



الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية
République Algérienne Démocratique et Populaire
وزارة التعليم العالي والبحث العلمي
Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique



جامعة وهران 2 محمد بن أحمد
Université d'Oran 2 Mohamed Ben Ahmed

معهد الصيانة و الأمن الصناعي
Institut de Maintenance et de Sécurité Industrielle
Département de Maintenance en Electromécanique

MÉMOIRE

Pour l'obtention du diplôme de Master

Filière : Electromécanique
Spécialité : Maintenance Industrielle et Electromécanique

Thème

**Renforcement des assemblages collés avec
simple joint de recouvrement**

Présenté et soutenu publiquement par :

MEBKHOUT ABDERREZAK & LAHBOUS YAHIA

Devant le jury composé de :

Nom et Prénom	Grade	Etablissement	Qualité
Mr.Achache Habib	Pr	UNIV. D'ORAN 2	Président
Mr.Bachir Bouiadjra Bachir	MCA	UNIV. D'ORAN 2	Encadrant
Mr.Tarfaya Anis	MCA	UNIV. D'ORAN 2	Examineur

Année 2025/2026

RESUME :

Ce travail de recherche est consacré à l'analyse numérique et à l'optimisation thermomécanique des assemblages collés à simple recouvrement (Single-Lap Joints, SLJ), soumis à des sollicitations de traction. L'objectif principal est d'évaluer l'efficacité de l'introduction de raidisseurs locaux et globaux pour atténuer les concentrations de contraintes critiques induites par l'excentricité intrinsèque du chargement : le pelage (contraintes normales hors-plan) et le cisaillement (contraintes tangentielles dans le plan). À l'aide d'une étude paramétrique rigoureuse menée par la méthode des éléments finis, nous avons analysé l'influence combinée de la position, de l'orientation (parallèle ou perpendiculaire au chargement) et de l'épaisseur du raidisseur (allant de 2 mm jusqu'au recouvrement total ou Full Overlap). Les résultats numériques démontrent que les configurations de raidisseurs orientées parallèlement à la direction du chargement offrent une performance supérieure. Elles épousent efficacement le flux des lignes de force et augmentent l'inertie flexionnelle dans le plan du moment basculant, assurant ainsi un lissage optimal des pics de contraintes aux extrémités de l'adhésif. De plus, le positionnement au centre exact de la zone de recouvrement s'impose comme la stratégie géométrique la plus robuste pour retarder l'initiation des microfissures et améliorer la durabilité structurale de l'assemblage.

Mots-clés : Assemblages collés, Simple recouvrement, Analyse numérique, Éléments finis, Raidisseurs, Contraintes de pelage, Contraintes de cisaillement, Optimisation thermomécanique.

ABSTRACT:

This research work is dedicated to the numerical analysis and thermomechanical optimization of single-lap bonded joints (SLJ) subjected to tensile loading. The primary objective is to evaluate the effectiveness of incorporating local and global stiffeners to mitigate the critical stress concentrations induced by the intrinsic eccentricity of the load: peeling (out-of-plane normal stress) and shear (in-plane tangential stress). Through a rigorous parametric study conducted via the finite element method, we analyzed the combined influence of the stiffener's position, orientation (parallel or perpendicular to the loading axis), and thickness (ranging from 2 mm to a full overlap configuration). The numerical results demonstrate that stiffener configurations oriented parallel to the loading direction offer significantly superior performance. They effectively follow the flow of force lines and increase the flexural inertia within the plane of the secondary bending moment, thereby ensuring an optimal reduction of stress peaks at the adhesive edges. Furthermore, placing the stiffener at the exact center of the overlap area emerges as the most robust geometric strategy to delay microcrack initiation and enhance the structural durability of the joint.

Keywords: Bonded joints, Single-lap, Numerical analysis, Finite element method, Stiffeners, Peeling stress, Shear stress, Thermomechanical optimization.

ملخص:

يتمحور هذا العمل البحثي حول التحليل العددي والتحسين الكهروميكانيكي والحراري للروابط اللاصقة ذات التراكب البسيط (Single-Lap Joints) الخاضعة لإجهادات الشد. يكمن الهدف الرئيسي في تقييم مدى فعالية إدراج مقويات (Raidisseurs) محلية وشاملة للتخفيف من تركيز الإجهادات الحرجة الناتجة عن اللامركزية الجوهرية للحمل، والمتمثلة في: إجهاد التقشير (الإجهادات العمودية خارج المستوى) وإجهاد القص (الإجهادات المماسية في المستوى). من خلال دراسة بارامترية صارمة أجريت باستخدام طريقة العناصر المحدودة، قمنا بتحليل التأثير المشترك لموقع المقوي، واتجاهه (موازٍ أو عمودي على اتجاه الشد)، وسمكه (من 2 ملم وصولاً إلى التراكب الكامل). Full Overlap) وأظهرت النتائج العددية أن تهيئات المقويات الموجهة بشكل موازٍ لاتجاه التحميل تقدم أداءً أفضل بكثير، حيث تتماشى بفعالية مع تدفق خطوط القوة وتزيد من عطالة الانحناء في مستوي عزم الدوران، مما يضمن تخفيفاً مثالياً لذروة الإجهادات عند أطراف المادة اللاصقة. علاوة على ذلك، أثبت وضع المقوي في مركز منطقة التراكب تماماً أنه الاستراتيجية الهندسية الأكثر متانة لتأخير ظهور الشقوق الدقيقة وتحسين الديمومة الهيكلية للربط.

الكلمات المفتاحية: الروابط اللاصقة، تراكب بسيط، التحليل العددي، العناصر المحدودة، المقويات، إجهاد التقشير، إجهاد القص، التحسين الكهروميكانيكي الحراري.



REMERCIEMENT

Avant toute chose, je rends grâce à Dieu le Tout-Puissant pour m'avoir accordé la santé, la patience, la persévérance et la détermination nécessaires à l'accomplissement de ce travail.

Je tiens à exprimer ma profonde reconnaissance à mon encadreur, Monsieur **Bachir bouijra Bachir**, pour leur disponibilité, leurs précieux conseils, leur accompagnement rigoureux et leur soutien constant tout au long de la réalisation de ce projet. Leurs orientations et leurs encouragements ont constitué une contribution essentielle à l'aboutissement de ce travail.

J'adresse également mes sincères remerciements à Monsieur Achache Habib pour l'honneur qu'il me fait en acceptant de présider le jury de soutenance. Je lui témoigne toute ma gratitude pour l'intérêt porté à ce mémoire.

Je tiens aussi à remercier chaleureusement Monsieur **Tarfaya Anis** d'avoir accepté d'examiner et d'évaluer ce travail. Ses remarques et son expertise constituent une contribution précieuse à son amélioration.

Mes plus vifs remerciements s'adressent à ma famille, dont le soutien moral, la confiance, les encouragements et les sacrifices ont été une source permanente de motivation tout au long de mon parcours universitaire.

Enfin, j'exprime ma reconnaissance à toutes les personnes qui, de près ou de loin, ont contribué à la réalisation de ce mémoire et à la réussite de cette expérience académique.

À toutes et à tous, j'adresse mes plus sincères remerciements.



DEDICACE

Avant tout, je remercie Allah le Tout-Puissant de m'avoir accordé la santé, la patience et la volonté nécessaires pour mener à bien ce travail.

Je dédie ce mémoire à mes très chers parents, qui ont toujours été ma source de force et d'inspiration. Merci pour votre amour infini, vos sacrifices, vos encouragements et votre soutien indéfectible tout au long de mon parcours. Aucun mot ne saurait exprimer toute ma gratitude et mon profond respect envers vous. Que ce travail soit le témoignage de ma reconnaissance et de ma fierté d'être votre fils.

À ma famille, pour son affection, sa confiance et son soutien constant dans les moments les plus difficiles comme dans les plus heureux.

À tous mes enseignants, qui ont contribué à ma formation par leurs connaissances, leurs conseils et leur dévouement.

À mon encadreur, pour sa disponibilité, ses orientations précieuses et l'intérêt qu'il a porté à ce travail.

À mes amis et collègues, qui ont partagé avec moi les défis de cette aventure universitaire et dont l'amitié a rendu ce parcours plus agréable.

Enfin, je dédie ce travail à toutes les personnes qui ont cru en moi et m'ont encouragé à poursuivre mes ambitions et à ne jamais abandonner face aux difficultés.

Avec toute ma gratitude et mon profond respect.



Sommaire

RESUME

REMERCIEMENT

DEDICACE

Sommaire

LISTE DES FIGURES

LISTE DES TABLEAUX

LISTE DES ABREVIATIONS

LISTE DES SYMBOLES

INTRODUCTION GENERALE 1

Chapitre 1 : Généralités sur les assemblage collés

1.1 INTRODUCTION:	4
1.2 Presentation général du collage :	5
1.3. Définition du collage	6
1.3.1-Définition d'un assemblage collé.....	6
1.4 Avantages et inconvénients du collage	7
1.4.1 Avantages :	7
1.4.2 Inconvénients:	9
1.5 Sélection et Modification des Adhésifs.....	10
1.5.1-Adhésifs Flexibles.....	10
1.5.2-Joints Bi-adhésifs	10
1.5.3-Traitements de Surface	11
1.5.4-Techniques d'Assemblage Hybride	11
1.5.5-Adhésif-Boulonné/Riveté Hybride.....	11
1.5.6-Adhésif-Soudé Hybride.....	11
1.6-Tyes d'adhésifs	11
1.6.1-Les adhésifs époxydes	11
1.6.2-Les adhésifs polyuréthane.....	12
1.6.3-Les adhésifs acryliques	12
1.6.4-Les adhésifs silicones	12
1.7-Applications Industrielles des Assemblages Collés.....	13
1.7.1-Secteur Automobile : Vers la Carrosserie Multi-Matériaux	13
1.7.2- Secteur Aéronautique : La Révolution des Composites.....	14
1.8-les mécanismes de défaillance des joints de recouvrement simples	14
1.8.1 -Défaillance adhésive:	15
1.8.2 - Défaillance cohésive:	15
1.8.3-Défaillance du substrat:	15
1.9Essais mécaniques :	16

1.9.1-Essai de traction (Tensile Test).....	17
1.9.2- Essai de cisaillement (Lap Shear Test)	18
1.9.3- Essai de pelage (Peel Test)	20
Conclusion :	21
chapitre 2 :Les technique du collage dans les assemblages structuraux applications, défis et analyse des	
2.1- Introduction :	23
2.2-Modélisation mécanique des plaques collées :	24
2.3- Défaut dans les assemblages collés:.....	26
2.4- Comportement mécanique des assemblages structuraux:	27
2-5Contrôle non destructif:.....	27
2.7-Vieillessement des assemblages collés:	28
2.8-Différent types des assemblages collés:	29
2.9-Contraintes dans un assemblage collé à simple recouvrement:	32
2.10- Joint à recouvrement : Théories élastiques :	32
2.11- Différentes approches analytiques :	33
2.11.a-Analyses uni-axiales :	34
2.11.b -Analyses bi-axiales :	36
2.12- Conclusion :	41
Chapitre 3 : Étude analytique et numérique de la distribution des contraintes dans les assemblages collés	
3.1- introduction :	43
3.2-Model Analytique:	43
3.2. a- volkersen:	43
3.2.b-Goland et Reissner:	44
3.2.c-Hart-Smith :	45
3.3 - Ojalvo & Eidinoff:	48
3.4- IMPLÉMENTATIONS LOGICIELLES.....	49
3.4.1-Analyse des Méthodes Analytiques	49
3.4.2-Analyse des Critères de Rupture	52
3.5-VALIDATION EXPÉRIMENTALE.....	53
3.6-Comparaison Numerique:	55
3.7- Fondements Théoriques et Limitations des Assemblages Collés	59
3.7.1- Limitations Physiques et Apport de Hart-Smith	59
3.8-Nécessité d'Améliorer la Résistance et la Durabilité des Joints Collés	60
3.8.1- Les Facteurs de Dégradation Environnementale.....	60
3.9-Objectifs de Recherche	63
3.9.1-Évaluer différentes techniques de renforcement	63
3.10-Optimiser les paramètres de conception pour améliorer les performances	65

3.10.1-Longueur de recouvrement (Overlap Length):.....	65
3.10.2-Épaisseur de l'adhésif (Adhesive Thickness) :	66
3.10.2-Développer des méthodes prédictives pour la conception de joints renforcés	67
3.11-Techniques de Renforcement Existence.....	68
3.11.1-Modification de la Géométrie des Jointe	68
3.11 Conclusion :	71

Chapitre 4: Simulation et Discussion

4.1-Introduction :	73
4.2- Modules :	73
4.3-Module PART :	74
4.4- Module PROPERTY :	77
4.5- Module ASSEMBLY :	81
4.6- Module STEP :	82
4.7- Module Interaction :	83
4.8- Module LOAD :	86
4.9- Module JOB :	91
4.10- Module VISUALIZAION :	92
4.11- Résultats et analyse de l'influence du raidisseur	93
Conclusion Générale :	112
Références bibliographiques :	114

LISTE DES FIGURES

Chapitre1 : Généralités sur les assemblages collés

Figure 1. 1: Adhésif composé de deux matériaux [1].....	4
Figure 1. 2: Configurations des assemblages collés métalliques et leurs avantages[3].....	6
Figure 1. 3: Zones critiques de collage dans un véhicule particulier	13
Figure 1. 4: Application des assemblages collés dans les structures d'ailes composites pour améliorer la distribution des charges et réduire le nombre de fixations mécaniques	14
Figure 1. 5: Modes de type de rupture [12].....	15
Figure1. 6: Illustration du phénomène de flexion secondaire dans un joint de recouvrement simple sous chargement [15]	16
Figure 1. 7: Tests mécaniques usuels d'assemblages collés [1]	17
Figure 1. 8: Schéma d'un essai de traction sur un joint bout à bout (butt joint) montrant l'application de la charge axiale p_1]	17
Figure 1. 9: Schéma d'un assemblage à simple recouvrement et l'application de la charge en essai de cisaillement	18
Figure 1.10: Schéma d'un assemblage à simple recouvrement et l'application de la charge en essai de cisaillement [16].....	19
Figure 1. 11: représentation schématique de l'essai de pelage [18].....	20

Chapitre 2 : Les technique du collage dans les assemblages structuraux

Figure 2.1 — Deux approches de modélisation d'un assemblage collé entre deux plaques (volumique et surfacique).....	24
Figure 2.2 — Représentation avec deux interface.....	25
Figure 2.3 — Défauts typiques d'un assemblage collé.....	26
Figure 2.4 — Balayage aux ultrasons d'un joint à recouvrement collé en aluminium	28
Figure 2.5 — Joint en bout, bord à bord, ou butée simple	29
Figure 2.6 — Joint à recouvrement simple.....	29
Figure 2.7 — Joint à recouvrement simple biseauté	29
Figure 2.8 — Joint biseauté en bout, enture	30
Figure 2.9 — Joint à mi-épaisseur, ou recouvrement en gradin.....	30

Figure 2.10 — Joint embrevé ou recouvrement avec pliage	30
Figure 2.11 — Joint bord à bord à recouvrement, avec couvre-joint simple	31
Figure 2.12 — Joint à double recouvrement	31
Figure 2.13 — Joint bord à bord à double recouvrement symétrique ou joint à double couvre-joint.....	31
Figure 2.14 — Joint en bout, à double recouvrement symétrique biseauté.....	31
Figure 2.15 — Répartition de la contrainte de cisaillement dans le joint de colle.....	32
Figure 2.16 — Joint à simple recouvrement	33
Figure 2.17 — Schéma du joint collé à étudier : Joint à simple recouvrement.....	34
Figure 2.18 — Profil de cisaillement classique le long d'un joint collé obtenu par la méthode d'O. Volkersen	36
Figure 2.19 — Figure de Tsai et al. (1998)	40

Chapitre 3 : Étude analytique et numérique de la distribution des contraintes

Figure 3. 1: volkersen model [16]	44
Figure 3. 2:Goland et Reissner modèle [1].....	44
Figure 3. 3: Régions considérées par Hart-Smith [22]	47
Figure 3. 4: Diagramme de flux du premier logiciel	50
Figure 3. 5: Fenêtre de saisie des données [26].....	51
Figure 3. 6: Analyse individuelle par méthode[26].....	51
Figure 3. 7: Comparaison entre les méthodes.[26].....	52
Figure 3. 8: Diagramme de flux du second logiciel[12].....	52
Figure 3. 9: Forme et dimensions des éprouvettes[26].....	53
Figure 3. 10: Échantillon d'essai avant et après essai – détails de la jonction.[26]	54
Figure 3. 11:Charges à rupture de chaque méthode analytique implémentée.[26]	55
Figure 3.12: Distributions des contraintes de cisaillement et de pelage calculées par le modèle analytique de Goland & Reissner.[26].....	56
Figure 3.13: Maillage ABAQUS du joint collé.[26]	56
Figure 3.14: Comparaison des contraintes de cisaillement entre les modèles analytiques et les résultats numériques.[26]	57
Figure 3.15: Comparaison des contraintes de pelage entre les modèles analytiques et les	

résultats numériques.[26].....	57
Figure 3.16: Courbe de comportement de l'adhésif et impact sur la distribution des contraintes[19].....	59
Figure 3.17: Cinétique de pénétration de l'humidité dans un joint collé.....	61
Figure 3.18: Évolution du comportement de l'adhésif sous l'effet de la chaleur.....	61
Figure 3.19: Diagramme de Hart-Smith pour les assemblages collés à recouvrement simple	62
Figure 3.20: Influence de la géométrie et de l'épaisseur des adhérents sur la résistance d'un joint collé : comparaison entre configurations single strap, double strap et configurations symétriques.....	63
Figure 3.21: Principales configurations géométriques des joints de recouvrement et variantes pour l'optimisation de la transmission des efforts	64
Figure 3.22: Influence d'un congé (fillet radius = 100 μm) sur la réduction des concentrations de contraintes dans un joint à simple recouvrement. Configuration géométrique (a) et dispositif expérimental (b).[23]	66
Figure 3. 23: Exemple de géométrie en sifflet (Scarf joint) pour une transmission de charge uniforme.[3].....	70

Chapitre 4 : Simulation et Discussion

Figure 4. 1: Le module a réalise	74
Figure4.2:désignationde la plaque	76
Figure 4. 3: Création de la plaque.....	75
Figure4. 4: Désignation de l'épaisseur.....	77
Figure 4. 5: Confirmation de l'extrusion.....	76
Figure 4. 6: Part copy plaque 1.....	77
Figure 4. 7: Confirmation de l'extrusion.....	76
Figure 4. 8: Création de colle.....	77
Figure 4. 9: Désignation de colle.....	76
Figure 4. 10: Désignation de l'épaisseur de colle	77
Figure 4. 11: Confirmation de l'extrusion.....	77
Figure 4. 12: Le module property.....	77

Liste des figures

Figure 4. 13: choix module de poisson de colle	79
Figure 4. 14: choix module de poisson de alm.....	78
Figure 4. 15: Définition la section de la plaque.....	80
Figure 4. 16:Sélection de la section.....	79
Figure 4. 17: Sélection la piece entière.....	80
Figure 4. 18:Choix de section	80
Figure 4. 19: Affectation la section.....	81
Figure 4.20: Sélection la piece entière.....	81
Figure 4.21:Choix de section	80
Figure 4. 22: Affectation la section.....	81
Figure 4.23: Sélection la piece entière.....	81
Figure 4. 24:Choix de section	80
Figure 4. 25: Affectation la section	81
Figure 4. 26: Module ASSEMBLY	81
Figure 4. 27: Créer une instance.....	82
Figure 4. 28: Création de step.....	83
Figure 4. 29: création display groupe	84
Figure 4. 30: création display groupe (éléments)	84
Figure 4. 31: création contrainte t1 et choisir le maitre surface (plaque 1).....	85
Figure 4. 32: La modification de contrainte(t1) et choisir le maitre surface (la colle).....	85
Figure 4. 33: création contrainte t2 et choisir le maitre surface (plaque 2).....	85
Figure 4. 34: Choisir l'esclave surface puis la modification de contrainte (t2).....	86
Figure 4. 35: Résultat d'interaction	86
Figure 4. 36: création de l'encastrement	87
Figure 4. 37: sélection la face a la face encastré.....	88
Figure 4. 38: affectation de l'encastrement	88
Figure 4. 39: création de la force.....	88
Figure 4. 40: sélecetion la face de traction.....	89
Figure 4. 41: affectation de champ Magnitude.....	89
Figure 4. 42: Module MESH	Erreur ! Signet non défini.
Figure 4. 43: Affectation la taille des éléments	90
Figure 4. 44: Affectation le nombre des éléments.....	90
Figure 4. 45: Confirmation de maillage	91

Liste des figures

Figure 4. 46: la première creation de job	92
Figure 4. 47: la deuxième creation de job	92
Figure 4. 48: Affichage le message de réussite	92
Figure 4. 49: visualisation les résultats.....	93
Figure 4. 50: influence de la position du raidisseur sur les contraintes de pelage pour une épaisseur de 5mm, positionné parallèlement à la direction du chargement	93
Figure 4.51: influence de la position du raidisseur sur les contraintes de cisaillement pour une épaisseur de 5mm, positionné parallèlement à la direction du chargement.....	95
Figure 4.52: influence de la position du raidisseur sur les contraintes de pelage pour une épaisseur de 5mm, positionné perpendiculairement à la direction du chargement	96
Figure 4.53: influence de la position du raidisseur sur les contraintes de cisaillement pour une épaisseur de 5mm, positionné perpendiculairement à la direction du chargement	98
Figure 4.54: influence de l'épaisseur d'un raidisseur positionné parallèlement à la direction du chargement sur les contraintes de pelage (renfort en rive de la zone de recouvrement)	100
Figure 4.55: influence de l'épaisseur d'un raidisseur positionné parallèlement à la direction du chargement sur les contraintes de cisaillement (renfort en rive de la zone de recouvrement).....	101
Figure 4.56: influence de l'épaisseur d'un raidisseur positionné parallèlement à la direction du chargement sur les contraintes de pelage (renfort décalé de 10mm par rapport à l'extrémité du recouvrement)	102
Figure 4.57: influence de l'épaisseur d'un raidisseur positionné parallèlement à la direction du chargement sur les contraintes de cisaillement (renfort décalé de 10mm par rapport à l'extrémité du recouvrement)	103
Figure 4.58: influence de l'épaisseur d'un raidisseur positionné parallèlement à la direction du chargement sur les contraintes de pelage (renfort au centre de la zone de recouvrement)	104
Figure 4. 59: influence de l'épaisseur d'un raidisseur positionné parallèlement à la direction du chargement sur les contraintes de cisaillement (renfort au centre de la zone de recouvrement).....	105
Figure 4.60: influence de l'épaisseur d'un raidisseur positionné perpendiculairement à la direction du chargement sur les contraintes de pelage (renfort en rive de la zone de recouvrement).....	106

Liste des figures

Figure 4.61: influence de l'épaisseur d'un raidisseur positionne perpendiculairement à la direction du chargement sur les contraintes de cisaillement (renfort en rive de la zone de recouvrement).....	107
Figure 4.62: influence de l'épaisseur d'un raidisseur positionne perpendiculairement à la direction du chargement sur les contraintes de pelage (renfort décalé de 10mm par rapport à l'extrémité du recouvrement)	108
Figure 4.63: influence de l'épaisseur d'un raidisseur positionne perpendiculairement à la direction du chargement sur les contraintes de cisaillement (renfort décalé de 10mm par rapport à l'extrémité du recouvrement).....	109
Figure 4.64: influence de l'épaisseur d'un raidisseur positionne perpendiculairement à la direction du chargement sur les contraintes de pelage (renfort au centre de la zone de recouvrement).....	110
Figure 4.65: influence de l'épaisseur d'un raidisseur positionne perpendiculairement à la direction du chargement sur les contraintes de cisaillement (renfort au centre de la zone de recouvrement).....	111

LISTE DES TABLEAUX

Tableau 3. 1: Critère de rupture de chaque méthode analytique.(26).....	54
Tableau 3. 2: Valeurs minimales et maximales de contrainte(26)	58
Tableau 4. 1: Propriétés des matériaux utilisés dans la simulation	74

LISTE DES ABREVIATIONS

ASTM : American Society for Testing and Materials.

CND : Contrôle Non Destructif.

CZM : Modèle de zone cohésive (Cohesive Zone Model).

FEA : Analyse par éléments finis (Finite Element Analysis).

GUI : Interface graphique utilisateur (Graphical User Interface).

NVH : Bruit, Vibration, Rudesse (Noise, Vibration, Harshness).

SCF : Facteur de concentration de contraintes (Stress Concentration Factor).

SLJ : Joint à recouvrement simple (Single Lap Joint).

UV : Ultraviolet.

ZAT : Zone Affectée Thermiquement.

LISTE DES SYMBOLES

σ	: Contrainte normale ou contrainte de pelage [MPa]
τ	: Contrainte de cisaillement [MPa]
σ_{moy}	: Contrainte de traction moyenne [MPa]
τ_{moy}	: Contrainte de cisaillement moyenne [MPa]
E	: Module d'Young [MPa]
E_{p1}, E_{p2}	: Module d'Young des plaques 1 et 2 [MPa]
E_a	: Module d'Young de l'adhésif [MPa]
E^*	: Module d'Young effectif [MPa]
G	: Module de cisaillement [MPa]
G_a	: Module de cisaillement de l'adhésif [MPa]
ν	: Coefficient de Poisson [sans dimension]
ν_{p1}, ν_{p2}	: Coefficient de Poisson des plaques 1 et 2 [sans dimension]
ν_a	: Coefficient de Poisson de l'adhésif [sans dimension]
P	: Charge appliquée [N]
F	: Force appliquée [N]
A	: Surface de l'adhésif [mm ²]
b	: Largeur du joint [mm]
b_1, b_2	: Largeurs des plaques 1 et 2 [mm]
L	: Longueur de recouvrement [mm]
e	: Épaisseur [mm]
e_1, e_2	: Épaisseurs des plaques 1 et 2 [mm]
e_a	: Épaisseur de la couche adhésive [mm]
t	: Épaisseur de l'adhérent [mm]
t_t	: Épaisseur de l'adhérent supérieur [mm]
t_b	: Épaisseur de l'adhérent inférieur [mm]
t_a	: Épaisseur de la couche adhésive [mm]
t_0	: Épaisseur nominale [mm]
t_{min}	: Épaisseur minimale [mm]
c	: Demi-longueur du recouvrement [mm]
x, x', y, z	: Coordonnées spatiales [mm]
i, j, k	: Indices de direction [sans dimension]

Liste des Abréviations

τ^{12} : Contrainte de cisaillement transverse [MPa]
 σ^{22} : Contrainte d'arrachement (pelage) [MPa]
 M_0 : Moment de flexion au bord du joint [N·mm]
 K : Facteur de moment fléchissant [sans dimension]
 K' : Facteur d'effort tranchant transversal [sans dimension]
 k : Facteur de moment fléchissant (modèle Hart-Smith) [sans dimension]
 ξ : Paramètre de Goland et Reissner [sans dimension]
 ξ' : Paramètre d'effort tranchant [sans dimension]
 ω : Paramètre de Volkersen [mm^{-1}]
 ω' : Paramètre de Volkersen corrigé [mm^{-1}]
 λ : Paramètre de Goland et Reissner [mm^{-1}]
 λ' : Paramètre corrigé de Tsai [mm^{-1}]
 β : Paramètre de Goland et Reissner [mm^{-1}]
 β' : Paramètre corrigé de Tsai [mm^{-1}]
 α : Paramètre de correction de Tsai ou angle de biseau [sans dimension] ou [$^\circ$]
 D : Rigidité en flexion de l'adhérent [N·mm]
 d : Longueur de la zone élastique centrale [mm]
 τ_p : Contrainte de cisaillement plastique [MPa]
 γ : Déformation de cisaillement [sans dimension]
 γ_e : Déformation de cisaillement élastique [sans dimension]
 γ_p : Déformation de cisaillement plastique [sans dimension]
 τ^* : Contrainte de cisaillement adimensionnelle [sans dimension]
 σ^* : Contrainte de pelage adimensionnelle [sans dimension]
 C, D : Constantes d'intégration (modèle Ojalvo et Eidinoff) [sans dimension]
 T_g : Température de transition vitreuse [$^\circ\text{C}$]
 R_a : Rugosité arithmétique [μm] : Facteur d'effort tranchant transversal [sans dimension].

.....

Introduction générale

INTRODUCTION GENERALE

Les assemblages collés ont connu un essor considérable ces dernières décennies dans les industries de pointe, notamment dans les secteurs aéronautique, automobile et spatial. En offrant une alternative performante aux modes de fixation traditionnels tels que le rivetage ou le boulonnage, le collage structural présente des avantages indéniables. Il permet une réduction significative de la masse globale des structures, garantit une meilleure distribution des contraintes sur toute la surface de contact, évite la concentration de contraintes due au perçage et offre une excellente résistance à la fatigue ainsi qu'une bonne isolation galvanique entre matériaux dissemblables.

Cependant, malgré ces atouts technologiques, la conception d'un joint collé demeure complexe en raison de la nature hétérogène de l'assemblage (substrat/adhésif/substrat) et de sa sensibilité aux modes de sollicitation hors-plan. Dans la configuration la plus courante et la plus simple à mettre en œuvre — l'assemblage à simple recouvrement (Single-Lap Joint, SLJ) —, un phénomène critique apparaît lors de l'application d'une charge de traction. Du fait du désalignement inhérent des forces de traction, un moment de flexion secondaire est généré au sein de la zone de recouvrement. Ce moment de flexion induit une rotation des substrats et provoque l'apparition de fortes concentrations de contraintes aux extrémités du joint adhésif.

Ces contraintes se manifestent sous deux formes principales :

Les contraintes de cisaillement dans le plan du joint, qui atteignent des valeurs maximales aux bords libres de l'adhésif.

Les contraintes de pelage, normales et perpendiculaires au plan du joint, particulièrement destructrices, car les adhésifs structuraux possèdent généralement une faible résistance à la traction orthogonale.

Ces pics de contraintes localisés sont les principaux initiateurs de microfissures, conduisant à une rupture prématurée et souvent catastrophique de l'assemblage bien avant que la capacité maximale des substrats ne soit atteinte. La maîtrise et l'atténuation de ces contraintes de bord représentent donc un défi scientifique et industriel majeur pour optimiser la durabilité et la fiabilité des structures collées.

Plusieurs techniques ont été explorées dans la littérature pour remédier à ce problème, telles que la modification de la géométrie des extrémités des substrats (biseautage, arrondis) ou l'optimisation de l'épaisseur de l'adhésif. Dans le cadre de ce travail, nous nous intéressons à une solution technologique innovante et prometteuse : l'introduction de raidisseurs mécaniques locaux et globaux. Cette approche vise à augmenter localement l'inertie flexionnelle de

Introduction générale

l'assemblage afin de limiter la rotation de la zone de joint et, par conséquent, de lisser la distribution des contraintes de pelage et de cisaillement.

L'objectif principal de ce mémoire de Master est de mener une analyse numérique rigoureuse, par la méthode des éléments finis, pour évaluer l'efficacité de ces raidisseurs. À travers une étude paramétrique approfondie, nous analysons l'influence combinée de la position géométrique du raidisseur, de son orientation par rapport à l'axe de chargement, ainsi que de son épaisseur (allant de configurations locales jusqu'au recouvrement total ou Full Overlap).

Pour présenter de manière claire et progressive les résultats de cette recherche

Ce mémoire est organisé en quatre chapitres. Le premier chapitre présente les généralités sur les assemblages collés, leurs principes de fonctionnement, leurs avantages, leurs limites ainsi que leurs principales applications industrielles. Le deuxième chapitre est consacré à une étude bibliographique portant sur les techniques de collage structural, les modèles analytiques développés pour l'étude des joints collés et les mécanismes de défaillance associés. Le troisième chapitre expose les approches analytiques et numériques utilisées pour l'évaluation des contraintes dans les assemblages à simple recouvrement ainsi que les différentes techniques de renforcement proposées dans la littérature. Enfin, le quatrième chapitre présente la modélisation numérique réalisée sous ABAQUS, les résultats obtenus ainsi que leur analyse détaillée afin de mettre en évidence l'efficacité des raidisseurs dans l'amélioration du comportement mécanique des assemblages collés.

Les résultats de cette étude contribueront à une meilleure compréhension des mécanismes de transfert des charges dans les joints collés renforcés et fourniront des recommandations utiles pour la conception d'assemblages structuraux plus fiables, plus résistants et mieux adaptés aux exigences industrielles modernes.

Chapitre 1 : Généralités sur les assemblage collés

1.1 INTRODUCTION:

L'assemblage par collage structural s'est imposé comme une alternative majeure aux méthodes de fixation mécaniques traditionnelles, telles que le rivetage et le boulonnage, dans des secteurs de haute technologie comme l'aéronautique, l'automobile et l'énergie éolienne.

Contrairement aux fixations ponctuelles, le collage permet théoriquement une distribution plus uniforme des efforts sur toute la surface de contact, offrant ainsi des avantages significatifs en termes de réduction de poids, d'étanchéité, d'isolation électrique et de capacité à joindre des matériaux dissemblables [1].

Cependant, cette uniformité est idéale et rarement atteinte en pratique. Les travaux fondamentaux de la mécanique de la rupture et de l'élasticité ont mis en évidence que les assemblages collés traditionnels, notamment à simple recouvrement (SLJ - Single Lap Joint), souffrent de fortes concentrations de contraintes à leurs extrémités. Ce phénomène est la cause prédominante de la défaillance prématurée de ces structures, limitant ainsi leur efficacité structurelle, leur fiabilité et leur durabilité [2].

Le présent mémoire vise à fournir une analyse approfondie des limitations des assemblages collés traditionnels, à souligner la nécessité d'améliorer leur performance, à présenter les méthodes d'optimisation géométrique et matérielle, et enfin à explorer leurs applications industrielles critiques. L'objectif est de synthétiser les connaissances actuelles pour proposer des pistes de conception de joints collés plus robustes et durables.

La compréhension des mécanismes de concentration de contraintes est essentielle pour développer des stratégies d'amélioration. Des modèles analytiques pionniers ont jeté les bases de cette compréhension en décrivant la distribution des contraintes de cisaillement et de pelage au sein de la couche adhésive.



Figure 1. 1: Adhésif composé de deux matériaux [1]

1.2 Présentation général du collage :

le collage des métaux a débuté aux alentours de 1942, stimulé par deux facteurs majeurs. D'une part, la découverte des adhésifs époxydes a révolutionné le domaine en permettant des collages métalliques d'une solidité inédite, grâce à leur forte adhérence et leur excellente résistance mécanique. D'autre part, la Seconde Guerre mondiale a contraint les États-Unis à intensifier la production d'avions et de navires de guerre, ce qui a engendré une recherche active de méthodes d'assemblage plus rapides que les techniques traditionnelles telles que la soudure, le rivetage ou le boulonnage. En conséquence, l'industrie a progressivement évolué, passant d'assemblages entièrement mécaniques à des assemblages mixtes (soudé-collé, serti-collé), pour finalement adopter le collage exclusif pour certaines pièces secondaires.

joint collé représente une méthode d'assemblage offrant plusieurs avantages significatifs. Il permet notamment d'alléger les structures en éliminant le besoin de fixations mécaniques telles que les boulons. Cette technique prévient également les altérations structurales internes des matériaux à assembler. De plus, le joint collé crée une liaison continue, ce qui résout efficacement les problèmes d'étanchéité et, dans certains cas, de corrosion. Enfin, il assure une répartition uniforme des contraintes sur la surface de contact.

La figure 1.2 illustre diverses configurations de collages de pièces métalliques, en soulignant leurs avantages respectifs. Il est crucial de noter que certaines configurations sont à proscrire, comme celle représentée par la figure d, qui illustre un collage en bout. Une telle disposition est en effet très peu résistante aux sollicitations mécaniques et ne doit absolument pas être utilisée.

À l'inverse, certaines configurations sont particulièrement adaptées au collage des métaux. C'est le cas, par exemple, des pièces de révolution. Ces dernières, souvent complexes à assembler par des méthodes mécaniques traditionnelles (nécessitant brides, épaulements ou frettages), offrent naturellement des recouvrements qui travaillent en cisaillement et en couple. Ces modes de sollicitation sont les plus favorables au collage, facilitant grandement l'assemblage de ces pièces.

1.3. Définition du collage

1.3.1-Définition d'un assemblage collé

Le collage est un procédé d'assemblage qui permet de lier deux ou plusieurs éléments au moyen d'un adhésif interposé entre leurs surfaces de contact[3]. Après son application, l'adhésif subit un processus de durcissement, d'origine physique ou chimique, qui assure la continuité de la liaison entre les adhérents. Cette technique est largement utilisée pour l'assemblage de matériaux identiques ou différents, tout en garantissant une répartition plus homogène des efforts mécaniques.

D'après la norme EN 923, un adhésif est une substance non métallique capable d'assembler des matériaux grâce à des phénomènes d'adhésion aux surfaces et à une cohésion interne suffisante pour maintenir durablement la liaison[4]

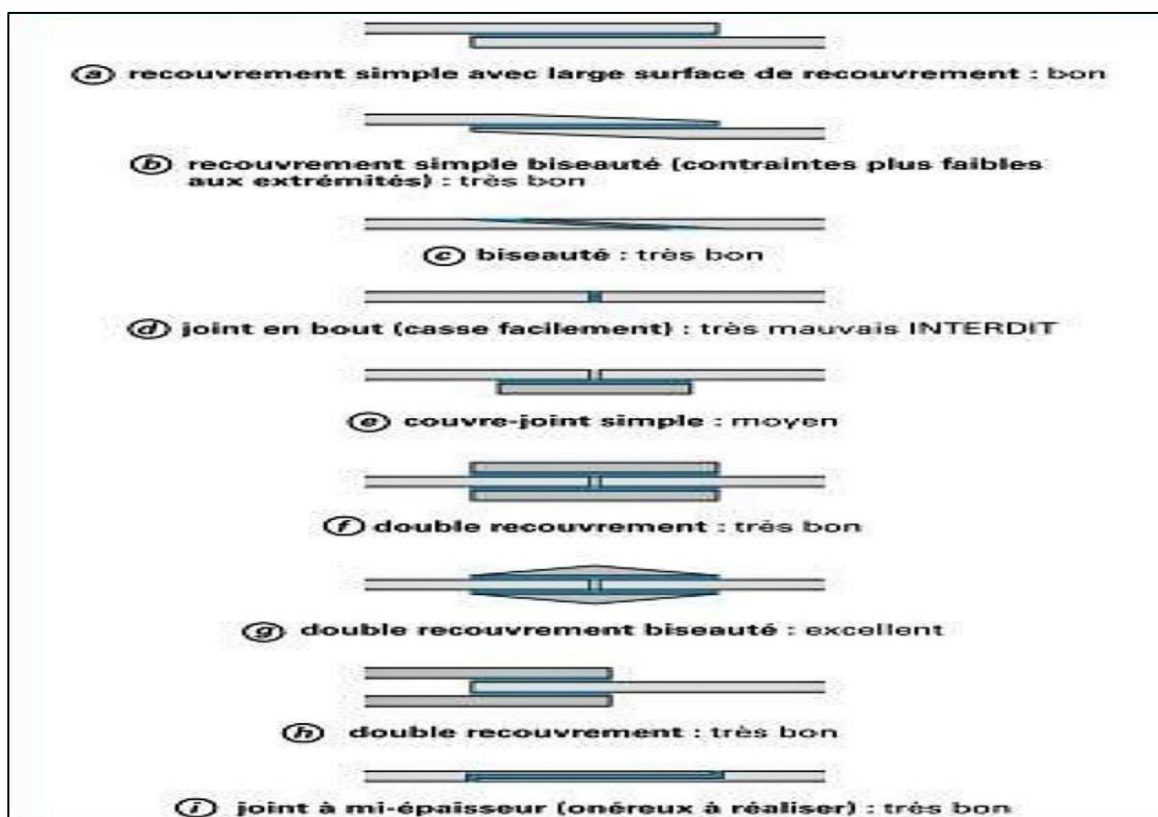


Figure 1. 2: Configurations des assemblages collés métalliques et leurs avantages[3]

Initialement, l'objectif était de substituer les lignes de soudure ou de rivets par des lignes de colle. Cependant, il a été rapidement constaté que les adhésifs époxydes, bien que couramment utilisés pour le collage des métaux, présentaient une faible résistance au pelage et

au clivage. Cette observation a mis en évidence la nécessité de concevoir spécifiquement les pièces destinées à être collées.

1.3.2 Principe de fonctionnement

Le fonctionnement d'un assemblage collé repose sur deux mécanismes fondamentaux : l'adhésion entre l'adhésif et les surfaces des adhérents, et la cohésion propre de l'adhésif. Lors de la mise en œuvre, l'adhésif est déposé sur les surfaces à assembler afin d'assurer leur mouillage. Il pénètre alors dans les aspérités microscopiques des matériaux et développe des interactions physico-chimiques avec ceux-ci.

Après la phase de polymérisation ou de réticulation, l'adhésif acquiert ses propriétés mécaniques définitives et devient capable de transmettre les charges entre les adhérents. Les performances de l'assemblage dépendent de plusieurs paramètres, notamment la préparation des surfaces, la nature de l'adhésif, les conditions de durcissement et la géométrie du joint. Dans les applications structurales, les efforts sont principalement transmis par cisaillement, tandis que les contraintes de pelage et de clivage doivent être minimisées afin de préserver l'intégrité de la liaison collée. [5]

Il est impératif que les pièces collées soient conçues pour travailler principalement en cisaillement, et que les contraintes soient réparties sur une surface aussi étendue que possible. En conséquence, des assemblages spécifiques ont été développés pour créer des recouvrements de surfaces suffisamment larges. Cette approche permet une meilleure répartition des contraintes, aboutissant à des assemblages plus robustes que ceux réalisés par rivetage, où les contraintes ont tendance à se concentrer.

Par ailleurs, les assemblages collés offrent des avantages esthétiques et fonctionnels notables : ils sont plus lisses, plus agréables visuellement et plus aérodynamiques que leurs homologues rivetés ou soudés.

1.4 Avantages et inconvénients du collage

1.4.1 Avantages :

Une méthode d'assemblage très efficace, largement utilisée dans plusieurs secteurs industriels tels que l'automobile, le bâtiment, l'électroménager, l'électronique, les loisirs, l'aéronautique et la mécanique.

Assure une meilleure distribution des contraintes grâce à un transfert de charge continu.

Réduit les risques de corrosion galvanique lors de l'assemblage de métaux de nature différente.

Contribue à l'allègement de la structure assemblée par rapport aux assemblages boulonnés.

Permet d'obtenir des surfaces lisses, offrant ainsi un avantage aérodynamique.

Autorise l'assemblage de matériaux dissemblables sans nécessiter de précautions particulières vis-à-vis de la corrosion.

Le collage structural constitue aujourd'hui une méthode d'assemblage très performante et largement adoptée dans de nombreux secteurs industriels tels que l'automobile, l'aéronautique, le bâtiment, l'électronique et la mécanique [6],[7]. Cette technique permet de remplacer efficacement les méthodes traditionnelles comme le rivetage, le boulonnage ou le soudage, tout en offrant plusieurs avantages techniques et économiques. Grâce à la présence d'un joint adhésif continu sur toute la surface de contact,

les contraintes mécaniques sont réparties de manière plus homogène, ce qui réduit considérablement les concentrations locales de contraintes souvent responsables des fissurations et des ruptures prématurées [6],[8].

Le collage permet également l'assemblage de matériaux de natures différentes, tels que les métaux, les composites, les plastiques ou le verre, sans nécessiter de précautions complexes contre la corrosion galvanique. En effet, l'adhésif agit comme une barrière isolante entre les matériaux, limitant les réactions électrochimiques susceptibles d'endommager l'assemblage [4],[6],[7]. Cette propriété est particulièrement importante dans les structures exposées à des environnements agressifs ou humides.

Un autre avantage majeur du collage réside dans l'allègement des structures assemblées. Contrairement aux assemblages mécaniques qui nécessitent des vis, rivets ou boulons ainsi que des opérations de perçage, le collage élimine les éléments de fixation supplémentaires, ce qui permet de réduire la masse totale de la structure [6],[9]. Cette réduction de poids représente un atout essentiel dans les domaines aéronautique et automobile, où l'allègement contribue directement à l'amélioration des performances énergétiques et à la diminution de la consommation de carburant.

De plus, le collage offre un excellent aspect esthétique en permettant d'obtenir des surfaces lisses et continues, sans trous ni surépaisseurs visibles. Cette caractéristique améliore non seulement l'apparence des structures, mais procure également un avantage aérodynamique important, notamment dans les applications aéronautiques et automobiles [6]. Enfin, le collage

assure souvent des fonctions complémentaires telles que l'étanchéité, l'amortissement des vibrations et la réduction du bruit, ce qui améliore davantage les performances globales des structures assemblées [7],[9].

1.4.2 Inconvénients:

Malgré ses nombreux avantages, le collage structural présente également certaines limitations techniques qui peuvent restreindre son utilisation dans certaines applications industrielles.

L'une des principales limites concerne la résistance thermique des adhésifs. En effet, la plupart des colles structurales possèdent une plage de fonctionnement relativement limitée, généralement comprise entre des températures négatives modérées et environ +150 °C. Au-delà de cette limite, les propriétés mécaniques de l'adhésif peuvent diminuer progressivement en raison du ramollissement de la résine ou de la dégradation thermique du polymère [6],[7].

Par ailleurs, les assemblages collés sont sensibles au vieillissement environnemental, notamment en présence d'humidité. L'eau peut pénétrer dans la couche adhésive, provoquer une dégradation chimique de la résine et réduire progressivement les propriétés mécaniques du joint collé, telles que la résistance au cisaillement et l'adhérence [8],[9].

Les variations de température et d'humidité peuvent également accélérer les phénomènes de fatigue et diminuer la durabilité de l'assemblage au cours du temps. Le procédé de collage exige également une préparation rigoureuse des surfaces avant assemblage. Les surfaces doivent être soigneusement nettoyées, dégraissées et parfois traitées mécaniquement ou chimiquement afin d'assurer une bonne adhésion entre l'adhésif et les matériaux assemblés [6],[8].

Une mauvaise préparation des surfaces peut entraîner des défauts d'adhérence et provoquer une rupture prématurée du joint collé. Une autre contrainte importante réside dans le temps de durcissement des adhésifs. Selon le type de colle utilisé, le temps de polymérisation peut varier de quelques minutes à plusieurs heures, voire plusieurs jours pour atteindre les performances mécaniques maximales [6].

Cette durée peut parfois être incompatible avec les cadences élevées de production industrielle, notamment dans les procédés automatisés nécessitant une mise en service rapide des pièces assemblées. De plus, contrairement aux assemblages mécaniques démontables, les assemblages collés sont généralement difficiles à démonter sans endommager les pièces

assemblées. Cette caractéristique complique les opérations de maintenance, de réparation ou de recyclage des structures collées. Enfin, l'épaisseur de la couche adhésive constitue un paramètre critique dans la conception des assemblages collés. Une variation excessive de cette épaisseur peut provoquer une mauvaise répartition des contraintes et entraîner une diminution significative de la résistance mécanique du joint [7]. Il est donc nécessaire de contrôler précisément l'épaisseur du film adhésif afin de garantir la fiabilité et la reproductibilité des performances de l'assemblage.

- Les adhésifs présentent une plage de résistance thermique limitée, généralement comprise entre -70 °C et $+150\text{ °C}$.
- Ils sont sensibles au vieillissement en milieu humide, l'humidité pouvant dégrader la résine et réduire ses propriétés mécaniques.
- Le procédé de collage nécessite une préparation rigoureuse et minutieuse des surfaces à assembler.
- Le temps de durcissement des colles peut parfois être inadapté aux rythmes de production industrielle.
- Les assemblages collés sont difficiles à démonter une fois réalisés.
- L'épaisseur de la couche adhésive doit être soigneusement contrôlée afin de garantir et prévoir la résistance de l'assemblage obtenu.

1.5 Sélection et Modification des Adhésifs

Le choix de l'adhésif joue un rôle crucial dans la performance du joint. Des adhésifs avec des propriétés mécaniques spécifiques peuvent aider à gérer la concentration de contraintes.

1.5.1-Adhésifs Flexibles

L'utilisation d'adhésifs plus flexibles, tels que certains polyuréthanes, permet une meilleure redistribution des contraintes sur la longueur du joint. Leur capacité à se déformer davantage réduit les pics de contraintes aux extrémités, augmentant ainsi la résistance et la durabilité du joint, en particulier sous chargement dynamique [10].

1.5.2-Joints Bi-adhésifs

Cette technique implique l'utilisation de deux adhésifs différents dans le même joint : un adhésif rigide au centre pour la transmission de charge principale et un adhésif plus flexible aux extrémités pour atténuer les concentrations de contraintes [1].

1.5.3-Traitements de Surface

La durabilité interfaciale dépend de la qualité de la préparation de surface. Des traitements comme l'anodisation phosphorique pour l'aluminium ou le traitement plasma pour les composites créent des surfaces à haute énergie favorisant les liaisons covalentes durables.

1.5.4-Techniques d'Assemblage Hybride

L'assemblage hybride combine le collage adhésif avec d'autres méthodes de jonction, telles que les fixations mécaniques (boulons, rivets) ou le soudage par points. Cette approche tire parti des avantages de chaque méthode tout en compensant leurs faiblesses respectives [11], [10].

1.5.5-Adhésif-Boulonné/Riveté Hybride

La combinaison de l'adhésif avec des boulons ou des rivets offre une tolérance aux dommages accrue. En cas de défaillance de l'adhésif, les fixations mécaniques peuvent maintenir l'intégrité structurelle du joint (mécanisme de sécurité intrinsèque). De plus, l'adhésif aide à distribuer la charge plus uniformément entre les fixations, réduisant ainsi les concentrations de contraintes autour des trous de boulons/rivets et améliorant la résistance à la fatigue [10].

1.5.6-Adhésif-Soudé Hybride

L'intégration du soudage par points avec le collage adhésif est une autre forme d'assemblage hybride. Le soudage par points fournit une résistance initiale et une fixation rapide, tandis que l'adhésif assure une distribution de charge plus large et une meilleure résistance à la fatigue et à la corrosion [11]

1.6-Tyes d'adhésifs

Les adhésifs employés dans les assemblages collés sont classés principalement selon leur nature chimique. Cette composition intrinsèque définit les propriétés mécaniques, thermiques et chimiques de l'adhésif, orientant ainsi son choix en fonction des exigences spécifiques de l'application industrielle [27]

1.6.1-Les adhésifs époxydes

Reconnus comme les adhésifs les plus répandus en ingénierie structurale, les époxydes se distinguent par leurs performances mécaniques élevées [13]. Généralement formulés sous forme de systèmes bi-composants (résine et durcisseur), ils polymérisent par réaction chimique pour former un réseau tridimensionnel rigide [28].

Outre leur excellente adhésion sur une large gamme de substrats tels que les métaux, les composites et les céramiques, ils offrent une rigidité remarquable et une résistance chimique notable. De plus, leur stabilité thermique permet une utilisation dans des environnements soumis à des températures élevées [27].

Domaines d'application : Industries aéronautique et automobile, assemblage de structures métalliques et maintenance industrielle [3].

1.6.2-Les adhésifs polyuréthane

Les polyuréthanes se caractérisent par une ductilité supérieure à celle des époxydes [28]. Disponibles sous des formes mono ou bi-composantes, ces adhésifs se distinguent par leur grande flexibilité après réticulation, ce qui leur confère une excellente capacité d'absorption des chocs et des vibrations [27].

Leur polyvalence permet d'assurer une liaison robuste entre des matériaux de natures différentes (assemblages dissemblables), tels que les couples métal-plastique.

Domaines d'application : Secteur de la construction, industrie automobile, fabrication de panneaux sandwichs et structures soumises à des sollicitations dynamiques [3].

1.6.3-Les adhésifs acryliques

Les adhésifs acryliques sont privilégiés dans les processus de production de masse en raison de leur cinétique de polymérisation rapide [28]. Ils allient une bonne résistance mécanique à une ténacité élevée, tout en étant capables d'adhérer sur des surfaces présentant une préparation sommaire ou une légère contamination [27].

1.6.4-Les adhésifs silicones

Les silicones sont principalement exploités pour leur comportement élastomérique et leur stabilité exceptionnelle face aux agressions environnementales [27]. Bien que leur résistance à la rupture soit inférieure à celle des adhésifs structuraux comme les époxydes, ils conservent une flexibilité constante sur une plage de températures étendue.

Ils font preuve d'une excellente durabilité face aux rayonnements ultraviolets (UV) et aux agents atmosphériques, prévenant ainsi le vieillissement prématuré des joints [27].

Domaines d'application : Fonctions d'étanchéité, jonctions de vitrage, protection de composants électroniques et applications en conditions climatiques sévères [13].

1.7-Applications Industrielles des Assemblages Collés

L'assemblage par collage structural a transcendé son rôle initial de méthode de fixation secondaire pour devenir une technologie habilitante majeure dans l'industrie moderne. En permettant l'assemblage de matériaux hétérogènes et en optimisant la répartition des charges, le collage est aujourd'hui au cœur des stratégies de réduction de poids et d'amélioration de l'efficacité énergétique.

1.7.1-Secteur Automobile : Vers la Carrosserie Multi-Matériaux

Dans l'industrie automobile, le passage aux véhicules électriques et la nécessité de réduire les émissions de CO₂ imposent une cure d'amaigrissement drastique des structures.

1.7.1.1-Assemblage de la caisse en blanc (Body-in-White)

Le collage structural est utilisé pour assembler des aciers à haute limite élastique avec de l'aluminium ou des composites, là où le soudage par points est techniquement impossible ou fragilise les matériaux.

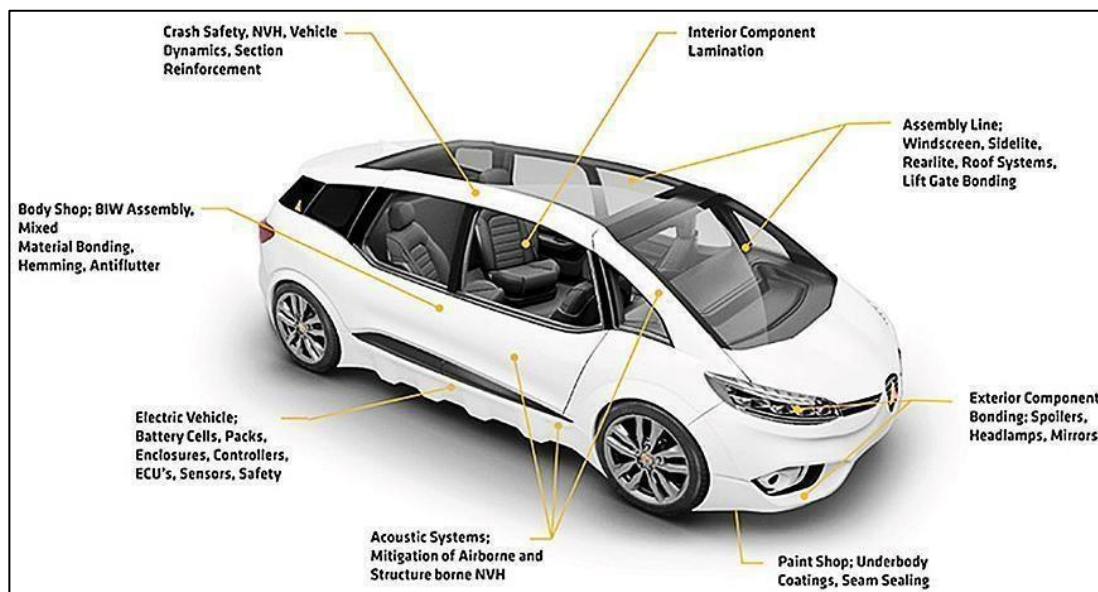


Figure 1. 3: Zones critiques de collage dans un véhicule particulier

On y voit l'utilisation d'adhésifs structuraux pour le renforcement des piliers (A, B, C), le collage du toit et des panneaux de carrosserie.

Outre la résistance mécanique, ces adhésifs assurent une fonction d'étanchéité et d'amortissement acoustique (NVH - Noise, Vibration, Harshness), améliorant ainsi le confort de conduite.

Le collage se distingue par sa capacité à joindre des épaisseurs variables et des matériaux de natures différentes sans créer de zones affectées thermiquement (ZAT), préservant ainsi

l'intégrité métallurgique des alliages avancés.

1.7.2- Secteur Aéronautique : La Révolution des Composites

L'aéronautique est le secteur pionnier du collage structural de haute performance. L'introduction de fuselages et de voilures en composite (Airbus A350, Boeing 787) a généralisé l'usage du collage pour minimiser le nombre de fixations mécaniques (rivets), sources de poids et de concentrations de contraintes.



Figure 1. 4: Application des assemblages collés dans les structures d'ailes composites pour améliorer la distribution des charges et réduire le nombre de fixations mécaniques

1.8-les mécanismes de défaillance des joints de recouvrement simples

L'étude des mécanismes de défaillance est essentielle pour comprendre et améliorer la fiabilité des assemblages par recouvrement. La rupture d'un joint peut prendre diverses formes, chacune étant influencée par sa conception, les propriétés des matériaux (substrats et adhésif) et les conditions de charge appliquées [12].

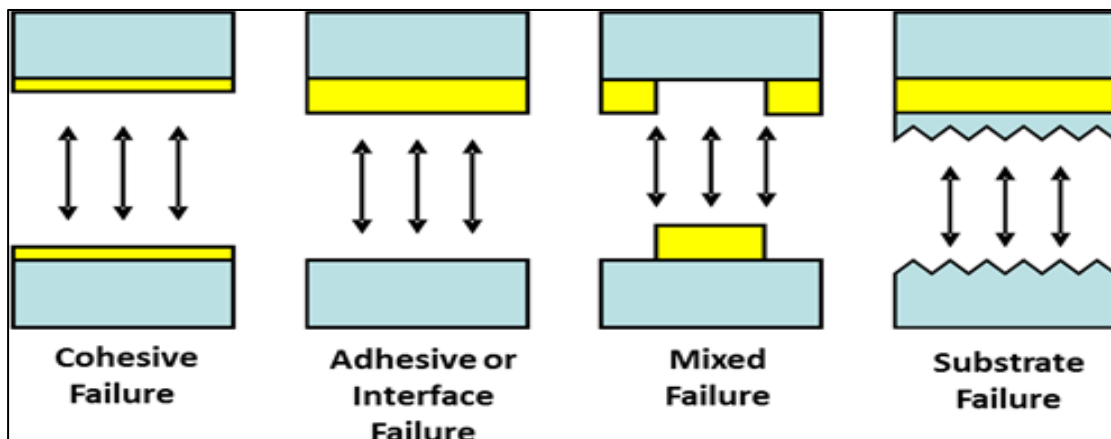


Figure 1. 5: Modes de type de rupture [12]

Les principaux modes de défaillance observés dans les joints de recouvrement adhésifs sont :

1.8.1 -Défaillance adhésive:

Ce type de défaillance se caractérise par une séparation qui s'initie et progresse à l'interface même entre l'adhésif et le substrat. Il révèle en général une insuffisance de l'adhérence entre les deux matériaux en contact, dont l'origine peut être attribuée soit à un traitement de surface inapproprié, soit à une incompatibilité chimique entre les constituants. [13]

1.8.2 - Défaillance cohésive:

À la différence de la rupture adhésive, la défaillance cohésive se manifeste à l'intérieur de la couche d'adhésif, sans impliquer l'interface avec le substrat. Ce mode de rupture est généralement perçu comme le plus favorable, puisqu'il témoigne du fait que l'adhésif a été sollicité jusqu'à sa limite de résistance intrinsèque, ce qui sous-entend que la liaison entre l'adhésif et le substrat présente une tenue mécanique supérieure à celle de l'adhésif lui-même. [13]

1.8.3-Défaillance du substrat:

Dans ce cas de figure, la fracture se localise au sein de l'un des substrats, sans affecter ni l'adhésif ni la zone interfaciale. Ce phénomène peut s'expliquer par une résistance mécanique du substrat inférieure à celle de l'adhésif, ou encore par le développement de concentrations de contraintes élevées dans le substrat, notamment sous l'effet de la flexion secondaire.

La flexion secondaire représente un facteur clé dans la compréhension de la défaillance des joints à recouvrement. Elle résulte du décalage entre l'axe de chargement et le plan médian du

joint, ce qui engendre une flexion parasite se traduisant par l'apparition de contraintes de pelage aux extrémités de la zone de recouvrement. Ces contraintes de pelage, conjuguées aux efforts de cisaillement, constituent fréquemment le mécanisme déclencheur de la rupture en bordure du joint. La maîtrise de la distribution spatiale de ces contraintes s'avère donc indispensable pour prédire avec fiabilité le comportement à la rupture de l'assemblage.

La présente étude se propose d'identifier et d'analyser les paramètres gouvernant ces différents modes de défaillance, qu'ils relèvent des propriétés des matériaux, de la configuration géométrique ou des conditions de chargement en service. L'investigation porte notamment sur l'influence de la longueur de recouvrement, de l'épaisseur de la couche adhésive et de la rigidité des substrats, ainsi que sur le comportement viscoélastique de l'adhésif lorsqu'il est soumis à des sollicitations maintenues dans le temps, c'est-à-dire le phénomène de fluage. [15]

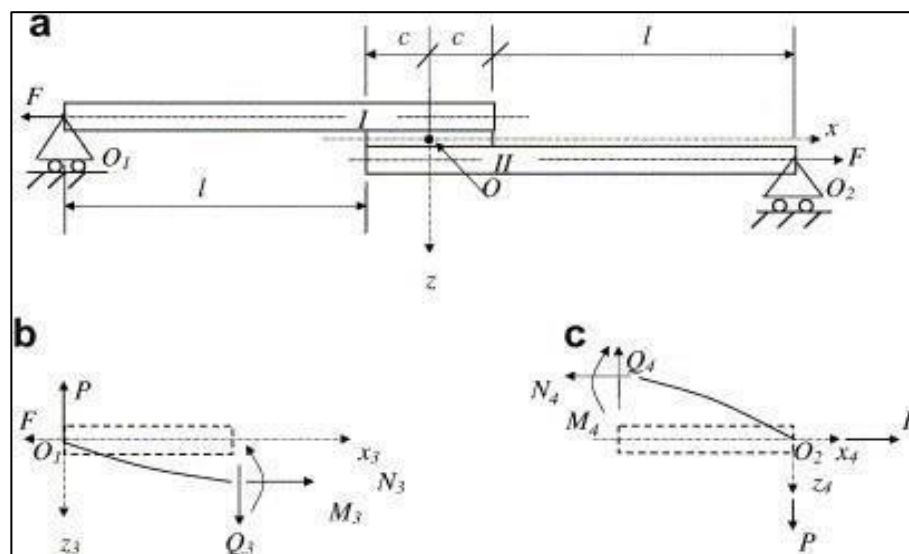


Figure 1. 6: Illustration du phénomène de flexion secondaire dans un joint de recouvrement simple sous chargement [15]

1.9 Essais mécaniques :

Il existe un très grand nombre d'essais destructifs normalisés permettant de caractériser le comportement mécanique des assemblages collés, comme l'a montré Kinloch [1987]. Ces méthodes font d'ailleurs l'objet de nombreuses études comparatives visant à harmoniser les protocoles d'essai, notamment celles d'Ikegami et al. [1996].

Par ailleurs, le développement de nouvelles technologies de mesure de l'adhésion reste un domaine de recherche actif, comme le soulignent Shanahan [1997] et Sener [1999].

représentés sur la figure 2.4 : le cisaillement, la traction, le pelage et le clivage. Aucun de ces essais ne permet toutefois de mesurer directement l'énergie d'adhésion, en raison de l'importance des phénomènes dissipatifs au sein de l'adhésif et/ou des substrats lors de la rupture. Ils sont généralement utilisés pour identifier les lois de comportement des matériaux constituant l'assemblage ainsi que le mode de rupture associé.

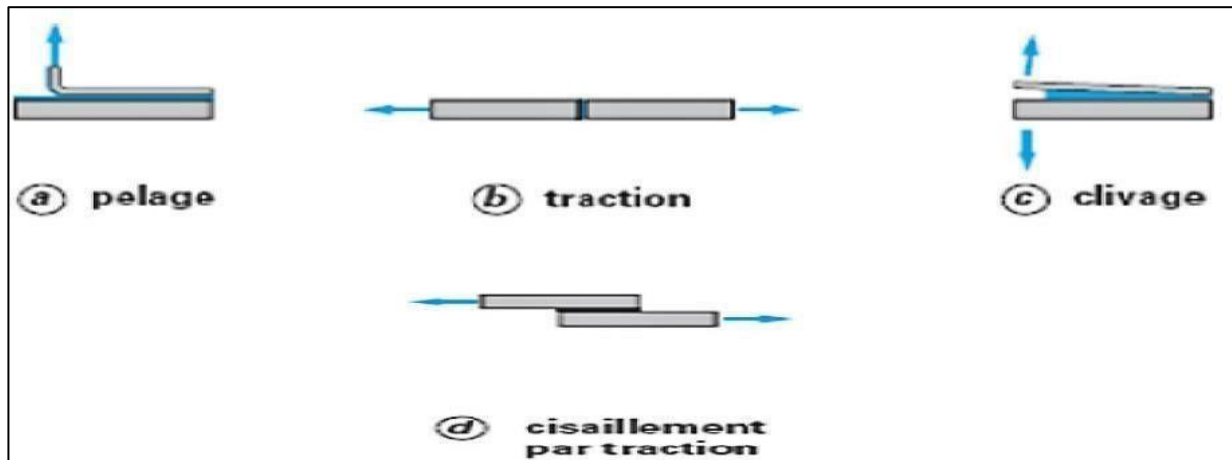


Figure 1. 7: Tests mécaniques usuels d'assemblages collés [1]

1.9.1 Essai de traction (Tensile Test)

L'essai de traction directe est généralement appliqué aux assemblages collés de type "bout à bout" (butt joint) où l'adhésif est sollicité principalement en traction perpendiculairement à l'interface

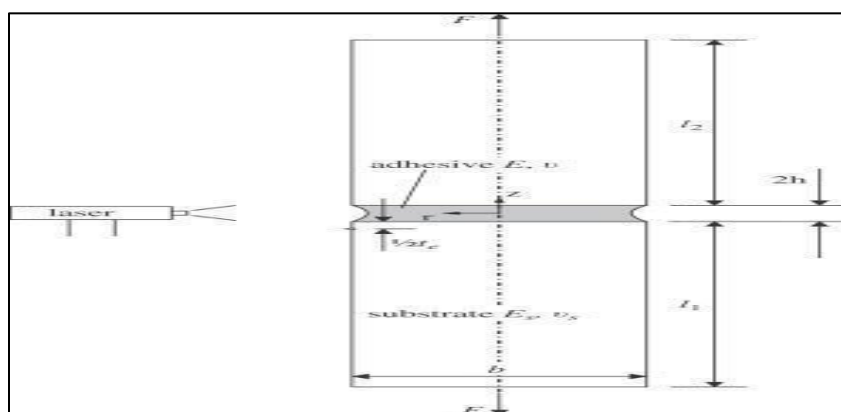


Figure 1. 8: Schéma d'un essai de traction sur un joint bout à bout (butt joint) montrant l'application de la charge axiale [1]

. Il consiste à appliquer une force de traction axiale qui tend à séparer les substrats. La contrainte de traction moyenne (σ_{moy}) dans l'adhésif est calculée par la formule suivante :

$$\sigma_{\text{moy}} = \frac{F}{A} \quad (1.1)$$

où :

- F : est la force appliquée,
- A : est la surface de l'adhésif.

Cet essai permet de caractériser la résistance de l'adhésif en traction pure, bien qu'il demeure moins représentatif des sollicitations réelles auxquelles est soumis un joint à simple recouvrement. peut être affectée par les effets de bord ainsi que par le confinement de l'adhésif entre les substrats rigides. Un confinement important peut engendrer un état de contraintes triaxial, ce qui augmente la résistance apparente de l'adhésif par rapport à celle obtenue lors d'un essai de traction réalisé sur l'adhésif seul [1].

Cet essai joue donc un rôle important dans la détermination de la limite d'élasticité ainsi que de la résistance à la rupture de l'interface sous des sollicitations normales.

1.9.2- Essai de cisaillement (Lap Shear Test)

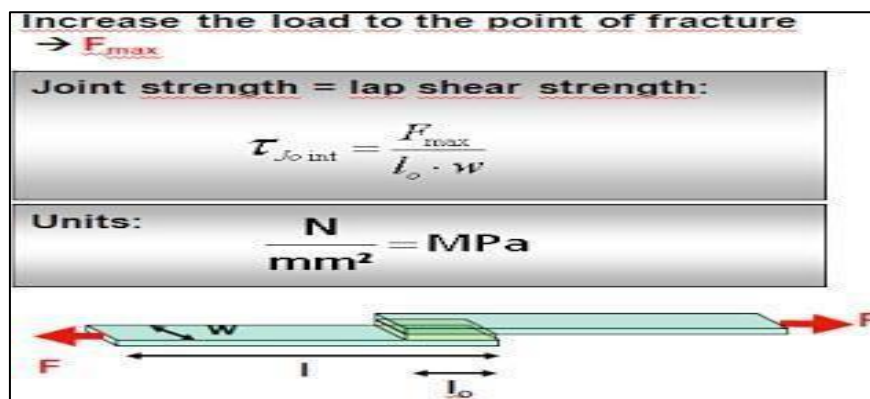


Figure 1. 9: Schéma d'un assemblage à simple recouvrement et l'application de la charge en essai de cisaillement [16]

L'essai de cisaillement à simple recouvrement figure parmi les méthodes les plus utilisées pour caractériser la résistance des assemblages collés [16]. Il consiste à soumettre les substrats à un effort de traction axial, provoquant principalement des contraintes de cisaillement au sein de la couche adhésive. Toutefois, l'excentricité entre la ligne d'application de la charge et le plan de l'adhésif engendre également des moments de flexion. Ces derniers induisent des contraintes de pelage au niveau des extrémités du joint [17].

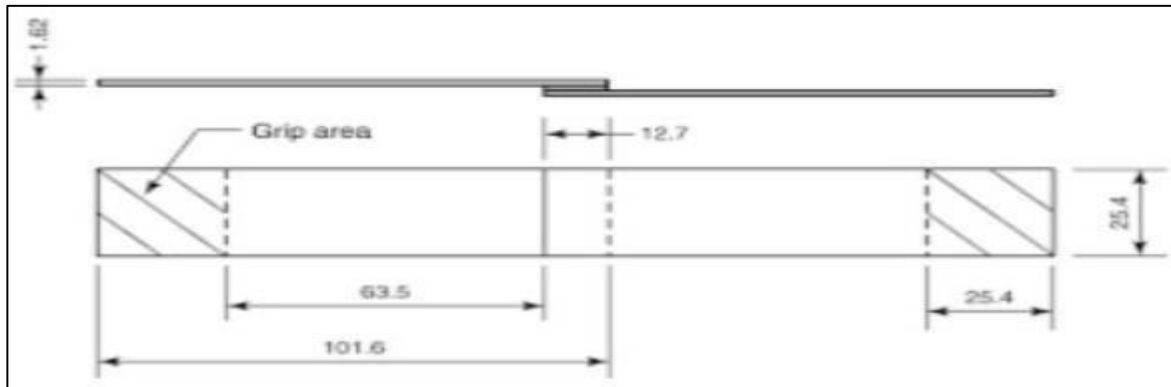


Figure 1.10: Schéma d'un assemblage à simple recouvrement et l'application de la charge en essai de cisaillement [16]

La contrainte de cisaillement moyenne τ_{moy} dans l'adhésif est calculée par la formule suivante

$$\sigma_{\text{moy}} = \frac{F}{A} \quad (1.2)$$

où :

- F est la force appliquée
- A est la surface de l'adhésif ($A = b * L$)
- b est la largeur du joint
- L est la longueur de recouvrement.

Cette formule fournit une valeur moyenne, mais la distribution réelle des contraintes est non uniforme, avec des concentrations significatives aux bords du joint. Des modèles plus sophistiqués, tels que ceux de Volkersen et Goland- Reissner, ont été développés pour décrire cette distribution complexe. Le modèle de Volkersen [17] prend en compte la déformabilité des substrats et prédit une distribution non uniforme des contraintes de cisaillement. Le modèle de Goland-Reissner [1] affine cette analyse en intégrant les effets des moments de flexion, révélant ainsi des contraintes de pelage importantes aux extrémités du joint, en plus des contraintes de cisaillement.

1.9.3- Essai de pelage (Peel Test)

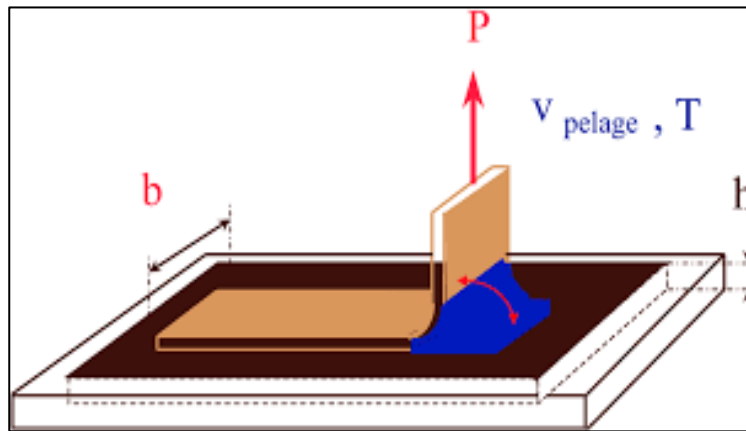


Figure 1. 11: représentation schématique de l'essai de pelage [18]

L'essai de pelage est utilisé pour caractériser l'adhérence lorsque l'un des substrats est flexible. Il mesure la force nécessaire pour séparer l'adhésif du substrat. Plusieurs configurations existent, notamment l'essai T-peel, l'essai de pelage à 180° et l'essai de pelage à rouleau flottant (floating roller peel test) [18]. Ces essais sont particulièrement pertinents pour évaluer la ténacité de l'interface adhésive et la résistance à la propagation de fissures.

Conclusion :

L'assemblage collé traditionnel souffre d'un paradoxe : bien qu'il soit conçu pour répartir les charges, sa géométrie génère des concentrations de contraintes massives. La compréhension des modèles de Volkersen et de Goland-Reissner est indispensable pour tout ingénieur structure afin de concevoir des joints plus performants.

L'amélioration de la résistance et de la durabilité des joints collés ne repose pas sur une solution unique, mais sur une approche holistique combinant :

- 1 Une préparation de surface rigoureuse pour garantir l'adhésion chimique.
- 2 Une conception géométrique optimisée pour minimiser les pics de contrainte.
- 3 Un choix d'adhésif adapté aux conditions hygrothermiques de service.
- 4 L'utilisation de techniques d'assemblage hybride pour une sécurité accrue.

Qu'il s'agisse de gagner quelques grammes sur une carrosserie, d'assurer l'intégrité d'un fuselage composite ou de sauver un pont de la démolition, le collage structural s'impose comme la solution de choix. Les défis futurs résident dans l'automatisation totale des processus de collage et le développement de méthodes de contrôle non destructif (CND) encore plus fiables pour garantir la qualité de chaque joint en sortie de ligne.

**chapitre 2 :Les technique du
collage dans les assemblages
structuraux :
applications, défis et analyse des
contraintes**

2.1- introduction :

Le collage constitue une technique d'assemblage utilisée depuis l'Antiquité. Toutefois, ce n'est que depuis quelques décennies que les avancées dans la science de l'adhésion et les technologies associées ont permis des progrès importants, rendant possible son utilisation dans des assemblages structurels au sein de nombreux secteurs industriels.

L'essor des structures légères, impliquant l'emploi de pièces de faible épaisseur peu adaptées aux assemblages par boulonnage, ainsi que la volonté de réduire les coûts de fabrication et d'assemblage, ont fortement contribué à l'intérêt croissant pour le collage. À cela s'ajoutent les exigences en matière de résistance aux dommages, notamment face aux impacts et à la fatigue, qui renforcent encore son importance.

Dans le domaine des matériaux composites, le collage est particulièrement privilégié. En effet, ces matériaux, fortement hétérogènes et anisotropes, sont très sensibles aux concentrations de contraintes générées autour des perçages nécessaires au rivetage ou au boulonnage. Le collage permet au contraire d'obtenir une répartition plus uniforme des contraintes et évite la création d'amorces de rupture liées à la coupe des fibres.

L'une des principales exigences des joints collés est leur capacité à supporter des charges statiques et cycliques sur de longues durées, notamment dans des secteurs tels que l'aéronautique et l'automobile. Cependant, l'insuffisance de modèles fiables de comportement des matériaux et de critères de rupture conduit souvent à un surdimensionnement des assemblages collés en matériaux composites. Il arrive même que ces assemblages soient « sécurisés » par l'ajout de fixations mécaniques comme des boulons ou des rivets, ce qui annule une partie des avantages du collage en augmentant la masse et les coûts.

Concernant les matériaux métalliques, des progrès significatifs ont été réalisés dans la sélection des systèmes de collage adaptés, notamment à travers l'amélioration des traitements de surface, le choix des couples substrat/adhésif, l'optimisation des géométries, ainsi que la prise en compte de la durabilité face à la fatigue et aux conditions environnementales. Depuis les travaux pionniers de Volkersen en 1938, de nombreux modèles ont été développés afin de prédire la répartition des contraintes dans les assemblages collés et, associés à des critères de rupture de l'adhésif, d'anticiper leur défaillance. Dans le cas des assemblages métalliques,

l'attention est principalement portée sur la colle, qui demeure, en raison de ses propriétés mécaniques, l'élément le plus critique de l'ensemble

2.2-Modélisation mécanique des plaques collées :

Pour analyser leur comportement mécanique, les assemblages collés peuvent être modélisés de différentes manières, en fonction de l'objectif de l'étude menée. Le premier choix consiste à définir la représentation de la couche adhésive. Celle-ci peut être décrite soit par un modèle volumique, soit par un modèle surfacique.[20]

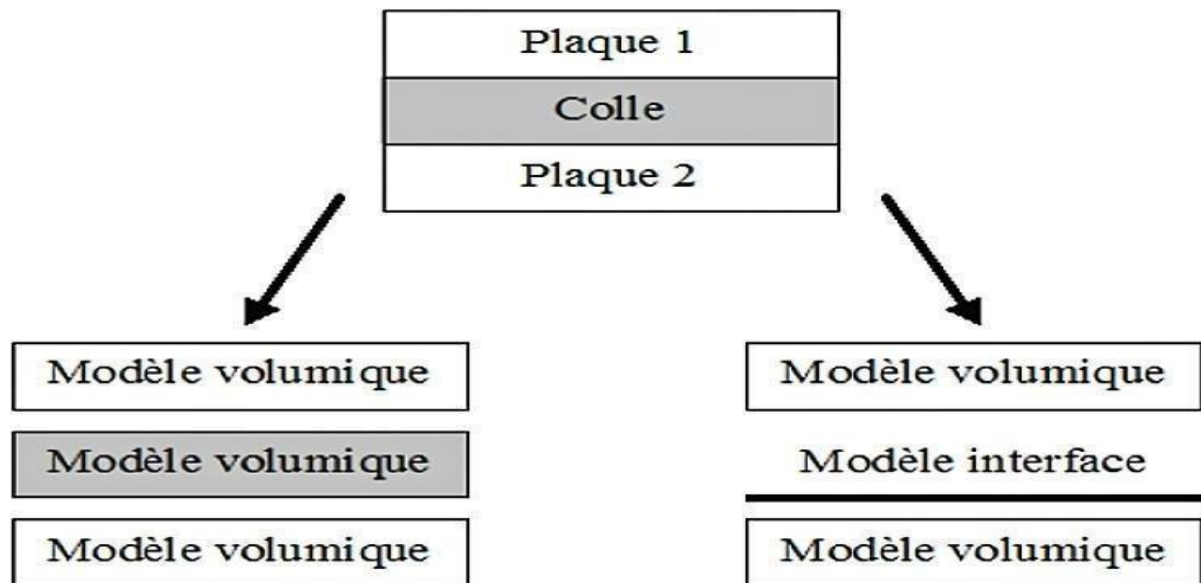


Figure 2. 1: illustre ces deux approches de modélisation d'un assemblage collé entre deux plaques.[20]

Il existe également une troisième approche, qui constitue une combinaison des deux méthodes précédentes. Comme le montre la figure 2.2, la couche adhésive est alors modélisée par un élément volumique associé à deux interfaces, placées de part et d'autre de la couche de colle.

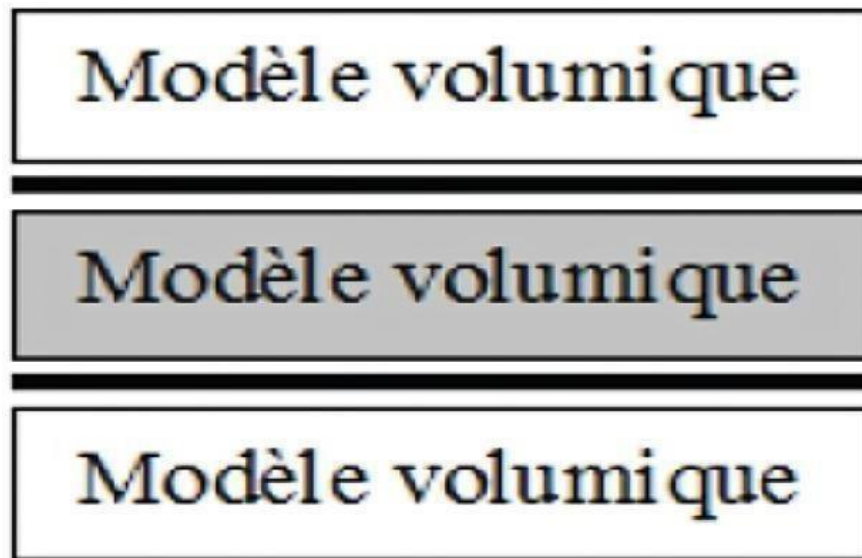


Figure 2. 2: Représentation avec deux interfaces [20]

Dans le cadre de ce travail, la couche de colle est représentée par une interface unique entre deux matériaux, afin de simplifier les calculs numériques. Cette simplification permet également de faciliter la modélisation de pièces présentant des géométries plus complexes.

Les interfaces peuvent toutefois être modélisées selon plusieurs approches, en fonction des objectifs de l'étude. La première question porte sur le comportement de l'interface lorsqu'elle est soumise à des sollicitations mécaniques. La présence d'une fissure implique, dans ce cas, une rupture complète de l'interface au niveau de la zone fissurée.

L'évolution de la dégradation de l'interface sous l'effet des charges peut être décrite par deux grandes approches. La première repose sur les méthodes issues de la mécanique linéaire de la rupture. Dans ce cadre, la transition entre l'état intact et l'état totalement rompu est considérée comme brutale. Ainsi, l'étude de deux plaques collées peut être menée de manière analytique. Les théories de flexion des poutres, issues de la résistance des matériaux, permettent alors de modéliser le comportement des structures : la zone collée est assimilée à une poutre unique, tandis que la zone fissurée correspond à deux poutres séparées.

L'approche par éléments finis permet d'enrichir cette modélisation en introduisant une interface élastique, ce qui la rend applicable à des géométries plus complexes. En effet, les solutions analytiques restent généralement limitées aux cas simples de plaques planes assimilables à des poutres.

La seconde approche repose sur les modèles d'endommagement de l'interface. Dans ce cas, la transition entre l'état sain et l'état complètement dégradé se fait de manière progressive.

Initialement développée pour la simulation de la dégradation des matériaux composites, cette approche est plus représentative du comportement réel, où la rupture ne se produit pas de façon instantanée. Dans les joints collés, une zone d'endommagement progressif est toujours présente à l'extrémité de la fissure. Pour cette raison, les modèles d'interface endommageable sont aujourd'hui les plus couramment utilisés dans l'étude des assemblages collés.

2.3- Défaut dans les assemblages collés:

Lors de la fabrication d'un assemblage collé, différents types de défauts peuvent apparaître. Ces imperfections constituent des zones privilégiées pour l'initiation de la rupture. La figure 2.3 illustre les défauts les plus couramment observés dans un assemblage collé [Adams].

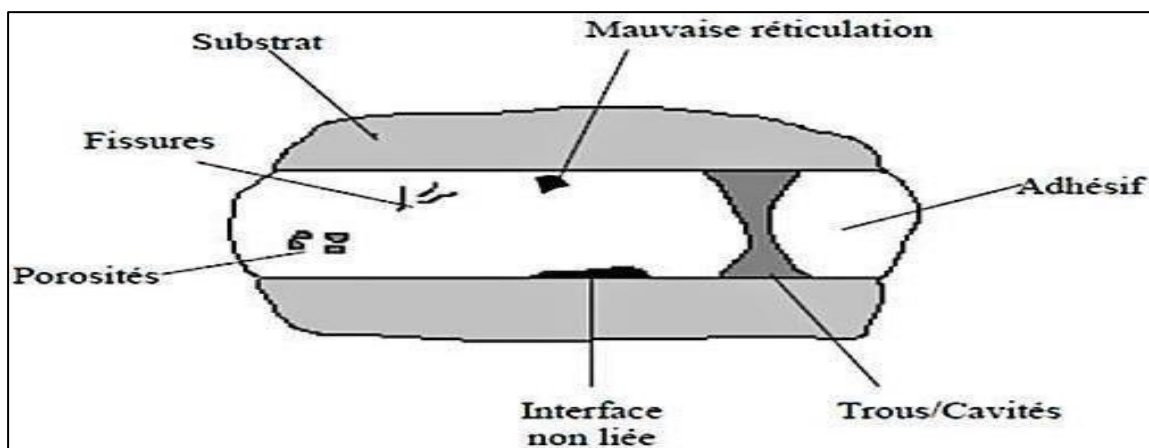


Figure 2. 3: Défauts typiques d'un assemblage collé[3]

La porosité est engendrée par le dégagement de substances volatiles ainsi que par la présence de bulles d'air au cours de la réticulation. L'application d'une pression sur l'adhésif pendant le cycle de cuisson permet normalement de limiter ce phénomène. De plus, les formulations modernes des adhésifs contribuent à réduire la quantité de composés volatils produits lors de la réticulation, avec par exemple des taux inférieurs à 0,30 % pour l'EA 9689 et d'environ 0,15 % pour une autre colle à base de DGEBA, DDA et DDS.

La concentration locale de porosités peut conduire à la formation de vides ou de cavités. Ces défauts peuvent également résulter d'un manque de matière adhésive. Lorsqu'ils sont situés à l'interface, ces vides engendrent des zones de non-adhérence, souvent liées à une préparation insuffisante de la surface des substrats.

Il est clair que ces défauts constituent des sites privilégiés pour la dégradation de l'interface sous l'action de l'eau ou de l'oxygène. Les fissures présentes dans la masse adhésive sont

généralement dues aux contraintes thermiques générées pendant la réticulation. Enfin, les zones de réticulation insuffisante peuvent être attribuées soit à un temps de cuisson trop court, soit à une composition non homogène de l'adhésif.

Ces situations conduisent à l'apparition de régions localement moins réticulées au sein de l'assemblage collé

2.4- Comportement mécanique des assemblages structuraux:

Pour évaluer les performances et la durabilité des systèmes collés, il est nécessaire de déterminer expérimentalement une grandeur permettant de caractériser l'adhérence d'un revêtement adhésif. Ce paramètre, tel que la force ou le déplacement maximal avant rupture, est obtenu à l'aide d'un essai mécanique consistant à soumettre le système étudié à un mode de sollicitation donné jusqu'à l'apparition d'une rupture (décollement, décohésion ou délamination

2-5Contrôle non destructif:

Les contrôles non destructifs regroupent l'ensemble des techniques permettant d'examiner un assemblage collé sans l'endommager, afin d'évaluer son aptitude au bon fonctionnement sans altérer ses performances en service.

L'assemblage peut être soumis à différentes sollicitations, telles qu'un rayonnement électromagnétique, une vibration mécanique, un effort mécanique ou encore un champ magnétique. La présence de défauts entraîne alors des perturbations qui sont détectées par des capteurs. La majorité des méthodes permet de mettre en évidence des défauts de surface ou débouchant en surface, tandis que seules quelques techniques, comme les ultrasons ou les rayonnements ionisants, permettent de détecter des défauts internes en volume.

Le secteur aéronautique constitue le principal utilisateur de ces techniques. Celles-ci sont mises en œuvre à différents niveaux selon la criticité des composants. Pour la détection de défauts de collage, tels que l'absence d'adhésif, une mauvaise adhésion ou la fissuration de la couche adhésive dans les joints à recouvrement, les méthodes les plus couramment utilisées sont les ultrasons et la thermographie infrarouge.

Dans le cas du contrôle ultrasonore, une technique récente à couplage aérien permet de s'affranchir de l'utilisation habituelle de liquides ou de gels de couplage entre le transducteur et l'éprouvette. La figure 2.5 compare ainsi le balayage d'un joint collé en aluminium réalisé à l'aide de transducteurs plongeurs classiques, couplés par l'intermédiaire de l'eau, à celui obtenu avec des transducteurs capacitifs micro-usinés fonctionnant en couplage dans l'air

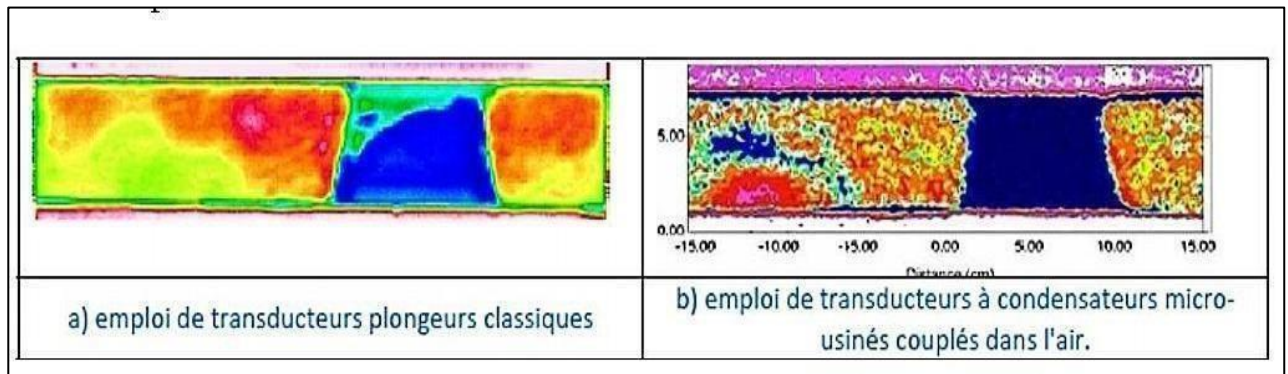


Figure 2. 4: Balayage aux ultrasons d'un joint à recouvrement collé en aluminium [3]

Les zones en blanc/rose correspondent à une forte amplitude de signal de part et d'autre de la ligne d'assemblage du joint à recouvrement. Les zones orange/jaune indiquent, quant à elles, une bonne qualité de collage. Enfin, les zones bleu/noir révèlent la présence d'un décollement de forme trapézoïdale, introduit artificiellement.

La correspondance claire entre les deux images met en évidence que les transducteurs sans contact, fonctionnant en couplage dans l'air, permettent d'obtenir des résultats comparables à ceux du balayage ultrasonore classique par immersion

2.7-Vieillessement des assemblages collés:

La durabilité des assemblages structuraux représente une problématique récurrente et essentielle, notamment dans le secteur aéronautique. Elle reste toutefois difficile à appréhender pour les scientifiques, en raison de l'hétérogénéité intrinsèque des mécanismes de dégradation et de la possible synergie entre plusieurs processus de vieillissement simultanés.

En conditions de service, les assemblages collés structuraux sont généralement soumis à deux types principaux de sollicitations, qu'elles soient statiques ou cycliques :

- les contraintes mécaniques .
- les sollicitations environnementales, principalement l'humidité et la température.

L'action individuelle ou combinée de ces facteurs modifie non seulement le comportement de l'adhésif au sein de l'assemblage, mais influence également les interactions interfaciales ainsi

que les forces d'adhésion. Ces phénomènes constituent ainsi les principales causes de la diminution des performances mécaniques des assemblages, de la perte de la fonction d'adhérence et, in fine, de la réduction de leur durée de vie.

Les paramètres gouvernant le vieillissement des assemblages collés ont fait l'objet de nombreuses études, en particulier en raison des exigences de sécurité très strictes imposées dans le domaine aéronautique

2.8-Différent types des assemblages collés:

1 :Joint en bout, bord à bord, ou butée simple: L'inconvénient principal de ce type de joint est une résistance insuffisante pour la transmission des sollicitations, la surface de collage étant très restreinte, la résistance de l'adhésif est très faible par rapport à celle des pièces assemblées. Ce type de joint Est donc formellement déconseillé.

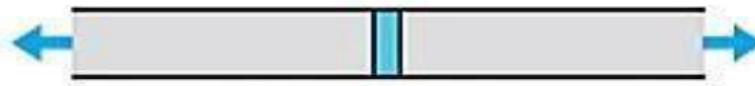


Figure 2.5: Joint en bout, bord à bord, ou butée simple

2 :Joint à recouvrement simple:La répartition des charges est satisfaisante pour ce qui Est des sollicitations normales. La répartition excentrique des charges engendre un moment de Flexion



Figure 2.6: Joint à recouvrement simple

3 :Joint à recouvrement simple biseauté:Cette forme permet une répartition plus favorable des contraintes, en les réduisant aux extrémités

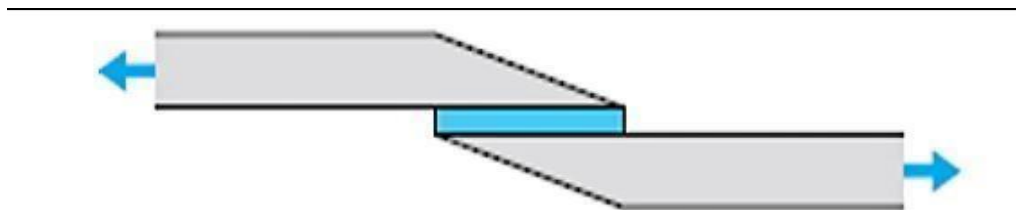


Figure 2.7 : Joint à recouvrement simple biseauté

4 :Joint biseauté en bout, enture: Assez bonne répartition des charges mais la section collée est faible



Figure 2.8 : Joint biseauté en bout, enture

5 :Joint à mi- épaisseur, ou recouvrement en gradin:Ce joint a une bonne résistance mais il est difficile à usiner (ne peut être réalisé Qu'avec des tôles ou pièces épaisses)



Figure 2.9 : Joint à mi- épaisseur, ou recouvrement en gradin

6 :Joint embrevé ou recouvrement avec pliage: Ce type permet une répartition plus favorable des contraintes et il est relativement aisé à réaliser.



Figure 2.10 : Joint embrevé ou recouvrement avec pliage

7 :Joint bord à bord à recouvrement, avec couvre-joint simple: Dans la pratique, ce joint est recommandé lorsqu'une surface doit être lisse sans préparation particulière, permet une transmission satisfaisante des sollicitations pour les contraintes normales. Mais la répartition des charges est assez excentrique (apparition possible de contraintes de pelage ou de clivage).



Figure 2.11 : Joint bord à bord à recouvrement, avec couvre-joint simple

8 :Joint à double recouvrement: La répartition symétrique des sollicitations permet d'obtenir des valeurs élevées de la résistance mécanique. Le rapport d'épaisseur des substrats

de 1-2-1, est, en général, le plus favorable pour la bonne utilisation des matériaux.

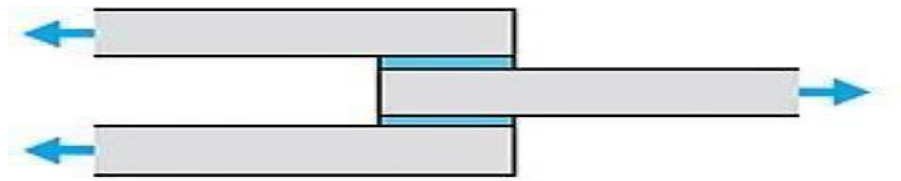


Figure 2.12 : Joint à double recouvrement

9 :Joint bord à bord à double recouvrement symétrique ou joint à double couvrejoint:

Ce type de joint permet une très bonne transmission des sollicitations sous les contraintes les plus élevées. Les sollicitations sont réparties symétriquement, sans aucune déformation en charge. Sous charges dynamiques, l'assemblage résiste à un nombre de cycles beaucoup plus élevé.

Principal inconvénient : les couvre-joints forment une saillie de part et d'autre de l'assemblage.

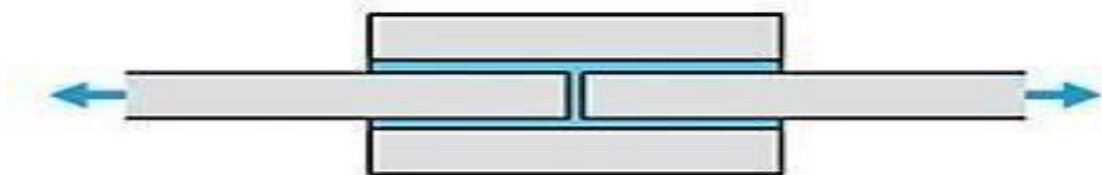


Figure 2.13 : Joint bord à bord à double recouvrement symétrique ou joint à double couvrejoint:

10 :Joint en bout, à double recouvrement symétrique biseauté:Ce type de couvre-joint n'est économique que si l'on dispose de profilés métalliques adéquats.

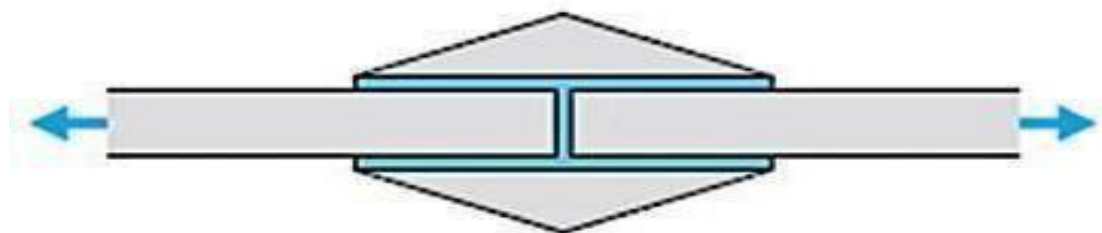


Figure 2.14 : Joint en bout, à double recouvrement symétrique biseauté:

L'analyse des contraintes est un élément essentiel pour la conception des assemblages collés ainsi que pour l'évaluation de leur résistance. La géométrie du joint est tout d'abord dictée par la forme des éléments à assembler et leurs dimensions. Par exemple, les éléments minces et plats ne peuvent être assemblés que par recouvrement, les pièces tubulaires par manchonnage, tandis que les pièces épaisses, comme le bois, sont généralement assemblées par enture ou par biseau.

Par ailleurs, il est indispensable de chercher à réduire les concentrations de contraintes, qui constituent des zones d'amorçage et de propagation des décollements au sein du joint.

2.9-Contraintes dans un assemblage collé à simple recouvrement:

Les configurations présentées précédemment sont certes couramment utilisées, mais la configuration d'essai la plus étudiée dans la littérature reste celle qui a fait l'objet du plus grand nombre de travaux.

En particulier, il est important que les pièces soient sollicitées en cisaillement et que les contraintes soient réparties sur une surface aussi large que possible,

. Les assemblages ont donc été spécifiquement conçus afin d'obtenir des surfaces de recouvrement suffisamment étendues, permettant une meilleure distribution des efforts et conduisant à des joints plus résistants que les assemblages rivetés, où les contraintes sont fortement localisées.

Par ailleurs, les assemblages collés présentent l'avantage d'offrir des surfaces plus lisses, plus esthétiques et plus aérodynamiques que les assemblages réalisés par rivetage ou soudage.

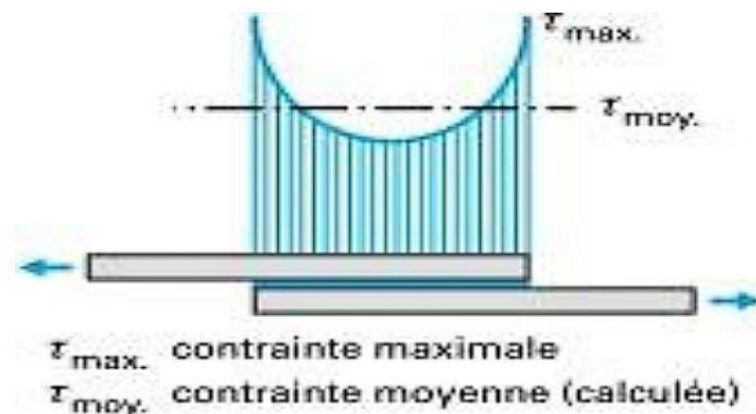


Figure 2. 15: Répartition de la contrainte de cisaillement dans le joint de colle [2]

2.10- Joint à recouvrement : Théories élastiques :

En raison des diverses méthodes d'essai disponibles et de la problématique spécifique étudiée, une attention particulière a été portée aux joints à simple recouvrement sollicités en cisaillement. Cette configuration est actuellement la plus utilisée, car elle reproduit de manière représentative les conditions de service de la majorité des assemblages collés tout en offrant une mise en œuvre expérimentale relativement simple.

Toutefois, l'interprétation des résultats obtenus à partir de ce type d'essai demeure plus complexe qu'il n'y paraît, notamment dans le cas des adhésifs rigides. En effet, la méthode de calcul classique, encore recommandée dans certains guides de conception, repose sur l'hypothèse d'une répartition uniforme des contraintes de cisaillement le long de la zone collée. Cette hypothèse se révèle cependant inadaptée aux collages structuraux réalisés avec des adhésifs rigides.

Dans ces assemblages, qui correspondent généralement aux joints les plus performants en termes de résistance mécanique, des concentrations de contraintes importantes apparaissent, particulièrement aux extrémités du recouvrement. Ces phénomènes influencent fortement le comportement mécanique et les modes de rupture du joint, rendant nécessaire l'utilisation de modèles d'analyse plus élaborés pour une évaluation fiable de leur capacité portante.

L'assemblage en question est composé de deux plaques rectangulaires, désignées 1 et 2. Celles-ci possèdent des largeurs respectives ' b_1 ' et ' b_2 ', ainsi que des épaisseurs respectives

' e_1 ' et ' e_2 '. Les deux plaques sont unies par un collage sur une longueur de recouvrement ' l ' (comme illustré à la figure 2.7). Les matériaux constitutifs des plaques sont caractérisés par des modules d'Young ' E_{p1} ' et ' E_{p2} ', et des coefficients de Poisson ' ν_{p1} ' et ' ν_{p2} '. L'adhésif, quant à lui, présente une épaisseur ' e_a ', et ses propriétés mécaniques sont définies par ses modules d'Young ' E_a ', de cisaillement ' G_a ', et son coefficient de poisson (ν_a)

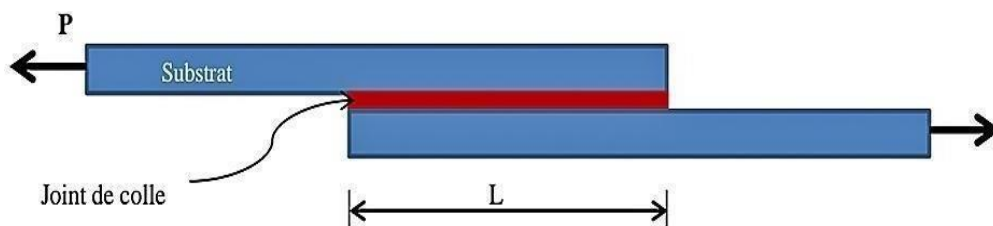


Figure 2.16: Joint à simple recouvrement[1]

2.11- Différentes approches analytiques :

Avant d'examiner les différentes approches analytiques relatives au transfert des efforts dans un joint collé soumis au cisaillement, il est important de rappeler que l'objectif principal de ce type d'analyse est d'établir les profils de contrainte au sein du joint de colle, et, dans la mesure du possible, de définir un critère de rupture permettant d'aboutir à un critère de dimensionnement fiable. Au-delà de cet aspect quantitatif, cette étude permet également d'appréhender les aspects phénoménologiques du collage structural, notamment l'existence et l'impact des concentrations de contrainte.

Dans la suite de ce paragraphe, les conventions retenues sont celles illustrées à la figure 2.8

Le modèle considéré est un modèle tri-couche, où chaque couche est caractérisée par une épaisseur e_i , un module d'Young E_i , un module de cisaillement G_i , ainsi qu'un coefficient de Poisson ν_i . L'indice i prend les valeurs 1, 2 ou c, désignant respectivement l'adhérent 1, l'adhérent 2 et la colle. La largeur du joint est supposée constante et désignée par b . Les contraintes normales sont représentées par σ_{ij}^i et les contraintes de cisaillement par τ_{jk}^i , où l'indice i identifie la couche concernée, tandis que les indices j et k renvoient aux directions 1, 2 ou 3, correspondant aux axes x , y et z , ce dernier étant orienté dans la largeur du joint.

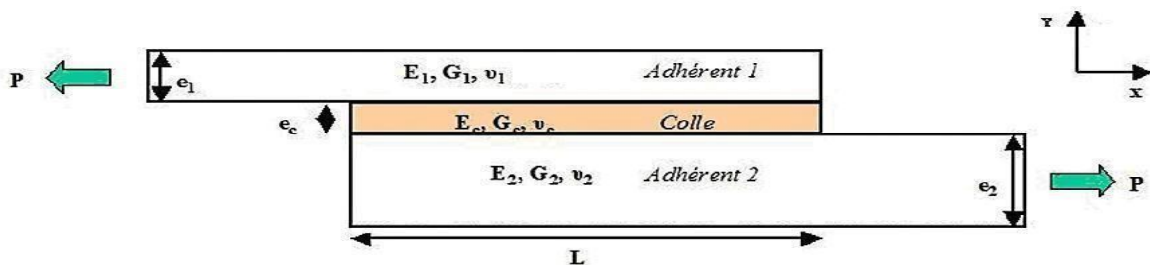


Figure 2. 17:Schéma du joint collé a étudié : Joint à simple recouvrement [1]

Parmi les champs de contrainte présents dans le joint de colle, deux nous retiendront particulièrement :

Le champ de cisaillement transverse τ_{12} , communément appelé « cisaillement », et le champ d'arrachement σ_{22} . Il convient de souligner que le champ d'arrachement trouve son origine non seulement dans l'excentricité des efforts caractéristique du joint à simple recouvrement, mais également dans la nécessité d'équilibrer les efforts internes, ce qui le rend intrinsèquement lié à l'existence du champ de cisaillement

2.11.a-Analyses uni-axiales :

Dans ces analyses, seules les contraintes de cisaillement au sein de l'adhésif ainsi que les efforts longitudinaux (selon l'axe x) dans les substrats sont pris en considération. L'adhésif est représenté par une infinité de ressorts sollicités en cisaillement, tandis que les substrats sont supposés travailler en état de contraintes planes.

2.11.a1-Analyse de O. Volkersen : "Shear Lag" Volkersen (1938) :

Volkersen (1938) a proposé la première analyse théorique intégrant le phénomène du « differential shear », tel que défini par Adams et Wake (1984), qui décrit la variation non uniforme des contraintes de cisaillement au sein du joint adhésif. Cette non-uniformité résulte

de la déformabilité des adhérents : en effet, si ces derniers étaient supposés parfaitement rigides, la colle serait le seul élément à se déformer en cisaillement, ce qui conduirait à une distribution constante de ces contraintes.[1]

Afin de traiter ce problème élastique, Volkersen a formulé plusieurs hypothèses simplificatrices :

- Les effets de flexion engendrés par l'excentricité des chargements sont négligés.
- Les contraintes axiales sont supposées uniformément réparties sur l'épaisseur des adhérents, ces derniers n'étant soumis qu'à une déformation de traction selon la direction x.
- Le joint de colle est supposé se déformer exclusivement en cisaillement longitudinal τ^{12}

Dans un premier temps, on écrit les équations d'équilibre des deux adhérents pour obtenir des relations entre contraintes de cisaillement et contraintes axiales dans les deux adhérents :

$$\tau^{12}(x) = -e_1 \cdot \frac{d(\sigma^{11}(x))}{dx} \quad \tau^{12}(x) = e_2 \cdot \frac{d(\sigma^{11}(x))}{dx} \quad (2.1)$$

recourir aux relations de Hooke afin d'exprimer la variation des contraintes de cisaillement en fonction des propriétés des matériaux.

$$\frac{d(\tau^{12}(x))}{dx} = \frac{Gc}{ec} \cdot \left(\frac{\sigma^{21}(x)}{E_2} - \sigma \frac{\sigma^{11}(x)}{E_1} \right) \quad (2.2)$$

Ainsi, à partir des équations 3 et 4 on obtient une équation différentielle du second ordre

$$\frac{d^2}{dx^2} \cdot \left(\frac{\sigma^{11}(x)}{E_1} - \frac{\sigma^{21}(x)}{E_2} \right) - \lambda^2 \cdot \left(\frac{\sigma^{11}(x)}{E_1} - \frac{\sigma^{21}(x)}{E_2} \right) = 0 \quad (2.3)$$

Avec :

$$\lambda^2 = \frac{Gc}{ec} \cdot \left(\frac{1}{e_1 \cdot E_1} + \frac{1}{e_2 \cdot E_2} \right) \quad (2.4)$$

On peut ensuite résoudre aisément cette équation en tenant compte des conditions aux limites des deux adhérents. En supposant que la contrainte appliquée à l'adhérent est :

$$\sigma_{11}(X=0) = \frac{P}{b \cdot e_1} \quad (2.5)$$

On obtient alors l'expression suivante de la contrainte de cisaillement (il convient de noter

$$\tau_{12}(X) = \frac{Gc}{ec \cdot \lambda} \cdot \frac{\sigma_{11}(x=0)}{E_1} \cdot \left(\frac{E_1 \cdot e_1}{E_2 \cdot e_2} \right) + \cosh(\lambda \cdot L) \cdot \frac{\cosh(\lambda \cdot x)}{\sinh(\lambda \cdot L)} - \sinh(\lambda \cdot X) \quad (2.6)$$

qu'ici l'origine est prise au bord gauche du joint, comme indiqué sur la figure (2.18):

Cette équation met en évidence une répartition non uniforme des contraintes de cisaillement le long du recouvrement, caractérisée par une concentration significative aux deux extrémités du joint, comme l'illustre la figure 2.8. Il convient de noter que, dans ce modèle, la contrainte de cisaillement au bord du recouvrement demeure non nulle.

Cette formulation est généralement désignée sous le nom de théorie du premier ordre, puisqu'elle constitue une première approximation du comportement mécanique des assemblages collés. Bien que simplifiée, cette approche permet de mettre en évidence les principaux phénomènes intervenant dans le transfert des charges, notamment la concentration des contraintes aux extrémités du recouvrement, qui représente l'un des aspects fondamentaux de l'analyse et du dimensionnement des joints collés.

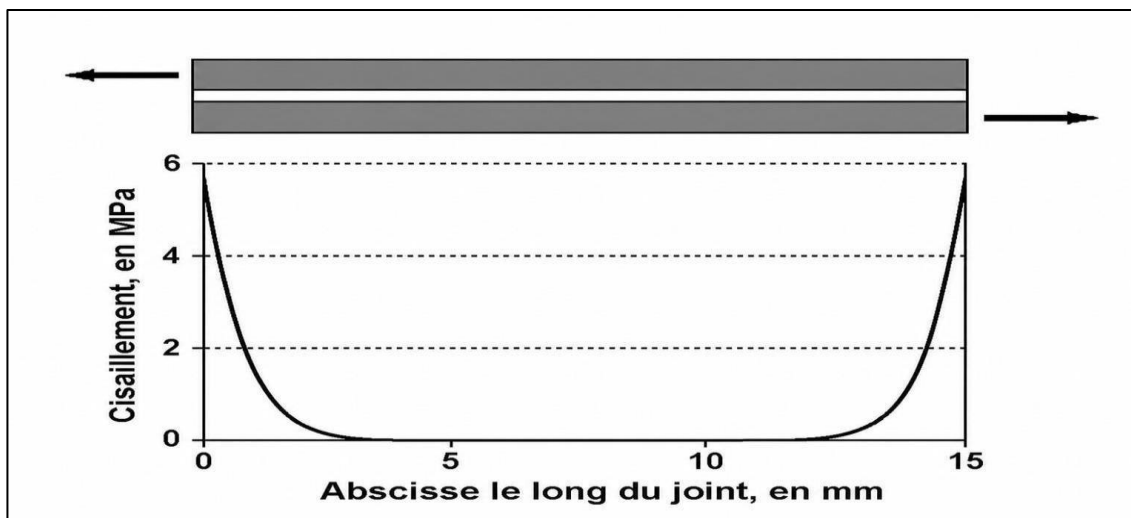


Figure 2. 18: Profil de cisaillement classique le long d'un joint collé obtenu par la méthode d'O. Volkersen[16]

2.11.b -Analyses bi-axiales :

Les analyses suivantes sont présentées selon un degré de complexité progressif et illustrent les travaux existants prenant en compte la flexion des substrats due à l'excentricité de la charge, par l'introduction d'un moment de flexion au bord du joint M^0 . L'adhésif est

modélisé par une infinité de ressorts travaillant en cisaillement ainsi qu'une infinité de ressorts travaillant en traction-compression. Les substrats sont généralement considérés comme des plaques dans la majorité des cas.

2.11.b1-Analyse de Goland et Reissner : Détermination de la contrainte d'arrachement pour les joints à simple recouvrement Goland et al. (1944) :

Les auteurs ont étudié ici un joint à simple recouvrement symétrique ($e_1 = e_2$) et ont complété l'analyse par la détermination de l'arrachement au sein du joint adhésif, en ne prenant en considération que l'excentricité d'application des efforts. Cette approche n'a été possible qu'en se limitant à l'étude de cas particuliers, c'est-à-dire des joints pour lesquels les hypothèses de 9 sont satisfaites.[1]

Ces conditions reviennent essentiellement à vérifier que la couche d'adhésif est suffisamment souple par rapport aux substrats, de sorte qu'une partie de ses déformations puisse être négligée devant celle des adhérents.

$$\frac{e_1 G_c}{e_c G_1} < 0.1 \quad \frac{e_1 E_c}{e_c E_1} < 0.1 \quad (2.7)$$

Le moment ainsi généré a été noté $M^0 = Kpe^{1/2}$ où est un paramètre représentant l'intensité de la charge appliquée. Ainsi, pour une charge faible, les déformations restent limitées et le bras de levier du moment est effectivement égal à e , l'épaisseur de la couche de colle étant alors négligée.

Dans ce cas, . Lorsque la charge augmente, diminue progressivement jusqu'à tendre vers zéro. Les distributions de cisaillement et d'arrachement obtenues par cette approche sont exprimées par les équations 9 et 10.

L'origine ($x=0$) est placée au centre du joint, ce qui permet d'exploiter les conditions de symétrie afin de simplifier la résolution du problème.

Il convient de noter que l'expression de l'arrachement présentée ci-dessous a été corrigée par Sneddon (1961) ainsi que par Wu et al. (1997).

$$\tau_{12}^c(x) = \frac{-P}{8bc} \left(\frac{\beta C}{e_1} \cdot (1 + 3k) \times \left(\frac{\cosh(\frac{\beta x}{e_1})}{\sinh(\frac{\beta C}{e_1})} \right) + 3(1 - k) \right) \quad (2.8)$$

$$\sigma_{22}^c = \frac{P}{bC^2 R_3} \cdot \left((R_2 \cdot \lambda^2 \cdot (k/2) - \lambda \cdot k' \cdot \cosh(\lambda) \cdot \cos(\lambda) \times \sinh(\frac{\lambda x}{c}) \cdot \cos(\frac{\lambda x}{c}) + [(R_1 \cdot \lambda^2 \cdot (k/2) - \lambda k' \cdot \sinh(\lambda) \cdot \sin(\lambda)] \cdot \sinh(\frac{\lambda x}{c}) \cdot \sin(\frac{\lambda x}{c}) \right) \quad (2.9)$$

$$\text{Avec : } c = \frac{1}{2}.$$

$$\beta = \sqrt{\frac{8Gc \cdot e_1}{E_1 \cdot ec}}$$

$$\lambda = \left(\frac{C}{e_1}\right) \cdot \left(\frac{6Fc \cdot e_1}{E_1 \cdot ec}\right)^{\frac{1}{4}}$$

$$k' = k \cdot \left(\frac{C}{e_1}\right) \cdot \sqrt{3(1 - v_1^2)} \cdot \left(\frac{P}{be_1 E_1}\right)$$

$$R_1 = \cosh(\lambda) \cdot \sin(\lambda) + \sinh(\lambda) \cdot \cos(\lambda)$$

$$R_2 = \sinh(\lambda) \cdot \cos(\lambda) - \cosh(\lambda) \cdot \sin(\lambda)$$

$$R_3 = \frac{(\sinh(2\lambda) + \sin(2\lambda))}{2}$$

Comme on peut le constater, cette formulation est sensiblement plus complexe que celle proposée par Volkersen en 1938. En outre, son domaine d'application demeure restreint, puisqu'elle ne concerne que des assemblages particuliers satisfaisant aux conditions définies par les relations (7) et présentant une configuration symétrique telle que .

Malgré ces limitations, cette approche présente un intérêt notable, car elle permet de prendre en compte l'influence des contraintes d'arrachement dans les joints à simple recouvrement, phénomène qui joue un rôle important dans leur comportement mécanique et leur mode de rupture.

Par ailleurs, Cheng et al. (1991) ont étendu cette démarche à l'étude des joints non symétriques, en développant une analyse similaire à celle proposée par Goland et Reissner (1944). Toutefois, les développements mathématiques associés ainsi que les expressions

aytiques obtenues s'avèrent particulièrement complexes. Pour cette raison, ils ne seront pas présentés en détail dans le cadre de ce travail

2.11.b2- Analyse de Tsai, Oplinger et Morton : Prise en compte du module de Cisaillement des adhérents dans les deux théories précédentes Tsai et al. (1998) :

Les auteurs ont introduit une déformation en cisaillement linéaire des deux adhérents dans les deux formulations du cisaillement proposées par les théories antérieures. Cette considération s'avère particulièrement pertinente pour les matériaux anisotropes possédant un faible module de cisaillement, tels que certains matériaux composites. Ils ont choisi d'intégrer cet effet après avoir observé, par interférométrie de Moiré, les franges de déformation apparaissant sur le côté du joint (figure 2.9). Ces observations ont révélé l'existence d'une déformation en cisaillement significative dans le cas des adhérents anisotropes, comme l'ont montré Tsai et al. (1998) .

Ces auteurs ont introduit un paramètre α permettant de prendre en considération une déformation linéaire en cisaillement à travers l'épaisseur des adhérents (équation 10).

Dans le cas particulier de Goland et al. (1944) , ce coefficient devient

$$\alpha^2 = 1 \frac{1}{1 + \frac{2Gc \cdot e_1}{3ec \cdot G_1}} \quad (2.10)$$

Il suffit ensuite de remplacer dans les deux expressions du cisaillement II.8 et II.9,

Respectivement λ par λ et β par β

$$\alpha^2 = \frac{1}{1 + \frac{Gc}{ec \cdot (\frac{e^1}{3G^1} + \frac{e^2}{3G^2})}} \quad (2.11)$$

Ainsi, l'expression du cisaillement de la formule de Volkersen (1938) [16] devient l'équation (14).

On notera que le champ de cisaillement est supposé constant dans l'épaisseur du joint de colle

$$\tau_{12}^c = \frac{\alpha \cdot Gc}{ec \cdot \lambda} \cdot \frac{\sigma_{11}^1(x=0)}{E_1} E \cdot \left(\left(\frac{E_1 \cdot e_1}{E_2 \cdot e_2} + \cosh(\alpha \lambda L) \cdot \frac{\sinh(\alpha \lambda x)}{\sinh(\alpha \lambda L)} - \sinh(\alpha \lambda - x) \right) \right) \quad (2.12)$$

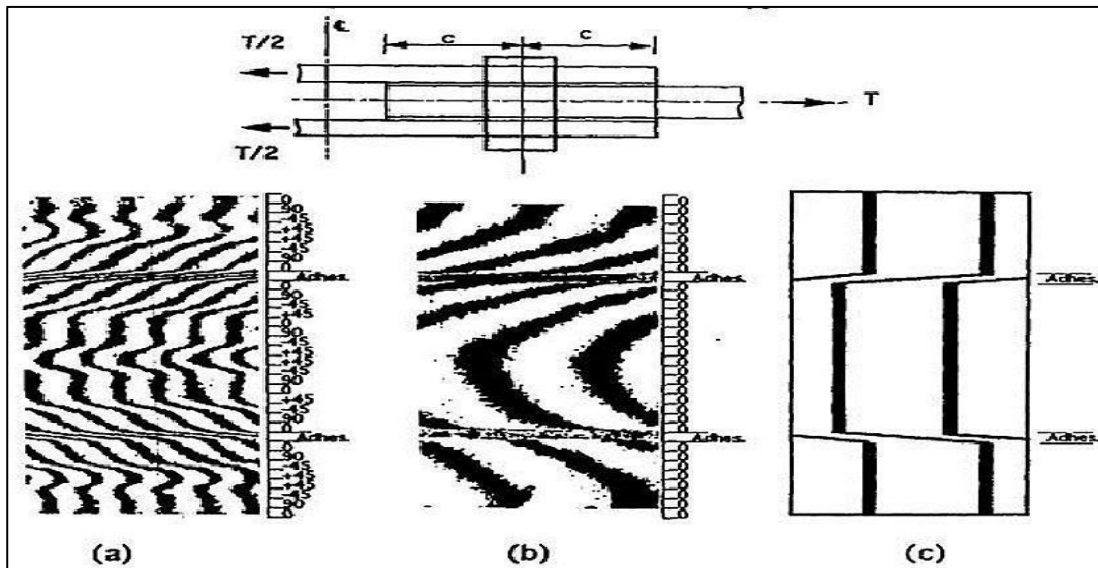


Figure 2.19: (Figure de Tsai et al. (1998)) [16]

Observation des déformations par la méthode de Moiré :

- a) Adhérents presque isotropes
- b) Adhérents anisotropes
- c) Déformations théoriques obtenues à partir du modèle de Volkersen (1938).

Les modèles précédemment présentés ont été détaillés puisqu'ils seront exploités dans la suite de cette étude. Leur principal avantage réside dans leur relative simplicité ainsi que dans le fait qu'ils ne requièrent pas de développements numériques complexes.

En définitive, l'ensemble des modèles existants converge vers la même conclusion : l'augmentation de la rigidité en flexion des substrats permet de réduire les contraintes normales au sein de la couche adhésive.

2.12- Conclusion :

Le collage structural constitue une technique d'assemblage particulièrement intéressante pour réduire à la fois le poids des structures et les coûts de fabrication, notamment dans le cas de l'assemblage de matériaux dissemblables ou composites. Toutefois, l'optimisation de la conception des assemblages collés nécessite le recours à des méthodes de modélisation fiables, capables de prédire avec précision les concentrations de contraintes susceptibles d'apparaître au sein du joint. Dans cette perspective, des approches d'optimisation de la conception ont été développées afin d'améliorer les performances mécaniques et la durabilité des assemblages.

Par ailleurs, une large variété d'adhésifs destinés à l'assemblage des matériaux est aujourd'hui disponible sur le marché. Le choix de l'adhésif constitue ainsi une étape déterminante dès les premières phases de conception. Celui-ci doit être effectué en tenant compte de plusieurs paramètres, tels que la géométrie des pièces à assembler, les propriétés mécaniques des matériaux, la configuration de l'assemblage, la nature des sollicitations appliquées ainsi que les conditions environnementales auxquelles le joint sera soumis au cours de son service.

Il convient également de souligner que la plupart des études expérimentales et des modèles analytiques développés dans la littérature reposent sur la géométrie du joint à simple recouvrement (Single Lap Joint – SLJ). Bien que cette configuration ne soit pas la plus efficace pour assurer un transfert optimal des charges, elle demeure la plus utilisée en raison de sa simplicité de fabrication et de mise en œuvre. De plus, son utilisation est largement répandue dans le domaine industriel pour l'évaluation des performances du système adhésif/substrat et pour la caractérisation du comportement mécanique des assemblages collés.

Chapitre 3 :
Étude analytique et numérique de la
distribution des contraintes dans les
assemblages collés

3.1- introduction :

L'utilisation des adhésifs dans les assemblages collés connaît une croissance importante, ce qui crée un besoin accru d'outils d'analyse et de conception capables de fournir des résultats précis ainsi qu'une meilleure compréhension physique du comportement de ces assemblages. De tels outils sont particulièrement utiles lors des phases préliminaires de conception, car ils permettent de limiter le recours à des essais expérimentaux coûteux. Plusieurs méthodes analytiques destinées au calcul des distributions de contraintes dans les joints collés existent dans la littérature. Cependant, leur mise en œuvre reste souvent complexe en raison des fonctions non linéaires reliant les propriétés des matériaux et la géométrie des assemblages.

Dans ce contexte, cet article présente le développement d'un logiciel interactif sous Matlab® intégrant différentes solutions analytiques de manière simple et accessible. Ce programme permet de calculer les distributions de contraintes à l'aide de chaque modèle analytique, de comparer les résultats obtenus entre plusieurs approches et d'effectuer une analyse basée sur des critères de rupture.

La validation numérique des modèles a été réalisée à l'aide du logiciel commercial par éléments finis ABAQUS®, tandis que la validation expérimentale repose sur des essais effectués conformément aux normes de l'American Society for Testing and Materials (ASTM). Les résultats obtenus montrent une bonne concordance entre les prédictions analytiques, les simulations numériques et les données expérimentales.[26]

3.2-Model Analytique:

3.2. a- volkersen:

La première méthode analytique documentée dans la littérature pour l'analyse des contraintes dans les assemblages collés a été proposée par Volkersen en 1938. Cette approche, communément appelée le « modèle de retard de cisaillement » (shear-lag model), repose sur l'introduction de la notion de cisaillement différentiel. Elle ne tient toutefois pas compte des effets de flexion liés à l'excentricité du chargement. La distribution des contraintes de cisaillement τ dans l'adhésif est exprimée par[26] :

$$\tau = \frac{P\omega}{2b} \cdot \frac{\cosh(\omega x)}{\sinh(\frac{\omega l}{2})} + \left(\frac{t_t - t_b}{t_t + t_b} \right) \cdot \left(\frac{\omega l}{2} \right) \cdot (\sinh(\omega x) \frac{\sinh(\omega x)}{\cosh(\frac{\omega l}{2})}) \quad (3.1)$$

Avec

$$\omega = \sqrt{\frac{G_a}{E t_t t_a} \left(1 + \frac{t_t}{t_b} \right)}$$

L'inverse du paramètre ω possède la dimension d'une longueur et correspond à la distance caractéristique de retard de cisaillement (*shear-lag distance*). Cette grandeur caractérise la vitesse de transfert de la charge entre les deux adhérents à travers la couche adhésive.

Dans ce modèle, les paramètres géométriques et mécaniques sont définis de la manière suivante : t_t représente l'épaisseur de l'adhérent supérieur, t_b l'épaisseur de l'adhérent inférieur, t_a l'épaisseur de la couche adhésive, b la largeur de la zone collée et l la longueur du recouvrement. De plus, E désigne le module d'élasticité des adhérents, G_a le module de cisaillement de l'adhésif, tandis que P correspond à la charge appliquée à l'adhérent intérieur.

Enfin, l'origine de la coordonnée x est située au centre de la zone de recouvrement, conformément à la configuration représentée à la Figure 3.1.

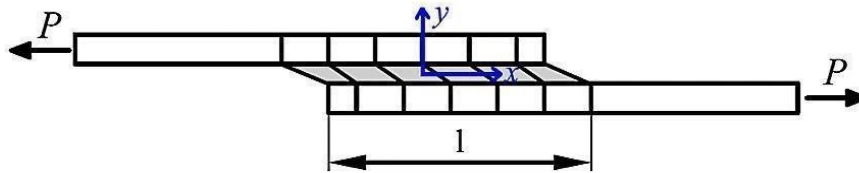


Figure 3. 1: volkersen model [16]

3.2.b- Goland et Reissner:

Goland & Reissner (1944) ont été les premiers à prendre en compte les effets liés à la rotation des adhérents, tel qu'illustré à la Figure 2. Ils ont décomposé le problème en deux parties distinctes : (a) la détermination des charges aux extrémités des assemblages, en s'appuyant sur la théorie des grandes déflexions des plaques courbées cylindriquement, et (b) le calcul des contraintes dans l'assemblage résultant des charges appliquées.[26]

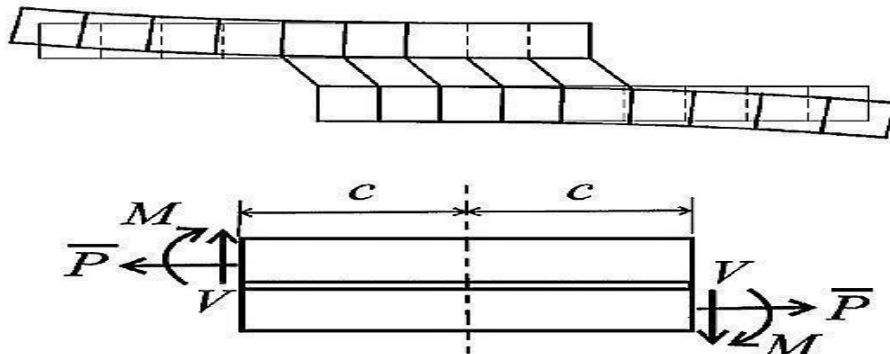


Figure 3. 2:Goland et Reissner modèle [1]

La distribution des contraintes de cisaillement τ dans l'adhésif, telle qu'établie par Goland & Reissner, est donnée par :

$$\tau = -\frac{1}{8} \cdot \frac{\bar{P}}{c} \cdot \left\{ \frac{\beta c}{t} \cdot (1+3k) \cdot \frac{\cosh(\frac{\beta c \cdot x}{t \cdot c})}{\sinh(\frac{\beta c}{t})} + 3(1-k) \right\} \quad (3.2)$$

Où P représente la charge de traction appliquée par unité de largeur, C la demi-longueur du recouvrement, T l'épaisseur de l'adhérend, et K le facteur de moment fléchissant défini par

$$k = \cosh(u_2 c) \cdot \frac{\cosh(u^2 c)}{\cosh(u_2 c) + 2\sqrt{2} \cdot \sinh(u_2 c)} \quad (3.3)$$

Goland & Reissner (1944) comme suit :

Avec :

$$u_2 = \sqrt{\frac{3(1-\nu^2)}{2}} \cdot \frac{1}{t} \cdot \sqrt{\frac{p}{t E}} \quad ; \quad \beta^2 = \frac{G_a}{E} \cdot \frac{t}{t_a} \quad (3.4)$$

et ν désigne le coefficient de Poisson.

3.2.c-Hart-Smith :

Contrairement à Volkersen ou à Goland & Reissner, Hart-Smith (1973) a intégré la plasticité de l'adhésif dans son analyse. Dans ses travaux, le problème a été décomposé en quatre étapes principales:[26]

1. Détermination du moment fléchissant induit à l'extrémité de l'assemblage par la charge excentrée. Cette grandeur permet de définir les contraintes maximales de cisaillement et de pelage dans l'adhésif.
2. Étude de l'influence des contraintes de flexion sur la résistance des adhérents.
3. Analyse de la distribution des contraintes de cisaillement dans l'adhésif à l'aide d'une formulation élasto-plastique.
4. Traitement du problème des contraintes de pelage dans l'assemblage collé.

Selon Hart-Smith, la distribution des contraintes de cisaillement élastique $\tau(x)$ dans l'adhésif est

donnée par :[26]

$$\tau_{(x)} = A_2 \cdot \cosh(2\lambda'x) + C_2 \quad (3.5)$$

Avec E et D désigne la rigidité en flexion de l'adhérend, exprimée par:

$$\begin{aligned} \lambda' &= \sqrt{\frac{1 + 3(1-\nu^2)}{4}} \cdot \left(\frac{2G_a}{t_a E t}\right); \\ A_2 &= \frac{G_a}{t_a E t} \cdot \left[\bar{P} + \left(\frac{6(1-\nu^2)M}{t}\right)\right] \cdot \frac{1}{2\lambda' \cdot \sinh(2\lambda'c)} \\ C_2 &= \frac{1}{2c} \cdot \left[\bar{P} - \frac{A_2}{\lambda'} \cdot \sinh(2\lambda'c)\right] \\ M &= \bar{P} \cdot \left(\frac{t+t_a}{2}\right) \cdot \frac{1}{1 + \xi c + \left(\frac{\xi^2 c^2}{6}\right)} \quad ; \quad \xi^2 = \frac{\bar{P}}{D} \end{aligned}$$

Et D désigne la rigidité en flexion de l'adhérend, exprimée par:

$$D = \frac{E t^3}{12(1-\nu^2)}$$

Les variables P , G_a , T_a , E , ν , t , c , conservent la même signification que celle définie dans les modèles de Volkersen et de Goland & Reissner. La distribution des contraintes de pelage $\sigma_{(x)}$ dans l'adhésif est donnée par :[26]

$$\sigma_{(x)} = A \cosh(\chi x) \cdot \cos(\chi x) + B \sinh(\chi x) \cdot \sin(\chi x) \quad (3.6)$$

$$\chi^4 = \frac{E_a}{2D t_a} \quad ; \quad A = \frac{-(E_a M \cdot [\sin(\chi c) - \cos(\chi c)])}{t_a \cdot D \cdot \chi^2 \cdot e^{\chi c}}$$

$$B = \frac{E_a M \cdot [\sin(\chi c) + \cos(\chi c)]}{t_a \cdot D \cdot \chi^2 \cdot e^{\chi c}}$$

et E_a désigne le module de Young de l'adhésif.

Hart-Smith a également pris en considération la plasticité des contraintes de cisaillement dans l'adhésif. Le comportement en cisaillement de celui-ci est représenté par une approximation

bilinéaire élastique-parfaitement plastique. Le recouvrement est ainsi subdivisé en trois zones distinctes : une zone élastique centrale de longueur d , entourée de deux zones plastiques situées aux extrémités.

Les coordonnées x et x' sont définies conformément à la Figure 3. La rupture de l'assemblage collé intervient dès l'apparition de la plastification dans la zone élastique, c'est-à-dire lorsque la contrainte de cisaillement τ_p atteint la limite d'élasticité en cisaillement de l'adhésif. Ce critère constitue la condition de rupture adoptée dans le modèle élasto-plastique proposé par Hart-Smith.

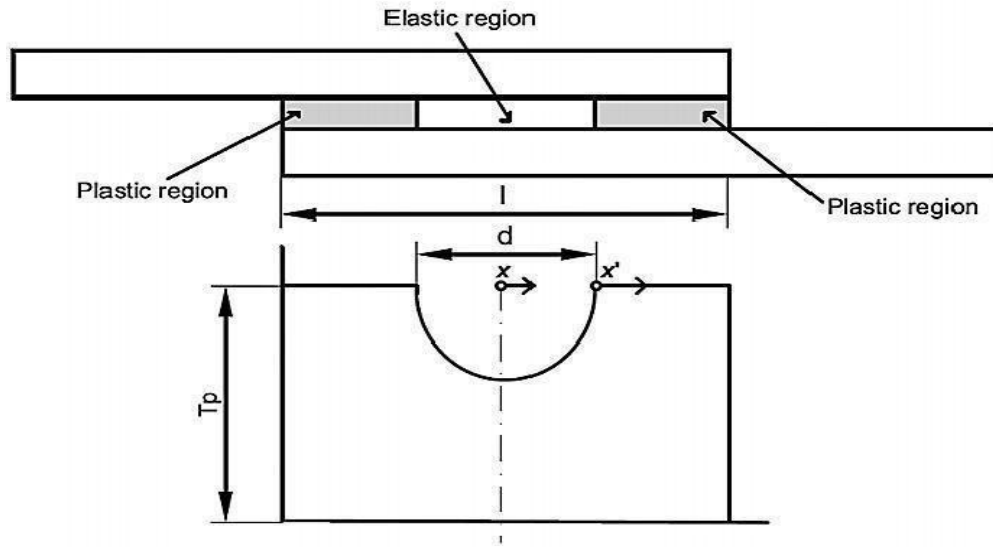


Figure 3. 3: Régions considérées par Hart-Smith [22]

Le problème est résolu dans la région élastique en termes de contraintes de cisaillement selon :

$$\tau_{(x)} = A_2 \cdot \cosh(2\lambda'x) + \tau_p \cdot (1 - K) \quad (3.7)$$

et la déformation de cisaillement dans la zone plastique selon

$$\gamma_{(x')} = \gamma_e \cdot \{1 + 2K \cdot [(\lambda'x')^2 + \lambda'x' \cdot \tanh(\lambda'd)]\} \quad (3.8)$$

où τ_p désigne la contrainte de cisaillement plastique de l'adhésif Avec

$$A_2 = \frac{K\tau_p}{\cosh(\lambda'd)}$$

K et d sont résolus par une approche itérative en utilisant les équations suivantes :

$$\begin{aligned} \frac{\bar{P}}{l\tau_p}(\lambda'l) &= 2\lambda'\left(\frac{l-d}{2}\right) + (1-K)(\lambda'd) + K \tanh(\lambda'd) \\ \left[1 + 3k(1-\nu^2)\left(1 + \frac{t_a}{t}\right)\right] \frac{\bar{P}}{\tau_p} \lambda^2 \left(\frac{l-d}{2}\right) &= 2\left(\frac{\gamma_p}{\gamma_e}\right) + K \left[2\lambda'\left(\frac{l-d}{2}\right)\right]^2 \\ 2\left(\frac{\gamma_p}{\gamma_e}\right) &= K \left\{ \left[2\lambda'\left(\frac{l-d}{2}\right) + \tanh(\lambda'd)\right]^2 - \tanh^2(\lambda'd) \right\} \end{aligned}$$

Où γ_e et γ_p désignent respectivement la déformation de cisaillement élastique et plastique de l'adhésif.

3.3 - Ojalvo & Eidinoff:

Le modèle d'Ojalvo & Eidinoff (1978) est fondé sur le modèle de Goland & Reissner. Ces auteurs ont modifié certains coefficients dans les équations des contraintes de cisaillement en introduisant de nouveaux termes dans l'équation différentielle et en adoptant de nouvelles conditions aux limites pour le calcul des contraintes de pelage. Leur contribution majeure a été d'être les premiers à prédire la variation des contraintes de cisaillement à travers

$$\tau^* = A \cdot \cosh \lambda \sqrt{(2 + 6(1 + \beta)^2 \cdot x^*)} + B \quad (3.9)$$

$$A = \frac{2\lambda(1 + 3(1 + \beta)^2 k)}{(\sqrt{(2 + 6(1 + \beta)^2)} \cdot \sinh(\lambda \sqrt{(2 + 6(1 + \beta)^2 \cdot x^*)}))}$$

$$B = \frac{1 - (A \cdot \sinh(\lambda \sqrt{(2 + 6(1 + \beta)^2}))}{\lambda \sqrt{(2 + 6(1 + \beta)^2)}}$$

$$\lambda^2 = \frac{G_a c^2}{E^* t h} \quad ; \quad \beta = \frac{h}{t}$$

3.4- IMPLÉMENTATIONS LOGICIELLES

Plusieurs méthodes analytiques permettant de calculer la distribution des contraintes dans les assemblages collés sont disponibles dans la littérature. Toutefois, la mise en œuvre et l'utilisation de ces modèles analytiques demeurent complexes en raison des fonctions non linéaires faisant intervenir à la fois les propriétés des matériaux et les paramètres géométriques.

Dans ce travail, deux logiciels ont été développés. Le premier est consacré à l'implémentation des quatre modèles analytiques précédemment présentés, tandis que le second porte sur l'implémentation des critères de rupture associés à chaque méthode analytique. Cette démarche permet de déterminer la charge de rupture pour chaque cas étudié, puis d'effectuer une comparaison avec les résultats expérimentaux.[26]

3.4.1-Analyse des Méthodes Analytiques

À l'aide du premier logiciel, les quatre solutions analytiques présentées ont été analysées. La Figure 3.4 montre le diagramme de flux correspondant au fonctionnement du premier logiciel. Les données nécessaires à l'analyse sont introduites soit manuellement à travers une interface graphique (GUI), soit par lecture à partir d'une base de données interne (Figure 3.5).

Une fois l'ensemble des paramètres de l'assemblage collé défini, il est possible d'effectuer une analyse individuelle pour chaque modèle analytique (Figure 6a). Le logiciel permet également de réaliser une comparaison entre les différentes méthodes analytiques étudiées (Figure 6b).

Enfin, les résultats sont affichés sous forme de graphiques et de tableaux, avec la possibilité d'exporter les données obtenues dans un fichier au format *.txt*

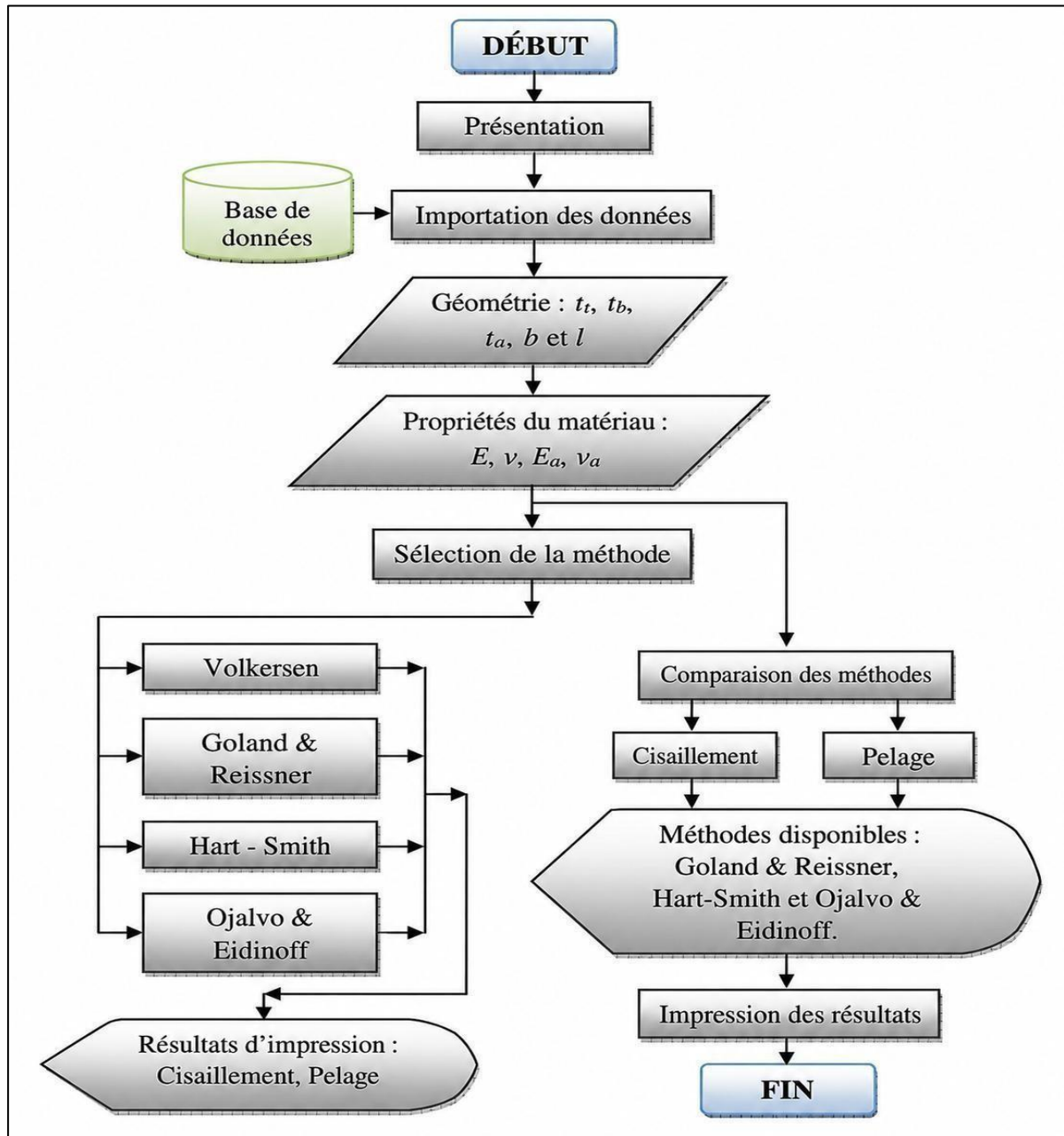


Figure 3. 4: Diagramme de flux du premier logiciel

Análise de juntas coladas - Entrada de dados

Panel
[P], Força na Junta : 1000 N

Geometria
Padrao da Geometria : Norma ASTM D1002
[tt], Espessura do aderente superior (upper) : 1.62 mm
[tb], Espessura do aderente inferior (bottom) : 1.62 mm
[ta], Espessura do adesivo : 0.25 mm
[b], Largura da zona colada : 25.4 mm
[l], Comprimento da zona colada na direção x : 12.7 mm

Aderente
Material : Aluminium 2024 - T3
[E], Módulo de elasticidade do Aderente : 73100 MPa
[v], Coeficiente de Poisson do Aderente : 0.33

Adesivo
Adesivo : AF163 - 2K.045WT f ...
[Ea], Módulo de elasticidade do Adesivo : 163000 psi
[va], Coeficiente de Poisson do Adesivo : 0.34

Novo
Abrir
Salvar
>> X

Figure 3. 5: Fenêtra de saisie des données [26]

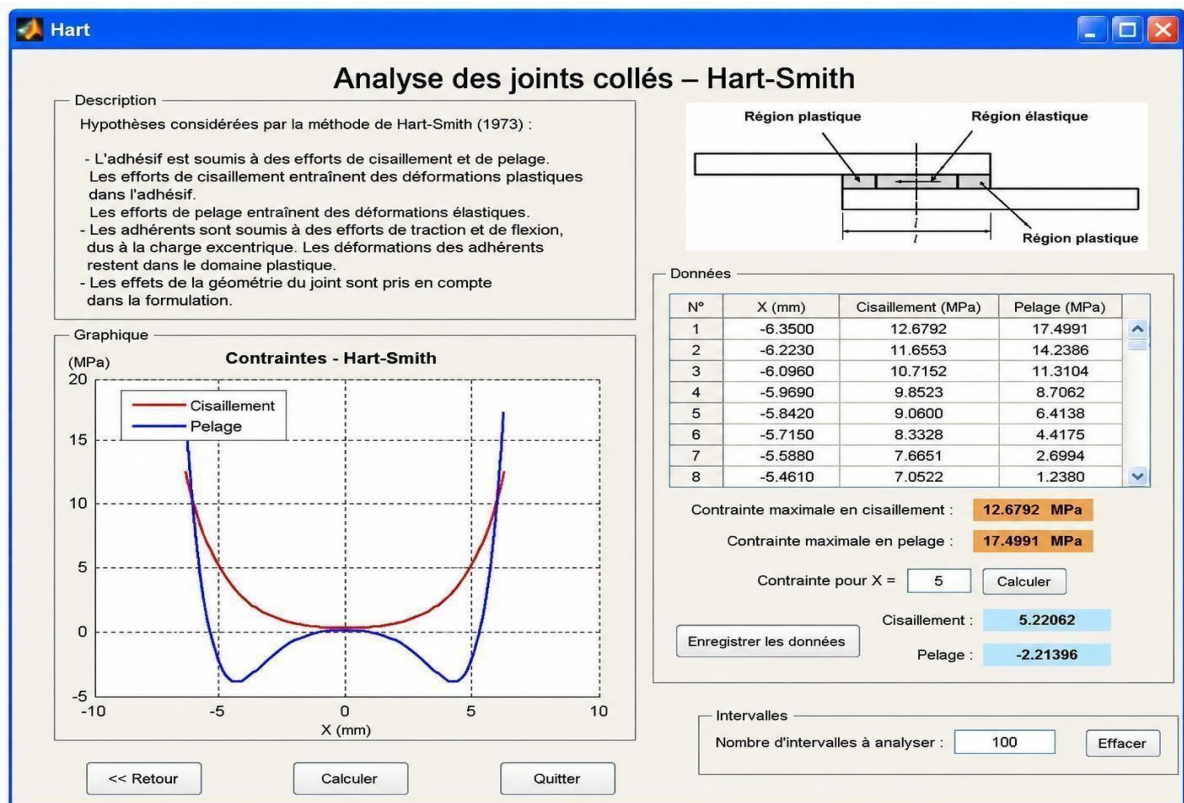


Figure 3. 6: Analyse individuelle par méthode[26]

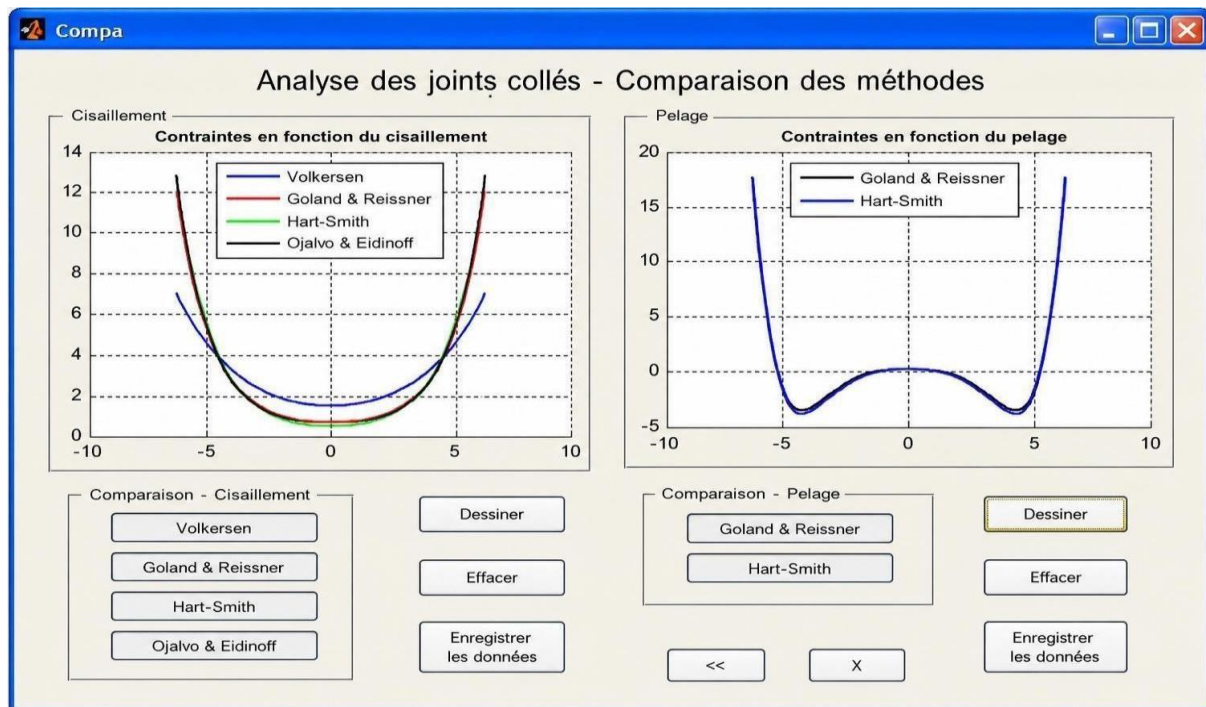


Figure 3. 7: Comparaison entre les méthodes.[26]

3.4.2-Analyse des Critères de Rupture

Le second logiciel est consacré à l'analyse des différents critères de rupture associés à chaque méthode analytique. L'objectif principal de ces critères est de déterminer la charge de rupture théorique, puis de la comparer à la charge de rupture obtenue expérimentalement.

Le diagramme de flux correspondant au fonctionnement de ce second logiciel est présenté à la Figure 7.

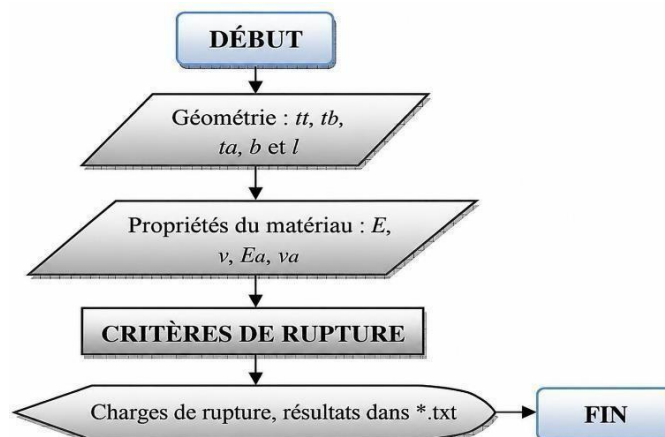


Figure 3. 8: Diagramme de flux du second logiciel[26]

3.5-VALIDATION EXPÉRIMENTALE

La validation expérimentale a été réalisée conformément à la norme ASTM D1002 (Figure 8).

a) MATÉRIEL :

L'adhésif utilisé dans cette étude est l'AF 163-2K.045WT. Cet adhésif présente une résistance ultime au cisaillement de 6950 psi, une résistance ultime au pelage de 7000 psi, ainsi qu'une limite d'élasticité en cisaillement de 5255 psi. Son épaisseur nominale est de 7,5 mils, soit environ 0,19 mm.

Les adhérents utilisés sont réalisés en aluminium 2024-T3, caractérisé par un module d'élasticité de 73,1 GPa et un coefficient de Poisson égal à 0,33.

b) TEST SPECIMENS :

La géométrie ainsi que les dimensions des éprouvettes sont présentées à la Figure 8. L'épaisseur recommandée des adhérents est de $62,1 \pm 0,125$ mm, tandis que la longueur de recouvrement recommandée est de $12,7 \pm 0,125$ mm. Les essais ont été réalisés avec une vitesse de chargement de 1,30 mm/min.[26]

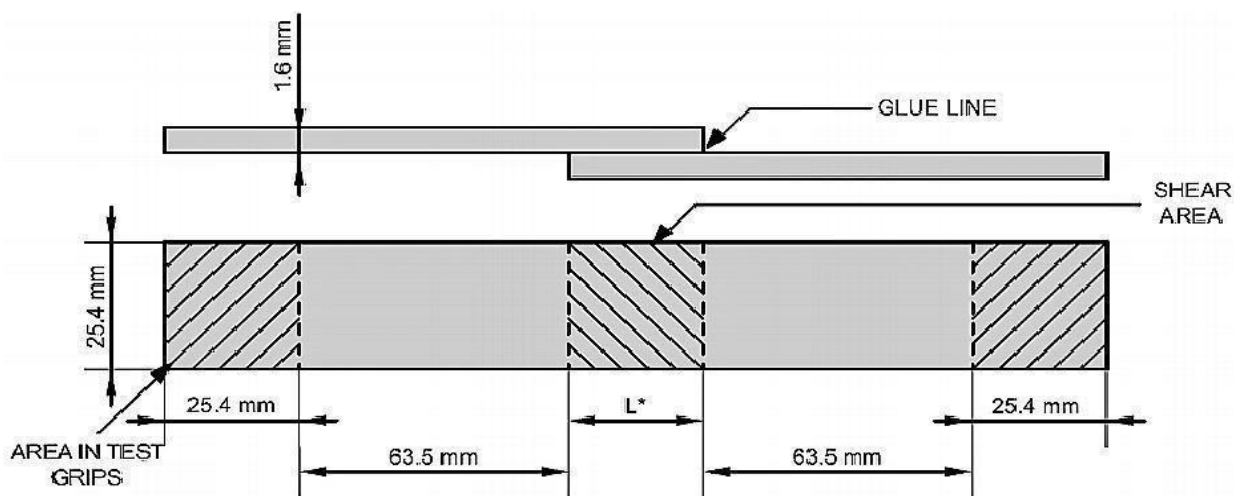


Figure 3. 9: Forme et dimensions des éprouvettes[26]

Resultats :

Pour la validation expérimentale, six éprouvettes ont été soumises à des essais conformément à la norme ASTM International ASTM D1002. Afin d'effectuer la comparaison, la valeur moyenne obtenue à partir des six éprouvettes testées a été retenue. La charge moyenne de rupture mesurée expérimentalement est de 11 284 N.

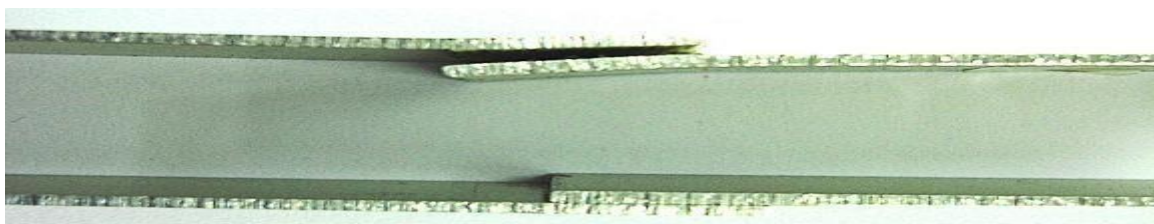


Figure 3. 10: Échantillon d'essai avant et après essai – détails de la jonction.[26]

- c) **Comparaison analytique** : Les méthodes analytiques implémentées dans le logiciel ont été validées par comparaison avec les résultats expérimentaux. Les différents critères de rupture utilisés sont présentés dans le Tableau 1. [26]

Pour chaque modèle implémenté, une charge de rupture théorique a été déterminée, puis comparée à la charge ultime obtenue expérimentalement, comme illustré à la Figure 10.

Analytical Method	Type of analysis	Failure Criterion
Volkersen	Elastic analysis	$\tau > \tau_a$
Goland & Reissner	Elastic analysis	$\tau > \tau_a$ or $\sigma > \sigma_a$
Hart-Smith	Elastic analysis	$\tau > \tau_a$ or $\sigma > \sigma_a$
Hart-Smith	Elasto-plastic analysis	$\tau > \tau_{ys}$
Ojalvo & Eidinoff	Elastic analysis	$\tau > \tau_a$ or $\sigma > \sigma_a$

Tableau 3. 1: Critère de rupture de chaque méthode analytique.[26]

Dans le Tableau 1, τ_a désigne la résistance au cisaillement de l'adhésif, σ_a la résistance au pelage de l'adhésif et τ_{ys} la limite d'élasticité en cisaillement de l'adhésif.

Note : Comme observé dans le modèle élasto-plastique de Hart-Smith, la rupture débute dès l'apparition de la plastification dans la zone élastique de l'adhésif.

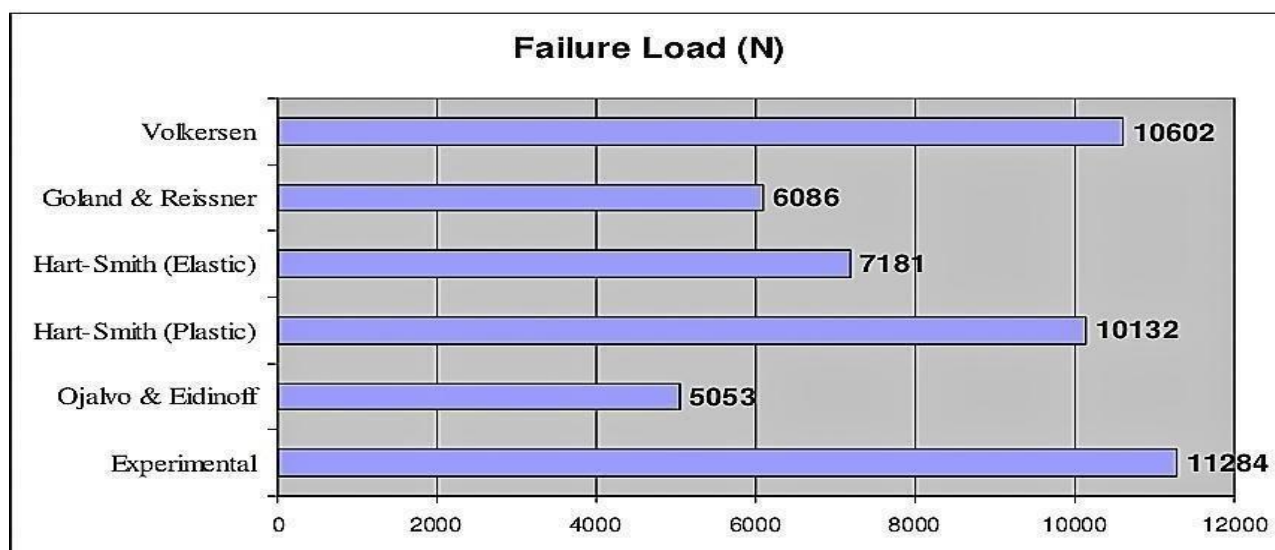


Figure 3. 11:Charges à rupture de chaque méthode analytique implémentée.[26]

3.6-Comparaison Numerique:

À l'aide du premier logiciel, il est possible d'obtenir les distributions de contraintes associées à chaque méthode analytique. Les propriétés géométriques et matérielles utilisées correspondent à celles décrites dans les Sections 4.1 et 4.2.

Pour la validation numérique, le logiciel ABAQUS® a été utilisé. Deux types d'éléments tridimensionnels ont été considérés : l'élément hexaédrique linéaire à huit nœuds C3D8 et l'élément hexaédrique quadratique à vingt nœuds C3D20.

Les valeurs minimales et maximales obtenues pour chaque cas, ainsi que les résultats analytiques correspondants, sont présentées dans le Tableau 2. La Figure 11 illustre la distribution analytique obtenue à partir du modèle de Goland & Reissner, tandis que la Figure 12 présente le modèle ABAQUS® utilisé pour la validation numérique.

Enfin, la Figure 13 montre la comparaison entre les résultats issus des méthodes analytiques implémentées et les résultats numériques pour les contraintes de cisaillement. De la même manière, la Figure 14 présente la comparaison des résultats analytiques et numériques relatifs aux contraintes de pelage.[26]

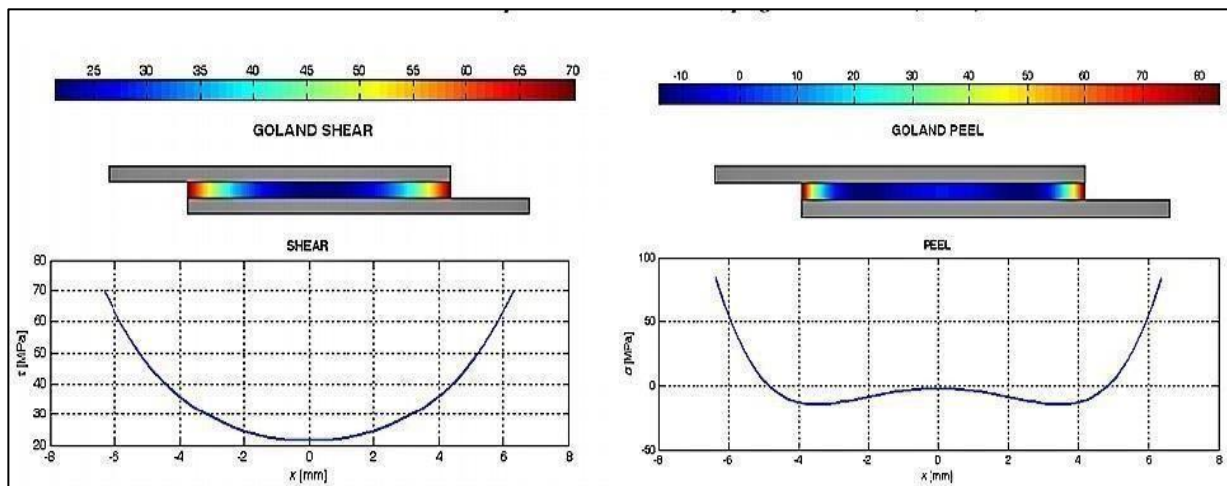


Figure 3. 12: Distributions des contraintes de cisaillement et de pelage calculées par le modèle analytique de Goland & Reissner.[26]

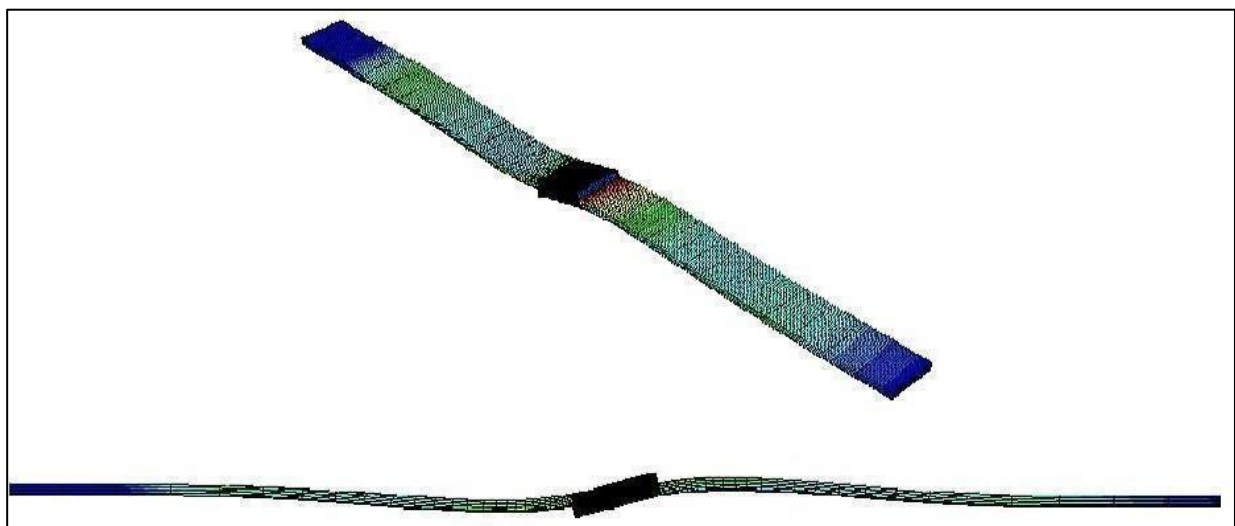


Figure 3. 13: Maillage ABAQUS du joint collé.[26]

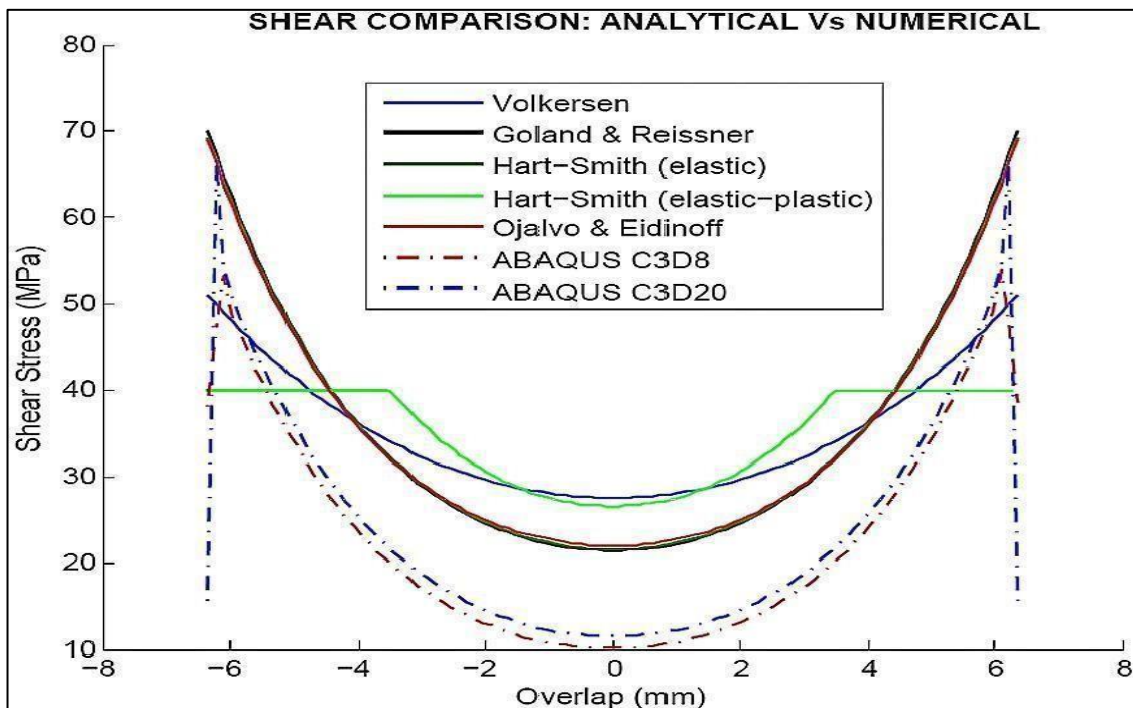


Figure 3. 14: Comparaison des contraintes de cisaillement entre les modèles analytiques et les résultats numériques.[26]

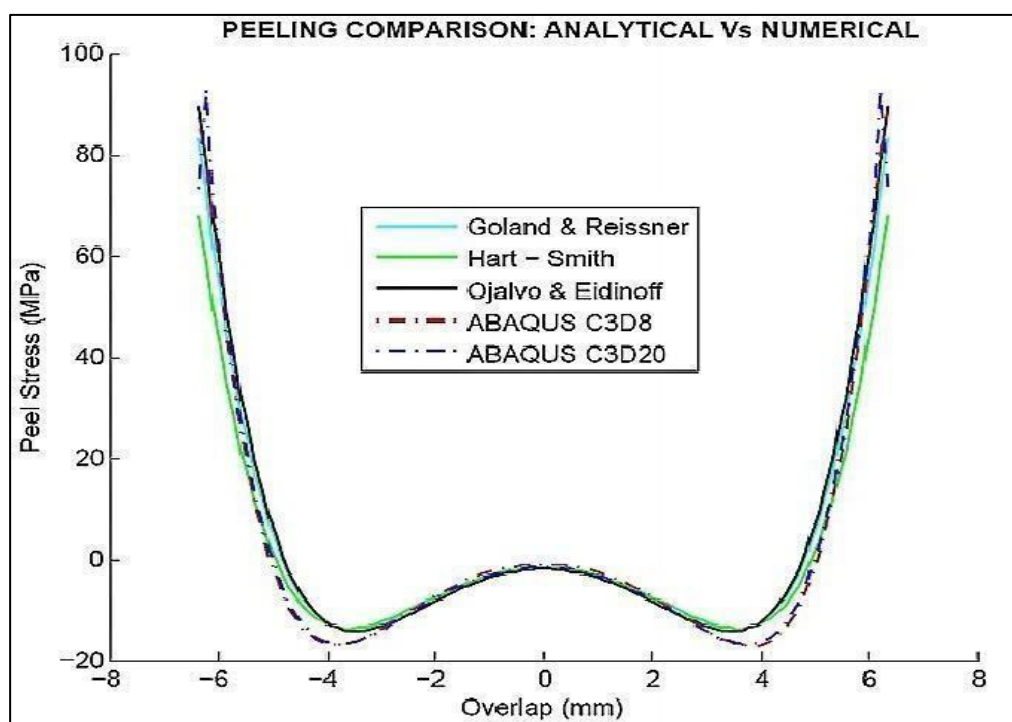


Figure 3. 15: Comparaison des contraintes de pelage entre les modèles analytiques et les résultats numériques.[26]

METHOD	Shear (MPa)		Peeling (MPa)	
	Minimum	Maximum	Minimum	Maximum
Volkersen	27.55	50.96	---	---
Goland & Reissner	21.43	70.10	-14.09	83.34
Hart-Smith (elástico)	21.52	69.21	-13.75	67.91
Hart-Smith (elasto-plástico)	26.55	40.06	---	---
Ojalvo & Eidinoff	21.96	69.14	-14.34	89.63
ABAQUS C3D8	10.06	53.88	-17.32	88.48
ABAQUS C3D20	11.48	66.79	-16.96	92.98

Tableau 3. 2: Valeurs minimales et maximales de contrainte[26]

De nombreuses méthodes analytiques dédiées à l'analyse des assemblages collés sont disponibles dans la littérature. Toutefois, dans le cadre de cette étude, seules quatre méthodes analytiques ont été implémentées, celles-ci étant considérées comme suffisantes pour fournir des résultats cohérents et exploitables dans une démarche de conception préliminaire, tout en limitant le recours à des essais expérimentaux coûteux.

Ce travail a ainsi permis de développer, sous MATLAB®, un logiciel convivial intégrant quatre solutions analytiques. Ce logiciel offre non seulement la possibilité d'effectuer une analyse individuelle des distributions de contraintes pour chaque méthode, mais également d'appliquer des critères de rupture adaptés et de comparer les différentes approches analytiques entre elles.

Pour valider les méthodes implémentées, des données expérimentales obtenues conformément à la norme ASTM International ASTM D1002 ainsi que des résultats numériques issus du logiciel ABAQUS® ont été utilisés.

Les résultats montrent que le modèle élasto-plastique de Hart-Smith fournit la charge de rupture la plus proche de la valeur expérimentale. En revanche, le modèle d'Ojalvo & Eidinoff présente la meilleure concordance avec les résultats numériques. Par conséquent, la combinaison la plus appropriée pour l'analyse des assemblages collés consiste à utiliser le modèle élasto-plastique de Hart-Smith pour l'étude des contraintes de cisaillement et le modèle d'Ojalvo & Eidinoff pour l'analyse des contraintes de pelage.

3.7- Fondements Théoriques et Limitations des Assemblages Collés

3.7.1- Limitations Physiques et Apport de Hart-Smith

Les analyses de Hart-Smith ont introduit la prise en compte de la plasticité de l'adhésif [19]. L'adhésif atteint sa limite d'élasticité (yielding) aux extrémités avant le reste du joint. Le modèle de Hart-Smith montre que la zone plastique s'étend depuis les bords vers le centre à mesure que la Charge augmente

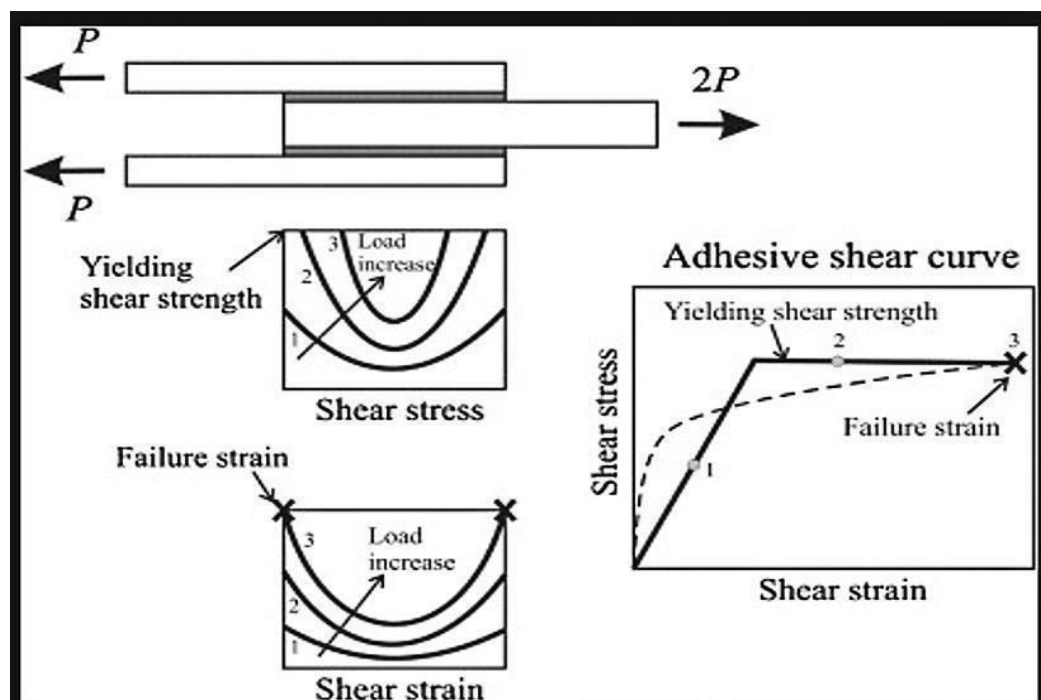


Figure 3. 16: Courbe de comportement de l'adhésif et impact sur la distribution des contraintes[19]

- L'adhésif atteint sa limite d'élasticité (yielding) aux extrémités avant le reste du joint.
- Le modèle de Hart-Smith montre que la zone plastique s'étend depuis les bords vers le centre à mesure que la charge augmente.
- Cette redistribution plastique permet d'augmenter légèrement la capacité de charge réelle par rapport aux prédictions purement élastiques, mais confirme que la réserve de sécurité d'un assemblage collé réside principalement dans la capacité de l'adhésif à se déformer plastiquement aux extrémités sans rompre.

3.7.1.1-Conséquences de la Concentration de Contraintes

La concentration de contraintes a plusieurs conséquences néfastes sur la performance des assemblages collés :

- **Défaillance prématurée** : Les contraintes locales élevées peuvent dépasser la résistance de

l'adhésif ou de l'interface adhésif-adhérend, entraînant une initiation de fissure et une propagation rapide, bien avant que la capacité de charge globale du joint ne soit atteinte [2].

- **Réduction de la durabilité** : Sous des chargements cycliques (fatigue) ou prolongés (fluage), les zones de forte contrainte sont des sites privilégiés pour l'amorçage et la croissance des dommages, réduisant considérablement la durée de vie du joint [11].
- **Sensibilité aux défauts** : La présence de défauts (bulles, inclusions, décollements) ou de variations géométriques mineures aux extrémités du recouvrement peut exacerber la concentration de contraintes, rendant le joint plus fragile et imprévisible [20].

3.8-Nécessité d'Améliorer la Résistance et la Durabilité des Joints Collés

Si les assemblages collés offrent des avantages structurels indéniables, leur adoption massive dans les structures critiques est freinée par des incertitudes liées à leur comportement à long terme. La résistance initiale d'un joint, bien que cruciale, ne garantit pas sa pérennité face aux agressions environnementales et aux sollicitations cycliques. L'amélioration de la durabilité est donc devenue un axe de recherche prioritaire pour garantir la sécurité des structures sur des durées de vie dépassant parfois 30 ans.

3.8.1- Les Facteurs de Dégradation Environnementale

La durabilité d'un joint collé est principalement menacée par l'action combinée de l'humidité, de la température et des contraintes mécaniques soutenues.

3.8.1.1-L'action délétère de l'humidité

L'eau pénètre dans le joint par diffusion à travers l'adhésif ou par capillarité le long des interfaces. Elle provoque une plastification de la matrice polymère (baisse de la rigidité) et, plus grave encore, une rupture des liaisons chimiques à l'interface adhésif/substrat. Plus le joint est large, plus le "cœur" reste protégé longtemps, mais les bords subissent une perte de propriétés quasi immédiate.

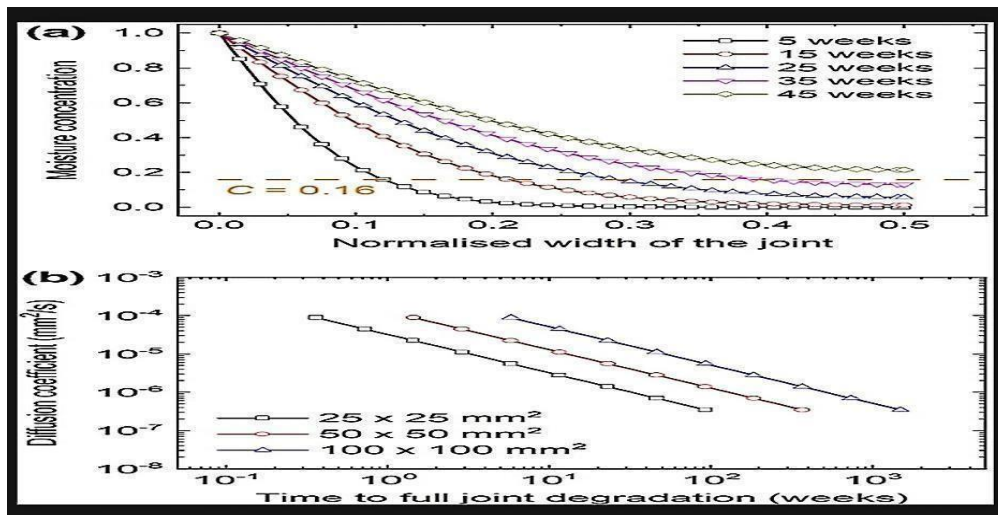


Figure 3. 17: Cinétique de pénétration de l'humidité dans un joint collé

- **En haut** : Les courbes de concentration montrent comment l'eau progresse des bords vers le centre au fil des semaines.
- **En bas** : La relation entre le coefficient de diffusion et le temps avant dégradation totale met en évidence que plus le joint est large, plus le "cœur" reste protégé longtemps, mais les bords subissent une perte de propriétés quasi immédiate.

3.8.1.2-. Sensibilité à la température

Les adhésifs structuraux sont des polymères dont les propriétés mécaniques chutent drastiquement à l'approche de leur température de transition vitreuse (T_g).

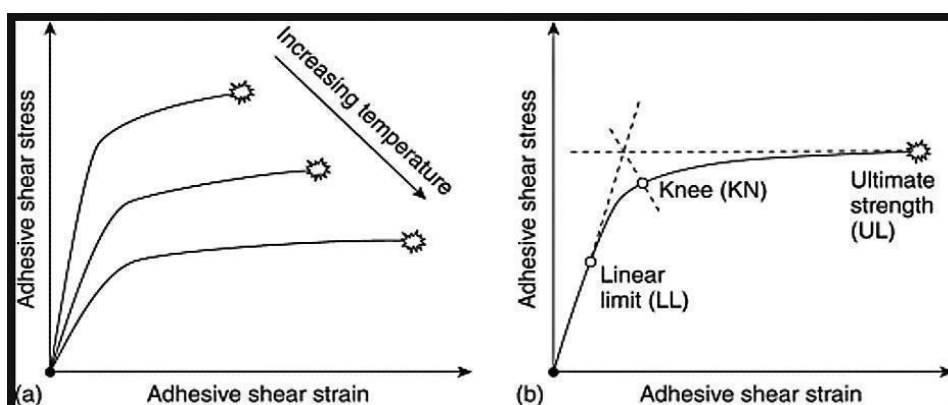


Figure 3. 18: Évolution du comportement de l'adhésif sous l'effet de la chaleur [6]

- **À basse température** : L'adhésif est rigide et fragile (pics de contrainte élevés).
- **À haute température** : Il devient ductile et mou, ce qui réduit les pics de contrainte mais

diminue également la capacité de charge globale du joint. L'optimisation consiste à trouver un adhésif dont la T_g est nettement supérieure à la température maximale de service.

3.8.1.3-Enjeux de Performance et de Fiabilité

L'amélioration de la résistance et de la durabilité des joints collés est cruciale pour plusieurs raisons :

- **Augmentation de la capacité de charge** : Des joints plus résistants peuvent supporter des charges plus élevées, permettant ainsi de réduire la taille des joints ou d'utiliser des matériaux plus légers, ce qui contribue à l'optimisation des structures.
- **Amélioration de la durée de vie en fatigue** : La capacité des joints à résister à des chargements cycliques est essentielle pour de nombreuses applications. L'atténuation de la concentration de contraintes prolonge la durée de vie en fatigue et réduit le risque de défaillance prématurée.
- **Tolérance aux dommages** : Des joints plus durables sont plus tolérants aux dommages, ce qui signifie qu'ils peuvent maintenir leur intégrité structurelle même en présence de petites fissures ou de défauts, offrant ainsi une marge de sécurité supplémentaire.
- **Réduction des coûts de maintenance** : Des joints plus fiables nécessitent moins de maintenance et de réparations, ce qui se traduit par des économies significatives sur le cycle de vie des produits.

3.8.1.4-. Analyse des Facteurs de Concentration de Contraintes (SCF)

L'amélioration passe également par une réduction mathématique des facteurs de concentration (SCF).

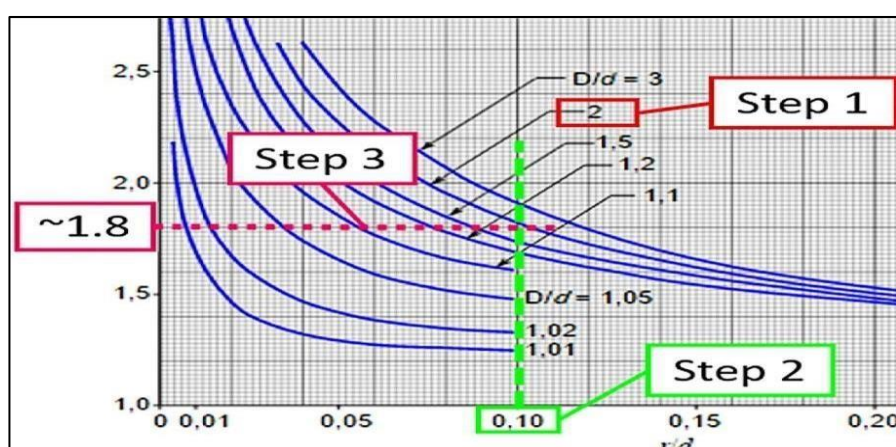


Figure 3. 19: Diagramme de Hart-Smith pour les assemblages collés à recouvrement simple [22]

- On constate qu'une légère modification du rayon de transition (Step 1 vers Step 2) peut réduire le SCF de plus de 30%.
- Ces données sont fondamentales pour le dimensionnement industriel, permettant de passer d'une approche empirique à une ingénierie de précision.

3.9-Objectifs de Recherche

3.9.1-Évaluer différentes techniques de renforcement

Afin de remédier aux insuffisances propres aux joints à simple recouvrement, en particulier leur vulnérabilité aux contraintes de pelage et leur prédisposition à la rupture prématurée, plusieurs approches de renforcement ont été mises au point. L'évaluation rigoureuse de ces solutions s'avère indispensable pour déterminer les configurations les mieux adaptées aux exigences de chaque application. [11]

comparaison entre configurations single strap, double strap et configurations symétriques

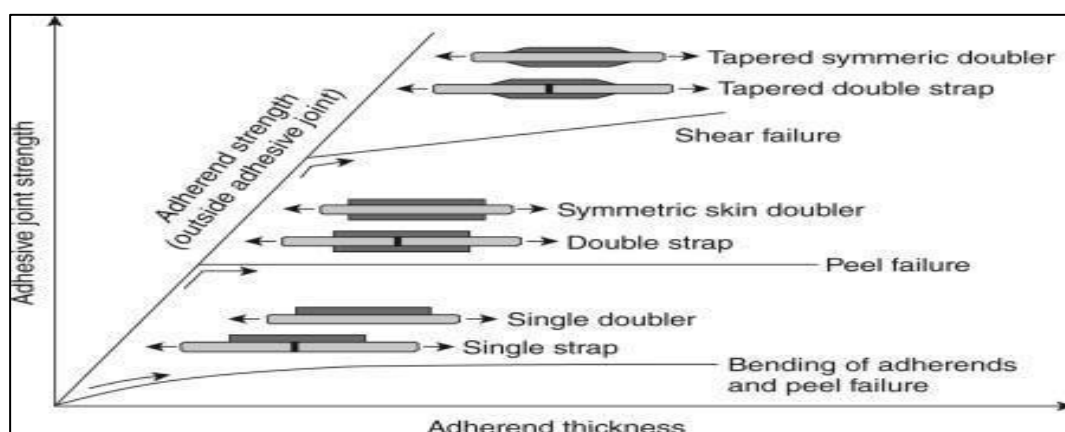


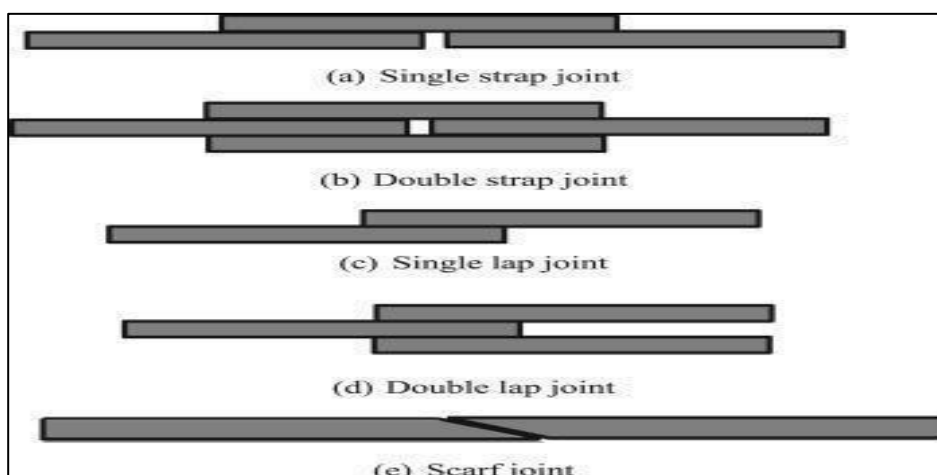
Figure 3. 20: Influence de la géométrie et de l'épaisseur des adhérents sur la résistance d'un joint collé : comparaison entre configurations single strap, double strap et configurations symétriques [11]

Les principales catégories de techniques de renforcement incluent :

3.9.1.1-Renforcement géométrique :

Ces approches consistent à agir sur la forme géométrique du joint dans le but de limiter les concentrations de contraintes qui se développent à ses extrémités. Parmi les solutions envisagées, on peut citer l'ajout de congés au niveau des bords de l'adhésif, l'application d'un biseautage progressif des substrats ou de la couche adhésive, ou encore le recours à des configurations plus élaborées telles que les joints à double recouvrement ou à recouvrement

biseauté. Ces aménagements géométriques permettent d'assurer une répartition plus homogène des contraintes sur l'ensemble de la zone collée, retardant ainsi l'amorçage de la fissure et



améliorant la tenue globale de l'assemblage. [21].

Figure 3. 21: Principales configurations géométriques des joints de recouvrement et variantes pour l'optimisation de la transmission des efforts [21]

3.9.1.2-Renforts locaux :

Cette technique consiste à intégrer un renfort collé, qu'il soit de nature métallique ou composite, à proximité des extrémités de la zone de recouvrement d'un joint à simple recouvrement. L'objectif est de diminuer les concentrations de contraintes au sein de l'adhésif, aussi bien en cisaillement (τ_{12}) qu'en pelage ou arrachement (σ_{22}), tout en augmentant la capacité de charge à la rupture et en améliorant la durabilité de l'assemblage dans le temps. [22].

a) Renforcement par matériaux:

Dans le cas des matériaux composites, des techniques spécifiques telles que le piquage (*stitching*) ou l'insertion de broches dans l'épaisseur (*z-pinning*) peuvent être mises en œuvre pour renforcer la résistance interlaminaire et améliorer la ténacité du joint. Ces procédés permettent d'accroître la résistance à la délamination et sont susceptibles de modifier les mécanismes de rupture au niveau du substrat, contribuant ainsi à une meilleure intégrité structurale de l'assemblage. [10].

b) Traitement de surface:

L'optimisation de l'adhérence entre l'adhésif et le substrat constitue un préalable fondamental à la performance de l'assemblage collé. À cet effet, diverses techniques de préparation de surface peuvent être employées, notamment l'abrasion mécanique, le dégraissage chimique,

l'anodisation ou encore le traitement par plasma. Ces procédés agissent en augmentant l'énergie de surface des substrats, favorisant ainsi une meilleure mouillabilité par l'adhésif et renforçant les liaisons chimiques à l'interface. L'efficacité de ces traitements est généralement évaluée au moyen d'essais mécaniques de résistance au cisaillement et au pelage, qui permettent de quantifier objectivement l'amélioration de l'adhérence obtenue. [21]

L'évaluation de ces techniques ne saurait se réduire à la seule mesure de la résistance à la rupture. Elle doit intégrer une vision plus globale, tenant compte de la durabilité du joint exposé à diverses conditions environnementales telles que l'humidité et les variations de température, de sa résistance à la fatigue sous sollicitations cycliques, mais également de la faisabilité industrielle et des contraintes économiques liées à sa mise en œuvre. L'ambition de cette démarche est de proposer une analyse comparative approfondie des atouts et des limites de chaque technique, afin d'orienter de manière éclairée les choix effectués lors de la conception des assemblages collés..

3.10-Optimiser les paramètres de conception pour améliorer les performances

La maîtrise des paramètres de conception constitue un levier incontournable pour optimiser les performances des joints à recouvrement, qu'il s'agisse de configurations simples ou renforcées. Elle suppose une connaissance approfondie de l'effet de chaque paramètre sur la distribution des contraintes et sur la tenue mécanique globale du joint. La démarche d'optimisation vise ainsi à identifier le meilleur équilibre possible entre les impératifs de performance structurale, les contraintes inhérentes au processus de fabrication et les considérations d'ordre économique. [22] .

Les paramètres de conception clés à optimiser incluent :

3.10.1-Longueur de recouvrement (Overlap Length):

La longueur de recouvrement figure parmi les paramètres les plus déterminants dans le comportement du joint. Si son augmentation tend dans un premier temps à améliorer la résistance de l'assemblage, cette tendance s'inverse au-delà d'un certain seuil, l'efficacité se trouvant

alors limitée par l'accentuation des concentrations de contraintes aux extrémités et par les effets de la flexion secondaire. L'enjeu de l'optimisation consiste donc à identifier la longueur de recouvrement idéale, celle qui permet de maximiser la résistance mécanique du joint sans engendrer de surcoût ou de surcroît de masse inutile. [23].

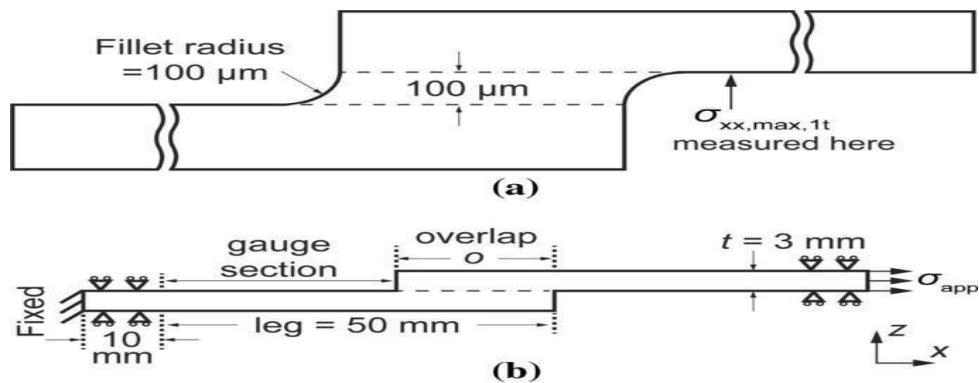


Figure 3. 22: Influence d'un congé (fillet radius = 100 µm) sur la réduction des concentrations de contraintes dans un joint à simple recouvrement. Configuration géométrique (a) et dispositif expérimental (b).[23]

3.10.2-Épaisseur de l'adhésif (Adhesive Thickness) :

L'épaisseur de la couche adhésive exerce une influence considérable sur la répartition des contraintes au sein du joint. Une couche trop mince est susceptible de générer des concentrations de contraintes importantes, compromettant ainsi la tenue mécanique de l'assemblage. À l'inverse, une couche excessive tend à réduire la rigidité du joint et à amplifier les déformations. La détermination d'une épaisseur optimale s'avère donc primordiale, car elle conditionne directement le juste équilibre entre la résistance mécanique et la souplesse de l'assemblages..

a) Rigidité des substrats (Substrate Stiffness):

La rigidité relative des substrats par rapport à celle de l'adhésif conditionne directement l'ampleur de la flexion secondaire ainsi que la distribution des contraintes de pelage au sein du joint. Le recours à des substrats plus rigides permet certes de limiter la flexion, mais peut en contrepartie conduire à une élévation des contraintes de cisaillement aux extrémités de la zone de recouvrement. L'optimisation de ce paramètre passe ainsi par une sélection judicieuse des matériaux constitutifs des substrats ou par un ajustement approprié de leur épaisseur, de manière à trouver le meilleur compromis entre la réduction de la flexion et la maîtrise des contraintes interfaciales. [10].

b) **Propriétés de l'adhésif** : Le choix de l'adhésif est crucial. Ses propriétés mécaniques, telles que le module d'élasticité, la résistance au cisaillement, la résistance au pelage et la ténacité, doivent être méticuleusement optimisées en fonction de l'application spécifique.

Les adhésifs plus souples favorisent une meilleure distribution des contraintes, tandis que les adhésifs plus rigides offrent une résistance initiale supérieure.

Cette optimisation s'appuie sur des méthodes analytiques, des simulations numériques (éléments finis) ou des approches expérimentales. Son but est de réduire les pics de tension, d'homogénéiser la répartition des efforts, d'alléger l'ensemble et d'accroître la charge de rupture de l'assemblage. Pour intégrer simultanément ces diverses exigences de performance, des techniques d'optimisation multi-objectifs peuvent être déployées.

3.10.2-Développer des méthodes prédictives pour la conception de joints renforcés

La mise au point de modèles prédictifs représente un enjeu fondamental pour assurer une conception à la fois performante et sécurisée des assemblages renforcés. Ces approches permettent d'évaluer la réponse des joints sous différents régimes de sollicitation et d'anticiper leur durabilité, ce qui limite le recours à des essais expérimentaux souvent longs et coûteux. Elles s'avèrent ainsi indispensables pour une ingénierie axée sur les résultats et pour l'implémentation de ces jonctions dans des architectures complexes.

Les méthodes prédictives peuvent être classées en plusieurs catégories

:

a) Modèles analytiques : Sur le plan historique, l'analyse de la répartition des contraintes au sein des joints à recouvrement a d'abord reposé sur des modèles analytiques. Les travaux précurseurs de Volkersen (1938) ont introduit le concept de transfert de cisaillement (*shear lag*) pour estimer les tensions de cisaillement dans la couche d'adhésif [1]. Par la suite, Goland et Reissner (1944) ont intégré les effets de la flexion secondaire, permettant ainsi d'évaluer les contraintes de pelage [24]. Hart-Smith (1973) a ultérieurement perfectionné ces approches en prenant en compte le comportement non linéaire des matériaux adhésifs [23]. Bien que s'appuyant sur des hypothèses simplifiées, ces modèles offrent une compréhension fondamentale du comportement des assemblages et demeurent couramment employés pour des prédéterminations rapides ou pour valider des simulations plus élaborées.

b) Méthodes numériques : L'analyse par éléments finis (FEA) s'est imposée comme un instrument incontournable pour modéliser les assemblages à recouvrement. Elle offre la possibilité de simuler avec une grande fidélité la répartition des contraintes et des déformations au sein de configurations géométriques élaborées, tout en intégrant la non-linéarité des matériaux et la diversité des sollicitations. Par ailleurs, les modèles de zone cohésive (CZM) sont employés pour modéliser l'amorçage et le développement des fissures dans le joint adhésif,

proposant ainsi une vision plus concrète de la rupture. Bien que gourmandes en puissance de calcul, ces approches garantissent une flexibilité et une exactitude remarquables.

c) Approches basées sur les données et l'apprentissage automatique:

L'essor de l'apprentissage automatique donne naissance à de nouvelles approches prédictives. En formant des algorithmes sur d'importants volumes de données expérimentales et numériques, il devient possible de concevoir des modèles capables d'anticiper la résistance, la longévité ou les modes de rupture des joints avec une grande fidélité. Ces solutions permettent d'appréhender des corrélations complexes entre les paramètres de conception et les performances de l'assemblage, lesquelles seraient difficilement modélisables par les méthodes analytiques.

3.11-Techniques de Renforcement Existance

3.11.1-Modification de la Géométrie des Jointe

L'optimisation de la forme des substrats est la méthode la plus directe et économique pour réduire les pics de contrainte aux extrémités du joint. Cette approche repose sur le principe fondamental que la distribution des contraintes peut être lissée en modifiant progressivement la rigidité locale des éléments structurels.

3.11.1.1-Biseaux (Tapering) et Amincissements

a) Principe Physique Fondamental

Le biseautage consiste à réduire progressivement l'épaisseur du substrat vers l'extrémité du recouvrement. Cette réduction crée une transition douce de rigidité, permettant au substrat de se déformer graduellement en phase avec le substrat opposé. Cela réduit drastiquement le saut de déformation dans l'adhésif et les pics de contrainte de pelage aux extrémités[24].

a.1) Mécanisme Détaillé de Réduction de Contrainte Sans Biseau (Joint Droit)

- Discontinuité abrupte de rigidité
- Saut de déformation dans l'adhésif
- Pics de contrainte de pelage (σ_y)
- Amorçage de fissure prématuré

Avec Biseau Optimisé

- Transition progressive de rigidité
- Déformation uniforme dans l'adhésif
- Réduction de 30-50% des pics
- Durée de vie augmentée

b) Paramètres Géométriques Critiques :

La géométrie du biseau est définie par plusieurs paramètres interdépendants :

- **Angle de Biseaux(α)** : Angle entre la surface du biseau et le plan du joint
- **Longueur de Transition(L)** : Distance sur laquelle l'épaisseur varie progressivement
- **Épaisseur Nominale(t_0)** : Épaisseur du substrat loin de la zone biseautée
- **Épaisseur Minimale($t_{\min}$)** : Épaisseur à l'extrémité du biseau (généralement 0.5-1.0 mm)

d) Considérations de Fabrication

Usinage CNC : Recommandé pour une précision ± 0.1 mm et une finition de surface optimale

- **Coût** : Augmentation de 15-25% par rapport à un joint droit (usinage supplémentaire)
- **Finition de Surface** : Polissage recommandé ($R_a < 0.8 \mu\text{m}$) pour améliorer l'adhésion
- **Matériaux Composites** : Usinage délicat pour éviter le délaminage des fibres

3.12-Scarifications et Joints en Sifflet (Scarf Joints) :

Géométrie optimale pour transmission uniforme de charge

3.12.1-Concept Fondamental

Le joint en sifflet (scarf joint) remplace le recouvrement simple par une interface inclinée sur toute l'épaisseur des substrats. Cette géométrie aligne les lignes de force et élimine presque totalement le moment de flexion, permettant une transmission de charge quasi-uniforme[3].

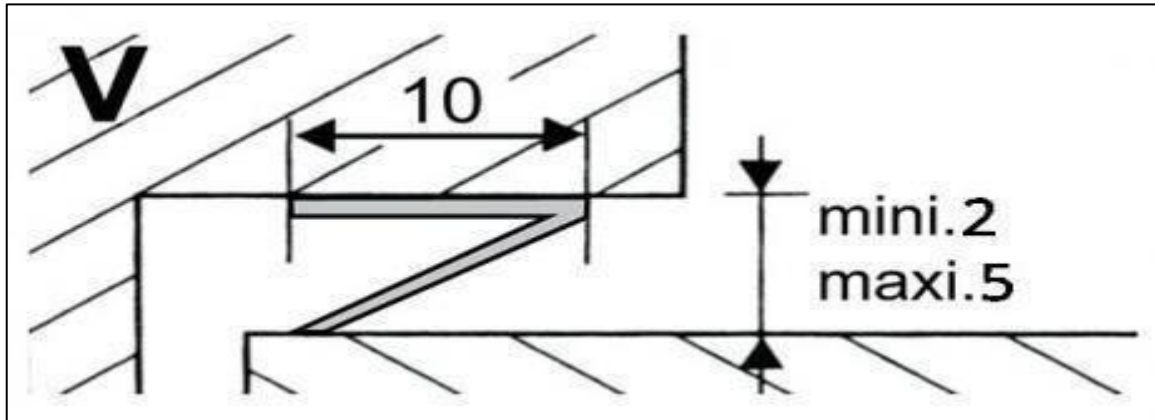


Figure 3. 23: Exemple de géométrie en sifflet (Scarf joint) pour une transmission de charge uniforme.[3]

a) Avantages:

- Distribution uniforme de contrainte
- Élimination du moment de flexion
- Gain de résistance 50-80%
- Meilleure durabilité en fatigue

b) Limitations:

- Usinage complexe et coûteux
- Tolérance très serrée requise
- Difficile sur matériaux composites
- Augmentation de 40-60% du coût

3.11 Conclusion :

Ce chapitre a procédé à une analyse approfondie de la distribution des contraintes au sein des assemblages collés à recouvrement simple, en croisant approches analytiques, numériques et expérimentales.

Sur le plan théorique, quatre modèles fondamentaux ont été implémentés sous MATLAB® : Volkersen (1938), Goland-Reissner (1944), Hart-Smith (1973) et Ojalvo-Eidinoff (1978). Chacun apporte une contribution complémentaire à la compréhension du comportement mécanique des joints. Le modèle de Volkersen met en évidence le phénomène de *shear-lag* et la non-uniformité des contraintes de cisaillement. Celui de Goland-Reissner intègre la flexion secondaire et révèle l'importance des contraintes de pelage aux extrémités. Hart-Smith affine cette analyse en introduisant la plasticité de l'adhésif, tandis qu'Ojalvo-Eidinoff propose une formulation adimensionnelle permettant de capturer la variation des contraintes à travers l'épaisseur du joint adhésif.

La validation expérimentale, conduite selon la norme ASTM D1002 sur des éprouvettes en aluminium 2024-T3 assemblées par l'adhésif structural AF 163-2K, a établi une charge moyenne de rupture de 11 284 N. La confrontation avec les prédictions analytiques indique que le modèle élasto-plastique de Hart-Smith fournit l'estimation la plus fidèle de la charge ultime. En parallèle, la validation numérique par éléments finis sous ABAQUS démontre que le modèle d'Ojalvo-Eidinoff offre la meilleure corrélation avec les distributions de contraintes de pelage simulées. Il en résulte que la combinaison du modèle de Hart-Smith pour l'analyse des contraintes de cisaillement et du modèle d'Ojalvo-Eidinoff pour celle des contraintes de pelage constitue la stratégie de dimensionnement la plus robuste en phase de conception préliminaire.

Cette étude a par ailleurs permis d'identifier les limitations intrinsèques des joints à simple recouvrement. La concentration de contraintes aux extrémités, induite par la flexion secondaire, demeure le principal facteur de défaillance prématurée. L'exposition combinée à l'humidité et aux variations thermiques dégrade progressivement les propriétés mécaniques de l'adhésif et compromet la durabilité interfaciale. Ces constats justifient l'orientation de la recherche vers l'optimisation géométrique et l'intégration de renforts structurels

Chapitre 4:

Simulation et Discussion

4.1-Introduction :

L'intégration des logiciels de simulation est devenue primordiale dans le domaine de l'assemblage par collage. Ces outils offrent une compréhension approfondie des mécanismes du système et facilitent l'identification de stratégies d'optimisation. Parmi les solutions disponibles, ABAQUS se distingue par sa capacité à modéliser avec précision le comportement des matériaux et des adhésifs. Suite à la réalisation de simulations avec ABAQUS et à l'obtention des résultats, une analyse détaillée est indispensable pour en extraire des conclusions pertinentes et améliorer le processus d'assemblage. Ce chapitre a pour objectif d'examiner ces résultats dans le contexte spécifique de l'assemblage collé. Nous aborderons les différentes étapes et méthodologies permettant une analyse rigoureuse des données et une prise de décision éclairée.

Dans un premier temps, nous nous concentrerons sur les principaux indicateurs de performance à considérer. Ceux-ci peuvent inclure, par exemple, le temps de cycle d'assemblage, la consommation de matériaux, ou des paramètres spécifiques au collage tels que la résistance de l'adhésif. Nous expliciterons la pertinence de ces indicateurs et les méthodes d'évaluation pour juger de la performance globale.

Ensuite, nous soulignerons l'importance cruciale de la validation des résultats de simulation. Cette étape garantit que le modèle numérique représente fidèlement la réalité physique. Nous présenterons les diverses approches de validation et les critères à respecter pour assurer la fiabilité des résultats.

Enfin, nous détaillerons comment exploiter ces résultats pour perfectionner le processus d'assemblage collé. Nous montrerons comment identifier les atouts, les lacunes et les opportunités d'amélioration. De plus, nous illustrerons la manière de proposer des solutions concrètes et d'évaluer leur impact sur les performances globales du système.

4.2- Modules :

Dans le cadre de cette étude, le logiciel de simulation par éléments finis ABAQUS a été employé pour modéliser et analyser le comportement mécanique d'un assemblage collé. L'objectif principal est d'évaluer la réponse structurelle de cet assemblage sous sollicitation. L'assemblage est constitué de deux plaques en alliage d'aluminium 2024-T3, caractérisées par un comportement élastique linéaire. Leurs propriétés mécaniques sont définies par un module d'Young de 68 800 MPa et un coefficient de Poisson de 0,33. Chaque plaque présente une épaisseur de 5 mm et une section transversale de 150 mm x 50 mm. Ces deux plaques sont

jointes côte à côte, et une couche d'adhésif Adekit A140 est interposée entre leurs surfaces de contact. L'adhésif est également modélisé comme un matériau élastique, avec un module d'Young de 2690 MPa, un coefficient de Poisson de 0,30 et une épaisseur de 0,15 mm, couvrant une section de 50 mm x 50 mm.

Les conditions aux limites appliquées à l'assemblage sont les suivantes : une extrémité est entièrement encastree, tandis que l'extrémité opposée est soumise à une contrainte de traction uniforme de 30 MPa. Cette

configuration permet d'étudier la distribution des contraintes et des déformations au sein de l'assemblage collé sous chargement axial.

Matériau	Module d'Young (MPa)	Coefficient de Poisson	Épaisseur (mm)	Section (mm ²)
Aluminium 2024-T3	68 800	0.33	5	150*50
Adhésif Adekit A140	2690	0.3	0.17	50*50

Tableau 4. 1: Propriétés des matériaux utilisés dans la simulation

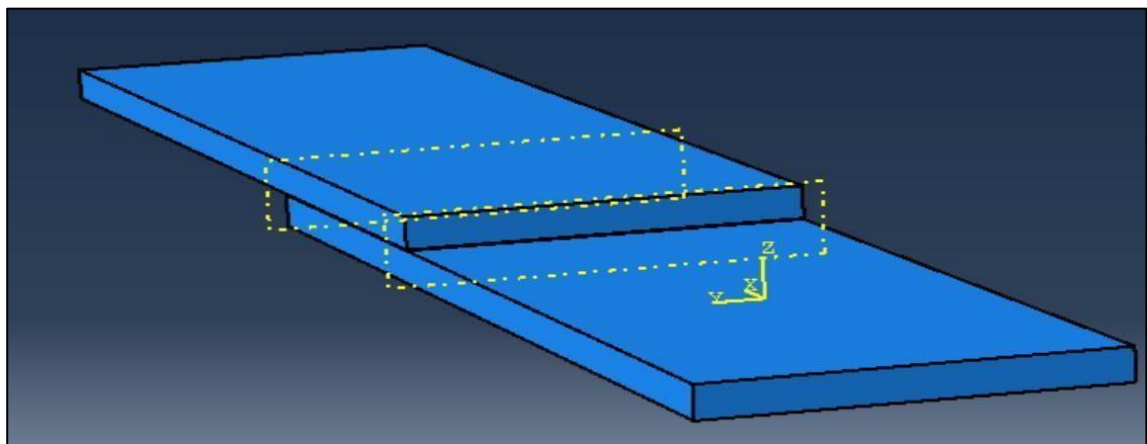


Figure 4. 1: Le module a réalise

4.3- Module PART :

Le module de modélisation géométrique d'ABAQUS permet la création de pièces par révolution ou extrusion, ainsi que la manipulation d'entités géométriques fondamentales telles que les points, les lignes et les plans de référence. Il offre également la flexibilité de définir des pièces comme déformables ou rigides, selon les exigences de l'analyse. La procédure de création des composants de l'assemblage est détaillée ci-après.

Pour initier la création d'une pièce, il convient de double-cliquer sur l'option "Parts" dans

l'arborescence du modèle, puis de sélectionner "Create Part".

Création de la Plaque 1 La première plaque est nommée "Plaque 1". Les options de modélisation sélectionnées sont "3D", "Déformable", "Solid" et "Extrusion". Une taille approximative de 200 est spécifiée pour la pièce (réf. Figure 4.2). Un croquis bidimensionnel est ensuite réalisé, représentant un rectangle de 50 mm par 150 mm. Après validation du croquis ("Done"), une profondeur d'extrusion de 5 mm est appliquée via la fenêtre "Edit Base Extrusion" (réf. Figure 4.4).

Création de la Plaque 2

Une seconde plaque, désignée "Plaque 2", est créée en reproduisant fidèlement les dimensions et propriétés géométriques de la "Plaque 1" (réf. Figure 4.6).

Création de la Couche d'Adhésif

La couche d'adhésif est modélisée selon une procédure similaire. Un croquis carré de 50 mm par 50 mm est dessiné. Après validation ("Done"), une profondeur d'extrusion de 0,15 mm est spécifiée dans le champ "Depth" de la fenêtre "Edit Base Extrusion" (réf. Figure 4.10).

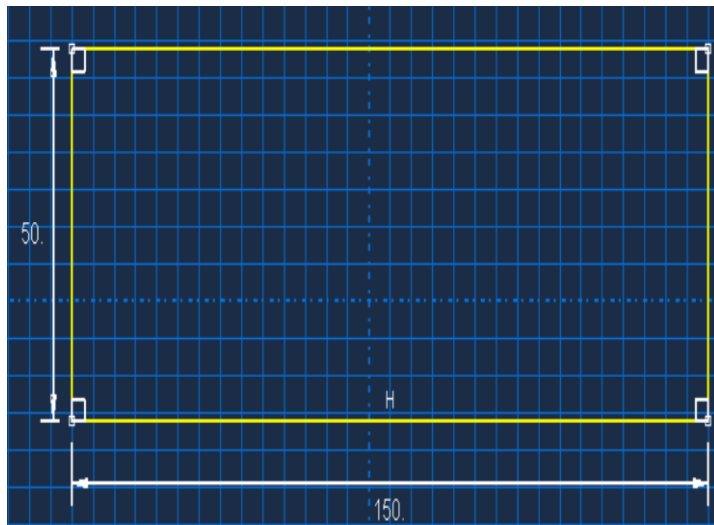


Figure 4. 2: désignation de la plaque

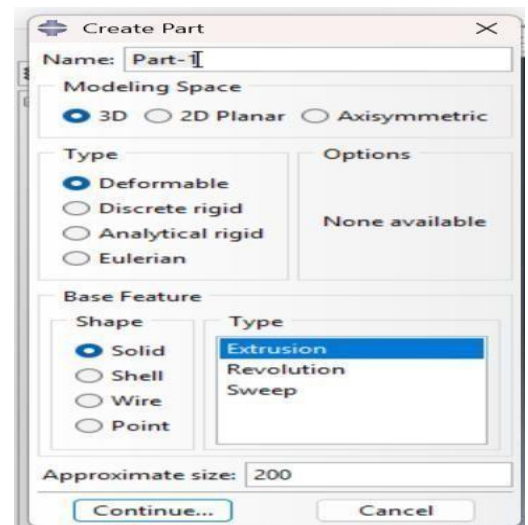


Figure 4. 3: Création de la plaque

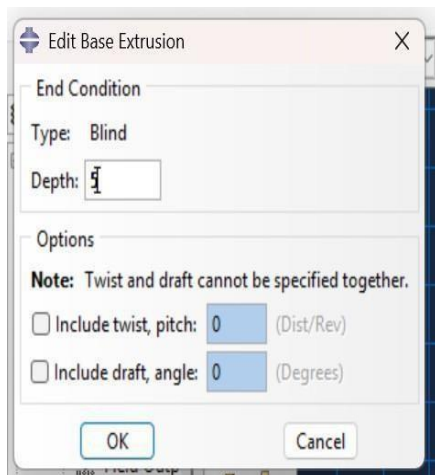


Figure 4. 4: Désignation de l'épaisseur

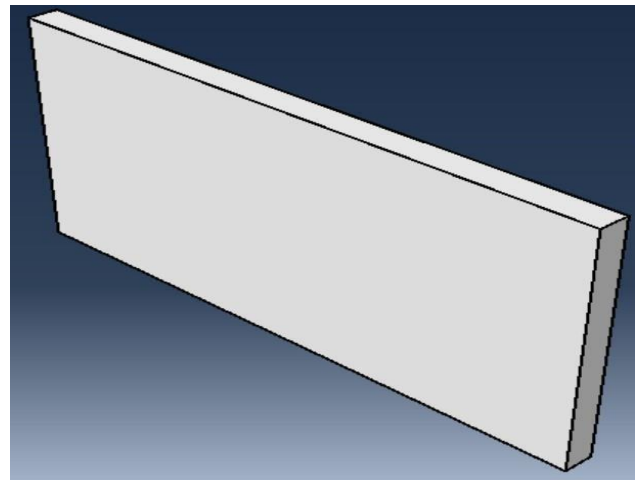


Figure 4. 5: Confirmation de l'extrusion

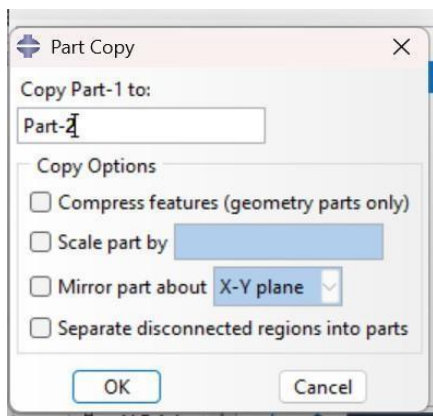


Figure 4. 6: Part copy plaque 1

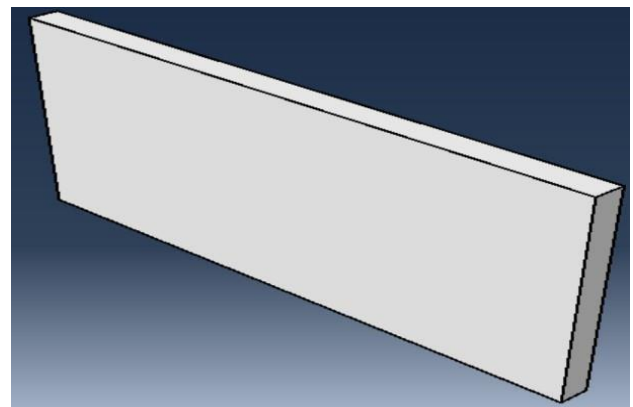


Figure 4. 7: Confirmation de l'extrusion

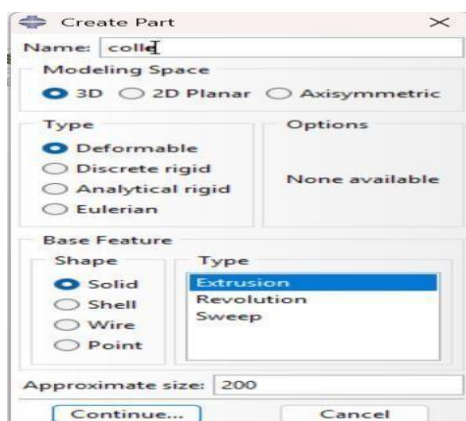


Figure 4. 8: Création de colle

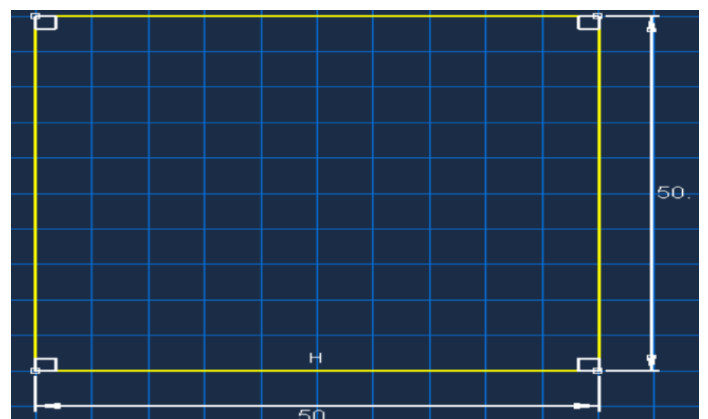


Figure 4. 9: Désignation de colle

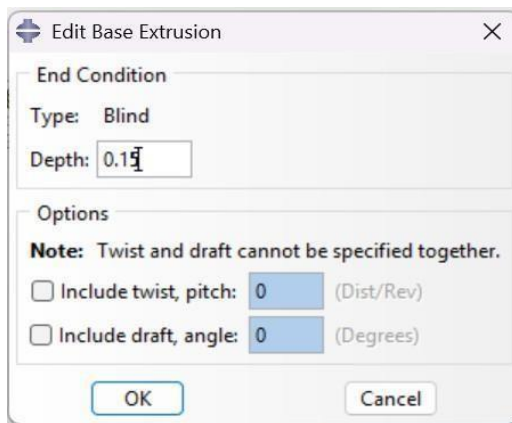


Figure 4. 10: Désignation de l'épaisseur de colle

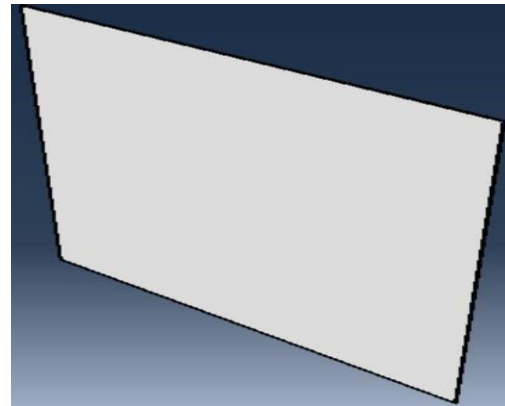


Figure 4. 11: Confirmation de l'extrusion

4.4- Module PROPERTY :

Le module **Property** d'Abaqus est dédié à la définition des propriétés des matériaux associés aux différentes pièces déformables constituant le modèle, ainsi qu'à la spécification des caractéristiques de masse des corps rigides lorsque cela est nécessaire. Selon la nature de l'étude réalisée, ce module permet d'introduire les comportements mécaniques requis, notamment les propriétés élastiques, plastiques ou tout autre comportement constitutif approprié.

La création d'un matériau s'effectue à l'aide de l'option **Create Material**. Il est recommandé d'attribuer une désignation spécifique à chaque matériau afin d'assurer une gestion claire et cohérente de la base de données du projet. Les propriétés élastiques sont définies via le chemin **Mechanical** → **Elasticity** → **Elastic**, où sont renseignés, dans le cas d'un matériau isotrope, le module d'Young et le coefficient de Poisson. Les propriétés plastiques peuvent être introduites à travers l'option **Mechanical** → **Plasticity** → **Plastic**.

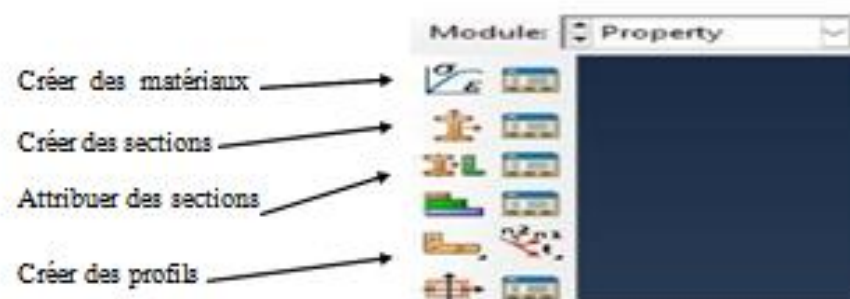


Figure 4. 12: Le module property

Pour la plaque étudiée, le matériau utilisé est l'aluminium 2024-T3. Dans le module **Property** d'Abaqus, un nouveau matériau est créé à partir du dossier **Materials** de l'arbre du modèle, puis renommé Aluminium 2024- **T3**. Une description peut également être ajoutée afin de faciliter l'identification du matériau dans la base de données du projet.

Les propriétés élastiques du matériau sont définies via le chemin **Mechanical** → **Elasticity** → **Elastic**. Le module d'Young est fixé à $E = 68\,800\text{ MPa}$, tandis que le coefficient de Poisson est pris égal à $\nu = 0,33$, conformément aux caractéristiques mécaniques de l'aluminium 2024-T3 (Figure 4.13). Après la saisie de ces paramètres, la définition du matériau est validée en cliquant sur **OK**.

Une fois le matériau défini, une section est créée à partir du dossier **Sections** de l'arbre du modèle. Dans la boîte de dialogue **Create Section**, la section est nommée **Section_plaque**. La catégorie **Solid** est sélectionnée, puis le type **Homogeneous** est choisi afin de représenter un matériau homogène sur l'ensemble de la plaque (Figure 4.14).

Après validation par l'option **Continue**, la boîte de dialogue **Edit Section** permet d'associer le matériau précédemment défini, à savoir **Aluminium 2024-T3**, à la section créée (Figure 4.15). L'opération est ensuite validée en cliquant sur **OK**. Cette section est finalement affectée à la géométrie de la plaque afin que ses propriétés mécaniques soient prises en compte lors de la simulation numérique.

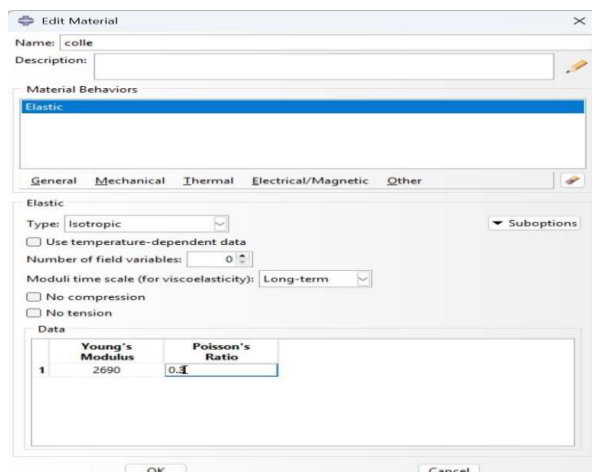


Figure 4. 13: choix module de poisson de colle

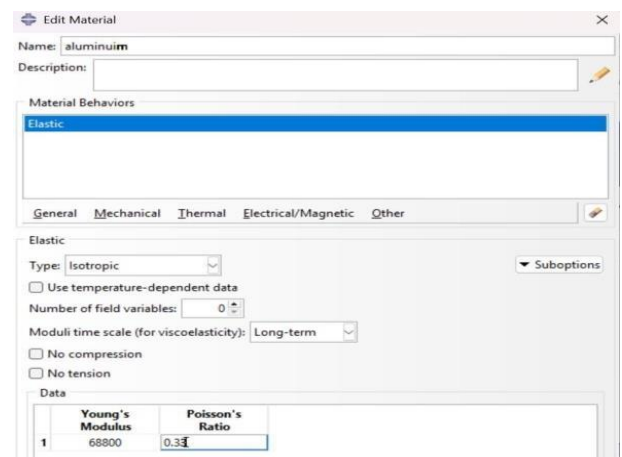


Figure 4. 14: choix module de poisson de alm

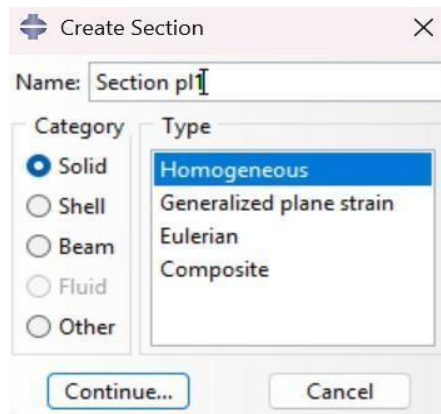


Figure 4. 15: Définition la section de la plaque

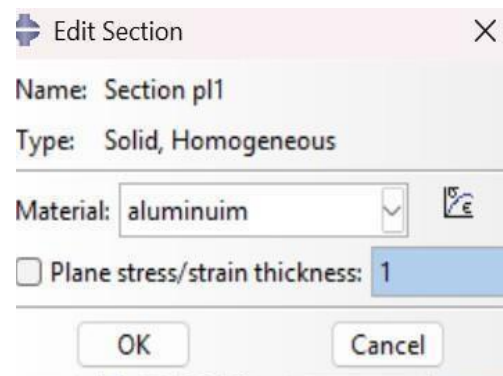


Figure 4. 16: Sélection de la section

Après la création de la section **Section_plaque**, celle-ci doit être affectée à la géométrie de la plaque afin que les propriétés mécaniques du matériau soient prises en compte lors de l'analyse numérique. Cette opération est réalisée à partir de l'option **Section Assignments** disponible dans l'arbre du modèle.

Dans le **Viewport**, l'ensemble de la plaque est sélectionné. Le logiciel met alors en surbrillance la géométrie choisie afin de confirmer la région concernée par l'affectation (Figure 4.17). Une fois la sélection validée à l'aide de l'option **Done**, la boîte de dialogue **Edit Section Assignment** s'affiche.

La section précédemment créée, **Section_plaque**, est automatiquement proposée par défaut. Après validation en cliquant sur **OK**, Abaqus/CAE associe cette section à la plaque. La structure apparaît alors entièrement colorée, indiquant que l'affectation a été effectuée avec succès (Figure 4.18). L'opération est finalement terminée en cliquant sur **Done**.

Cette étape est essentielle, car elle permet de lier les propriétés du matériau à la géométrie du modèle et d'assurer une représentation correcte du comportement mécanique de la plaque lors de la simulation.

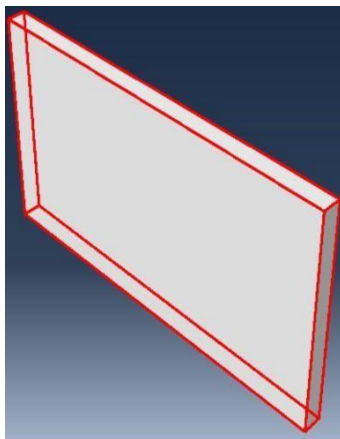
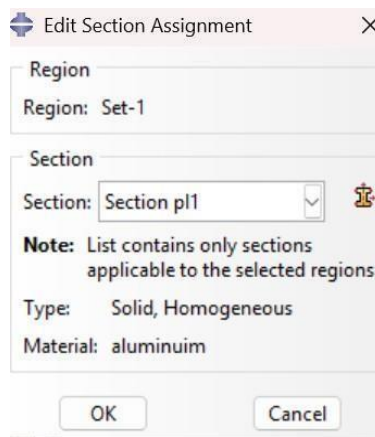
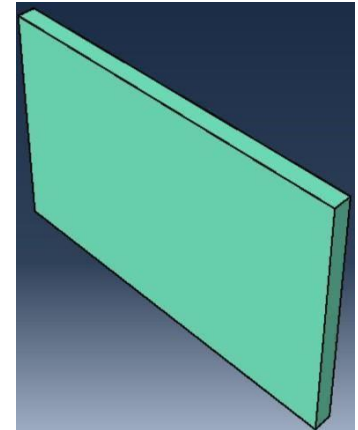


Figure 4. 17: Sélection la piece entière Figure 4. 18:Choix de section Figure 4. 19: Affectation la section

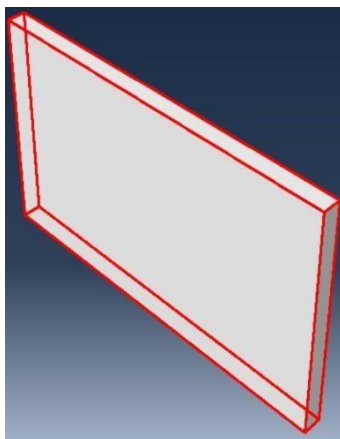
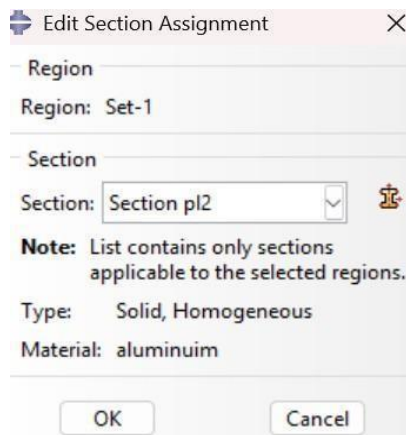
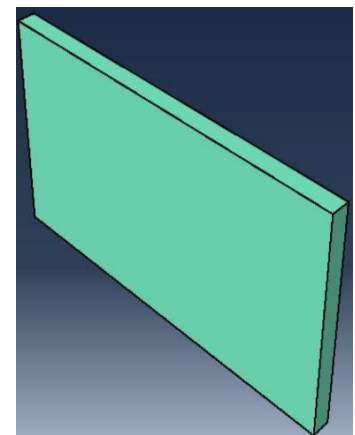


Figure 4. 20: Sélection la piece entière Figure 4. 21:Choix de section Figure 4. 22: Affectation la section

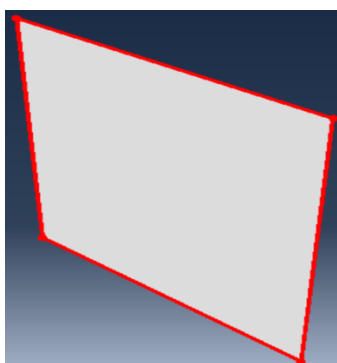
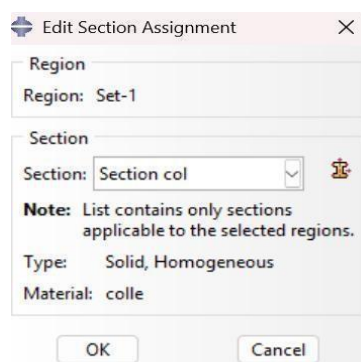
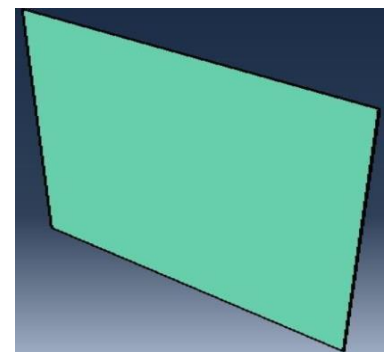


Figure 4. 23: Sélection la piece entière Figure 4. 24:Choix de section Figure 4. 25: Affectation la section

4.5- Module ASSEMBLY :

Le module **Assembly** d'ABAQUS est fondamental pour la construction du modèle global de simulation. Sa fonction principale est de créer des instances à partir des entités géométriques définies précédemment dans le module **Part**. Ces instances représentent les composants physiques du système et sont les éléments manipulés et positionnés dans l'espace de modélisation.

La procédure générale d'instanciation implique la sélection de toutes les pièces créées dans le module Part via l'icône dédiée située en haut à gauche de l'interface. Une fois les instances générées, le module **Assembly** permet également d'effectuer des transformations spatiales, telles que des translations et des rotations, afin de repositionner ces instances et de les assembler correctement les unes par rapport aux autres. Cette capacité est cruciale pour reproduire fidèlement la configuration géométrique de l'assemblage réel.

Il est impératif de noter que l'étape d'assemblage est nécessaire pour tout projet de simulation, même si le modèle ne comporte qu'une seule pièce. Dans ce cas, l'instanciation de la pièce unique est requise pour la rendre manipulable et intégrable dans l'environnement de simulation. Ce module assure ainsi la cohérence spatiale et la connectivité des différents composants avant l'application des conditions aux limites et des chargements..

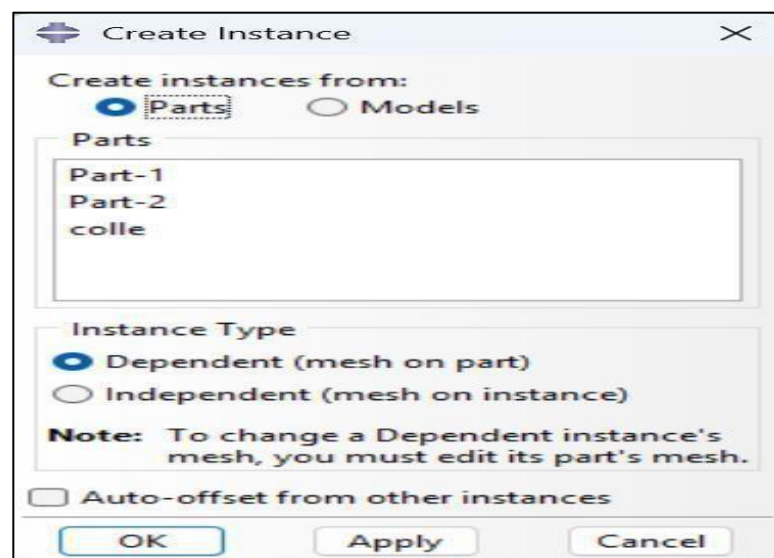


Figure 4. 26: Module ASSEMBLY

Pour réaliser l'assemblage dans le module Assembly, on clique sur Instances puis sur Create Instance, et l'on sélectionne toutes les pièces constituant le modèle : les deux plaques, la couche de colle ainsi que le couvre- joint (**Figure 4.26**). Après validation, les différentes instances sont positionnées dans l'espace de travail. Les deux plaques principales sont ensuite assemblées côte à côte de manière adjacente, de sorte que leurs extrémités soient en contact au niveau de la zone de jonction. La couche de colle est ensuite placée au-dessus de cette zone de contact afin de recouvrir la ligne de jonction entre les deux plaques. Enfin, le couvre-joint est positionné au-dessus de la couche adhésive pour assurer le renforcement mécanique de l'assemblage collé

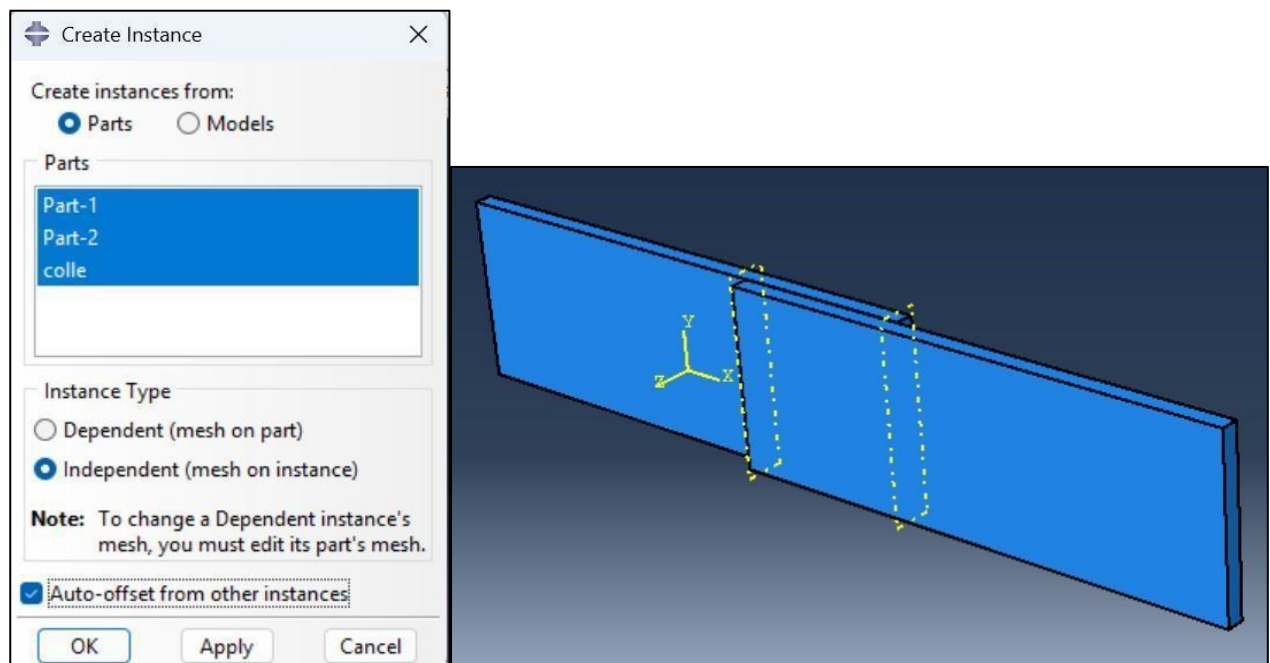


Figure 4. 27: Créer une instance

4.6- Module STEP :

Le module **Step** d'ABAQUS est dédié à la configuration des phases de calcul de la simulation. Une analyse peut comprendre une ou plusieurs étapes séquentielles, permettant de modéliser l'évolution des sollicitations et des conditions aux limites. Dans cette étude, le choix s'est porté sur une analyse de type **Static, General**, justifiée par le fait que le chargement appliqué est constant dans le temps, ce qui permet de négliger les effets d'inertie.

La simulation est structurée en deux étapes principales :

1. Étape Initiale (**Initial Step**) : Cette phase, générée automatiquement par ABAQUS/CAE, est utilisée pour définir les conditions aux limites de base. C'est ici que l'encastrement de l'extrémité de l'assemblage est configuré, fixant ainsi les degrés de liberté initiaux de la structure.
2. Étape d'Analyse (**Step-1**) : Cette étape, créée par l'utilisateur, suit immédiatement l'étape initiale. Elle est spécifiquement dédiée à l'application de la sollicitation mécanique, à savoir une pression uniforme de 30 MPa sur la surface latérale de l'assemblage. Compte tenu de la nature unique du chargement, un seul pas d'analyse est suffisant pour caractériser la réponse statique du système.

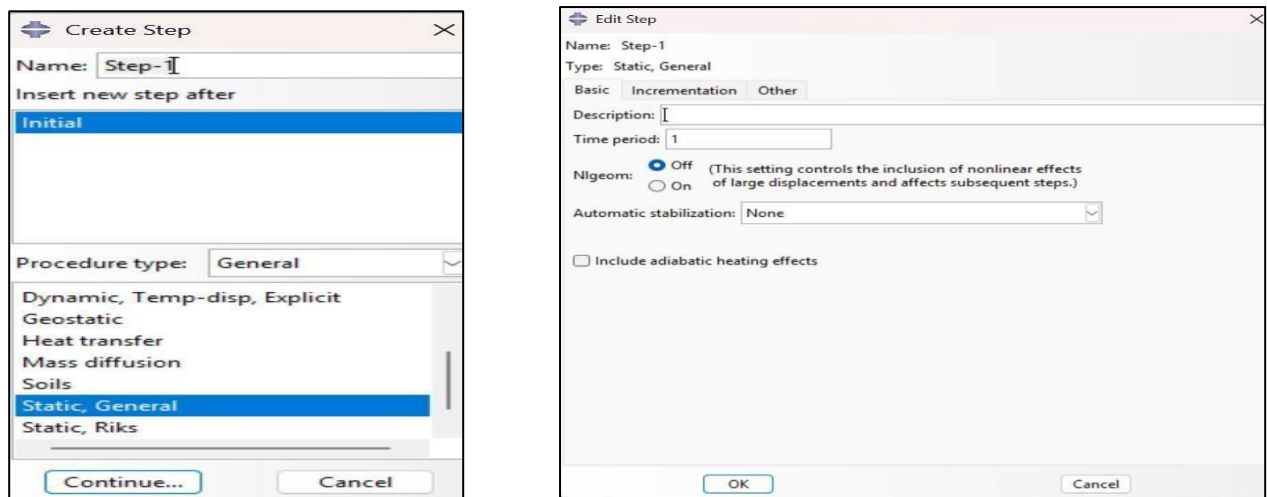


Figure 4. 28: Création de step

4.7- Module Interaction :

Le module **Interaction** d'ABAQUS est un environnement crucial pour la définition et la gestion des interactions entre les différentes entités géométriques du modèle, qu'elles soient de nature mécanique, thermique ou autre. Son rôle est particulièrement prépondérant dans les assemblages multipièces, où la modélisation précise des contacts est essentielle pour la fidélité de la simulation.

Ce module permet également de spécifier l'ensemble des sollicitations externes appliquées au système, telles que les forces concentrées, les pressions distribuées ou les moments. Parallèlement, il est utilisé pour définir les conditions aux limites (boundary conditions) qui contraignent le mouvement ou la déformation des composants, comme les encastrements, les appuis simples ou les symétries.

Une caractéristique fondamentale de ce module est la dépendance des chargements et des conditions aux limites vis-à-vis des étapes d'analyse (Steps). En effet, les sollicitations et les contraintes peuvent être activées, désactivées ou modifiées d'une étape à l'autre, permettant ainsi de simuler des scénarios de chargement complexes et évolutifs. Par exemple, une force appliquée lors de l'étape 1 peut être rendue inactive ou remplacée par une autre sollicitation dans l'étape 2, offrant une grande flexibilité dans la représentation des phénomènes physiques.

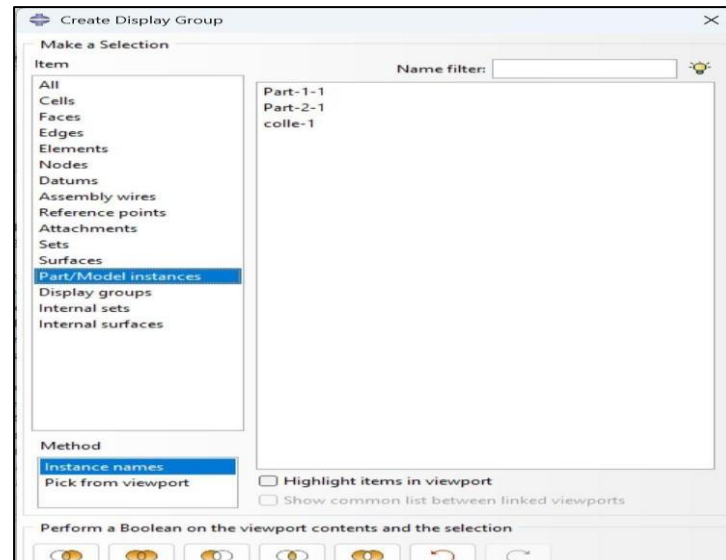


Figure 4. 29: création display groupe

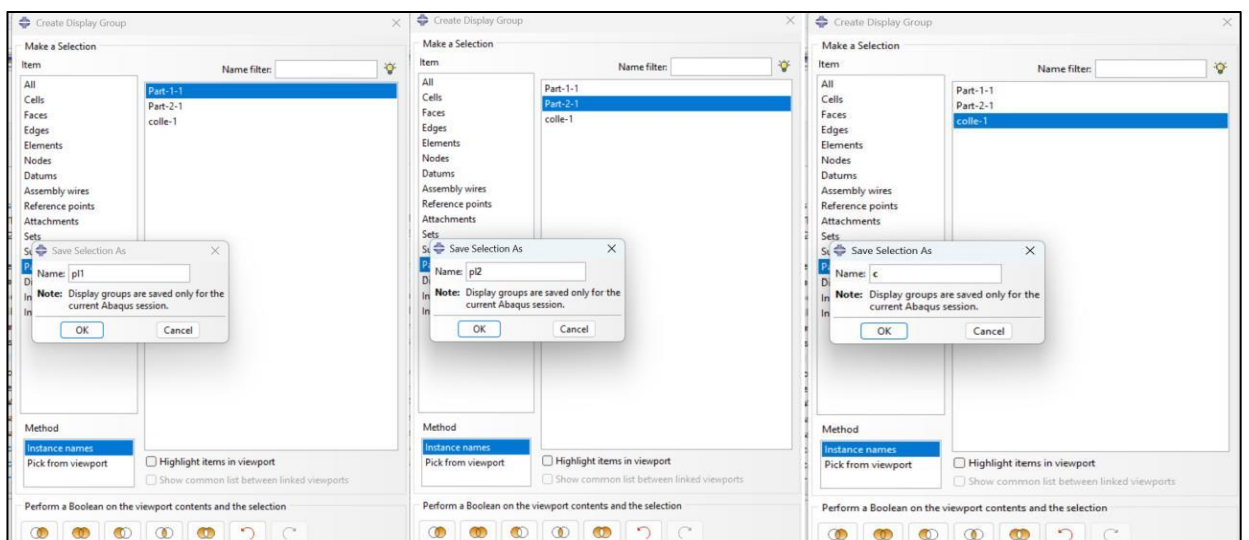


Figure 4. 30: création display groupe (éléments)

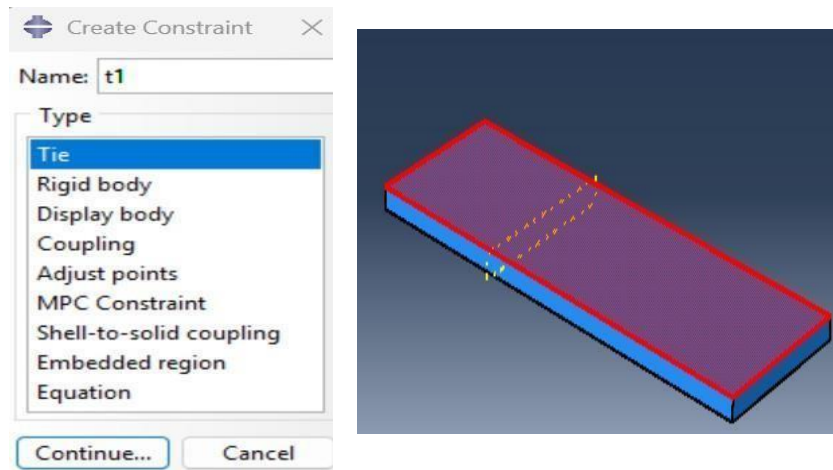


Figure 4. 31: création contrainte t1 et choisir le maitre surface (plaque 1)

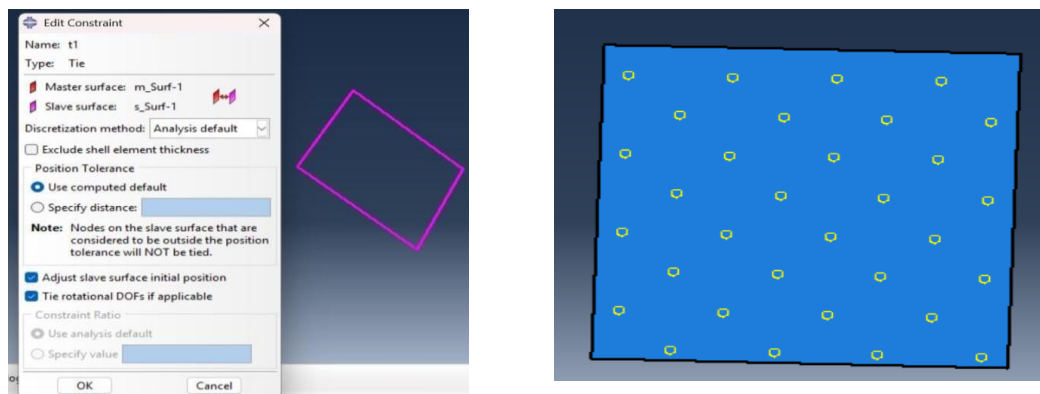


Figure 4. 32: La modification de contrainte(t1) et choisir le maitre surface (la colle)

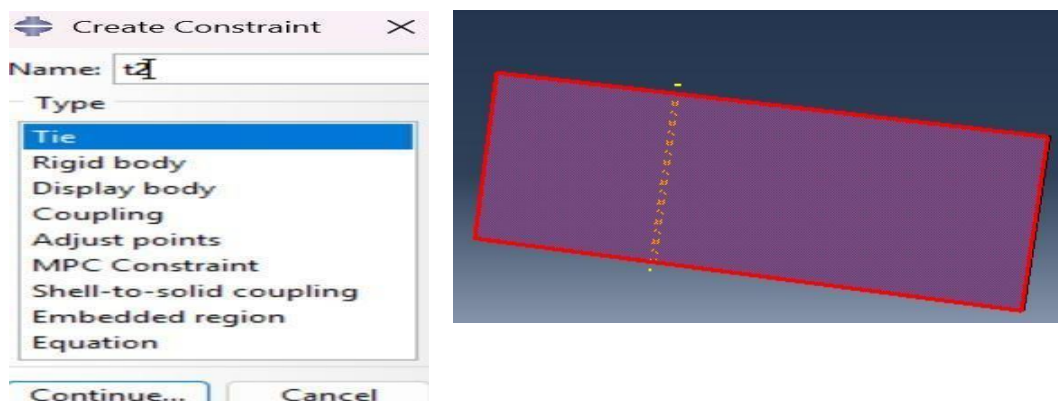


Figure 4. 33: création contrainte t2 et choisir le maitre surface (plaque 2)

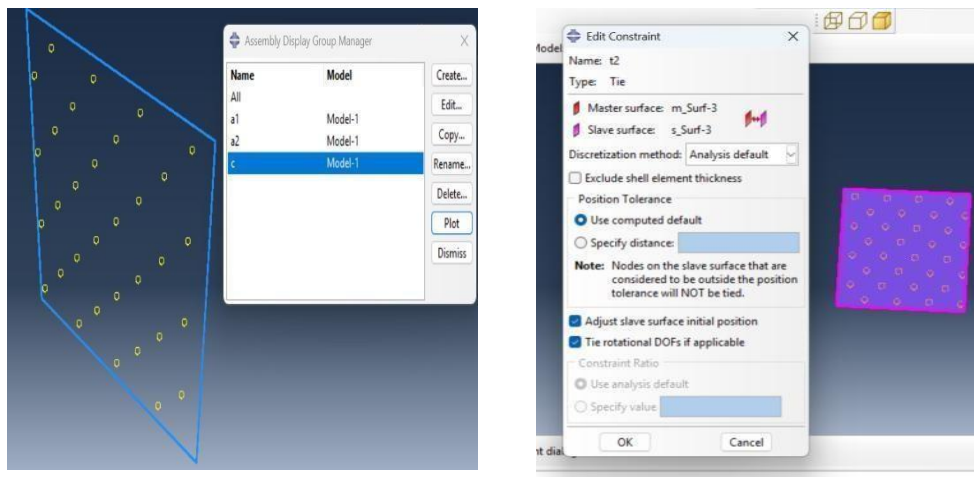


Figure 4. 34: Choisir l'esclave surface puis la modification de contrainte (t2)

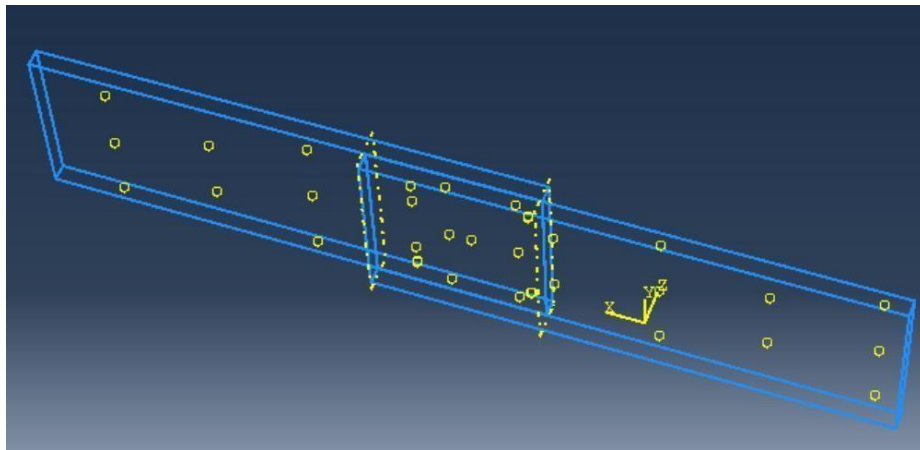


Figure 4. 35: Résultat d'interaction

4.8- Module LOAD :

L'application des conditions aux limites est une étape fondamentale dans la configuration d'une simulation par éléments finis, permettant de définir les contraintes de mouvement ou de déformation imposées à la structure. Pour encasturer une extrémité de la plaque dans ABAQUS/CAE, la procédure suivante est adoptée :

1. Accès au module des Conditions aux Limites (BCs) : La première action consiste à naviguer dans l'arborescence du modèle et à double-cliquer sur l'entrée "BCs". Cette opération bascule automatiquement l'interface d'ABAQUS/CAE vers le module "Load", et la boîte de

dialogue "Create Boundary Condition" apparaît.

2. Sélection de l'étape et du type de condition : Dans la boîte de dialogue "Create Boundary Condition", l'étape "Initial" est sélectionnée dans la liste des "Steps". La catégorie "Category" est maintenue à sa valeur par défaut, "Mechanical". Ensuite, le type de condition aux limites est spécifié comme "**Displacement/Rotation**", puis l'utilisateur clique sur "Continue" (réf. Figure 4.36).

3. Sélection de la géométrie : Dans la zone graphique (Viewport), la face géométrique de la plaque destinée à être encastree est sélectionnée. Une fois la sélection effectuée, l'utilisateur confirme en cliquant sur "Done" (réf. Figure 4.37).

4. Configuration de l'encastrement : Une nouvelle fenêtre, intitulée "**Edit Boundary Condition**", s'affiche. Pour imposer un encastrement complet, l'option "Encastre" est cochée. La validation de cette configuration s'effectue en cliquant sur "OK" (réf. Figure 4.38 (a) et (b)).

Cette séquence d'opérations garantit que l'extrémité choisie de la plaque est entièrement contrainte, empêchant toute translation et rotation, ce qui est essentiel pour simuler correctement la réponse mécanique de l'assemblage sous chargement.

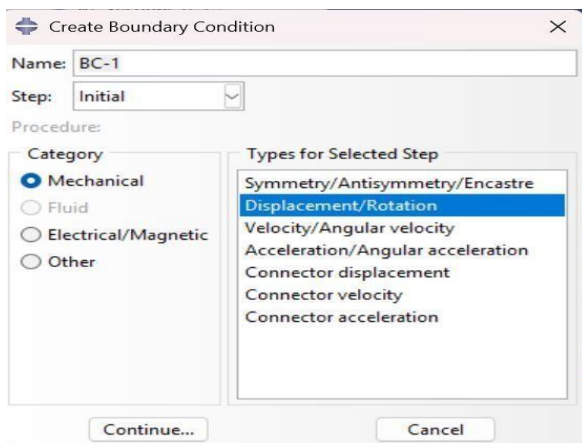


Figure 4. 36: création de l'encastrement

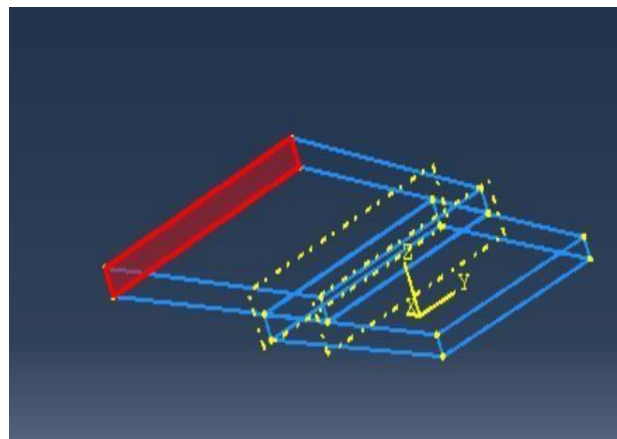


Figure 4. 37: sélection la face a la face encastree

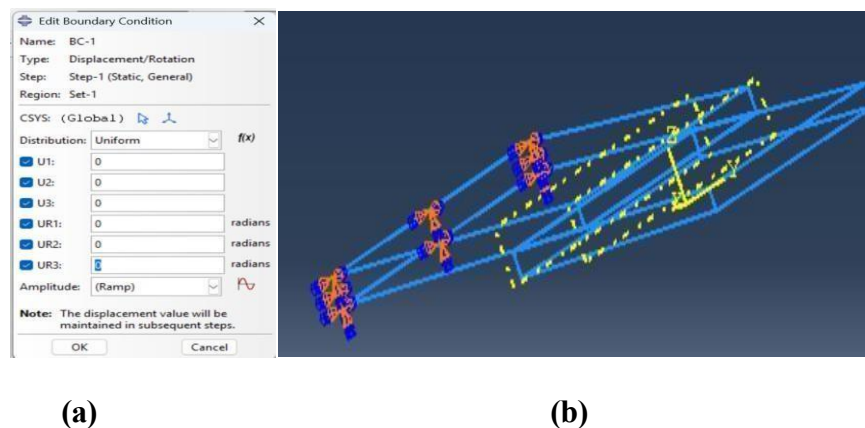


Figure 4. 38: affectation de l'encastrement

L'application des chargements externes est une étape critique dans la définition du problème de simulation, permettant de solliciter la structure et d'observer sa réponse. Pour appliquer la pression sur la surface latérale de la plaque dans ABAQUS/CAE, la méthodologie suivante est employée :

1. Initiation de la création du chargement : Le processus débute par un clic sur l'option "Create Load". Une fenêtre de dialogue s'affiche, où la catégorie "**Mechanical**" est conservée par défaut. Dans la section "Types for Selected Step", l'option "**Pressure**" est sélectionnée (réf. Figure 4.40), suivie d'un clic sur "Continue".
2. Sélection de la surface d'application : Dans la zone graphique (Viewport), la surface latérale de la plaque sur laquelle la pression doit être appliquée est identifiée et sélectionnée (réf. Figure 4.41). La sélection est ensuite confirmée par un clic sur "Done".
3. Définition de l'intensité du chargement : Une nouvelle fenêtre, intitulée "Edit Load", apparaît. La valeur de la pression est saisie dans le champ "Magnitude". Dans ce cas, une valeur de -30 MPa est spécifiée, le signe négatif indiquant une pression agissant vers l'intérieur de la surface. La configuration est finalisée par un clic sur "OK" (réf. Figure 4.41 (a) et (b)).

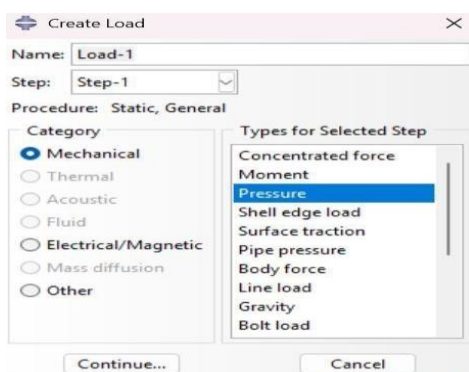


Figure 4. 39: création de la force

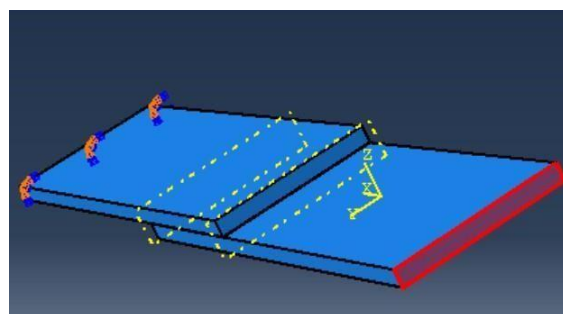


Figure 4. 40: sélection la face de traction

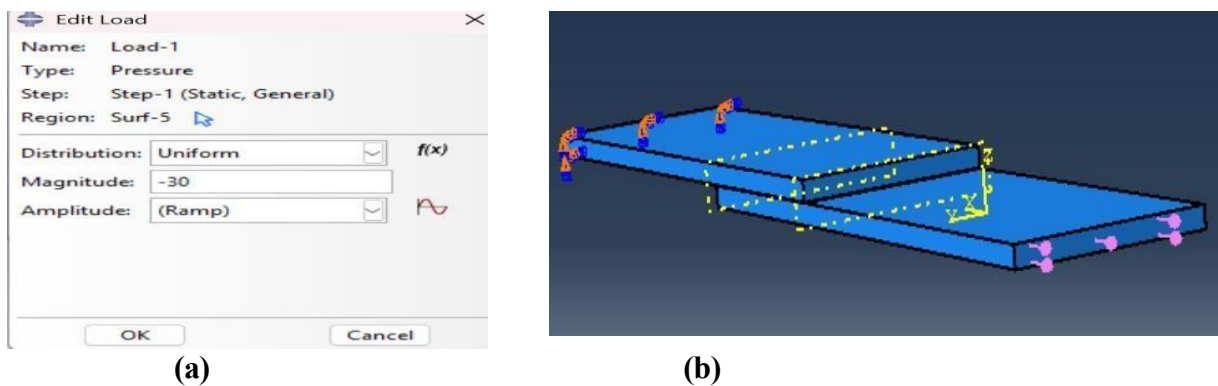


Figure 4. 41: affectation de champ Magnitude

4.8- Module MESH :

Le module **Mesh** d'ABAQUS/CAE est l'interface dédiée à la discrétisation spatiale du modèle géométrique en un ensemble d'éléments finis, constituant ainsi le maillage. Ce module intègre l'ensemble des outils nécessaires à la génération et à la manipulation de cette représentation numérique de la géométrie.

Un principe fondamental du maillage est qu'il n'est pas impératif qu'il soit uniforme sur l'ensemble du modèle. Il est souvent avantageux d'affiner le maillage dans les régions où les gradients de contraintes ou de déformations sont élevés, ou dans les zones d'intérêt où une précision accrue des résultats est requise. Cette stratégie permet d'optimiser le compromis entre la précision des résultats et le coût computationnel.

Cependant, il est crucial de maintenir une qualité d'élément élevée. Des éléments de mauvaise qualité (par exemple, des éléments très déformés ou avec des angles internes extrêmes) peuvent introduire des erreurs numériques significatives et compromettre la convergence de la solution. La qualité du maillage est donc un facteur déterminant pour la fiabilité des résultats de simulation. Une finesse de maillage accrue conduit généralement à une meilleure précision des résultats, sous réserve que la qualité des éléments soit maintenue.

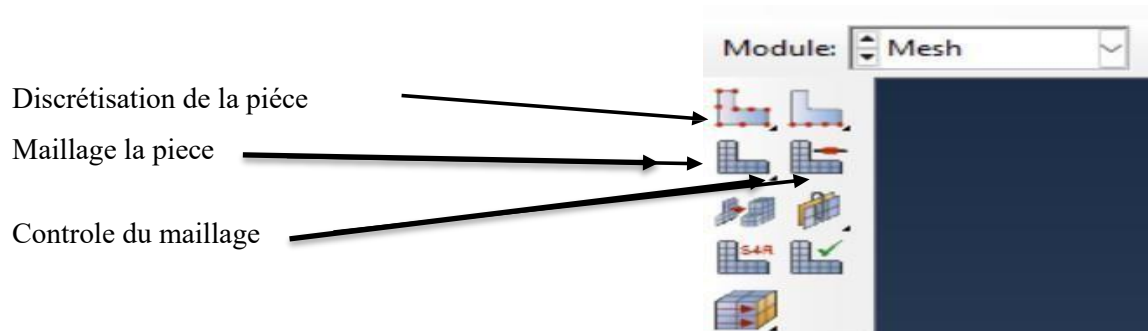


Figure 4. 42: Module MESH

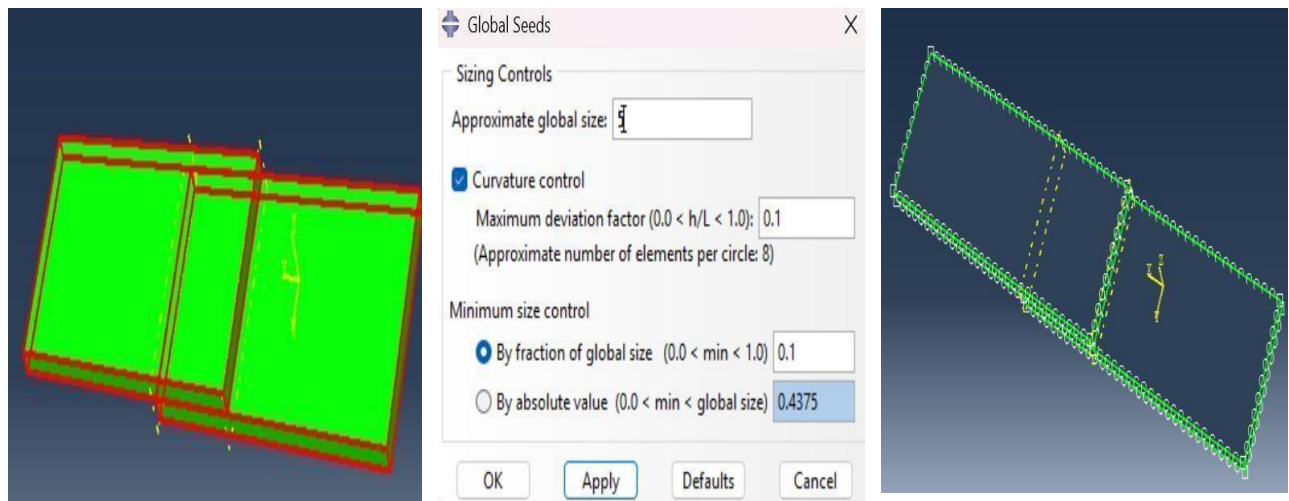


Figure 4. 43: Affectation la taille des éléments

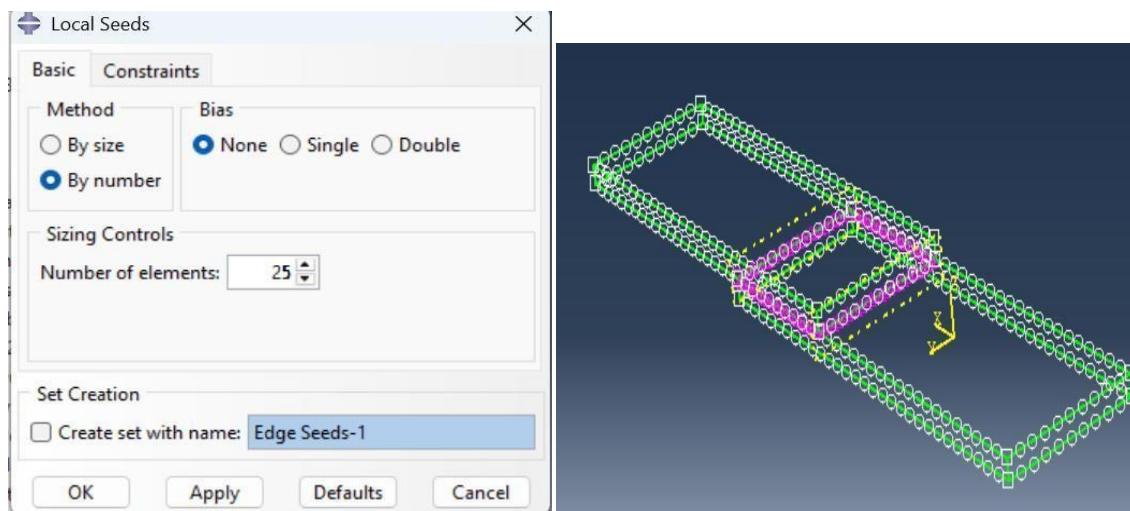


Figure 4. 44: Affectation le nombre des éléments

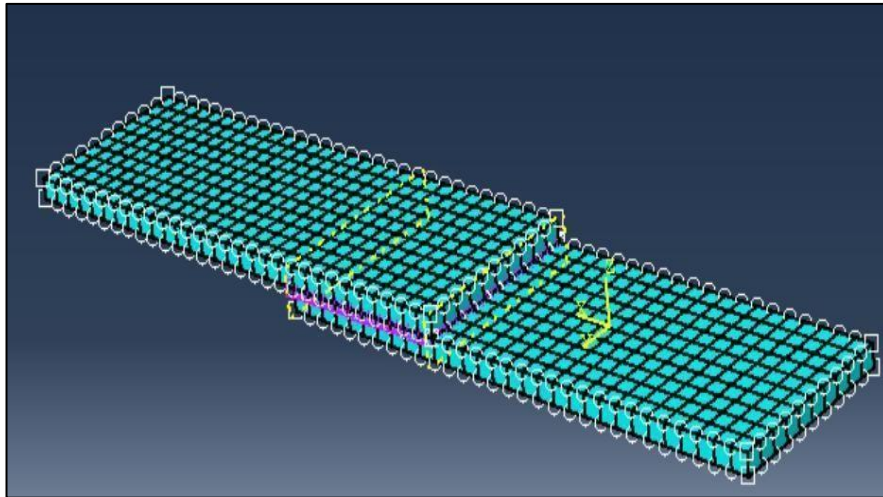


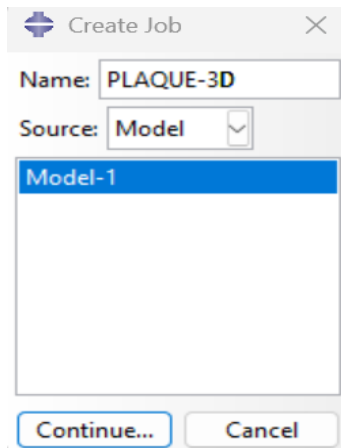
Figure 4. 45: Confirmation de maillage

4.9- Module JOB :

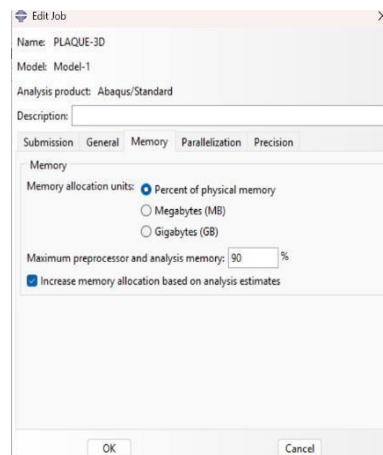
Le module Job d'ABAQUS/CAE constitue l'interface finale permettant l'exécution des calculs numériques. C'est lors de cette phase que le solveur détermine les champs de contraintes, de déformations et de déplacements au sein de la structure étudiée.

La procédure de mise en œuvre d'un calcul s'effectue selon les étapes suivantes :

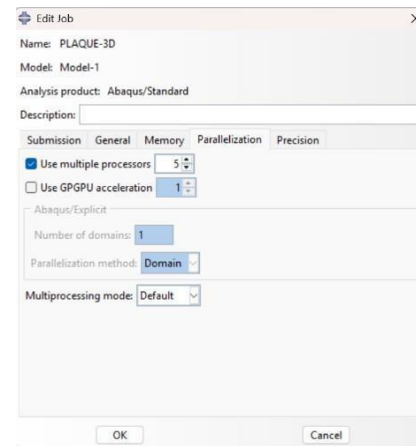
1. Création du Job : L'utilisateur initie la configuration en double-cliquant sur l'item "Jobs", ce qui ouvre la fenêtre "Create Job". Un nom spécifique est attribué au travail (par exemple, "plaque_3D") pour faciliter le suivi des simulations (réf. Figure 4.46).
2. Lancement de l'analyse : Le calcul est lancé par la commande "Submit" (réf. Figure 4.47). Cette action transfère le modèle au solveur pour le traitement des équations.
3. Suivi et validation : L'état d'avancement du calcul peut être surveillé en temps réel. La réussite de l'analyse est confirmée par l'affichage du message "Completed Successfully" dans la zone de visualisation (Viewport), indiquant une convergence numérique et une exécution sans erreur (réf. Figure 4.48).



(m)



(n)



(o)

Figure 4. 46: la première creation de job

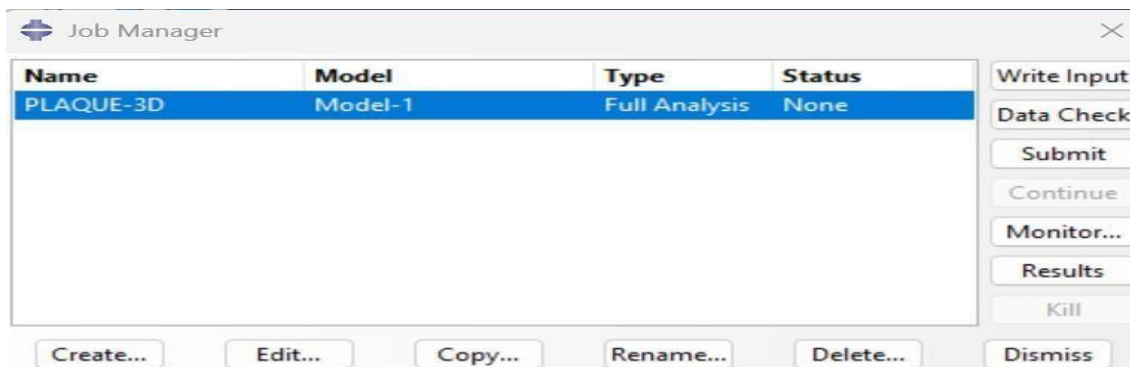


Figure 4. 47: la deuxième creation de job

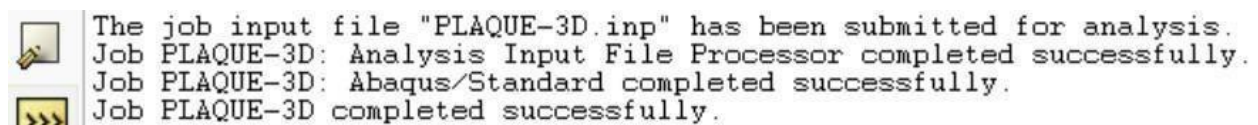


Figure 4. 48: Affichage le message de réussite

4.10- Module VISUALIZAION :

Le module Visualization (ou Post-processing) d'ABAQUS/CAE constitue l'environnement dédié à l'exploitation et à l'analyse des résultats issus de la phase de calcul. Il permet de représenter graphiquement les champs de grandeurs physiques, tels que les contraintes de Von Mises, les déformations ou les déplacements, facilitant ainsi l'interprétation rigoureuse du comportement mécanique de la structure étudiée. **Figure 4.49).**

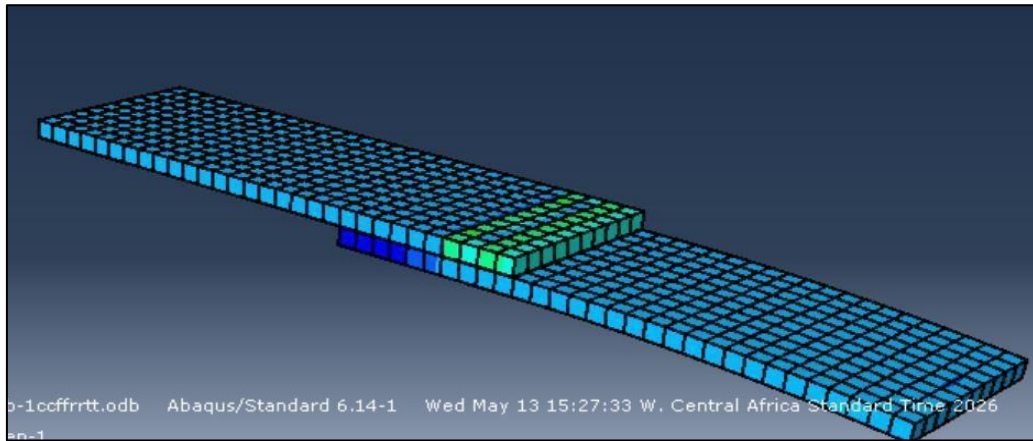


Figure 4. 49: visualisation les résultats

4.11- Résultats et analyse de l'influence du raidisseur

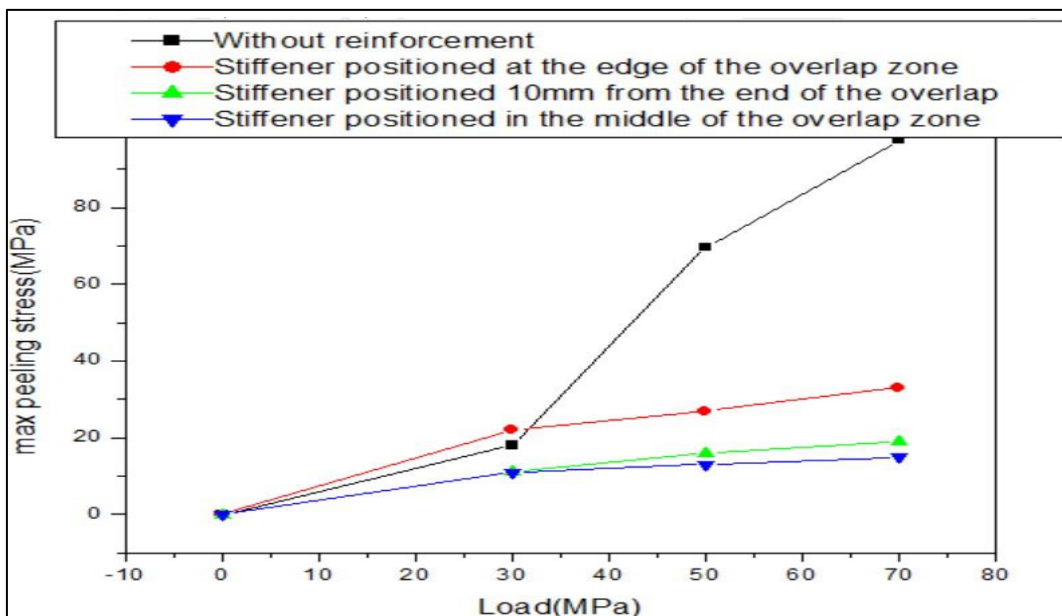


Figure 4. 50: influence de la position du raidisseur sur les contraintes de pelage pour une épaisseur de 5mm, positionné parallèlement à la direction du chargement

La Figure 4.50 démontre de manière quantitative que l'introduction d'un raidisseur parallèle est une excellente stratégie de tolérance aux dommages pour les assemblages à simple recouvrement. Pour optimiser le gain de tenue mécanique sans augmenter la masse, le positionnement centré doit être impérativement privilégié par rapport au positionnement en rive.

La Figure 4.50 évalue l'influence de la position d'un raidisseur de 5 mm d'épaisseur, orienté parallèlement à la direction du chargement, sur les contraintes de pelage maximales (σ_{zz}) au sein d'un assemblage collé à simple recouvrement (single-lap joint).

Dans ce type de joint, l'excentricité des lignes de traction induit un moment de flexion global qui provoque la rotation des substrats (overlap rotation). Cela génère une forte concentration de contraintes de pelage (normales hors-plan) aux extrémités de la zone collée, entraînant généralement une rupture prématurée.

En l'absence de raidisseur (Without reinforcement), les contraintes de pelage augmentent de manière quasi exponentielle avec la charge appliquée. À une faible charge (30 MPa), la contrainte reste modérée (~18 MPa), mais elle s'envole littéralement à forte charge pour atteindre un pic critique de près de 98 MPa à 70 MPa.

Cela met en évidence la vulnérabilité intrinsèque du joint simple. Sans blocage géométrique, la flexion locale n'est pas maîtrisée, ce qui maximise les forces de déchirement de l'adhésif en bout de joint.

Lorsque le raidisseur de 5 mm est placé au bord (en rive) de la zone de recouvrement, la contrainte de pelage à 70 MPa de charge chute à environ 33 MPa.

L'ajout de matière augmente l'inertie flexionnelle locale à la transition du joint. Bien que l'on observe une réduction notable de ~66 % de la contrainte par rapport au cas non renforcé, cette configuration reste la moins efficace des trois géométries testées. Le raidisseur, étant excentré par rapport au cœur de la zone de flexion, ne compense pas de façon optimale le moment basculant.

En décalant le raidisseur de 10 mm vers l'intérieur de la zone de recouvrement, la contrainte maximale de pelage est abaissée à environ 19 MPa sous une charge de 70 MPa.

Le déplacement du renfort vers la zone d'action du moment fléchissant permet de rigidifier plus efficacement la section critique où l'adhésif subit la déformation plastique ou géométrique, limitant ainsi l'ouverture du joint.

Lorsque le raidisseur est positionné exactement au milieu de la zone de recouvrement, les contraintes de pelage sont stabilisées au niveau le plus bas sur toute la plage de chargement, n'excédant pas 15 MPa à une charge maximale de 70 MPa.

C'est la configuration optimale d'un point de vue mécanique. Placer le raidisseur au centre parallèlement à l'effort permet de créer une liaison rigide continue qui neutralise de manière symétrique la rotation des substrats des deux côtés du joint. Le pic de contrainte de pelage est ainsi divisé par un facteur de 6,5.

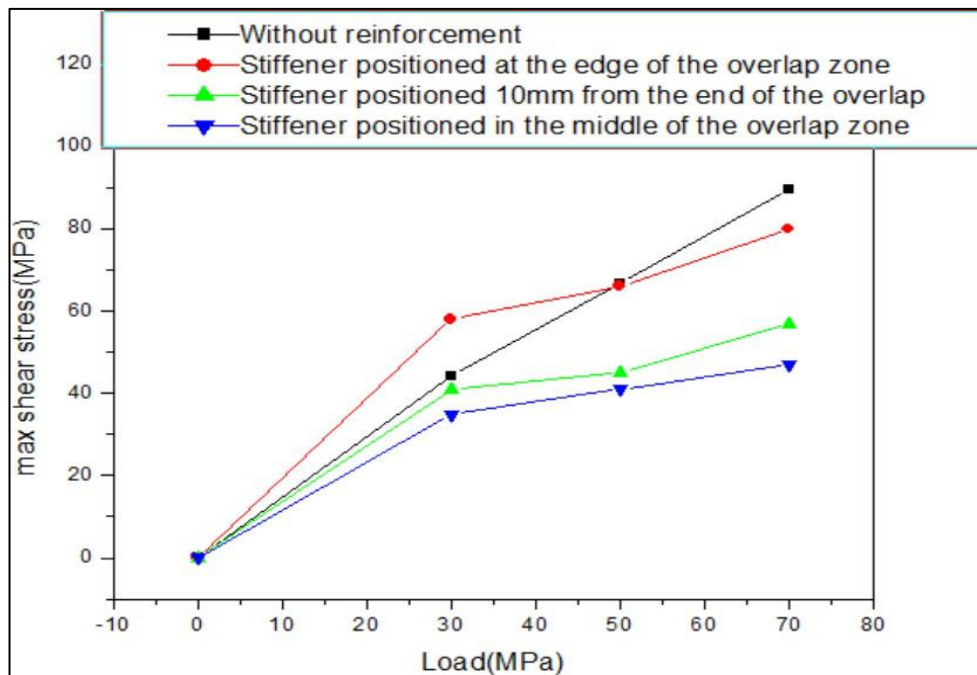


Figure 4. 51: influence de la position du raidisseur sur les contraintes de cisaillement pour une épaisseur de 5mm, positionné parallèlement à la direction du chargement

La Figure 4.51 examine l'influence de la position d'un raidisseur de 5 mm d'épaisseur, orienté parallèlement à la direction du chargement, sur les contraintes de cisaillement maximales (max shear stress, τ_{xz}) au sein d'un assemblage collé à simple recouvrement.

Alors que le pelage (Figure 4.50) tend à écarter les substrats, le cisaillement représente l'effort de glissement parallèle au plan du joint adhésif. En raison de l'excentricité de la charge et de l'effet de bord, les contraintes de cisaillement ne sont pas uniformes et se concentrent fortement aux extrémités de la zone de recouvrement.

Lorsque le raidisseur est placé au bord (en rive) de la zone de recouvrement, la contrainte de cisaillement augmente rapidement à faible charge (dépassant le témoin à 30 MPa avec 58 MPa), avant de se stabiliser à haute charge pour atteindre 80 MPa à 70 MPa.

Bien qu'il réduise légèrement le cisaillement à la charge maximale par rapport au cas sans renfort (gain de ~11 %), le positionnement en rive montre un effet néfaste à faible charge. En bloquant brutalement le déplacement juste à l'entrée du joint, le raidisseur engendre une forte discontinuité de rigidité qui amplifie localement le pic de cisaillement initial avant que le mécanisme global de redressement du joint ne s'enclenche à plus forte charge.

En insérant le raidisseur de 10 mm vers l'intérieur, la contrainte maximale de cisaillement est considérablement mieux maîtrisée. À 70 MPa de charge, la contrainte plafonne à environ 57 MPa.

Éloigner le renfort du bord permet de lisser la transition de rigidité à l'extrémité du joint adhésif

tout en offrant un support structurel pour limiter le glissement différentiel des substrats.

Lorsque le raidisseur est positionné au centre de la zone de recouvrement, la contrainte de cisaillement maximal

est la plus faible sur l'ensemble de la plage de chargement. À une charge maximale de 70 MPa, elle se stabilise à seulement 47 MPa.

C'est la configuration la plus performante. Placer le raidisseur au milieu parallèlement à la charge confère une excellente rigidité globale à la zone de liaison. En limitant la flexion et la déformation différentielle au cœur de l'assemblage, cette géométrie permet de diviser la contrainte de cisaillement maximale par près de 2 à forte charge (47 MPa contre 90 MPa sans renfort).

Tout comme pour le pelage, la Figure 4.51 démontre que l'intégration d'un raidisseur parallèle au chargement permet de soulager le joint adhésif en cisaillement. Le positionnement au milieu de la zone de recouvrement confirme sa supériorité absolue. Il élimine le risque d'amplification des contraintes à faible charge constaté en rive et offre l'atténuation la plus efficace des pics de glissement à haute charge.

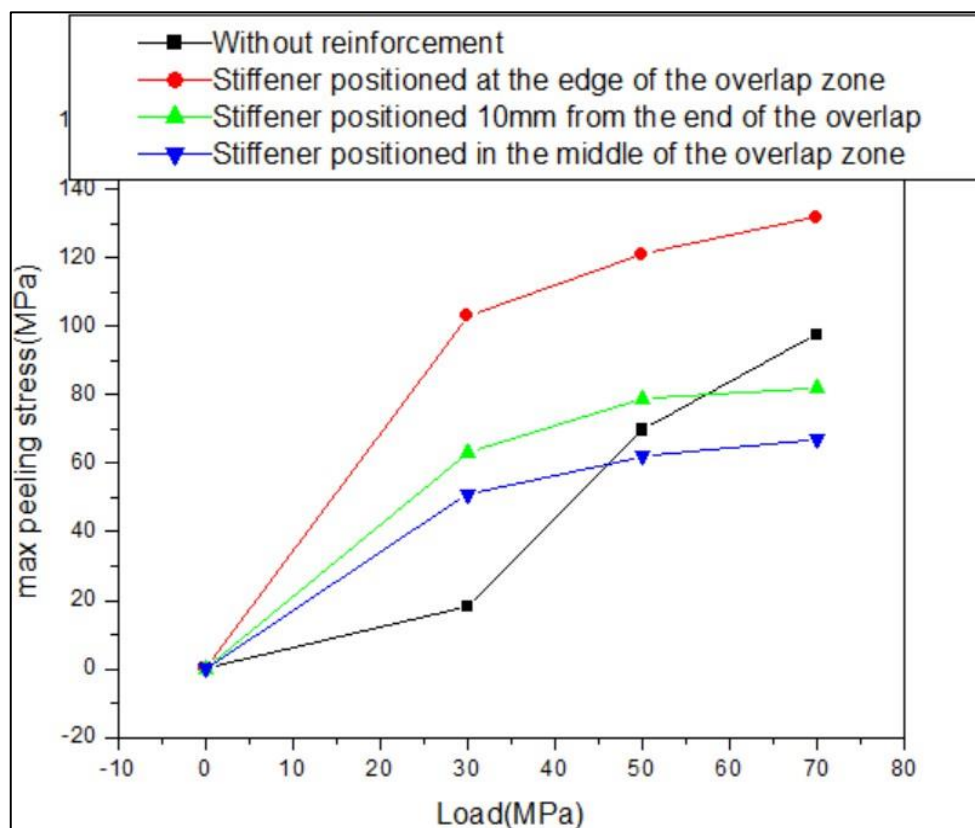


Figure 4. 52: influence de la position du raidisseur sur les contraintes de pelage pour une épaisseur de 5mm, positionné perpendiculairement à la direction du chargement

La Figure 4.52 évalue l'influence de la position d'un raidisseur de 5 mm d'épaisseur, cette fois-

ci orienté perpendiculairement à la direction du chargement, sur les contraintes de pelage maximales (max peeling stress) au sein de l'assemblage.

Cette configuration est géométriquement opposée à celle de la Figure 1. Placer un raidisseur orthogonalement à la ligne de traction modifie radicalement la distribution des rigidités et induit des effets de levier locaux très différents.

En l'absence de raidisseur (Without reinforcement), la contrainte de pelage maximale progresse modérément jusqu'à 30 MPa (atteignant ~18 MPa), avant de s'accélérer fortement pour culminer à près de 98 MPa sous une charge de 70 MPa.

Cette courbe sert de référence constante. Elle illustre la flexion naturelle et l'ouverture des extrémités du joint adhésif lorsque l'assemblage n'est pas bridé.

Lorsque le raidisseur perpendiculaire est positionné en rive (au bord de la zone de recouvrement), on assiste à une explosion dramatique des contraintes de pelage dès les faibles niveaux de charge. À seulement 30 MPa de charge, la contrainte grimpe en flèche à plus de 100 MPa (dépassant déjà la valeur maximale du joint sans renfort à 70 MPa). À une charge de 70 MPa, elle atteint un niveau extrême de 130 MPa.

C'est l'enseignement majeur de ce graphique. Placer une barre rigide perpendiculaire juste à la frontière de la zone de collage crée une discontinuité de rigidité massive. Au lieu de protéger le joint, le raidisseur agit comme un point d'appui rigide (un pivot) qui amplifie l'effet de levier lors de la traction. Cela force l'adhésif à s'ouvrir prématurément. Cette configuration est technologiquement proscrite.

En décalant le raidisseur perpendiculaire de 10 mm vers l'intérieur du joint, la contrainte de pelage à 30 MPa est ramenée à environ 63 MPa, pour finir sa course à environ 82 MPa sous une charge de 70 MPa.

Éloigner la barrière de rigidité du bord du joint permet d'atténuer l'effet de levier direct constaté en rive. À forte charge (70 MPa), cette configuration parvient à maintenir le pelage en dessous de la courbe témoin sans renfort (82 MPa contre 98 MPa), mais le niveau de contrainte initial reste anormalement élevé à faible charge.

Lorsque le raidisseur perpendiculaire est placé au milieu de la zone de recouvrement, la contrainte de pelage est de 50 MPa à 30 MPa de charge, et se stabilise aux alentours de 67 MPa à une charge de 70 MPa.

Le positionnement central est le seul qui offre un gain réel et constant sur toute la plage de charge par rapport au joint non renforcé (67 MPa contre 98 MPa à forte charge). En étant centré, le renfort bride la flexion globale des substrats sans créer d'effet d'arrachement direct sur les bords sensibles du joint adhésif.

La Figure 3 démontre que l'orientation perpendiculaire du raidisseur est globalement bien moins performante et beaucoup plus risquée que l'orientation parallèle (Figure 4.50) :

En position centrale (la meilleure pour les deux), le raidisseur parallèle limite le pelage à 15 MPa (Fig. 1), tandis que le perpendiculaire laisse le pelage monter à 67 MPa (Fig. 4.52).

En position de rive, le raidisseur parallèle soulageait le joint (33 MPa), alors que le perpendiculaire détruit prématurément l'assemblage en propulsant le pelage à 130 MPa.

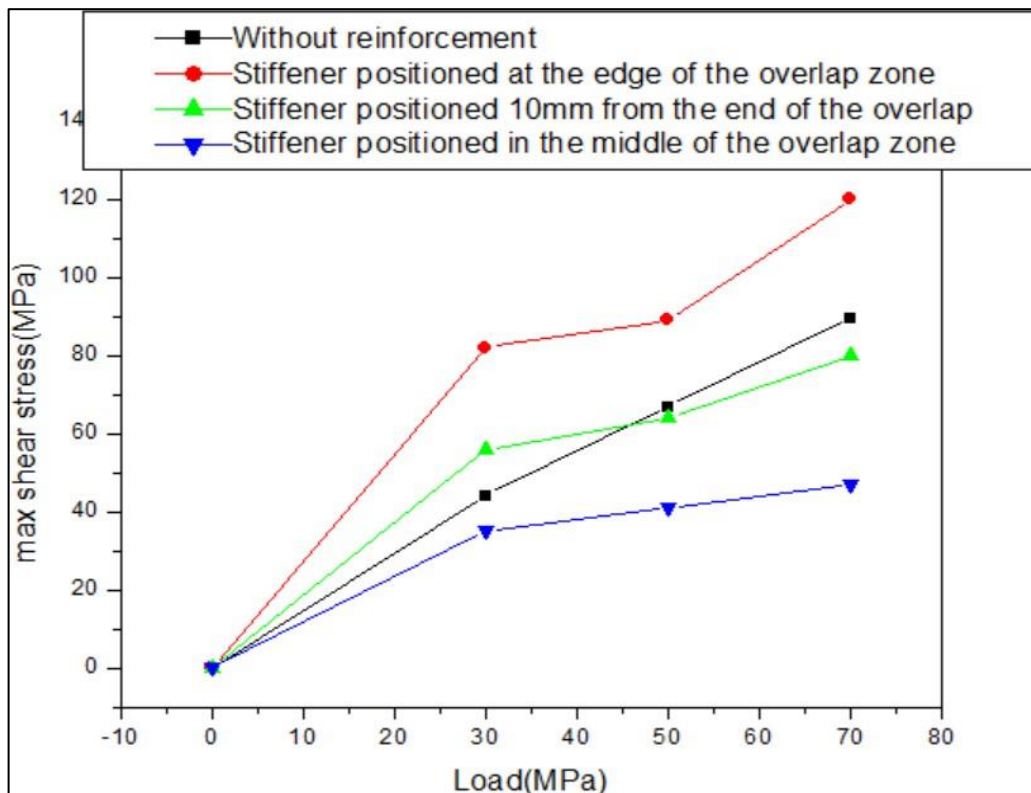


Figure 4. 53: influence de la position du raidisseur sur les contraintes de cisaillement pour une épaisseur de 5mm, positionné perpendiculairement à la direction du chargement

La Figure 4.53 évalue l'influence de la position d'un raidisseur de 5 mm d'épaisseur, orienté perpendiculairement à la direction du chargement, sur les contraintes de cisaillement maximales (max shear stress, τ_{xz}) au sein du joint adhésif.

Cette configuration fait directement écho à la Figure 3 (dédiée au pelage). Elle permet d'analyser comment l'introduction d'un renfort orthogonal réagit face aux forces de glissement dans le plan du joint, sous l'effet combiné de la traction subie par les substrats et du moment de flexion local.

En l'absence de raidisseur (Without reinforcement), la contrainte de cisaillement maximale progresse de manière quasi linéaire avec l'augmentation de la charge mécanique, passant d'environ 44 MPa à une charge de 30 MPa pour atteindre près de 90 MPa à 70 MPa.

Cette courbe confirme la distribution sévère des efforts de glissement aux bords d'un joint à simple recouvrement classique non bridé, où l'effet de bord combiné à la déformation différentielle sature rapidement la résistance de l'adhésif.

Lorsque le raidisseur perpendiculaire est positionné en rive (au bord de la zone de recouvrement), la contrainte de cisaillement maximale subit une hausse spectaculaire à faible charge. Dès une charge de 30 MPa, le cisaillement bondit à environ 73 MPa (soit une augmentation de 65 % par rapport au joint sans renfort). À la charge maximale de 70 MPa, la contrainte culmine à 97 MPa, dépassant ainsi la valeur critique du joint non renforcé.

Tout comme pour le pelage (Fig. 4.52), le positionnement en rive d'un raidisseur perpendiculaire s'avère hautement préjudiciable. En créant un point de pivot extrêmement rigide juste à l'entrée de la zone de collage, le raidisseur perpendiculaire induit une concentration de contraintes majeure. La discontinuité géométrique et de rigidité force l'adhésif à encaisser un surcroît de cisaillement localisé.

En décalant le raidisseur de 10 mm vers l'intérieur de la zone de recouvrement, la contrainte de cisaillement s'élève à environ 56 MPa sous une charge de 30 MPa, puis progresse de façon plus amortie pour se stabiliser à environ 75 MPa sous une charge de 70 MPa.

Éloigner le renfort orthogonal de la rive permet d'atténuer la sévérité de la discontinuité géométrique à l'extrémité du joint. À forte charge, cette configuration offre un gain de tenue mécanique en réduisant le cisaillement de près de 16 % par rapport au témoin sans renfort, bien que la pénalité à faible charge reste présente.

Lorsque le raidisseur perpendiculaire est positionné au centre de la zone de recouvrement, la contrainte de cisaillement est de 53 MPa à une charge de 30 MPa, et se stabilise à environ 64 MPa lorsque la charge atteint 70 MPa.

Le positionnement central s'avère être le seul compromis acceptable pour cette orientation orthogonale. En bridant la zone médiane du recouvrement, le raidisseur parvient à réduire le glissement global à haute charge (gain de ~29 % par rapport au cas non renforcé) tout en minimisant l'impact négatif de la concentration de contraintes initiale aux extrémités du joint.

L'analyse croisée des modes de cisaillement confirme la supériorité de la configuration parallèle :

En position centrale, le raidisseur parallèle (Fig. 4.51) réduit le cisaillement maximal à 47 MPa sous 70 MPa de charge, alors que le raidisseur perpendiculaire (Fig. 4.53) ne parvient à le descendre qu'à 64 MPa.

En position de rive, le raidisseur parallèle parvenait à limiter le cisaillement à 80 MPa à forte charge, tandis que le perpendiculaire aggrave la situation sur toute la plage, culminant à 97

MPa.

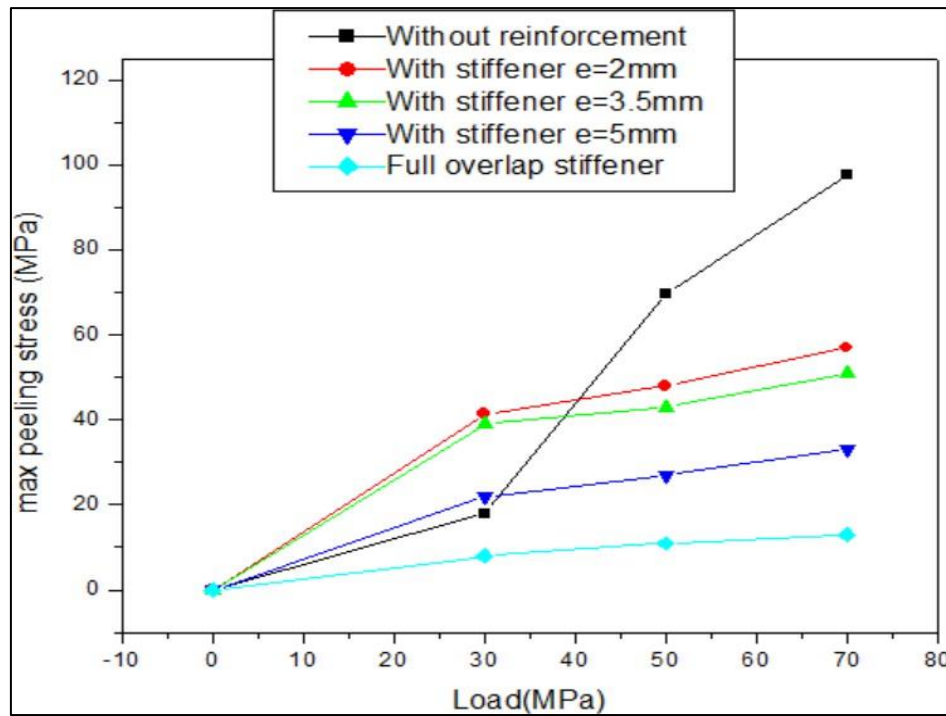


Figure 4. 54: influence de l'épaisseur d'un raidisseur positionné parallèlement à la direction du chargement sur les contraintes de pelage (renfort en rive de la zone de recouvrement)

La Figure 4.54 démontre deux leviers géométriques essentiels pour minimiser le pelage en rive : L'augmentation de l'épaisseur du raidisseur localisé apporte un gain incrémental direct (la contrainte passe de 44 MPa à 33 MPa en augmentant l'épaisseur de 2 à 5 mm).

L'extension longitudinale du renfort (Full Overlap) représente la solution optimale absolue, permettant de diviser le pic de contrainte de pelage par un facteur de 10 par rapport au joint initial (10 MPa contre 98 MPa). En éliminant le saut de rigidité en rive, cette configuration protège efficacement l'amorçage des fissures dans l'adhésif.

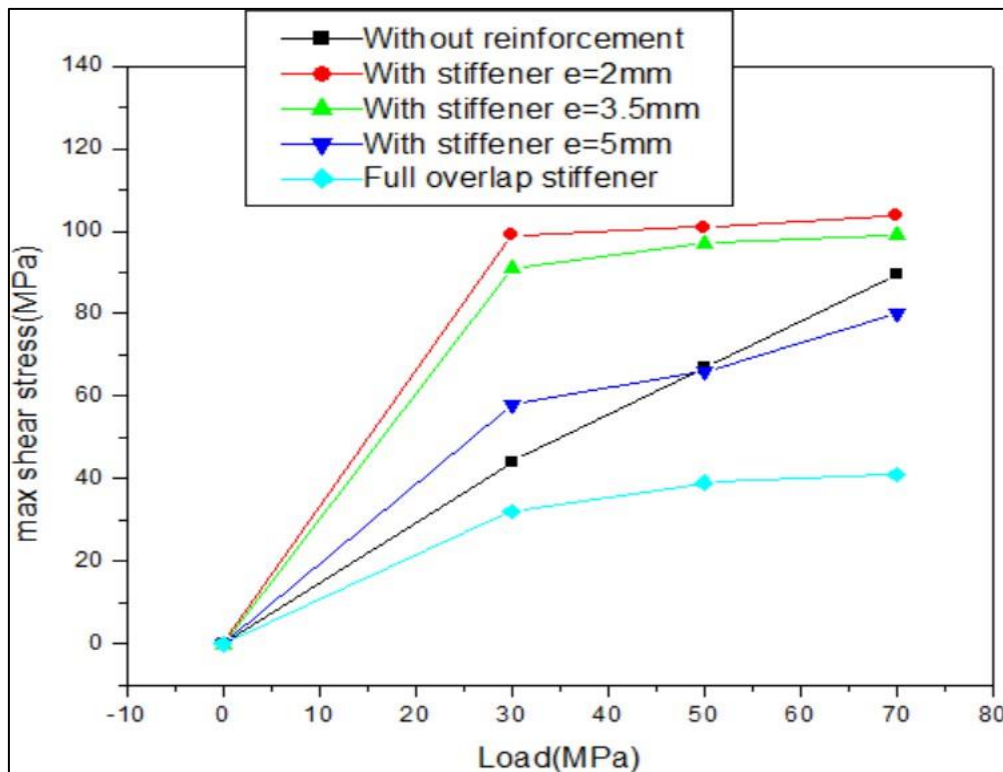


Figure 4. 55: influence de l'épaisseur d'un raidisseur positionné parallèlement à la direction du chargement sur les contraintes de cisaillement (renfort en rive de la zone de recouvrement)

L'analyse de la **Figure 4.55** apporte une nuance fondamentale pour le calcul de structures : Danger des renforts locaux sous-dimensionnés : En rive de joint, un raidisseur parallèle trop fin ($e \leq 3.5\text{mm}$) dégrade la tenue au cisaillement de l'assemblage à cause d'un effet de concentration de contraintes géométrique.

Recommandation de design : Si le renfort doit être localisé en rive, il faut obligatoirement viser une forte épaisseur ($e \geq 5\text{mm}$). L'idéal technologique reste cependant le Full Overlap Stiffener, qui protège intégralement le joint adhésif contre le cisaillement extrême

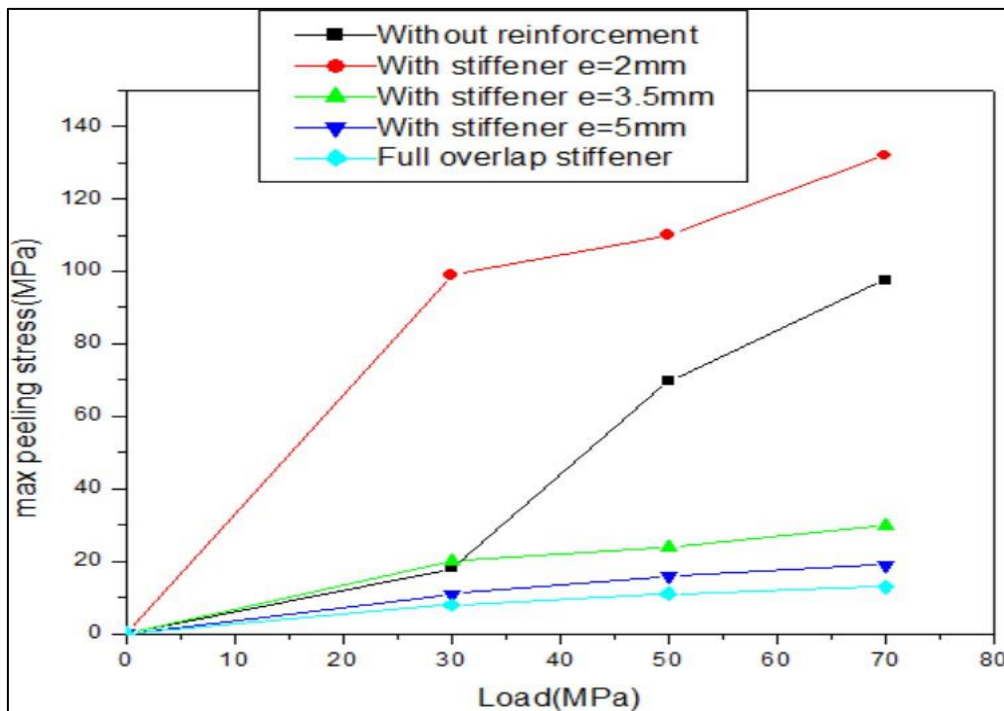


Figure 4. 56: influence de l'épaisseur d'un raidisseur positionné parallèlement à la direction du chargement sur les contraintes de pelage (renfort décalé de 10mm par rapport à l'extrémité du recouvrement)

La **Figure 4.56** apporte un enseignement capital pour le dimensionnement géométrique :
 Le danger du sous-dimensionnement localisé : Si vous choisissez de décaler le raidisseur de 10 mm par rapport au bord du joint, une épaisseur trop faible ($e = 2\text{mm}$) est catastrophique et détruit l'assemblage prématurément par effet de levier local (+35 % de pelage par rapport au joint sans renfort).

Recommandation de conception : Pour que le décalage de 10 mm soit une stratégie mécanique efficace, il faut impérativement utiliser un raidisseur d'une épaisseur minimale de 3.5 mm à 5 mm. Dans ce cas, le pic de pelage est divisé par un facteur de 5 (19 MPa contre 98 MPa).

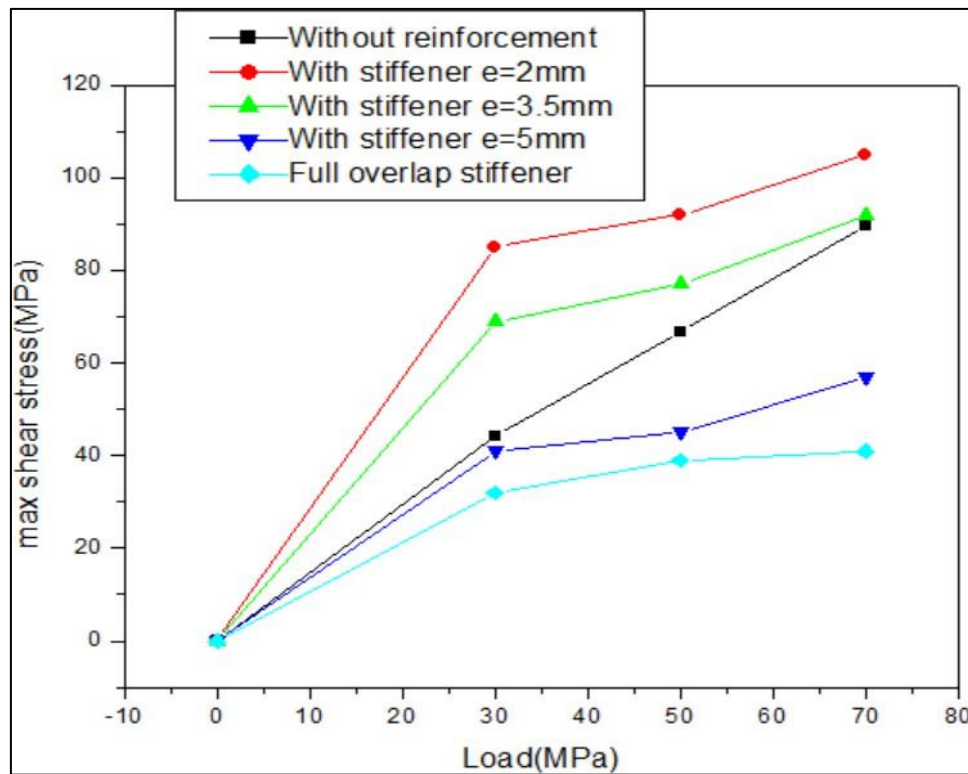


Figure 4. 57: influence de l'épaisseur d'un raidisseur positionné parallèlement à la direction du chargement sur les contraintes de cisaillement (renfort décalé de 10mm par rapport à l'extrémité du recouvrement)

La **Figure 4.57** confirme une règle de l'art essentielle pour le design d'un joint décalé :

Seuil de tolérance géométrique : Décaler un raidisseur parallèle de 10 mm est une excellente stratégie pour réduire le cisaillement maximal (57 MPa contre 90 MPa), à la condition absolue que son épaisseur soit suffisante ($e \geq 5 \text{ mm}$).

Zone de danger : Une épaisseur insuffisante ($e = 2 \text{ mm}$) génère un sur-cisaillement localisé destructeur pour la matrice adhésive.

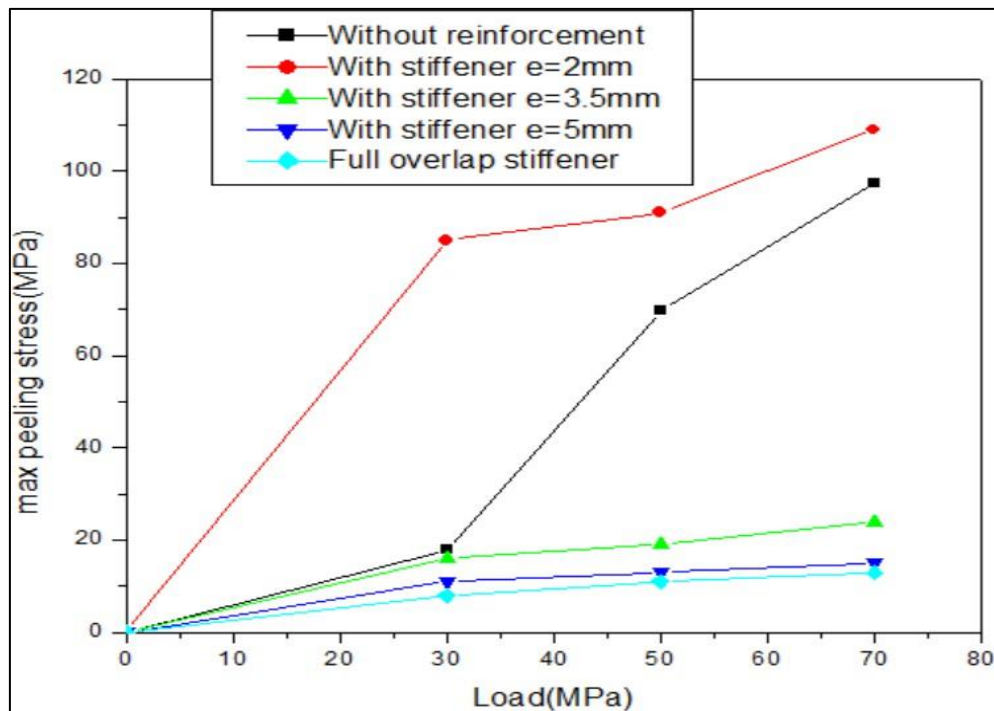


Figure 4. 58: influence de l'épaisseur d'un raidisseur positionné parallèlement à la direction du chargement sur les contraintes de pelage (renfort au centre de la zone de recouvrement)

La **Figure 4.58** valide définitivement le positionnement central comme la stratégie de conception la plus robuste et la moins sensible aux erreurs de tolérance géométrique :

Sécurité de conception : C'est la seule zone d'implantation où un raidisseur de faible épaisseur ($e = 2\text{mm}$) ne pénalise pas l'assemblage et offre une réduction immédiate des contraintes de pelage.

Optimisation Masse/Performance : Utiliser un raidisseur parallèle central de 5 mm constitue le meilleur compromis technologique. Il permet de diviser la contrainte de pelage par un facteur de 6,5 (15 MPa contre 98 MPa) et offre une efficacité quasi équivalente au Full Overlap pour un coût en poids bien inférieur

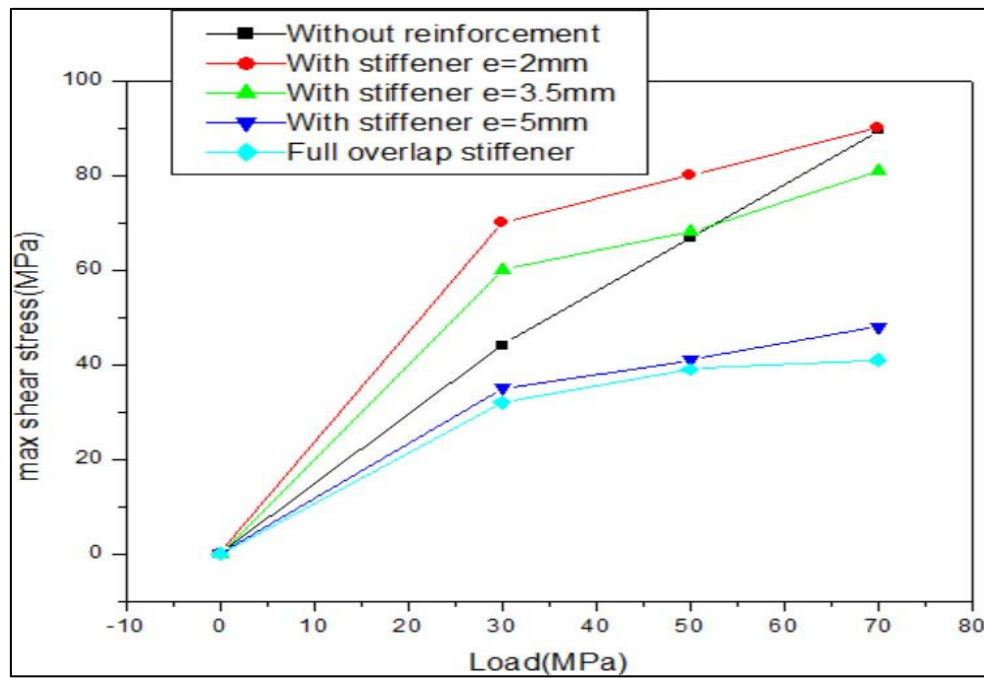


Figure 4. 59: influence de l'épaisseur d'un raidisseur positionné parallèlement à la direction du chargement sur les contraintes de cisaillement (renfort au centre de la zone de recouvrement)

La **Figure 4.59** confirme de manière irréfutable que la combinaison d'un positionnement central et d'une orientation parallèle est la configuration de raidisseur la plus efficace et la plus robuste: Tolérance au sous-dimensionnement : C'est le seul cas de figure où un raidisseur mince ($e=2\text{mm}$) est immédiatement bénéfique pour le cisaillement, éliminant tout risque d'amplification de contrainte par effet de bord.

Optimisation de la Masse Structurale (Weight Saving) : D'un point de vue industriel, l'utilisation du raidisseur central de 5 mm s'impose comme le choix optimal. Il permet de diviser par deux la contrainte de cisaillement maximale (47 MPa contre 90 MPa) tout en évitant le surpoids et l'encombrement d'un Full Overlap Stiffener, pour une performance quasi équivalente.

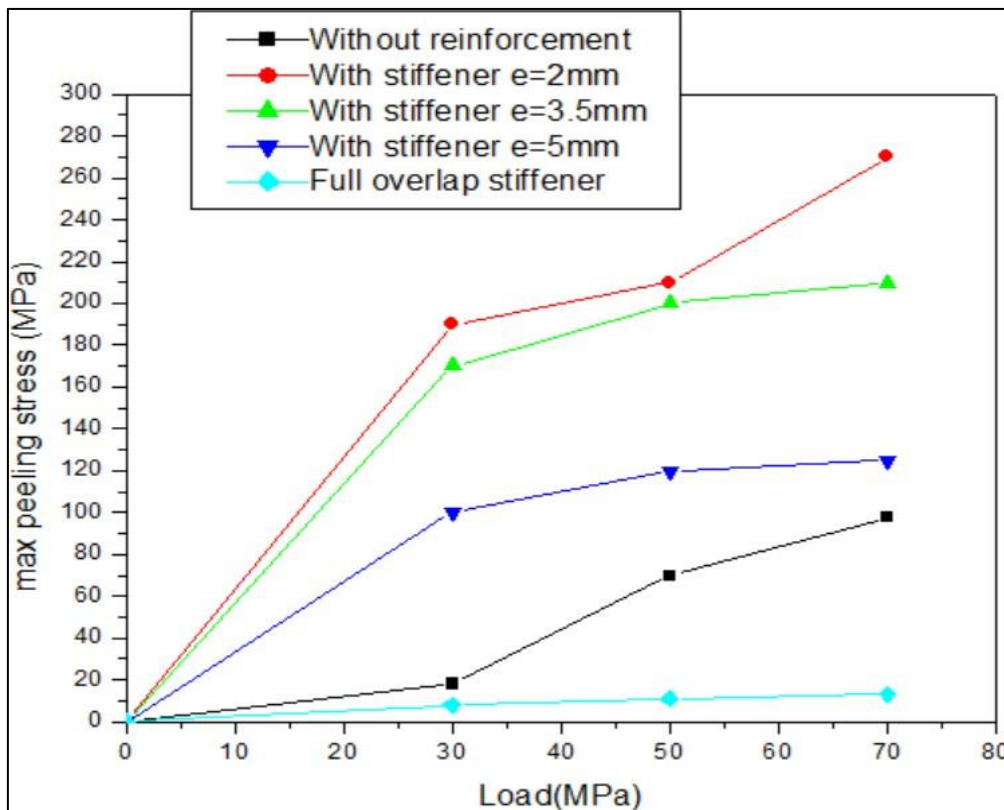


Figure 4. 60: influence de l'épaisseur d'un raidisseur positionné perpendiculairement à la direction du chargement sur les contraintes de pelage (renfort en rive de la zone de recouvrement)

La **Figure 4.60** apporte une preuve quantitative rigoureuse pour l'établissement des règles de l'art : Règle d'exclusion (Proscription) : L'utilisation d'un raidisseur perpendiculaire positionné en rive de la zone de recouvrement est technologiquement à proscrire, quelle que soit son épaisseur ($2\text{mm} \leq e \leq 5\text{ mm}$). Elle induit un mécanisme de ruine prématurée par amplification des contraintes de pelage (effet de levier).

Alternative géométrique : Si les contraintes spatiales imposent l'usage d'un raidisseur perpendiculaire, il ne doit jamais être implanté en rive. Il faudra soit le centrer (comme évalué plus loin dans votre document), soit opter pour un chemisage complet de type Full Overlap Stiffener.

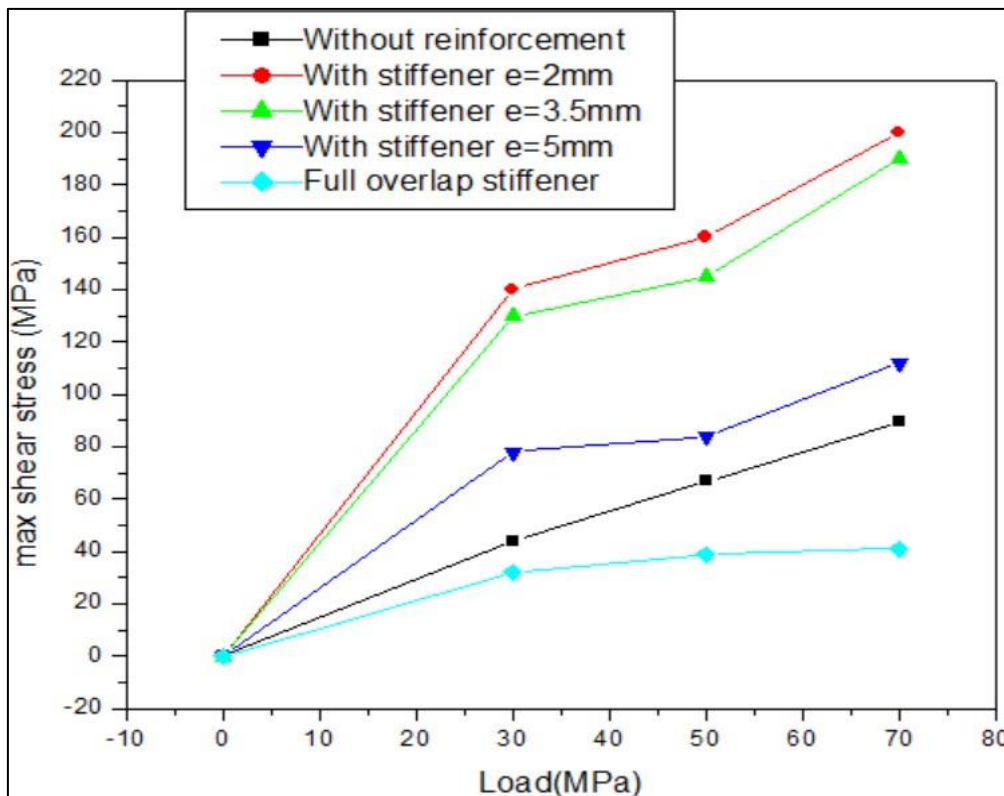


Figure 4. 61: influence de l'épaisseur d'un raidisseur positionné perpendiculairement à la direction du chargement sur les contraintes de cisaillement (renfort en rive de la zone de recouvrement)

L'analyse de la **Figure 4.61** valide une règle de conception stricte concernant le comportement en cisaillement :

Pénalisation de l'assemblage : L'implantation d'un raidisseur perpendiculaire en rive de joint est fortement déconseillée pour la tenue au cisaillement, car elle engendre une concentration de contraintes locale préjudiciable, particulièrement pour les faibles épaisseurs ($e \leq 3.5\text{mm}$).

Recommandation géométrique : Le renfort transversal localisé en rive agit comme un perturbateur du flux d'efforts. Pour optimiser l'assemblage sans dégradation, il convient de rejeter cette configuration au profit d'un raidisseur parallèle ou d'un chemisage complet (Full Overlap).

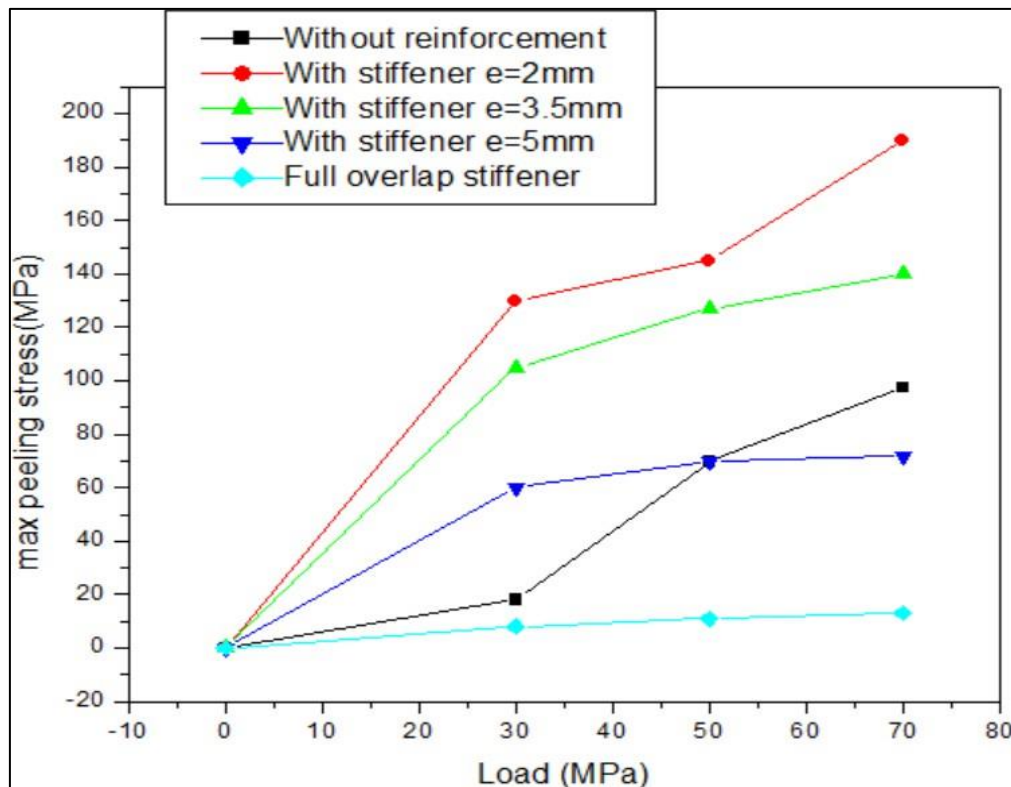


Figure 4. 62: influence de l'épaisseur d'un raidisseur positionné perpendiculairement à la direction du chargement sur les contraintes de pelage (renfort décalé de 10mm par rapport à l'extrémité du recouvrement)

La **Figure 4.62** montre que la stratégie consistant à décaler le raidisseur perpendiculaire de 10 mm est mécaniquement acceptable mais imparfaite :

Amélioration par rapport à la rive : Cette configuration élimine l'effet de pivot catastrophique observé en rive (Fig. 4.6), à condition d'employer une épaisseur suffisante ($e \geq 3.5\text{mm}$).

Inconvénient persistant : Bien que les pics de pelage soient réduits à haute charge (53 MPa contre 98 MPa), cette orientation orthogonale continue de pénaliser le joint adhésif à faible charge (50 MPa contre 18 MPa à 30 MPa de charge) à cause du saut de rigidité interne.

Comparaison Directe de Design : Si l'on compare ces résultats avec la Figure 7 (raidisseur parallèle décalé de 10 mm, épaisseur 5 mm), le raidisseur parallèle abaissait le pelage à 19 MPa à haute charge sans pénaliser les faibles charges. L'orientation parallèle reste donc largement supérieure d'un point de vue de l'optimisation des contraintes.

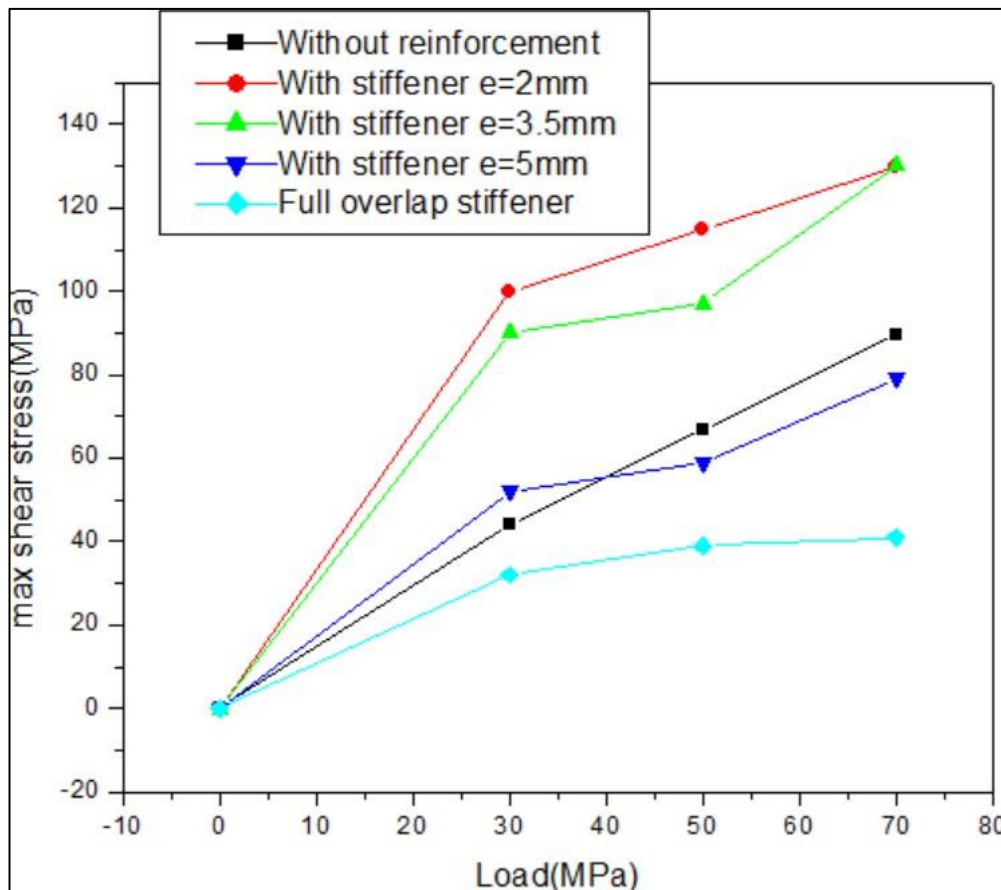


Figure 4. 63: influence de l'épaisseur d'un raidisseur positionne perpendiculairement à la direction du chargement sur les contraintes de cisaillement (renfort décalé de 10mm par rapport à l'extrémité du recouvrement)

La **Figure 4.63** confirme les limites physiques de l'orientation orthogonale décalée :

Condition impérative d'épaisseur : Décaler un raidisseur perpendiculaire de 10 mm permet d'abaisser le cisaillement maximal à haute charge (75 MPa contre 90 MPa), mais à la condition absolue que son épaisseur soit au moins de 5 mm. Une épaisseur plus faible ($e = 2\text{mm}$) crée un point dur interne destructeur (105 MPa).

Infériorité par rapport au design parallèle : Si l'on compare cette configuration avec la Figure 4.57 (raidisseur parallèle décalé de 10 mm, épaisseur 5 mm), le raidisseur parallèle permettait de descendre le cisaillement à 57 MPa à haute charge tout en préservant le joint à faible charge (42 MPa). L'orientation parallèle reste le choix de conception le plus performant et le plus sûr.

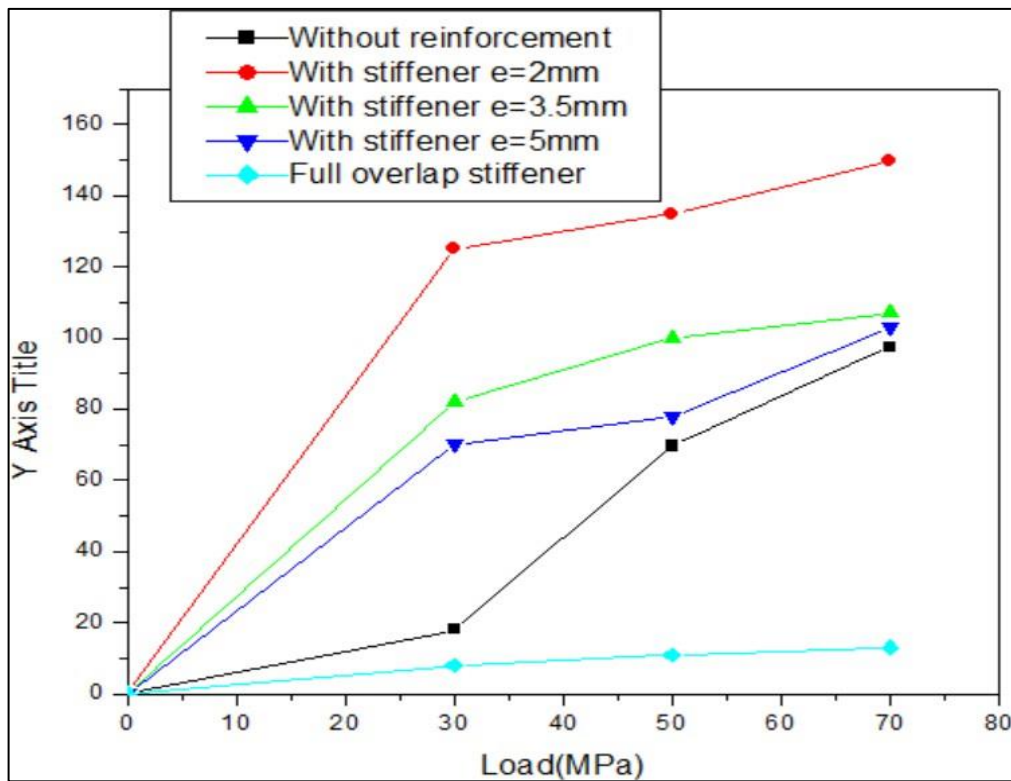


Figure 4. 64: influence de l'épaisseur d'un raidisseur positionne perpendiculairement à la direction du chargement sur les contraintes de pelage (renfort au centre de la zone de recouvrement)

La **Figure 4.64** démontre que pour une orientation perpendiculaire, le positionnement central est la seule configuration locale mécaniquement viable et sécuritaire : Suppression de la zone critique : C'est la seule implantation orthogonale où une faible épaisseur ($e = 2 \text{ mm}$) ne met pas en péril l'assemblage et permet d'obtenir une réduction du pelage à haute charge (67 MPa contre 98 MPa).

Efficacité du blindage à 5 mm : L'utilisation d'un raidisseur perpendiculaire central de 5 mm s'avère hautement performante, car elle bloque le pelage à une valeur maximale très sûre de 40 MPa à forte charge (soit un gain de $\sim 60 \%$ par rapport au joint non renforcé).

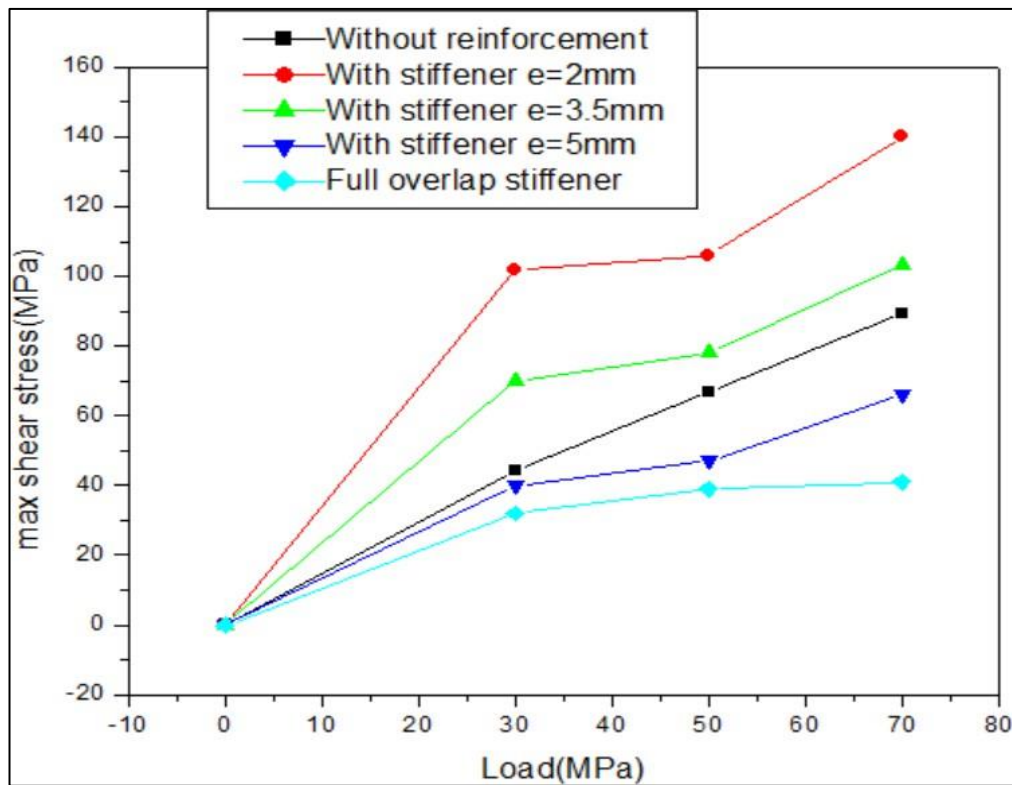


Figure 4. 65: influence de l'épaisseur d'un raidisseur positionne perpendiculairement à la direction du chargement sur les contraintes de cisaillement (renfort au centre de la zone de recouvrement)

La **Figure 4.65** confirme que pour un raidisseur orthogonal, le positionnement central est la seule configuration locale efficace et sécuritaire pour le cisaillement :

Robustesse géométrique : C'est la seule implantation transversale où une faible épaisseur ($e = 2\text{mm}$) apporte un gain immédiat à haute charge sans mettre en péril l'intégrité de la matrice adhésive.

Recommandation de design : L'utilisation d'un raidisseur perpendiculaire central de 5 mm constitue une excellente solution de compromis structurel. Il bloque le cisaillement maximal à 64 MPa au lieu de 90 MPa (Fig. 4.65), tout en maintenant le pelage à 40 MPa au lieu de 98 MPa (Fig. 4.65).

Conclusion Générale :

Ce travail de recherche a été consacré à l'analyse numérique et à l'optimisation thermomécanique des assemblages collés à simple recouvrement (single-lap joints), soumis à des sollicitations de traction. L'objectif principal était d'évaluer l'efficacité de l'introduction de raidisseurs locaux et globaux pour atténuer les deux modes de défaillance critiques induits par l'excentricité intrinsèque de la charge : le pelage (contraintes normales hors-plan σ_{zz}) et le cisaillement (contraintes tangentielles dans le plan τ_{xz}).

Une étude paramétrique rigoureuse a permis d'analyser l'influence combinée de la position, de l'orientation (parallèle ou perpendiculaire au chargement) et de l'épaisseur du raidisseur ($e = 2\text{mm}, 3.5\text{mm}, 5\text{mm}$ et Full Overlap). Les conclusions majeures tirées de cette investigation se résument comme suit :

Orientation et distribution des flux de contraintes :

L'orientation du raidisseur joue un rôle déterminant. Les configurations orientées parallèlement à la direction du chargement se révèlent nettement supérieures aux configurations perpendiculaires. Elles épousent le flux des lignes de force et augmentent l'inertie flexionnelle précisément dans le plan du moment basculant, assurant un lissage optimal des pics de contraintes à l'extrémité de l'adhésif.

Optimisation du positionnement (Effet de site) :

Le positionnement au centre exact de la zone de recouvrement constitue la stratégie géométrique la plus robuste et la plus performante. En agissant de manière parfaitement symétrique sur la zone d'inflexion maximale, le raidisseur central élimine tout risque d'effet de bord négatif ou de pivot localisé. À l'inverse, l'implantation d'un raidisseur en rive (notamment perpendiculaire) introduit une barrière de rigidité abrupte qui agit comme un point d'appui rigide, amplifiant dramatiquement les concentrations de contraintes (effet de levier) à faible charge.

Influence de l'épaisseur et effet de seuil (e) :

La réduction des contraintes est intimement liée à l'inertie du renfort (loi cubique en e^3). L'étude montre un effet de seuil critique : l'utilisation de raidisseurs localisés trop minces ($e \leq 3.5\text{mm}$) en rive ou décalés s'avère néfaste en agissant comme des concentrateurs de contraintes géométriques internes. Un gain réel et sécuritaire n'apparaît qu'à partir d'une épaisseur minimale de 5 mm.

Conclusion générale

Compromis Masse / Performance :

Bien que la configuration "Full Overlap Stiffener" (recouvrement total) représente la solution limite idéale sur le plan mécanique — en confinant le pelage et le cisaillement à leurs niveaux planchers sur toute la plage de charge —, le raidisseur parallèle central de 5 mm offre une efficacité thermomécanique quasi équivalente (pics de pelage divisés par 6,5 et cisaillement divisé par 2) tout en assurant un gain de masse structurelle substantiel (weight saving).

Perspectives de recherche

En guise de prolongement à cette étude, plusieurs axes de recherche méritent d'être explorés :

Validation expérimentale : Réaliser des essais de traction sur des éprouvettes en alliage d'aluminium (ex: Al 7075-T6) renforcées par impression 3D ou usinage afin de corrélérer les modèles numériques avec les modes de rupture réels.

Comportement dynamique et environnemental : Analyser la durabilité de ces configurations optimisées sous chargements cycliques (fatigue) et après exposition à des environnements agressifs (vieillissement thermique, humidité ou cycles UV).

Matériaux bio-sourcés : Étudier l'intégration de raidisseurs composites ou d'adhésifs formulés à partir de renforts naturels (particules de fibres) afin d'allier performance mécanique et critères d'éco-conception.

Références bibliographiques :

- [1] Goland, M., & Reissner, E. (1944). The Stresses in Cemented Joints. *Journal of Applied Mechanics*, Vol. 11, No. 1, pp. A17–A27.
- [2] Bansal, R. (2018). *Three-Dimensional Stress Analysis of Single-Lap Adhesive Joints*. University of Michigan.
- [3] Adams, R. D., & Wake, W. C. (1984). *Structural Adhesive Joints in Engineering*. Elsevier.
- [4] Adams, R. D. (2005). *Adhesive Bonding : Science, Technology and Applications*. Woodhead Publishing.
- [5] da Silva, L. F. M., Öchsner, A., & Adams, R. D. (2011). *Handbook of Adhesion Technology*. Springer.
- [6] Cognard, P. (2002). *Collage des matériaux – Collage structural comparé aux autres méthodes d’assemblage*. Techniques de l’Ingénieur.
- [7] Cognard, P. (2001). *Collage structural dans les travaux publics*. Techniques de l’Ingénieur.
- [8] Chapitre IV : Assemblage par collage. Université Dr Moulay Tahar de Saïda, Algérie.
- [9] Rowe, L. C. (1974). *The Prevention of Galvanic Corrosion in Bimetallic Assemblies*. SAE Technical Paper 740101.
- [10] Feld, N., & Echirpeau, G. (2015). *Assemblages multi-matériaux dans l’industrie automobile : émergence de nouveaux challenges*. ResearchGate.
- [11] Chataigner, S., et al. (2011). *Renforcement par composites collés : durabilité du transfert des efforts*. *Revue des Composites et des Matériaux Avancés*.
- [12] Li, G., & Lee-Sullivan, P. (2006). *Re-visiting the Beam Models for Adhesively Bonded Single-Lap Joints Part II : Comparison of Adhesive Stress Predictions*. *International Journal of Adhesion and Adhesives*.
- [13] Kinloch, A. J. (1983). *Durability of Structural Adhesive Joints*. Applied Science Publishers.
- [14] EN 923 (2015). *Adhesives – Terms and Definitions*. European Committee for Standardization (CEN), Brussels.
- [15] ASTM D1002 (2010). *Standard Test Method for Apparent Shear Strength of Single-Lap-Joint Adhesively Bonded Metal Specimens by Tension Loading (Metal-to-Metal)*. ASTM International, West Conshohocken, PA.

- [16] Volkersen, O. (1938). Die Nietkraftverteilung in Zugbeanspruchten Nietverbindungen mit Konstantem Laschenquerschnitt. *Luftfahrtforschung*, Vol. 15, pp. 41–47.
- [17] ISO 11339 (2010). Adhesives — T-peel Test for Flexible-to-Flexible Bonded Assemblies. International Organization for Standardization, Geneva.
- [18] Tragangoon, A. (2017). Étude d’assemblages multi-matériaux par collage d’une structure composite. Thèse de doctorat, Safran Composites.
- [19] Bowditch, M. R. (1996). The Durability of Adhesive Joints in the Presence of Water. *International Journal of Adhesion and Adhesives*.
- [20] Cognard, J. Y. (2006). Collage des structures métalliques. *Techniques de l’Ingénieur*.
- [21] Davis, G. D. (2003). Durability of Adhesive Joints. In *Handbook of Adhesive Technology*.
- [22] Hart-Smith, L. J. (1973). Adhesive-Bonded Single-Lap Joints. NASA CR-112235.
- [23] Hart-Smith, L. J. (1973). Adhesive-Bonded Double
- [24] Briens, G. (1984). Les applications aéronautiques du collage. *Matériaux & Techniques*.
- [25] Chataigner, S., et al. (2019). Auscultation des assemblages collés par acousto-ultrasons : Application au génie civil. 21èmes Journées Nationales sur les Composites.
- [26] R. Q. Rodríguez, W. P. Paiva, P. Sollero, E. L. Albuquerque, and M. B. Rodrigues, “Analytical and Numerical Tools for Bonded Joint Analysis,” *Mecánica Computacional*, vol. XXIX, pp. 7557–7569, Buenos Aires, Argentina, Nov. 2010
- [27] Pocius, A.V. (2012). *Adhesion and Adhesives Technology: An Introduction* (3rd ed.). Hanser Publishers.;
- [28] Ebnesajjad, S. (Ed.). (2011). *Handbook of Adhesives and Surface Preparation Technology, Applications and Manufacturing*. Elsevier Applied Science / Elsevier Inc.