995). Three-dimensional contact stress analysis of a composite laminate with bolted joint. Composite Structures, 30, 287-297.

82. WILKINSON, T. L., ROWLANDS, R. E. et COOK, R. D. (1981). An incremental finite-element determination of stresses around loaded holes in wood plates. Computers & Structures, 14, 123-128.

83. RAMAMURTHY, T. S. (1989). Recent studies on the behaviour of interference fit pins in composite plates. Composite Structures, 13, 81-99.

84. NAIK, R. A. et CREWS, J. H. JR. (1986). Stress analysis method for a clearance-fit bolt under bearing loads. AIAA Journal, 24, 1348-1353.

85. SHOKRIEH, M. M. et LESSARD, L. B. (1996). Effects of material nonlinearity on the three-dimensional stress state of pin-loaded composite laminates. Journal of Composite Materials, 30, 839-861.

86. MATTHEWS, F. L., WONG, C. M. et CHRYSSAFITIS, S. (1982). Stress distribution around a single bolt in fibre-reinforced plastic. Composites, 13, 316-322.

87. BARBONI, R., GAUDENZI, P. et CARLINI, S. (1990). A three-dimensional analysis of edge effects in composite laminates with circular holes. Composite Structures, 15, 115-136.

88. BICKLEY, W.G. (1928). The distribution of stress around a circular hole in a plate. Phil.Trans.Royal Soc., 227A, 383-415.

89. CREWS, J. H., HONG, C. S. et RAJU, I. S. (1981). Stress concentration factors for finite orthotropic laminates with a pin-loaded hole. NASA Tech. Paper 1862, 1-40.

90. HOA, S. V. et FENG, W. (1995). Finite elements for analysis of composite structures. Computer-aided design of polymer matrix composite structures, S.V. Hoa, Marcel Dekker, New York, 289-359.

91. ERIKSSON, L. I. (1986). Contact stresses in bolted joints of composite laminates. Composite Structures, 6, 57-75.

92. ABD-EL-NABY, S. F. M. (1992) Experimental and theoretical investigations of bolted joints for pultruded composite materials. Thèse de doctorat, University of Surrey, Surrey, England.

93. CAMANHO, P. P. et MATTHEWS, F. L. (1999). Delamination onset prediction in mechanically fastened joints in composite laminates. Journal of Composite Materials, 33, 906-927.

94. YE, L. (1988) Role of matrix resin delamination onset and growth in composite laminates. Composites Science and Technology, 33, 257-277.

95. IREMAN, T. (1998). Three-dimensional stress analysis of bolted single-lap composite joints. Composite Structures, 43, 195-216.

96. BARROIS, W. (1978). Stresses and displacements due to load transfer by fasteners in structural assemblies. Engineering Fracture Mechanics, 10, 115-176.

97. CAMANHO, P. P., BOWRON, S. et MATTHEWS, F. L. (1998). Failure mechanisms in bolted CFRP. Journal of Reinforced Plastics and Composites, 17, 205-233.

98. BOUKHILI, R., HUBERT, P. et GAUVIN, R. (1991). Loading rate effect as a function of the span-to-depth ratio in three-point bend testing of unidirectional pultruded composites. Composites, 22, 39-45.

99. WHITNEY, J. M. et NUISMER, R. J. (1974). Stress fracture criteria for laminated composites containing stress concentrations. Journal of Composite Materials, 8, 253-265.

100. NUISMER, R. J. et LABOR, J. D. (1979). Applications of the average stress failure criterion: Part II- Compression. Journal of Composite Materials, 13, 49.

101. KIM, J.-K., KIM, D.-S. et TAKEDA, N. (1995). Notched strength and fracture criterion in fabric composite plates containing a circular hole. Journal of Composite Materials, 29, 982-998.

102. CHANG, F.-K., SCOTT, R. A. et SPRINGER, G. S. (1982). Strength of mechanically fastened composite joints. Journal of Composite Materials, 16, 470-494.

103. YAMADA, S.E. et SUN, C.T. (1978). Analysis of laminate strength and its distribution. Journal of Composite Materials, 12, 275-284.

104. RAMAKRISHNA, S., HAMADA, H., et NISHIWAKI, M. (1995). Bolted joints of pultruded sandwich composite laminates. Composite structures 32 no 1-4 Proceedings of the 8th International Conference on Composite Structures, Paisley, Scotland, U.K., 227-235.

105. HAMADA H., MAEKEWA, Z.-I. et HARUNA, K. (1996). Strength prediction of mechanically fastened quasi-isotropic carbon/epoxy joints. Journal of Composite Materials, 30, 1596-1612.

106. IREMAN, T. et ERIKSSON, I. (1997). Strength of composite laminates containing holes and subjected to complex loading conditions. Journal of Composite Materials, 31, 1214-1248.

107. ERIKSSON, I., BÄCKLUND, J. et MÖLLER, P. (1995). Design of multiple-row bolted composite joints under general in-plane loading. Composites Engineering, 5, 1051-1068.

108. SCHULZ, K. C., PACKMAN, P. F. et EISENMANN, J. R. (1995). Tension-mode fracture model for bolted joints in laminated composites. Journal of Composite Materials, 29, 37-58.

109. HOLLMANN, K. (1996). Failure analysis of bolted composite joints exhibiting in-plane failure modes. Journal of Composite Materials, 30, 358-383.

110. SHOKRIEH, M. M. et LESSARD, L. B. (2000). Progressive fatigue damage modeling of composite materials, part I: Modeling. Journal of Composite Materials, 34, 1056-1080.

111. HUNG, C.-L. et CHANG, F.-K. (1996). Bearing failure of bolted composite joints. Part II: Model and verification. Journal of Composite Materials, 30, 1359-1400.

112. CHANG, F.-K. et CHANG, K.-Y. (1987). Post-failure analysis of bolted composite joints in tension or shear-out mode failure. Journal of Composite Materials, 21, 809-833.

113. HUNG, C.-L. et CHANG, F.-K. (1996). Strength envelope of bolted composite joints under bypass loads. Journal of Composite Materials, 30, 1402-1435.

114. CAMANHO, P. P. et MATTHEWS, F. L. (1999). A progressive damage model for mechanically fastened joints in composite laminates. Journal of Composite Materials, 33, 2248-2280.

115. MINNETYAN, L., CHAMIS, C. C. et GOTSIS, P. K. (1998). Damage progression in bolted composites. Journal of Thermoplastic Composite Materials, 11, 231-248.

116. GOTSIS, P. K., CHAMIS, C. C. et MINNETYAN, L. (1998). Prediction of composite laminate fracture: micromechanics and progressive fracture. Composites Science and Technology, 58, 1137-1149.

117. SLUIMER, G. (1995). Evaluation of strength of laminates in a biaxial state of stress, by means of a selective progressive failure criterion. Tenth International Conference on Composite Materials - ICCM 10, Whistler, BC, Canada. Volume V: Structures, 187-193.

118. SLUIMER, G. (1999). Adapted Progressive Failure Criterion for Multi-Directional GRP-laminates. Twelth International Conference on Composite Materials - ICCM 12, Paris, France. Publié sur CD-ROM.

119. HART-SMITH, L. J. (1996). Analysis Methods for Bolted Composite Joints Subjected to In-Plane Shear-Loads. Bolted/Bonded Joints in Polymeric Composites - 83rd Meeting of the AGARD SMP, Florence, Italy. 8.1-8.11.

120. ROSNER, C. N. et RIZKALLA, S. H. (1995). Bolted connections for fiber-reinforced composite structural members: analytical model and design recommendations. Journal of Materials in Civil Engineering , 7, 232-238.

121. HASSAN, N. K., MOHAMEDIEN, M. A. et RIZKALLA. S.H. (1997). Rational model for multibolted connections for GFRP members. Journal of Composites for Construction, 1, 71-78.

122. PRABHAKARAN, R., RAZZAQ, Z., et DEVARA, S. (1996). Load and resistance factor design (LRFD) approach for bolted joints in pultruded composites. Composites Part B: Engineering 27 no 3-4 Proceedings of the 1995 2nd International Conference for Composites Engineering, New Orleans, LA, 351-360.

123. TURVEY, G.J. (1998). Single-bolt Tension Joint Tests on Pultruded GRP Plate - Effects of Tension Direction Relative to Pultrusion Direction, Composite Structures, 42, 341-351.

124. POSTUPKA, S., KÜHWEG, A., et ARENDTS, F. J. (1998). Determination of the bolt flexibility of CFRP-joints. 8th European Conference on Composite Materials (ECCM-8). Science, technologies and applications, volume 1. Naples, Italy, 61-68.

125. COLLINGS, T. A. et BEAUCHAMP, M. J. (1984). Bearing deflection behaviour of a loaded hole in CFRP. Composites, 15, 33-38.

126. HUTH, H. (1986). Influence of fastener flexibility on the prediction of load transfer and fatigue life for multiple-row joints. Fatigue in mechanically fastened composite and metallic joints. ASTM STP 927, J. Potter, ASTM, Philadelphia, PA, 221-250.

127. SAWYER, J. W. et ROTHGEB, T. M. (1994). An instrumented fastener for shear force measurements in joints. Experimental Mechanics, 34, 16-22.

128. BAUMANN, E. (1982). Finite element analysis of advanced composite structures containing mechanically fastened joints. Nuclear Engineering and Design, 70, 67-83.

129. XIONG, Y. et POON, C. (1994). Stress analysis of finite composite laminates with multiple loaded holes. Proceedings of the 9th Technical Conference of the American Society for Composites (ASC), Univ. of Delaware, Delaware, 666-673.

130. MADENCI, E., SHKARAYEV, S., SERGEEV, B., OPLINGER, D.W. et SHYPRYKEVICH, P. (1998). Analysis of composite laminates with multiple fasteners. International Journal of Solids and Structures, 35, 2053-2062.

131. GRIFFIN, O. H., HYER, M. W., COHEN, D., SHUART, M. J., YALAMANCHILI, S. R. et PRASAD, C. B. (1994). Analysis of multifastener composite joints. Journal of Spacecraft and Rockets, 31, 278-284.

132. ASTM D5961/D5961M-96 (1996). Standard test method for bearing response of polymer matrix composite laminates. Annual Book of ASTM Standards, 310-323.

133. YANG, L. et YE, L.Y. (1990). Study of the behavior of a composite multi-bolt joint. Computers & Structures, 34, 493-497.

ANNEXE 1

MODÈLE DE HART-SMITH

L'influence de la largeur et de la distance au bord sur la résistance à la portance et sur l'efficacité de l'assemblage était tracée à l'aide du modèle de Hart-Smith [1,6,16,48,119] dans les figures 1.7 et 1.8. Ce modèle a aussi été adopté par Rosner et Rizkalla [13,120] et par Hassan *et al.* [121] pour la conception des assemblages en matériaux composites d'usage général. Nous expliquons ici brièvement les caractéristiques de ce modèle.

Le modèle de Hart-Smith suppose que la résistance à la portance "F^{bru}" est indépendante de la largeur si une rupture par portance se développe. Dans ce cas la résistance à la portance devient aussi indépendante de la distance au bord. C'est pourquoi nous appellerons cette résistance la résistance à la portance maximale "$F^{bru.max}$". Pour les ruptures par clivage ou par cisaillement, le modèle suppose aussi que la résistance est indépendante de la largeur. En fait, le modèle considère que les ruptures par cisaillement et par clivage sont des cas particuliers où la distance au bord n'est pas assez élevée pour développer une rupture par portance. Rosner et Rizkalla [13,120] ont introduit un facteur de réduction pour prendre en compte la réduction de la résistance par le manque de distance au bord:

$$F^{bru} = F^{bru.max}\left(\frac{10}{9} - \frac{5}{9}\cdot\frac{d}{e}\right)^2 \qquad \text{si } e/D \le 5 \qquad \text{(A1.1)}$$

$$F^{bru} = F^{bru.max} \qquad \text{si } e/D \ge 5 \qquad \text{(A1.2)}$$

Ces formules sont supposées tenir compte du fait que pour le verre-polyester d'usage général étudié la résistance maximale n'est atteinte que sous la condition e/D ≥ 5.

En conclusion, afin d'établir cette partie du modèle pour un matériau donné, il est nécessaire d'effectuer des essais sur des échantillons larges avec une grande distance au bord. De cette façon, la résistance à la portance maximale $F^{bru,max}$ peut être déterminée. Idéalement, des essais avec des distances aux bords plus faibles devraient aussi être effectués pour déterminer la réduction de la résistance en fonction de la distance au bord.

Pour des plaques étroites, la rupture est par traction. Pour des matériaux isotropes et parfaitement élastiques, la résistance peut être calculée avec un facteur de concentration de contraintes élastique et isotrope k_{te}. Pour un assemblage boulonné d'une plaque de largeur "w", d'une distance au bord "e" et avec un diamètre du trou "D", ce facteur de concentration de contraintes k_{te} est calculé avec les équations suivantes [16]:

$$k_{te} = 2 + \left(\frac{w}{D} - 1\right) - 1.5\frac{(w/D - 1)}{(w/D + 1)} \cdot \Theta \qquad \text{(A1.3)}$$

$$\Theta = 1.5 - \frac{0.5}{e/w} \qquad \text{si } e/w \leq 1 \qquad \text{(A1.4)}$$

$$\Theta = 1 \qquad \text{si } e/w \geq 1 \qquad \text{(A1.5)}$$

Le facteur de concentrations de contraintes dépend surtout du rapport "w/D". L'effet de la distance au bord est pris en compte par le paramètre "Θ". Si la rupture est par traction et si le matériau est isotrope et parfaitement élastique, la charge maximale de l'assemblage est donnée par l'équation A1.6:

$$P = \frac{\sigma_x^u \cdot h \cdot (w - D)}{k_{te}} \qquad (A1.6)$$

Le terme "σ^x_u" est la résistance en traction du matériau.

En réalité, les matériaux composites ne sont pas parfaitement élastiques. Il y a une redistribution de contraintes qui réduit la sensibilité à l'entaille. En plus, les matériaux composites ne sont pas isotropes en général, ce qui affecte le facteur de concentrations de contraintes. Pour prendre en compte ces effets, Hart-Smith a introduit un facteur que nous appellerons "C_k" ici. Avec ce facteur "C_k" le facteur de concentrations de contraintes pour le matériau élastique et isotrope "k_{te}" est réduit à un facteur de concentrations de contraintes effectif "k_{tc}" pour le matériau composite. La relation suivante est utilisée dans cette intention:

$$k_{tc} - 1 = C_k \cdot (k_{te} - 1) \qquad (A1.7)$$

Ainsi, la résistance d'un assemblage critique en traction peut être prédite de la façon suivante. En utilisant le facteur "k_{te}", calculé pour la géométrie donnée, et le facteur "C_k", déterminé pour le matériau et l'empilement donné, le paramètre "k_{tc}" est calculé. Par conséquent la charge maximale "P" de l'assemblage est:

$$P = \frac{\sigma_x^u \cdot h \cdot (w - D)}{k_{tc}} \qquad (A1.8)$$

Ou, exprimé comme une résistance à la portance:

$$F^{bru} = \frac{P}{h.D} = \frac{\sigma_x^u.(w/D - 1)}{k_{tc}} \qquad (A1.9)$$

Évidemment, il est nécessaire d'effectuer des essais sur une géométrie d'échantillon critique en traction afin de déterminer le facteur "C_k".

Les équations présentées permettent de construire des diagrammes de résistance à la portance en fonction de la largeur et en fonction de la distance au bord, comme par exemple celui montré à la figure 1.7. Évidemment la transition des ruptures par traction aux ruptures par portance se produit dans le modèle quand la résistance prédite pour les ruptures par traction dépasse celle qui est prédite pour les ruptures par portance.

Le diagramme d'efficacité se calcule aussi avec ce modèle. La notion d'efficacité était expliquée au chapitre 1. C'est le rapport entre la charge qu'une plaque peut subir quand elle est boulonnée et la charge qu'une plaque non entaillée de la même largeur et épaisseur peut subir. Cette expression était exprimée avec la formule suivante:

$$\Phi = \frac{P^{\text{max boulonne}}}{P^{\text{max non-troue}}} = \frac{F^{bru} \cdot h \cdot D}{\sigma_x^u \cdot h \cdot w} \qquad \text{(A1.10)}$$

La géométrie la plus efficace est celle qui permet de supporter la plus grande charge par unité de largeur ou, autrement dit, cette géométrie qui permet de supporter la contrainte sur la section brute (*gross section stress*) la plus élevée.

Pour les ruptures par portance, clivage ou cisaillement, l'efficacité est :

$$\Phi = \left(\frac{F^{bru}}{\sigma_x^u} \right) \cdot \frac{D}{w} \qquad \text{(A1.11)}$$

Vu que le rapport "F^{bru}/σ^u_x" ne varie pas avec le rapport "D/w" pour ces types de rupture, l'efficacité monte proportionnellement avec le ratio "D/w". En construisant le diagramme d'efficacité en fonction du ratio "D/w", la courbe d'efficacité est donc une droite pour les ruptures par portance, cisaillement ou clivage.

Pour les ruptures par traction, l'efficacité devient:

$$\Phi = \frac{\left(1 - D/w\right)}{k_{tc}} \qquad \text{(A1.12)}$$

Vu que le facteur "k_{tc}" change en fonction de "D/w" pour les matériaux composites, la courbe d'efficacité n'est pas droite dans la région des ruptures par traction. Cependant, pour certains métaux le facteur de concentrations de contraintes devient presque un à la charge ultime et leur courbe d'efficacité devient donc aussi droite dans la région des ruptures par traction.

Evidemment, la transition de la rupture par traction à la rupture par portance se présente dans le modèle quand les deux parties de la courbe d'efficacité se croisent. Des diagrammes d'efficacité comme celui de la figure 1.8 peuvent donc être construits avec un minimum de données expérimentales. Les travaux de Hart-Smith [16.119] et de Hassan *et al.* [121] étendent l'approche présentée encore à plusieurs autres configurations d'assemblage.

Note: Les références indiquées dans cette annexe portent les numéros identifiés dans la liste générale des références (page 230).

ANNEXE 2

UTILISATION DES FORMULES DE LA FLEXIBILITÉ DU JOINT

Pour déterminer la distribution des charges dans un assemblage à plusieurs boulons le guide de design EUROCOMP [3] recommande d'utiliser les formules de la flexibilité du joint. Seulement peu d'exemples d'utilisation sont disponibles dans la littérature. Vu que le déplacement de portance, lequel est à la base de ces formules de la flexibilité du joint, est utilisé aussi dans notre étude comme mesure de déplacement, nous donnons ici un exemple détaillé du calcul de la distribution des charges avec ces formules de la flexibilité du joint. Pour cet exemple nous reprenons un cas de l'étude de Yang et Ye [133] sur la distribution des charges dans un assemblage à plusieurs boulons. Ainsi, les résultats peuvent être comparés à la distribution de charges réelle. Il s'agit d'un assemblage à trois boulons en ligne. Une plaque en carbone-époxy d'une épaisseur de 2.5 mm est boulonnée à une plaque en Aluminium de 8 mm avec des boulons d'un diamètre de 5 mm. La géométrie de la plaque en carbone-époxy est présentée à la Figure A2.1.

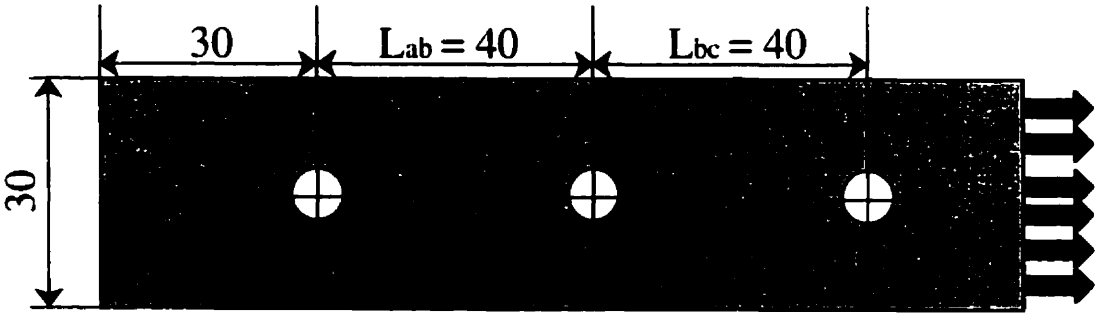


Figure A2.1: Géométrie de la plaque en carbone-époxy.

La plaque en carbone-époxy a 60% des plis orientées à 0°, 20 % à 90° et encore 20 % à ±45°, résultant en un module longitudinal de 85.12 GPa. Pour l'aluminium nous utilisons un module d'Young de 70 GPa et pour les boulons en acier un module de 200 GPa. Pour le calcul de la flexibilité auprès des boulons A, B et C nous utilisons les formules de Tate et Rosenfeld, détaillées au chapitre 3. Pour utiliser ces formules, nous supposons donc qu'il s'agit d'un assemblage à double recouvrement avec une plaque en carbone-époxy de 2.5 mm entre deux plaques en aluminium de 4 mm. Nous référons à la plaque en carbone-époxy comme la plaque numéro 1, aux plaques en aluminium par le numéro 2 et au boulon par le numéro 3. Pour le carbone-époxy, son module longitudinal est utilisé pour le calcul de la flexibilité. Les flexibilités C_A, C_B et C_C associées aux trois boulons sont identiques:

$$C_{bearing} = C_{brg,1} + C_{brg,2} + (C_{brg,3,1} + C_{brg,3,2}) \qquad (A2.1)$$

$$= (4.7 + 1.8 + 2.0 + 0.6) \, 10^{-6} = 9.1 \, 10^{-6} \text{ mm/N}$$

$$C_{bending,3} = 0.6 \, 10^{-6} \text{ mm/N} \qquad (A2.2)$$

$$C_{shear,3} = 1.4 \, 10^{-6} \text{ mm/N} \qquad (A2.3)$$

$$C_A = C_B = C_C = C_{bearing} + C_{bending} + C_{shear} \qquad (A2.4)$$

$$= (9.1 + 0.6 + 1.4) \, 10^{-6} \text{ mm/N} = 11.1 \, 10^{-6} \text{ mm/N}$$

Il est clair que la plus grande partie de la flexibilité provient de la flexibilité de la plaque en carbone-époxy. La déformation du boulon est beaucoup moins importante.

Entre les boulons A et B, la plaque en carbone-époxy est soumise à une charge P_A et entre les boulons B et C à une charge P_A+P_B. Par contre, pour la plaque en aluminium, il y a une charge P_C entre les boulons B et C et une charge P_B+P_C entre les boulons A et B. Conformément à la philosophie des formules de la flexibilité du joint, nous posons que les déplacements entre les boulons sont les déplacements d'une plaque sous un champ de contraintes uniformes :

$\Delta L_{AB,1} = P_A \cdot L_{AB}/(w_1 \cdot h_1 \cdot E_{x,1})$

$\Delta L_{BC,1} = (P_A+P_B) \cdot L_{BC}/(w_1 \cdot h_1 \cdot E_{x,1})$

$\Delta L_{AB,2} = (P_B+P_C) \cdot L_{AB}/(w_2 \cdot h_2 \cdot E_{x,2})$

$\Delta L_{BC,2} = P_C \cdot L_{BC}/(w_2 \cdot h_2 \cdot E_{x,2})$

La solution du problème est identique à la solution des problèmes hyperstatiques en résistance des matériaux. La compatibilité des déplacements exige que :

$\Delta L_{BC,2} + P_C \cdot C_C = \Delta L_{BC,1} + P_B \cdot C_B$

$\Delta L_{AB,2} + P_B \cdot C_B = \Delta L_{AB,1} + P_A \cdot C_A$

L'équilibre des forces exige que:

$P = P_1 + P_2 + P_3$

Il y a donc trois équations et trois inconnus: P_A, P_B, P_C. La solution de ce système de 3 équations linéaires résulte en les valeurs suivantes:

$P_A = 0.269\ P \quad P_B = 0.266\ P \quad P_C = 0.466\ P$

Les valeurs expérimentales, mesurées par Yang et Ye [133] étaient :

$P_A = 0.276\ P \quad P_B = 0.239\ P \quad P_C = 0.485\ P$

Cet exemple indique donc que la technique des formules de la flexibilité du joint est assez performante. Vu sa simplicité, cette technique paraît très utile pour l'analyse et l'optimisation de la distribution des charges. Pour des géométries plus complexes, la technique peut être incorporée dans un logiciel par éléments finis. Cette procédure est élaborée dans le guide de design EUROCOMP [3].

Note: Les références indiquées dans cette annexe portent les numéros identifiés dans la liste générale des références (page 230).