

Nomenclature

Remarque : La nomenclature ci-dessous exclut les notations utilisées dans la partie consacrée aux critères multiaxiaux étant donné que ceux-ci sont explicitement définis lors de la description du critère.

C₀	Couple total appliqué à la liaison vissée (en Nm)
F₀	Prétension de l'assemblage vissé (en kN)
p	Pas de la liaison filetée (en mm)
μ_f	Coefficient de frottement tangentiel
P_{max}	Pression hydrostatique maximale (en MPa)
τ_{eq,a}	Contrainte de cisaillement octaédrique alternée maximale (en MPa)
D	Diamètre de la fixation (en mm)
F_E	Effort externe appliqué à l'assemblage (en N)
W	Largeur de la plaque (en mm)
H	Distance du centre du trou au bord libre de la plaque (en mm)
E	Epaisseur serrée (en mm)
T	Epaisseur d'une plaque pour les configurations en simple cisaillement (en mm)
R	Ratio de chargement (contrainte max/ contrainte min)
K_P	Raideur des plaques assemblées (en N/mm)
K_B	Raideur de l'élément de fixation (en N/mm)
μ_t	Coefficient de frottement entre les filets de la vis et de l'écrou
r_n	Rayon de contact effectif entre la tête ou l'écrou et la plaque (en mm)
ΔL_B	Allongement du boulon sous l'effet de la précontrainte (en mm)
ΔL_P	Contraction des pièces assemblées sous l'effet de la précontrainte (en mm)
β	Demi-angle des filets (en °)
r_t	Rayon de contact effectif du filetage (en mm)
μ_n	Coefficient de contact sous tête ou sous écrou
σ_a	Amplitude de la contrainte alternée (en MPa)
σ_m	Contrainte moyenne (en MPa)
N	Nombre de cycles de fatigue (en cycles)
√J_{2,a}	Amplitude du deuxième invariant du tenseur des contraintes (en MPa)
μ_s	Coefficient de frottement statique
μ_d	Coefficient de frottement dynamique

λ	Coefficient de correction
K_1	Rigidité de la phase d'adhérence (en N/mm)
K_2	Rigidité de la phase de matage élastique (en N/mm)
F_e	Limite élastique de l'assemblage (en N)
F_m	Limite à rupture de l'assemblage (en N)
F_{eG1}	Effort externe correspondant au 1 ^{er} glissement (en N)
F_{eG2}	Effort externe correspondant au 2 ^{ème} glissement (en N)
D_{G1}	Déplacement correspondant au 1 ^{er} glissement (en mm)
D_{G2}	Déplacement correspondant au 2 ^{ème} glissement (en mm)
e	Epaisseur de la plaque externe pour un assemblage en double cisaillement (en mm)

Abréviations :

UTS	Ultimate Tensile Stress ou résistance à la traction ultime de l'élément de fixation (en kN)
AFI	Airbus Fatigue Index = contrainte maximale admissible pour 10^5 cycles à un ratio de chargement de R0.1 (en MPa)

Liste des matières

Introduction générale	3
Chapitre 1 : Etat de l'art et bibliographie.....	7
1.1. Introduction.....	8
1.2. Généralités	8
1.3. Le type d'assemblages considérés : les éclissages aéronautiques.....	9
1.4. Optimisation de la tenue des éclissages aéronautiques.....	13
1.5. Influence de la précharge sur les éclissages métalliques	16
1.6. Influence de la précharge sur un assemblage travaillant en matage/cisaillement	21
1.7. Fatigue multiaxiale : application aux assemblages préchargés	29
1.8. Bilan de l'étude bibliographique	39
Chapitre 2 : Modélisation numérique et applications aux chargements statiques	41
2.1. Introduction.....	42
2.2. Description de l'assemblage de référence.....	42
2.3. Définition des modèles numériques développés	43
2.4. Analyse du comportement de l'assemblage boulonné simplifié sous chargement statique	49
2.5. Application aux assemblages multi-boulonnés	65
2.6. Bilan de l'analyse numérique.....	67
Chapitre 3 : Démarche de prédiction de durée de vie	69
3.1. Introduction.....	70
3.2. Démarche de l'étude : approche théorique	70
3.3. Choix d'un critère multiaxial :.....	72
3.4. Application de la méthodologie de calcul à l'assemblage de référence :	81
3.5. Synthèse des prédictions	86
Chapitre 4 : Démarche expérimentale	87
4.1. Introduction.....	88
4.2. Démarche expérimentale.....	89
4.3. Résultats expérimentaux pour les assemblages à un boulon	94
4.4. Résultats expérimentaux pour des assemblages multi-boulonnés.....	101
4.5. Résultats expérimentaux pour les assemblages en simple cisaillement	110
4.6. Caractérisation complémentaire.....	113
4.7. Analyse de l'influence de la précontrainte sur la phase de propagation	118
4.8. Application aux assemblages composites	120
4.9. Conclusion expérimentale.....	125

Chapitre 5 : Validation et exploitation du modèle numérique	127
5.1. Introduction.....	128
5.2. Validation expérimentale sous chargement quasi statique	128
5.3. Validation expérimentale sous chargement fatigue :	136
5.4. Exploitation du modèle numérique	144
5.5. Conclusion.....	154
Conclusion générale et perspectives	155
Références bibliographiques	159
Liste des figures.....	165
Liste des tableaux	169
Annexe 1	171
Annexe 2	181

Introduction générale

Suivant les périodes de l'histoire de l'aéronautique moderne, les développements que connaissait le secteur de l'aviation civile étaient réalisés pour répondre à des objectifs qui dépendaient de la demande du marché. Cette demande qui jadis était tournée vers le « plus vite, plus haut et plus loin » s'est dorénavant transformée en « plus silencieux, plus écologique et plus économique », afin de réduire l'impact des systèmes de transport sur le changement climatique. Dans ce cadre, l'initiative Clean Sky proposée par le conseil consultatif pour la recherche sur l'aéronautique en Europe (A.C.A.R.E.) vise une réduction de 50% du bruit perçu, 50% de réduction de CO₂ et 80% de NOx à l'horizon 2020.

On observe donc que les majeurs avancements sur les dernières années sont focalisés sur la réduction des coûts globaux, tout en améliorant simultanément la performance et la fiabilité des avions. Cette réduction de coût inclut l'optimisation de la phase développement, de la production et de l'assemblage, mais aussi des coûts opérationnels et coûts de maintenance. En particulier, la fabrication de la structure représente la part la plus coûteuse dans la fabrication d'un avion civil selon Munroe [Mun1]. De ce fait, l'optimisation des procédés de production et d'assemblage de la structure peut avoir un impact non négligeable sur le coût total de l'avion.

Par ailleurs, les techniques d'assemblage constituent des éléments essentiels dans la conception et la production de la plupart des structures mécaniques. En particulier, et quand les structures mécaniques sont de grandes dimensions, il est souvent nécessaire, pour des raisons techniques et/ou économiques, de les concevoir sous la forme d'un ensemble de pièces de dimensions plus petites assemblées les unes aux autres. En effet, il est techniquement infaisable de réaliser en une seule pièce des structures renforcés de grandes dimensions. Au-delà de cette première difficulté, leur assemblage et la gestion des tolérances seront très délicats. Enfin, et d'un point de vue maintenance, le remplacement des pièces défectueuses ne sera pas nécessairement rentable.

L'assemblage par fixations représente le processus prédominant dans l'assemblage des structures aéronautiques grâce à un certain nombre d'avantages : il s'agit d'un procédé relativement peu coûteux, démontable dans le cas d'assemblages par fixations filetées, pouvant assembler des matériaux différents, il permet également d'assurer une discontinuité géométrique permettant une meilleure tolérance aux dommages.

Ce procédé présente néanmoins quelques inconvénients : les points de concentration de contrainte générés à l'issue des perçages, mais aussi la sensibilité à la corrosion et la présence de défauts de fabrication qui peuvent affecter de façon considérable le comportement de l'assemblage.

Position du problème industriel

Parmi les différents moyens technologiques permettant une amélioration du comportement des assemblages vissés soumis à un chargement cyclique, la précharge est un moyen pratique dont l'application permettrait d'obtenir des gains conséquents en matière de durée de vie. De plus, il s'agit d'optimiser la fonction d'une liaison déjà existante sans générer de poids supplémentaire (à l'inverse des montages hybrides boulonnés collés par exemple) ce qui le place en technique

Influence de la précharge sur la tenue statique et fatigue des assemblages boulonnés

hautement attractive pour l'optimisation et la réduction de masse dans les structures assemblées.

La maîtrise de la prétension revêt d'une grande importance pour garantir la tenue mécanique des assemblages boulonnés uni- et multi-matériaux, et ce quel que soit les modes de sollicitations auxquels ils sont soumis. En particulier, pour les chargements transverses et sous sollicitations de fatigue, un niveau de prétension insuffisant ne permet pas d'exploiter la capacité de transfert d'effort des interfaces glissantes. Un niveau de prétension très important n'est pas souhaitable non plus, car cela génère des phénomènes de fatigue de contact (fretting-fatigue) ou de matage excessif sous tête qui ont un effet néfaste sur la durée de vie des assemblages et des structures. Le serrage contrôlé des fixations permet ainsi de produire et de maintenir un équilibre entre les modes de transfert d'effort, permettant d'exploiter pleinement leur potentiel et obtenir une tenue optimale de l'assemblage. La maîtrise de paramètres intrinsèques au maintien de la force axiale de serrage tels que la nature de l'interface entre pièces assemblées, la rigidité des fixations et la nature de l'ajustement, permet également d'esquisser un potentiel d'optimisation non négligeable des assemblages boulonnés. Dans le cadre des chargements axiaux linéaires ou non-linéaires, un niveau de prétension contrôlé améliore la durée de vie de l'assemblage grâce à un effet de filtrage de l'effort externe qui permet de réduire la sévérité des chargements externes, surtout dans les zones de concentration de contraintes [Hah1].

Afin de permettre le serrage à la prétension, plusieurs technologies ont été développées avec pour objectif de réduire l'incertitude sur le niveau de prétension développé au sein des fixations. Le serrage au couple - qui représente la technique universelle de serrage - peut générer une dispersion sur la valeur de la prétension de l'ordre de $\pm 30\%$, ce qui exclut toute optimisation de la tenue basée sur la prétension. L'utilisation de ces techniques de serrage « alternatives » permet de générer (et aussi suivre dans le temps) un niveau de prétension précis, caractériser les phénomènes liés au serrage axial (pression de contact, relaxation...) et délimiter les gains potentiels pour différentes configurations d'assemblages. Leur utilisation dans le milieu industriel reste cependant limitée à un nombre restreint d'applications, car le bénéfice obtenu par la réduction de l'incertitude sur la prétension est toujours associé à des contraintes industrielles, parfois complexes, liées à leur coût d'exploitation et de mise en œuvre.

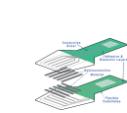
Technologie	Serrage itératif	Fixations ultrasonores	Tensionneur hydraulique	Fixations à indication de tension	Rondelles à indication de tension	Indication de pression de contact	Tensionneur mécanique
Installation/suivi	Installation	Installation + suivi	Installation	Installation + suivi	Installation + suivi	Installation + suivi	Installation
Précision	$\pm 10\%$	$\pm 5\%$	$\pm 10\%$	$\pm 10\%$	$\pm 10\%$	$\pm 15\%$	$\pm 10\%$
Illustration							
Principal avantage	Simplicité de mise en œuvre	Précision inégalee	Simplicité de mise en œuvre	Aucune modification de la rigidité	Simplicité de mise en œuvre	Technique non intrusive	Simplicité de mise en œuvre
Principal inconvénient	Calcul empirique de la tension	Prix de la solution	Poids généré	Technique intrusive	Poids généré	Complexité	Temps d'installation
Calibration nécessaire	Non	Oui	Non	Oui	Oui	Oui	Non

Tableau 1 : Quelques techniques permettant le serrage maîtrisé des fixations (évaluation Airbus)

Le Tableau 1 montre quelques exemples de techniques permettant le serrage à la prétenison. Toutes ces techniques permettent de réduire l'incertitude sur la tension de manière significative par rapport au serrage au couple. On remarque que chacune de ces techniques présente des avantages et inconvénients, plus ou moins contraignants dans un contexte industriel. En effet, il est difficilement imaginable de faire un suivi de tension sur toutes les fixations d'une structure aéronautique ou de les équiper de rondelles de suivi de tension.

Les moyens de calcul numérique ont, de leur côté, beaucoup progressé ces dernières années. Grâce au calcul parallèle, aux performances informatiques puissantes ainsi qu'aux fonctionnalités de plus en plus pointues proposées par les éditeurs de codes de calcul, la démarche du virtual testing devient applicable. Cela permet de réduire les cycles d'essais physiques et/ou les compléter avec des approximations numériques fiables.

Position du problème scientifique

Les objectifs scientifiques de ce travail de thèse sont décrits ci-dessous :

- En premier lieu, il s'agit de comprendre les mécanismes de transfert d'effort par frottement et sa contribution au transfert total, l'interaction et l'évolution de la précharge en fonction d'autres paramètres d'assemblage, les limites d'application et les contraintes inhérentes aux assemblages préchargés, et enfin la création d'un modèle numérique fiable et robuste permettant de prédire le comportement global et local de l'assemblage.
- Ensuite, la mise au point d'une méthode de prédiction de durée de vie des assemblages complexes faisant intervenir plusieurs mécanismes de transfert d'effort, via un critère de fatigue multiaxiale, avec prise en compte de la fatigue liée au contact. Cette méthodologie sera validée par la mise en place d'une série d'essais expérimentaux. L'évaluation du critère de Crossland sera appliquée pour tenir compte des sollicitations non proportionnelles.
- Enfin, l'optimisation des assemblages métalliques et l'application aux matériaux composites sont prévues. La création d'un outil de calcul et d'approximation pour compléter et/ou remplacer les tests physiques (plan d'expériences expérimental/numérique) est également abordée.

Dans ce contexte et sur la base de travaux antérieurs récents conduits à l'Institut Clément Ader ainsi qu'au laboratoire de techniques d'assemblages au sein d'Airbus, l'objectif est d'apporter une approche numérique et expérimentale permettant de répondre aux attentes industrielles et académiques définies précédemment.

Organisation du rapport de thèse

Le présent rapport de thèse est organisé en six chapitres principaux :

- Un premier chapitre dédié à l'état de l'art et la bibliographie dans lequel nous présenterons les travaux qui ont été menés sur les assemblages vissés et en particulier sur l'effet de la prétenison sur leur tenue mécanique. Ce chapitre introduit les généralités sur les assemblages vissés. Par la suite, un exposé des différents travaux bibliographiques visant à optimiser la tenue mécanique des assemblages vissés sera donné. La notion de la précontrainte est ensuite détaillé, puis son effet sur le

comportement en statique et en fatigue sera décrit sur la base des travaux décrits dans la littérature. La dernière section de ce chapitre concerne les modèles théoriques permettant de prédire la tenue d'assemblages sous sollicitations multiaxiales.

- Un deuxième chapitre aborde les modélisations numériques à base d'éléments finis qui ont été développées pour prédire le comportement global des assemblages vissés. Les différents modèles numériques seront présentés, mais on détaillera en particulier le modèle numérique de référence. On présentera les spécificités numériques implémentées pour les différentes configurations d'assemblages considérés. L'effet des paramètres de l'assemblage, qui sont censés interagir avec la précontrainte, sera ensuite traité pour comprendre leur influence sur la tenue de l'assemblage.
- Un troisième chapitre est consacré à l'approche générale considérée afin d'estimer la durée de vie des assemblages vissés. On y introduit le critère développé puis la méthodologie considérée pour tenir compte de l'effet du gradient de contrainte généré par la présence d'entaille sur la durabilité des structures mécaniques. Les résultats décrivant la performance des assemblages vissés sous précontraintes sont ensuite détaillés pour l'assemblage de référence.
- Un quatrième chapitre décrit la procédure expérimentale qui a été adoptée afin d'élucider l'effet de la prétension sur la tenue des assemblages vissés. On y présentera les éléments de l'assemblage, la performance statique et fatigue, mais aussi l'effet de certains paramètres tels que la disposition et le nombre de fixations, l'effet d'échelle, le mastic d'interposition, le matériau de la fixation. On conclura ce chapitre par des constatations expérimentales sur le suivi de la prétension pendant l'essai de fatigue, sur l'effet de la prétension sur la propagation de fissure et sur la durée de vie des assemblages composites.
- Un cinquième chapitre porte sur la comparaison numérique/expérimentale et la validation de l'approche numérique. Le premier volet de la validation expérimentale est lié à la vérification de la corrélation entre les résultats de la modélisation numérique et l'expérimentation sous chargement quasi statique. Le deuxième volet de la validation expérimentale est lié à la validation de la corrélation entre les résultats de la modélisation numérique et l'expérimentation sous chargement de type fatigue monotone. Une fois le modèle numérique validé, on s'attardera à la compréhension de l'effet de la précontrainte en prenant en compte tous les paramètres introduits précédemment et en exploitant le modèle numérique.

Une conclusion générale termine ce rapport et une perspective des travaux à l'issue de cette thèse sera présentée.

Chapitre 1 : Etat de l'art et bibliographie

Ce chapitre présente de façon concise les principaux travaux issus de la littérature et qui s'intéressent à l'effet de la prétenion dans les assemblages métalliques, principalement sous sollicitations de fatigue. Les principaux critères de fatigue multiaxiale y sont également présentés ainsi que les travaux adaptant ces critères aux assemblages boulonnés.

Plan du chapitre :

1.1.	Introduction.....	8
1.2.	Généralités	8
1.3.	Le type d'assemblages considérés : les éclissages aéronautiques.....	9
1.3.1.	Tenue statique des éclissages aéronautiques	10
1.3.2.	Tenue en fatigue des éclissages aéronautiques	12
1.4.	Optimisation de la tenue des éclissages aéronautiques.....	13
1.5.	Influence de la précharge sur les éclissages métalliques	16
1.5.1.	La précharge : généralités	16
1.5.2.	Le mode de serrage conventionnel : le serrage au couple	18
1.5.3.	Les modes de serrages alternatifs.....	19
1.5.4.	La précontrainte résiduelle après serrage	20
1.6.	Influence de la précharge sur un assemblage travaillant en matage/cisaillement	21
1.6.1.	Tenue en statique des assemblages préchargés	21
1.6.2.	Tenue en fatigue des assemblages préchargés	21
1.6.3.	Influence d'autres paramètres de l'assemblage	24
1.6.4.	Influence de la précharge sur les éclissages hybrides et composites	28
1.7.	Fatigue multiaxiale : application aux assemblages préchargés	29
1.7.1.	Les critères de fatigue multiaxiale	29
1.7.2.	L'effet du gradient de contraintes.....	37
1.7.3.	L'effet de fretting	38
1.8.	Bilan de l'étude bibliographique	39

1.1. Introduction

Ce chapitre a pour but de présenter l'ensemble des travaux qui ont été menés sur les assemblages vissés et en particulier sur l'effet de la pré-tension sur leur tenue mécanique. Il est structuré de la façon suivante : après une présentation de l'importance des assemblages boulonnés sur les structures d'avion (§1.1), on définit les éclissages aéronautiques qui font l'objet de notre étude, leur tenue en statique et leur tenue sous charges cycliques (§1.2). La section suivante se focalise alors sur les études permettant d'optimiser la tenue mécanique des assemblages, en fonction des paramètres géométriques, des matériaux et choix technologiques (§1.3). Par la suite, le principe de la pré-tension, objet principal de notre étude, est défini ainsi que les travaux traitant des effets de la pré-tension sur la tenue statique et sur la tenue en fatigue des éclissages (§1.5). La dernière section du chapitre concerne les modèles théoriques permettant de prédire la tenue d'assemblages sous sollicitations multiaxiales (§1.6).

1.2. Généralités

Dans les structures mécaniques, les ruptures par fatigue se produisent fréquemment au niveau des jonctions. En conséquence, le dimensionnement des assemblages a une importance considérable dans les structures soumises à des chargements cycliques.

Le choix d'une technique d'assemblage repose sur plusieurs critères tels que la résistance mécanique, la durabilité, le coût, l'environnement d'installation et l'accessibilité. Concernant l'industrie aéronautique, les assemblages vissés présentent plusieurs avantages dont la démontabilité (indispensable pour répondre aux exigences de réparation), la simplicité de mise en œuvre, le prix modéré... De plus, la comparaison de la performance des assemblages vissés et assemblages rivetés réalisée par Valtinat [Val1] démontre que les assemblages vissés présentent une meilleure performance sous chargement statiques et cycliques, ce qui explique leur large utilisation pour assembler les éléments structurels dans l'aéronautique (comme le montre la Figure 1. 1a).

Les assemblages vissés, dont la fonction principale est de transmettre les efforts entre les différents éléments d'une structure mécanique, rentrent dans la catégorie des assemblages démontables. Ils offrent de nombreux avantages: coût de revient modéré, facilité de mise en œuvre, démontabilité..., mais le principal inconvénient d'un point de vue résistance en fatigue est l'existence d'un champ de contraintes non homogène à proximité des trous de passage de la vis comme représenté dans la Figure 1. 1b. La concentration de contraintes introduite par la non linéarité géométrique causée par le perçage des trous dans la structure est un problème fondamental dans la conception des structures résistantes en fatigue et a fait l'objet de nombreuses études. Diverses complexités supplémentaires, du point de vue conception, peuvent être rencontrées selon la configuration de l'assemblage étudié et au vu de la diversité des assemblages vissés ; on peut citer notamment la flexion secondaire des assemblages à simple recouvrement, les phénomènes de fretting-fatigue (dits aussi fatigue de contact) lors de l'existence de pressions de contact importantes aux interfaces en mouvement relatif, l'utilisation de matériaux composites, ...

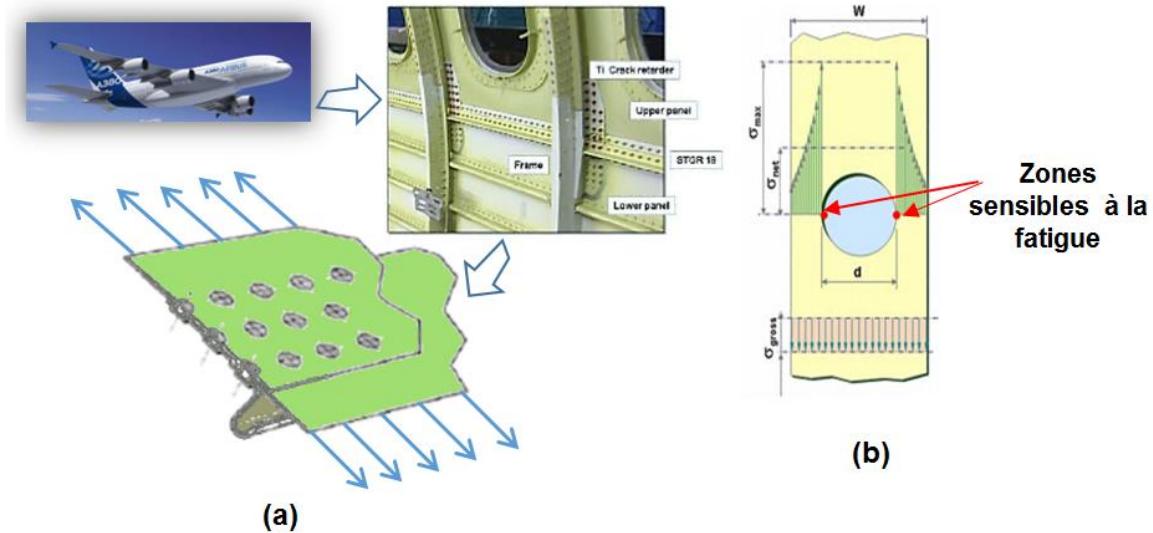


Figure 1.1 : (a) Localisation des éclissages dans un fuselage aéronautique (b) Concentration des contraintes à proximité d'un trou sollicité en traction uniaxiale (source Airbus)

Afin de réduire les cycles de développement, les coûts de fabrication et de mise en œuvre, plusieurs procédés technologiques peuvent être appliqués afin d'optimiser la tenue des assemblages vissés. Dans la littérature, plusieurs auteurs se sont intéressés à la résistance en fatigue des assemblages métalliques travaillant en simple cisaillement et un nombre assez conséquent de travaux, qu'ils soient de nature expérimentale, analytique ou numérique, traite des performances de ces assemblages. On note d'ailleurs que les études de modélisation numérique traitant des problématiques liées aux assemblages sont de plus en plus nombreuses car l'évolution importante des capacités de calcul permet depuis quelques années d'effectuer des analyses de plus en plus complexes permettant d'évaluer de manière très réaliste le comportement des assemblages et de prédire leur tenue. Cela permet également de réduire les risques technologiques, de réduire le nombre d'essais de manière significative, tout en permettant de concevoir des assemblages de plus en plus performants et légers.

1.3. Le type d'assemblages considérés : les éclissages aéronautiques

Un éclissage aéronautique est un assemblage par fixations boulonnées ou rivetées de plaques planes ou quasi-planes, de faible épaisseur, sollicité par des efforts situés dans le plan d'assemblage et par des moments normaux à ce plan [Gui1].

Le travail réalisé dans cette thèse concerne deux dispositions classiques d'éclissages aéronautiques boulonnés : les éclissages à simple cisaillement (dits aussi à simple recouvrement) (présentés dans la Figure 1.2a) et à double cisaillement (dits aussi à double recouvrement) (présentés dans la Figure 1.2b).

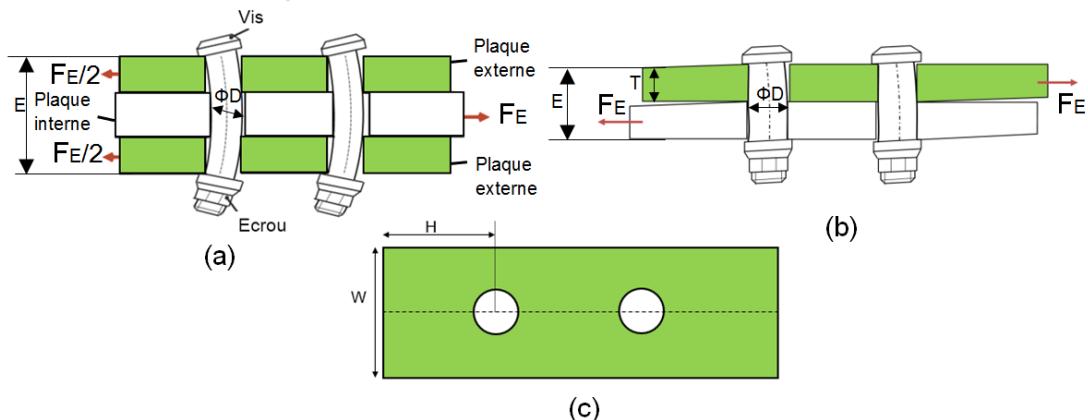


Figure 1.2: (a) Vue de coupe d'éclissage en double cisaillement (b) Vue de coupe d'éclissage en simple cisaillement (c) Vue de dessus d'éclissage en simple/double cisaillement

1.3.1. Tenue statique des éclissages aéronautiques

La Figure 1.3 présente la réponse d'un éclissage aéronautique soumis à un chargement externe F_E . Cinq étapes peuvent être décelées :

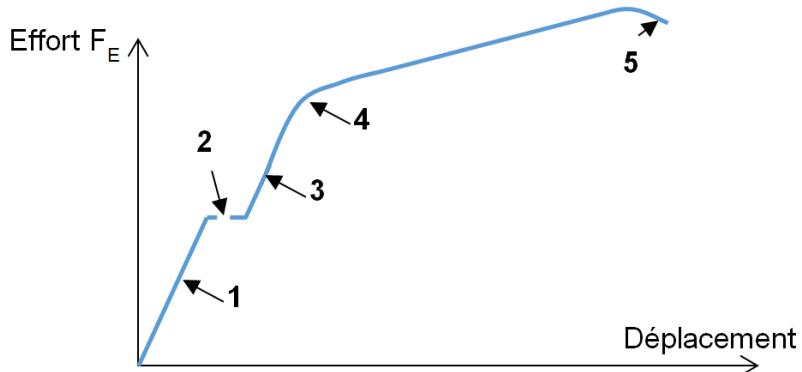


Figure 1.3 : Comportement en statique d'un éclissage

- Une phase d'adhérence (1) : sous faibles chargements, la totalité de l'effort externe est transférée par frottement au niveau des interfaces. On note une déformation élastique de l'assemblage.
- Une phase de glissement global (2) : le glissement signale le début de la phase de matage/cisaillement. Cette phase est identifiable par le changement de rigidité pour les assemblages montés avec un jeu radial nul ou négatif (montage en interférence). Pour les assemblages en double cisaillement, elle intervient en deux étapes correspondant aux glissements des deux interfaces.
- Une phase de matage élastique (3) : la phase de matage/cisaillement élastique où l'on transfère une partie de l'effort par cisaillement des fixations.
- Une phase de matage plastique (4) : signifiant la déformation irréversible des éléments de l'assemblage.

- Une phase finale d'endommagement (5) : signifiant la rupture statique de l'assemblage. Les distances aux bords régissent les modes de ruptures des assemblages à travers deux principaux paramètres :
 - Le rapport W/D entre la largeur de la plaque W et le diamètre du trou D , qui définit la section résistante à la traction.
 - Le rapport de la distance du centre du trou au bord libre de la plaque et du diamètre du trou : H/D qui définit la section résistante au cisaillement.

Les assemblages boulonnés étant souvent composés de plusieurs rangées de fixations, le calcul de transfert de charge est une étape primordiale permettant d'estimer les taux de charge appliqués à chaque rangée à partir de la notion de flexibilité. Différentes formules analytiques extraites de résultats expérimentaux ont été proposées dans la littérature pour estimer les flexibilités des fixations comme détaillé par Paroissien [Par3] et Alkatan et Al [Alk1][And1] (on peut citer par exemple les formules de Huth, Cope et Lacy, Cramer, Swift, Boeing, Niu...) et permettent l'estimation de la tenue statique d'un assemblage boulonné en comparant la rangée la plus chargée à l'effort à rupture à ne pas dépasser.

Si la charge à rupture est dépassée, plusieurs modes de rupture peuvent être distinguées sous chargement statique, comme présenté dans la Figure 1.4 :

- Au niveau des plaques assemblées : la rupture en section nette (net-tension failure) se traduit par une rupture de la plaque au niveau de la fixation perpendiculairement à la direction de chargement. La rupture due au matage se traduit plutôt par une rupture par cisaillement des plaques (shear-out failure) ou par une rupture par clivage et cisaillement combinés (cleavage /tension failure).
- Au niveau des fixations : la rupture peut aussi se produire au niveau de la fixation par cisaillement au plan de joint quand la valeur de la contrainte tangentielle du matériau du boulon atteint sa valeur maximale, ou par flexion sous la tête de la fixation.
- D'autres modes de ruines existent comme le passage de la tête fraîchée au travers des trous des tôles (pull through), ou le flambage des tôles devant la fixation.

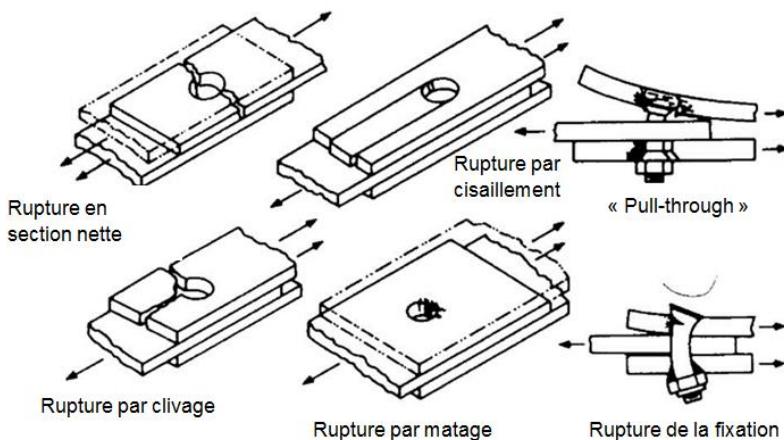


Figure 1.4 : Modes de rupture des éclissages boulonnés, adaptée de [Par3]

Enfin, en fonction du ratio T/D , T étant l'épaisseur de la plaque et D étant le diamètre de la fixation, on peut calculer les charges maximales pouvant être supportées par l'assemblage et par

la fixation et ainsi prédire le mode de rupture le plus probable par matage ou par cisaillement [Par3].

1.3.2. Tenue en fatigue des éclissages aéronautiques

L'endommagement par fatigue est un mécanisme se développant en 3 phases : (1) l'initiation de fissure, (2) la propagation stable de fissures et (3) la rupture de la structure. Ce schéma est le même pour les matériaux métalliques et les éléments structuraux. Cependant, ce phénomène devient plus complexe pour les assemblages structuraux dus aux différentes zones de contact mécanique entre les éléments composant l'assemblage. Dans la première phase d'initiation, l'endommagement de la microstructure du matériau résulte des cycles répétitifs de chargement extérieur et l'accumulation de cet endommagement forme un « crack » de type macroscopique. L'endommagement par cycle de chargement est plus important avec l'amplitude de la contrainte locale ou de la contrainte moyenne. Pour cette raison, l'initiation de fissures est souvent observée aux zones de concentration de contraintes ou de zones combinant des contraintes élevées avec une pression de contact (fretting) importante associée à un mouvement relatif des surfaces en contact. Dans la deuxième phase de propagation, la fissure s'étend par des incrément faibles (de l'ordre du micron au maximum) mais réguliers avec chaque cycle de chargement. On note que la trajectoire de propagation est normale à la direction de la tension cyclique. La dernière étape de cette phase de propagation correspond au cycle de chargement produisant une longueur de fissure juste en dessous de la longueur critique correspondant à la valeur instable. La 3^{ème} phase est caractérisée par une extension rapide et instable de la fissure et une rupture de la fixation ou des plaques assemblées.

Cinq modes de ruptures en liaison avec les zones d'initiation de fissures ont été recensés dans la littérature [Hah1]: la Figure 1. 5 schématise les 2 modes de ruptures des fixations et les trois modes de ruptures affectant les plaques :

- **Rupture en section nette (zone A)** : il s'agit du mode de rupture le plus souvent rencontré pour les assemblages travaillant principalement en matage-cisaillement et avec un montage radial sans ou avec faible interférence. Les zones de concentration de contrainte dans ce cas sont situées au niveau de la section nette au niveau de la surface de la plaque. Les fissures formées sont par la suite étendus suivant la direction normale au chargement et suivant la direction de l'épaisseur des plaques.
- **Rupture en section intermédiaire (zone B)** : rencontrées le plus souvent pour les assemblages avec une expansion à froid du trou ou précontraints, de fortes amplitudes de contraintes combinées à une présence de fretting important peuvent être situés aux localisations angulaires $20^\circ \leq \theta \leq 70^\circ$. Les fissures sont ensuite propagées suivant la direction normale au chargement extérieur.
- **Rupture en section courante (zone C)** : ce mode de rupture est rencontré pour les assemblages montés avec une très forte expansion ou une très forte prétension. La section où la fissure est initiée peut être située entre la tangente à la tête de la fixation jusqu'à un rayon de $2.r$. les fissures sont ensuite propagées suivant la direction normale au chargement et ont tendance à ne pas interagir avec les alésages adjacents.
- **Rupture sous tête ou dans les premiers filets en prise de la fixation (zone D)** : due à la concentration de contrainte, les fissures peuvent apparaître sous la tête de vis, se

propager de façon normale à l'axe de la fixation et produire la rupture de la fixation [Kep1].

- **Rupture du fût de la fixation (zone E) :** la flexion du fût de la fixation sous des chargements extérieurs peut former une fissure à la périphérie de la section travaillante du fût et se propager suivant la direction normale à l'axe de la fixation. Ce mode de rupture reste assez peu commun, car la rupture des plaques est souvent plus probable.

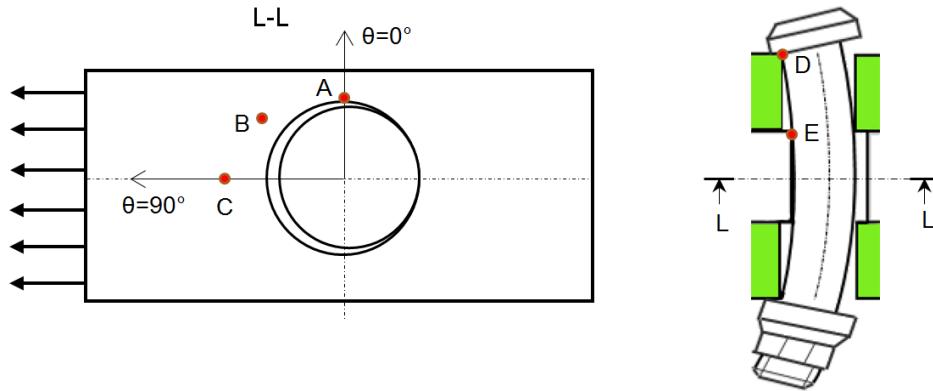


Figure 1.5 : Modes de rupture rencontrés en fatigue

On souligne que le mode de rupture est principalement dépendant des modes du transfert d'effort, de l'application de procédés technologiques préalables et de la fatigue par fretting.

On peut distinguer les travaux effectués visant à évaluer et à optimiser la tenue des assemblages vissés suivant trois critères, en fonction du type de paramètres d'assemblages considérés. Le paragraphe suivant détaille les différentes possibilités d'optimisation issues de la littérature.

1.4. Optimisation de la tenue des éclissages aéronautiques

On observe que les avancements majeurs des dernières années ou décennies dans le secteur de l'aéronautique civile sont focalisés sur la réduction du poids des avions civils et des coûts globaux, améliorant simultanément l'efficacité, la fiabilité et la performance. L'optimisation de l'assemblage structurel rentre en particulier dans cette catégorie car le coût de production d'aéro-structure représente une part importante du coût de production total d'un avion civil, comme souligné par Munroe et Al [Mun1].

L'un des soucis majeurs des industriels aéronautiques consiste à optimiser la durée de vie en fatigue des pièces et ainsi la performance de durabilité. Ce sous-chapitre est dédié à la compréhension des différents paramètres permettant une amélioration potentielle de la tenue des éclissages aéronautiques.

1.4.1. Les paramètres de conception géométrique

Les paramètres géométriques de l'assemblage tel que la distance des fixations aux bords, l'espacement entre fixations, le nombre et type de fixation ont fait l'objet de nombreuses études. En effet, une définition géométrique correcte de l'assemblage est requise pour garantir sa tenue mécanique, en particulier lorsque celui-ci est soumis à des chargements cycliques. La maîtrise de la conception géométrique est encore plus importante pour les assemblages travaillant en simple cisaillement, d'après Schjive et Al [Sch1]. Ils considèrent que, sous l'effet de leur

excentricité par rapport au chemin de chargement, ces assemblages sont soumis à des contraintes de flexion secondaire qu'il convient de minimiser pour ne pas altérer leur résistance.

Dans ce cadre, les premières études expérimentales dirigées par Russel et Al [Her1] et Hartman et Al [Har1] ont montré que, indépendamment de la géométrie de la tête des fixations, augmenter la distance entre les rangées de fixations améliorait la tenue en fatigue des assemblages. D'autres études expérimentales ultérieures, telles que celles réalisées par Muller et al [Mul1] puis Skorupa et Al [Sko1], indiquent la même tendance, avec un bénéfice plus marqué pour les assemblages présentant une épaisseur faible. Les auteurs de ces différentes études associent le bénéfice de durabilité observé à la réduction des effets néfastes de la flexion secondaire pour les assemblages à simple recouvrement. Cette hypothèse a été ultérieurement validée grâce à la théorie analytique dite de la ligne neutre, qui a été développée par Schjive et Al [Sch1]. Cette théorie démontre qu'augmenter les distances entre fixations réduit la contrainte de flexion secondaire induite par l'excentricité de l'assemblage. D'un point de vue industriel, même si l'amélioration de la durée de vie des assemblages obtenue en augmentant la distance entre les rangées de fixations peut sembler au premier abord intéressant, son application s'avère contraignante à mettre, en œuvre car la masse supplémentaire générée par une telle modification peut être conséquente. La valeur couramment utilisée se situe alors autour de 2D pour les assemblages métalliques.

De nombreux travaux se sont intéressés à l'étude de l'influence du nombre de rangées de fixations sur la tenue fatigue des assemblages vissés. On peut citer les études de Russel et Al [Her1], Smith et Al [Smi1] puis Skorupa et Al [Sko1]. Toutes ces études indiquent que la résistance en fatigue de l'assemblage est améliorée lorsque le nombre de rangées de fixations augmente. Cette amélioration peut être directement liée au taux de transfert d'effort dont la magnitude diminue avec l'augmentation du nombre de rangées, permettant ainsi une réduction de la charge transférée sur les rangées les plus critiques. Néanmoins, une limite de cette amélioration semble s'établir autour d'un nombre de 3 rangées. L'étude menée par Swift [Sko1] sur des assemblages à simple recouvrement démontre que le taux de transfert de charge peut encore diminuer si le nombre de rangées est supérieur à 3, mais la flexion secondaire générée par ce nombre de rangées agit sensiblement dans le sens inverse, ce qui a tendance à limiter la résistance en fatigue par rapport à celle obtenue avec un assemblage à 3 rangées de fixations. Cette constatation a été confirmée par des analyses numériques réalisées par Aktas et Al [Akt1] dans le cas des assemblages purement métalliques, Ekh et Al [Ekh1] dans le cas des assemblages hybrides (métallique/composite) et Ireman [Ire1] dans le cas des assemblages composites.

Différentes formes de têtes de fixations filetées peuvent être rencontrées dans l'industrie aéronautique. On cite, par exemple, les formes de tête protubérante et fraisée (utilisée pour des exigences aérodynamiques). L'influence de la forme de la tête des fixations a été traitée dans les travaux de Muller et Al [Mul1], qui démontrent que la tenue de l'assemblage est indépendante de la forme de la tête de fixation considérée pour les chargements faibles en fatigue. Cependant, pour des chargements relativement élevés, qui donnent lieu à des durées de vie inférieures à 10^5 cycles, les fixations avec une tête protubérante sont préférables car elles sont plus résistantes à la fatigue. Ces résultats ont été confirmés par Oldersma et HartSmith [Old1].

L'effet de la distance aux bords des pièces assemblées a été traité dans différents travaux dont ceux de Schijve [Sch2] et Niu [Niu1]. Son influence sur la résistance en fatigue est faible. La

distance minimale devant être spécifiée par la tenue statique de l'assemblage, elle est généralement fixée à $2D$ où D est le diamètre nominal de la fixation.

Enfin, la distance optimale entre les fixations d'une même rangée a été déterminée dans divers travaux expérimentaux. On peut citer, par exemple, les travaux de Hartman et Al [Har1] et Vlieger [Vli1]. Le ratio de cette distance par rapport au diamètre des fixations est déterminé principalement en se basant sur un critère de tenue statique. Il a été néanmoins démontré que ce ratio peut être compris entre 2,5 et 3,75 pour garantir les exigences d'une tenue statique et en fatigue maximale.

1.4.2. Les paramètres matériaux

Les matériaux des plaques assemblés et des fixations utilisées peuvent avoir un effet non négligeable sur la tenue des assemblages travaillant en cisaillement. Dans ce cadre, on peut citer quelques études expérimentales relativement anciennes [Har1][Mul1] qui ont été réalisées pour étudier l'effet du matériau de la fixation (en testant différentes nuances d'alliages d'Aluminium) sur la tenue en fatigue des assemblages rivetés. Les auteurs ont noté que la nuance de l'aluminium utilisée affectait de façon assez faible la tenue en fatigue des assemblages considérés et que l'impact était directement dépendant de la force de rivetage appliquée.

Concernant le matériau des plaques assemblées, on s'intéresse dans ce travail de thèse aux alliages d'Aluminium communément utilisés dans les fuselages aéronautiques : ici, les alliages 2024-T3 et 7075-T6. Ces deux matériaux sont protégés par une couche de pure Aluminium dans le cas de l'alliage 2024 et d'une couche d'AlC1%Zn pour l'alliage 7075 ainsi qu'une couche de revêtement pour une protection contre la corrosion [Sch2]. En général, l'alliage 2024-T3 est légèrement supérieur en tenue en fatigue que l'alliage 7075-T6 (suivant [Har2]; [Sch2]; [Har1]), mais sa tenue statique est légèrement inférieure. Les tests réalisés par Schijve et Al [Sch2] ont démontré que la durée de vie en propagation peut être jusqu'à 40% supérieure si le matériau est chargé dans la direction du roulage comparé au chargement transversal. Cependant, aucune différence de durabilité relative à la direction de chargement n'a été constatée dans le cas des assemblages boulonnés [Har1]. On note également que la durée de vie en propagation de fissure est insensible aux effets environnementaux pour le 2024-T3, contrairement à l'alliage 7075-T6, selon Feeney et Al [Fee1]. Ces résultats ont été confirmés par Schmidt et Al [Sch3] qui, en plus d'étudier l'effet environnemental (3.5%NaCl), ont étudié l'effet de la simulation de vol sur le ratio de propagation de fissure de l'alliage 2024, en particulier l'effet de circulation au sol et vol de croisière et de décollage, et vol de croisière et atterrissage. Un comportement identique a été observé pour toutes les configurations : en laboratoire, en environnement sévère et en essai de simulation de vol. De plus, ce travail a permis de démontrer que l'influence de la faible température (-50°C) sur les assemblages composés d'alliages 2024T3 peut être négligée, la raison étant que la propagation de fissure est moins rapide sous faible température [Sch2].

Enfin, le travail réalisé par Schijve [Sch2] pointe la dispersion relativement importante des résultats de fatigue pouvant être observée sur les assemblages dont les plaques sont composées de l'alliage 2024-T3 issus de 5 fabricants différents, mais avec la même composition chimique et les mêmes caractéristiques mécaniques. Une bande de dispersion de l'ordre de 2 a été observée en fatigue.

1.4.3. Les paramètres liés au processus d'obtention et de préparation des assemblages

Afin d'améliorer la résistance à la fatigue de ces assemblages, plusieurs solutions technologiques peuvent être proposées : un montage à ajustement négatif entre le fût du boulon et l'alésage des trous de passage (interférence ou frettage) [Dup1] [Cre1], l'expansion à froid du trou de passage dans les pièces [Dup1] [Yon1], l'installation d'une prétraction importante [Sha1][Cha1][Min1]. Dans les trois cas, l'état de contraintes au voisinage du trou est modifié avec l'introduction de contraintes de compression permettant d'améliorer la tenue en fatigue. Cet effet est notamment obtenu en diminuant la pression hydrostatique des points situés dans la zone comprimée. Plusieurs études expérimentales et numériques traitant de la distribution des contraintes dans l'assemblage, suite à l'application de l'une de ces trois techniques, ont été réalisées.

Des articles récents traitent de l'amélioration de la tenue en fatigue des assemblages en fonction de l'interférence, de l'expansion et/ou de la précontrainte appliquée aussi bien pour les assemblages à simple recouvrement que pour les assemblages à double recouvrement [Cha1][Dup1][Lam1]. Les études proposées, qu'elles soient expérimentales ou analytiques/numériques [Dup1] montrent une amélioration significative de la durée de vie en fatigue dans le cas des interférences avec un optimum situé autour de 1 à 2% pour la valeur de l'interférence. Cependant, l'utilisation de ces techniques reste largement basée sur des constatations expérimentales et sur le trajet de chargement rigide. Par ailleurs, l'amélioration de la durée de vie constatée est souvent qualitativement reliée au champ de contraintes de traction résiduelles à proximité du trou qui permet de réduire l'amplitude de contraintes cycliques [Dup1].

Une étude comparative conduite par Lam [Lam1] sur le comportement en fatigue de trous fissurés en exploitant soit des goupilles montées avec interférence, soit avec expansion à froid, montre que pour un ratio de chargement R ($R = F_{Emin}/F_{Emax}$) faible et une faible fissure de départ, l'interférence n'est pas aussi efficace que l'expansion à froid pour prolonger la durée de vie. Par contre, l'interférence est moins sensible au ratio R et à la dimension initiale de la fissure. Il devient plus efficace que l'expansion à froid pour des valeurs importantes du ratio R et de la dimension initiale de la fissure.

Plus récemment, des travaux expérimentaux menés par Chakherlou [Cha2] sur l'étude de la phase de propagation de fissures en fatigue, ont mis en évidence que, sous certaines conditions de chargement, le frettage contribue à l'augmentation de la durée de vie de la liaison en retardant de manière significative la propagation des fissures.

Dans ce travail de thèse, on est particulièrement intéressé par l'effet de la prétraction, dont la définition et les caractéristiques sont détaillées dans la section suivante.

1.5. Influence de la précharge sur les éclissages métalliques

1.5.1. La précharge : généralités

La précharge d'un assemblage vissé est communément introduite via des moyens de serrage conventionnels, comme le serrage au couple via une clé dynamométrique, par exemple. Cette opération introduit des contraintes de tension (et de torsion lors du serrage au couple) dans la vis et des contraintes de compression dans les plaques assemblées. La Figure 1. 6 représente un assemblage vissé avant et après serrage ainsi que la modélisation simplifiée des raideurs des

différents éléments dans le domaine élastique, F_0 étant la précharge appliquée et Lc l'épaisseur des pièces serrées.

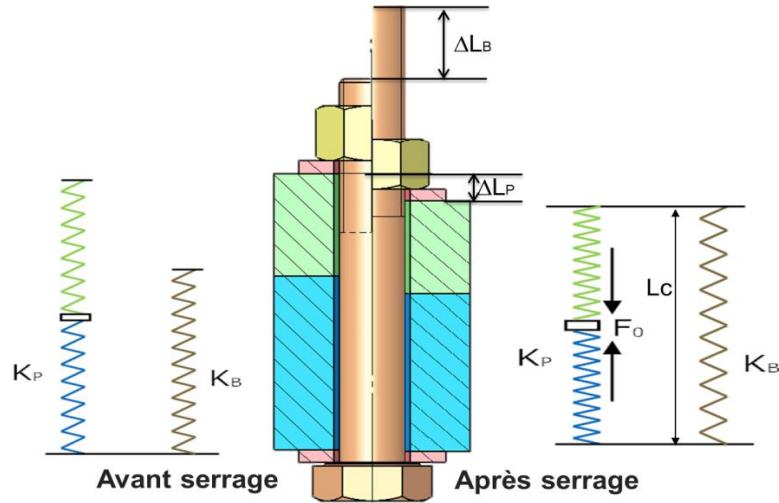


Figure 1.6 : Assemblage vissé simplifié

On note que le déplacement équivalent résultant de cette opération donne l'équation (1.1) suivante (étant donné un boulon de raideur K_B et des plaques assemblées de raideur K_P) :

$$F_0 = K_B \Delta L_B = K_P \Delta L_P \quad (1.1)$$

Les déplacements résultants sont donc reliés à la précharge par le biais des rigidités respectives des éléments composant l'assemblage.

La Figure 1.7 indique le cône de compression, suite à l'application d'une prétension, qui traduit les contraintes de compression axiales dans les plaques et de tension dans la fixation.

L'opération de serrage consiste donc à la génération et au maintien d'une énergie potentielle au sein de l'assemblage.

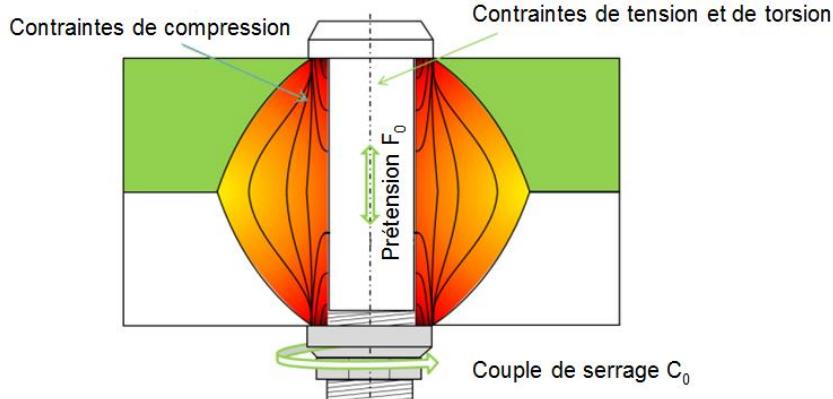


Figure 1.7 : Cône de compression suite à l'application de la prétension

D'un point de vue industriel, la précharge permet d'améliorer les conditions d'étanchéité entre les pièces assemblées, ce qui est particulièrement recherché dans le domaine des structures aéronautiques. Elle permet également de minimiser le risque de séparation des pièces, d'améliorer l'intégrité de l'assemblage et de diminuer le risque de corrosion.

De plus et c'est l'objet de notre étude, la mise en place d'une précharge permet d'avoir des gains de durée de vie importants. Ces gains sont par ailleurs augmentés si la prétension est combinée avec un procédé d'interférence ou d'expansion (amélioration non cumulative). Par ailleurs, dans les assemblages à simple recouvrement, l'effet défavorable de la flexion secondaire sur l'intégrité de l'assemblage est réduit par l'application d'une prétension comme mentionné par Schijve [Sch1].

Le choix d'un niveau de prétension est donc primordial pour la tenue mécanique de l'assemblage (que ce soit sous chargements statiques ou en fatigue). Il peut également intervenir de manière importante lorsque d'autres modes de ruptures sont présupposés. En effet, une prétension importante peut rendre le matériau de la fixation plus anodique et, ainsi, plus actif dans un environnement corrosif [Bic1], assurant une protection des matériaux autour de la zone de corrosion. Cependant, une précontrainte excessive peut aussi nuire au comportement de l'assemblage en augmentant le risque de corrosion sous contrainte. De la même manière, une précontrainte insuffisante peut permettre des fuites de matériaux corrosifs. Enfin, le risque de dévissage est réduit en choisissant un niveau de précontrainte suffisant permettant de réduire le risque de glissement tangentiel sous chargement externe [Din1].

La mise en place d'une prétension représente une solution de réparation alternative aux modes de réparation actuelle (notamment la mise en interférence ou l'expansion à froid pour étendre la durée de vie de l'assemblage).

Enfin, le serrage à la tension peut faciliter l'automatisation, permettant de réduire le temps de cycle et le temps de fabrication [Hor3][Hor1].

1.5.2. Le mode de serrage conventionnel : le serrage au couple

Le serrage au couple est le processus de serrage le plus utilisé pour instaurer une prétension permettant d'assembler plusieurs éléments. Malgré les avantages qu'il présente, les spécifications de couple peuvent être peu fiables à cause des fortes incertitudes sur la valeur de la prétension réellement développée, sachant que cette dernière représente un des paramètres fondamentaux de la tenue d'un assemblage mécanique sous des chargements mécaniques. En réalité, il peut y avoir jusqu'à 200 facteurs directs ou indirects affectant la relation couple tension [Sho1]. Cette relation « couple-tension » est affectée de façon significative par les matériaux utilisés, la géométrie de l'assemblage, les finitions de surfaces, la lubrification et le traitement de surface, les traitements thermiques, les types de filetages, les vitesses de serrage et de répétabilité... En particulier, le frottement aux interfaces fixation/plaques et au niveau des filets joue un rôle prépondérant dans la définition de la relation entre tension et couple et permet d'expliquer l'incertitude générée sur la tension par l'application d'un couple donné.

Considérant un coefficient de frottement moyen μ qui prend en compte le coefficient de frottement entre filets μ_t et sous tête (et sous écrou) μ_n , la Figure 1.8 présente schématiquement la relation typique entre le couple de serrage et la valeur de prétension générée, considérant l'incertitude inhérente sur le coefficient de frottement μ .

La conception des assemblages vissés est conventionnée basée sur la prétension en tant que facteur principal affectant la tenue des assemblages vissés. Les procédures de dimensionnement comme VDI2230 ou MSFC-STD-486B définissent les contraintes maximales pouvant transiter par l'assemblage en fonction de la précontrainte nominale et de son incertitude en relation avec

le moyen de serrage. Pour le cas du serrage au couple, une variation de la précontrainte de l'ordre de 30% peut être atteinte [Bic1].

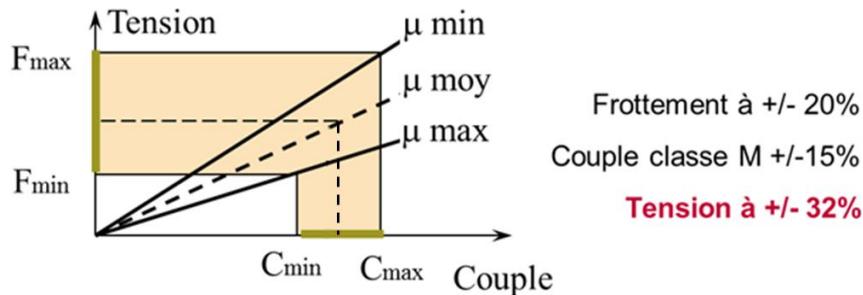


Figure 1.8 : Relation couple tension

La relation analytique permettant d'obtenir l'effort de serrage pour un couple donné est proposée dans la littérature en fonction des coefficients de frottement aux interfaces et des caractéristiques géométriques du filetage et de l'assemblage (équation (1.2)) [Bic1].

$$C_0 = F_0 \left(\frac{p}{2\pi} + \frac{\mu_t r_t}{\cos \beta} + \mu_n r_n \right) \quad (1.2)$$

Avec :

C_0 : le couple appliqué à la fixation.

F_0 : la prétension induite par le couple C_0 .

p : le pas des filets.

μ_t : le coefficient de frottement entre les filets de la vis et de l'écrou.

r_t : le rayon de contact effectif du filetage.

β : le demi-angle des filets.

μ_n : le coefficient de contact sous tête ou sous écrou.

r_n : le rayon de contact effectif entre la tête ou l'écrou et la plaque.

De nombreux ouvrages [Bic1, Kul1, Sho1] décrivent en détail les problématiques inhérentes aux fixations filetées. Cependant, il est à souligner que les écrous aéronautiques sont de manière générale auto-freinés : une déformation plastique de la partie supérieure de l'écrou est appliquée en 2, 3 ou 4 points de l'écrou (voir Figure 1.9) pour former une forme elliptique afin de garantir les fonctions de desserrage et d'imperdabilité en service. Cette fonction ajoute une dispersion supplémentaire sur la relation couple tension.

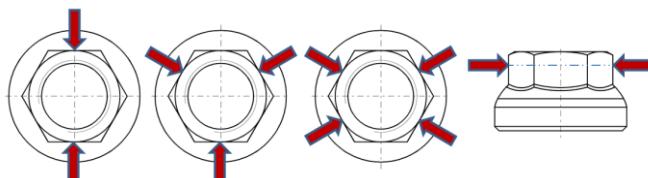


Figure 1.9 : Procédure de la génération du couple d'autofreinage (source Airbus)

1.5.3. Les modes de serrages alternatifs

Des modes de serrage alternatifs ont été développés pour réduire la dispersion résultant du serrage au couple. Parmi les plus classiques et les plus utilisés, on peut noter :

- Le serrage à l'angle qui correspond à l'application d'un pré couple puis l'application d'un angle précis permettant de générer une élongation contrôlée de la fixation, synonyme de pré-tension précise. Cette technique permet de limiter sensiblement l'influence du coefficient de frottement, mais nécessite d'une part, la maîtrise de la phase d'accostage et, d'autre part, une connaissance précise des raideurs des différents composants de l'assemblage.
- Le serrage à la limite élastique ou le serrage dans le domaine plastique qui est caractérisé par la détection de la rupture de pente entre la partie linéaire du comportement élastique et le comportement plastique lors du serrage permettant ainsi un meilleur contrôle de la pré-tension finale. Cette technique conduit à une pré-tension proche de celle correspondant à la limite élastique et devient dangereuse lorsque l'assemblage est fortement sollicité en fonctionnement.

Il existe aussi d'autres moyens permettant de serrer (et de suivre) à un niveau de pré-tension précis. Une liste non exhaustive est donnée ci-dessous :

- Serrage à l'angle [Bic1].
- Serrage à la limite élastique [Bic1].
- Serrage dans le domaine plastique [Bic1].
- Techniques de tensionneur hydraulique ou mécanique [Bic1].
- Serrage itératif.
- Méthodes basées sur le monitoring de la pression de contact [Mar1].
- Méthodes basées sur le monitoring de l'allongement de la fixation [Sav1] [Bic1].
- Méthodes ultrasonores [Bic1] [Sav1].
- Méthodes à indication directe de tension [Bic1] [Sav1].
- Méthodes optiques [Nas1] [Hua1].
- Méthodes basées sur des alliages à mémoire de forme [Par2].

Toutes ces techniques, développées dans le but de permettre un serrage maîtrisé des fixations, présentent des avantages et des inconvénients, avec pour certaines des limitations incompatibles avec les contraintes industrielles (solutions nécessitant une augmentation significative de la masse ou du coût), par exemple. Dans le cadre de cette thèse, on a retenu les techniques de serrage itératif, les techniques de monitoring de la pression de contact et les méthodes ultrasonores.

1.5.4. La précontrainte résiduelle après serrage

Après l'application d'un niveau de précontrainte donné pour les assemblages métalliques, on peut noter qu'une première relaxation apparaît dans les dix premières secondes après le serrage. Le taux de la relaxation est en relation directe avec la valeur de la précontrainte initiale. On note une relaxation plus importante si la fixation est serrée dans le domaine plastique. Néanmoins, on constate que la relaxation est moins importante si la vitesse de serrage augmente [Bic1].

La relaxation peut aussi être affectée par le phénomène d'interactions élastiques qui résulte de la modification de la valeur de pré-tension résultant d'un groupe de fixations. La relaxation à court terme peut résulter du serrage au-delà de la limite élastique des pièces serrées qui vont alors fluer et entraîner une relaxation de la précontrainte, suite à la réduction de la longueur de

la fixation [Bic1]. En général, comme mentionné par Sedlacek et Al [Sed1], la perte de prétension peut être due au dévissage spontané, à la relaxation de l'assemblage, à une faible prétension générée lors de l'installation, au fluage, à l'utilisation de revêtements non adaptés et à la plastification de la fixation au niveau des premiers filets engagés. En cas d'application d'efforts externes, la perte de prétension peut être aussi liée à l'effet de la relaxation des plaques dues aux chargements de traction et à l'effet poisson y résultant, surtout si les plaques assemblées présentent une épaisseur relativement importante par rapport au diamètre [Cha3].

1.6. Influence de la précharge sur un assemblage travaillant en matage/cisaillement

La section suivante s'attache à l'étude de la force de serrage axiale sur la tenue mécanique des écissages aéronautiques. Il est à noter que la plupart des travaux réalisés étudient l'effet de la précontrainte via le couple de serrage, donc une précaution particulière doit y être accordée au vu de ce qui a été détaillé auparavant sur la dispersion couple-tension.

1.6.1. Tenue en statique des assemblages préchargés

L'étude réalisée par Foreman et Al [For1] démontre qu'un serrage maîtrisé des fixations conduit à une légère amélioration de la résistance statique des assemblages métalliques en simple et en double cisaillement, qu'ils soient composés d'une ou de plusieurs fixations. Les auteurs notent aussi que le seuil de glissement augmente pour une précontrainte maîtrisée.

Les travaux expérimentaux réalisés par Dang-Hoang [Dan2], indiquent qu'indépendamment du nombre de fixations choisies, le couple de serrage (et, par conséquent, le niveau de prétension appliqué) n'a que peu d'effet sur la valeur d'effort élastique et un effet négligeable sur la valeur d'effort à rupture d'assemblages métalliques travaillant en simple cisaillement.

Les travaux réalisés par Chessa et Al [Che1] indiquent que la même tendance est observée pour des assemblages métalliques en simple cisaillement, avec un effet de prétension quasi négligeable sur les efforts à rupture de l'assemblage.

Les résultats obtenus par ces différents travaux s'expliquent par le fait que l'effort appliqué augmente bien au-delà de l'effort correspondant au glissement relatif des pièces assemblées ce qui rend la partie de l'effort transmis par adhérence relativement faible avec un impact limité sur l'effort de rupture.

1.6.2. Tenue en fatigue des assemblages préchargés

On connaît aujourd'hui l'intérêt de précharger fortement les fixations de manière à augmenter leur durée de vie en fatigue [Sha1][Cha1][Min1]. Or, pour réaliser un calcul en fatigue pertinent, il faut d'abord maîtriser l'effort transmis par la fixation critique ainsi que la distribution des contraintes dans l'assemblage. On peut d'ailleurs noter que dans le calcul des assemblages aéronautiques, on justifie le fait que l'on néglige l'effet de la précontrainte installée, car celle-ci reste souvent faible. De plus, la présence de mastic diminue le coefficient de frottement aux interfaces ce qui atténue davantage cet effet.

Plusieurs auteurs ont pu démontrer que l'introduction d'une précharge suffisamment élevée dans les boulons permettait d'obtenir des gains considérables en fatigue. Pour les assemblages

travaillant en cisaillement, ceci s'explique par la transmission partielle d'effort par frottement au niveau des plaques. On obtient ainsi un mode de transfert d'effort mixte : au niveau d'une liaison constituée d'un seul boulon monté avec jeu, une partie de l'effort est transmise par frottement et le reste est transmis par cisaillement du fût de la vis. Plusieurs auteurs se sont intéressés à cette répartition dont Paletti et Al [Pal1], qui détermine à travers une méthode analytique l'effort transmis par chacun des deux mécanismes. La validation de cette méthode permet de connaître le mécanisme prédominant et indique que pour des chargements faibles (cas de chargements cycliques), une grande partie, si ce n'est tout l'effort extérieur, est transmise par frottement (Figure 1. 10).

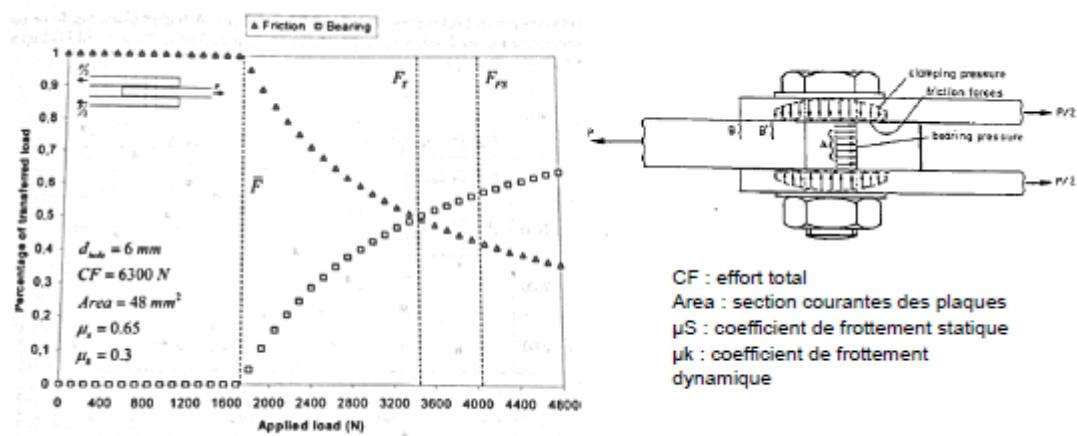


Figure 1. 10 : Répartition de l'effort transféré entre frottement et matage-cisaillement pour un chargement de 6300N [Pal1]

Deux modes de rupture ont été principalement rencontrés, que ce soit au niveau des tests de laboratoire ou en pratique. Ils permettent de dissocier les assemblages vissés selon le mode de transfert d'effort prédominant [Pal1]. Le premier mode se caractérise par une rupture à proximité du bord de trou et se propage suivant la section nette de l'éprouvette. Le deuxième mode de rupture se situe à une certaine distance du bord de trou et se propage suivant la section courante (la Figure 1. 11 montre un exemple de ce type de rupture [Hah1]).

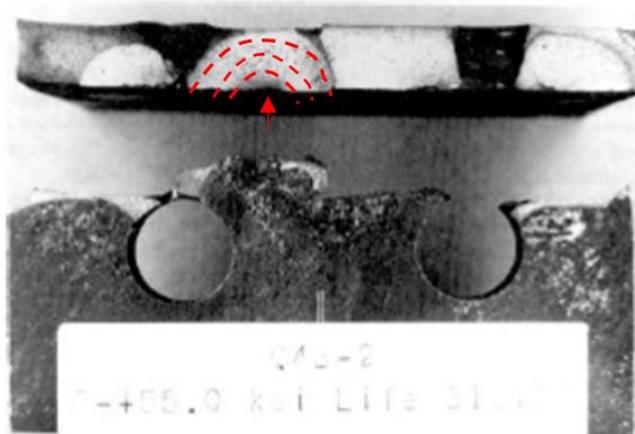


Figure 1. 11 : Rupture en section courante due à l'application d'une précharge importante [Hah1]

La compréhension et la caractérisation du comportement mécanique de ces assemblages sont une étape fondamentale dans la phase de la conception et d'analyse. Dans cette optique, plusieurs auteurs ont étudié et décrit la performance de ces assemblages sous chargement statique et dynamique.

Les travaux les plus anciens sont, pour la plupart, des travaux expérimentaux. La première synthèse importante a été réalisée en 1946 par Tate et Al [Tat1] qui ont mesuré sur des éprouvettes représentatives des assemblages d'aéronautiques la répartition des charges et la flexibilité apparente des fixations à partir d'un simple chargement de tension. Un an plus tard, les travaux de Vogt [Vog1] sont présentés et proposent une méthode analytique permettant de calculer la répartition des efforts entre les différentes rangées de boulons d'un assemblage. Quelques années plus tard, Barrios [Bar1] publie un article qui fait le point sur les travaux qui ont été réalisés précédemment et propose une méthode de calcul analytique simple qui prend en compte les principaux paramètres définissant une fixation. Huth [Hut1] montre en 1986 que la flexibilité se modifie au cours des cycles successifs de chargement et propose une formule qui prend en compte cette évolution. Plus récemment, un modèle analytique pour le calcul de la flexibilité des assemblages travaillant en transfert mixte de charge est proposé par Alkatan et Al [Alk1] à partir de deux simulations (ou de deux mesures) de l'assemblage en adhérence puis en matage cisaillement pur. Ce modèle de calcul est généralisé par Andriamampianina et Al [And1] pour le cas d'un assemblage multi-boulonné.

L'évolution des outils de calcul et des capacités informatiques (par le biais du développement du calcul parallèle entre autres) a permis de mener des études par éléments finis (EF) 3D prenant en compte le frottement global entre pièces, la précontrainte ou/et le jeu radial (pour modéliser l'ajustement des fixations). En effet, les outils de calcul actuels (Abaqus, par exemple) mettent à disposition de l'ingénieur un certain nombre de fonctions optimisées. Ils modélisent avec une bonne précision le contact hybride, la précontrainte avec également différents éléments de maillage admettant la prise en compte de plusieurs phénomènes couplés ou découplés.

En ce qui concerne les modèles numériques, Pratt et Al [Pra1] ont établi une liste de paramètres importants à identifier pour une caractérisation numérique d'assemblage à travers une série extensive de tests numériques. Chung [Chu1] propose une étude EF mettant en évidence les trois modes de rupture statique de l'assemblage en fonction des paramètres de conception de celui-ci. McCarthy et Al [Mcc1], [Mcc2] ont développé des modèles numériques 3D en étudiant plus particulièrement l'influence du jeu radial sur la répartition des contraintes dans des assemblages composites en simple ou en double cisaillement. Geoffrey et Al [Geo1] analysent l'influence du jeu en prenant en compte le frottement au niveau du contact cylindrique. D'autres modèles éléments finis ont été également développés, notamment par Ekh et Al, pour des matériaux composites [Ekh1].

L'étude réalisée par Shankar [Sha1] démontre que pour un même chargement externe, l'allure de l'évolution de la durée de vie en fonction de la précontrainte peut être décomposée en trois phases : une première phase où pour des efforts de précontrainte relativement faibles, on constate une durée de vie quasi constante, puis une évolution assez importante pour des niveaux de précontrainte moyenne et enfin à nouveau une stagnation pour des niveaux de précontrainte élevés.

Des études récentes ont été menées sur l'évolution de précontrainte dans un assemblage travaillant en matage-cisaillement. Jaglinski et Al [Jag1] ont étudié l'influence du gradient de

température sur la perte de précontrainte et ont montré que les courbes de perte de précharge avaient une allure plus complexe qu'une courbe de relaxation ou de fluage typique.

Enfin, plusieurs travaux ont été consacrés à l'analyse de l'effet de la précontrainte en fonction de paramètres caractérisant l'assemblage tels que l'interférence, l'expansion à froid, l'échelle ou la présence du mastic d'interposition. Ces études sont résumées dans le paragraphe suivant.

1.6.3. Influence d'autres paramètres de l'assemblage

1.6.3.1. Effet du mastic d'interposition

Une première étude a été menée par Kiddle [Kid1] afin d'élucider l'effet du mastic d'interposition sur la performance en fatigue des assemblages vissés. L'auteur a testé deux configurations d'assemblages métalliques en alliage d'aluminium RR59 en double cisaillement, de géométries « sensiblement » proches, l'une avec mastic d'interposition et l'autre sans mastic d'interposition. Les résultats d'essais ont indiqué qu'une distinction de la performance doit être faite suivant l'effort externe appliqué. En effet, pour des efforts externes élevés, l'assemblage sans mastic produit des durabilités largement supérieures à celui avec mastic. Au contraire, pour des efforts externes faibles, la tendance observée s'inverse et on remarque que l'assemblage avec mastic produit des durées de vie supérieures à celui sans mastic. L'exploitation de cette étude semble néanmoins difficile à réaliser au vu de la différence des deux configurations d'assemblages testés, non seulement à cause des différences géométriques (rapport diamètre sur largeur...), mais également à cause des différences de prétension appliquée, des traitements de surfaces, ...

D'autres études plus récentes ont étudié l'effet de l'interface. L'influence du mastic d'interposition a été étudiée par Boni et Al [Bon1] et montre que sans mastic d'interposition, la durabilité des assemblages est bien meilleure en partie grâce au coefficient de frottement élevé. L'analyse des cycles d'hystéresis, à précontrainte équivalente, indique que le coefficient de frottement peut être estimé entre 0,15 et 0,98, respectivement pour les assemblages avec et sans mastic d'interposition (le matériau considéré étant l'alliage d'aluminium 7075-T73). Ces mêmes auteurs ont mis en évidence un changement de mode de rupture en fonction de la présence ou non du mastic d'interposition (Figure 1. 12). Une analyse numérique a été également réalisée et indique que la distribution des contraintes est largement affectée par le coefficient de frottement aux interfaces, notamment en agissant sur les amplitudes des contraintes mécaniques dans la direction longitudinale. Enfin, cette étude rejoint les conclusions préalablement établies par Shankar [Sha1] qui démontre que la durabilité des assemblages sans mastic est supérieure.

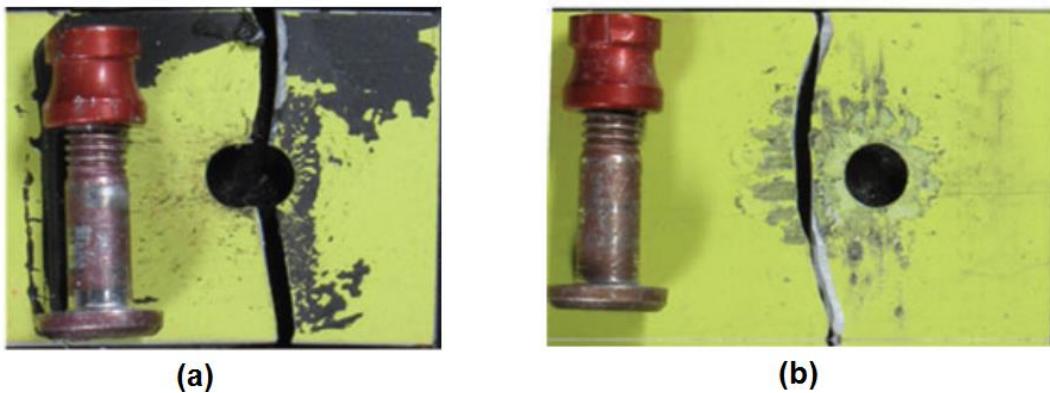


Figure 1. 12 : Modes de rupture en fonction de la présence (a) ou de la non présence (b) du mastic d'interposition [Bon1]

1.6.3.2. Effet de l'ajustement radial en présence de serrage axial

Le montage par interférence permet d'installer une pression radiale entre les fixations et les pièces assemblées. Les contraintes bidimensionnelles et élastiques générées à l'issue de cette opération peuvent être calculées en utilisant les équations développées dans la théorie des parois cylindriques épaisses, développée par Lamé et généralisée par Timoshenko. L'application d'une force axiale de serrage à un assemblage monté avec interférence peut sensiblement modifier l'état de contrainte initial et ainsi affecter de manière considérable la durée de vie de l'assemblage.

Paredes et Al [Par1] analysent l'influence de l'interférence sur la perte de tension des assemblages aéronautiques. Oskouei et Al [Osk1] ont montré que la précharge évolue au cours du chargement statique. Elle diminue, dans un premier temps, par effet de relaxation des plaques imposé par le chargement longitudinal et l'effet de poisson, puis elle augmente, dans un second temps, de par la déformation importante du boulon en flexion. La Figure 1. 13 présente cette évolution pour un assemblage symétrique en double cisaillement à iso-précharge et à un taux d'interférence de 1,5%.

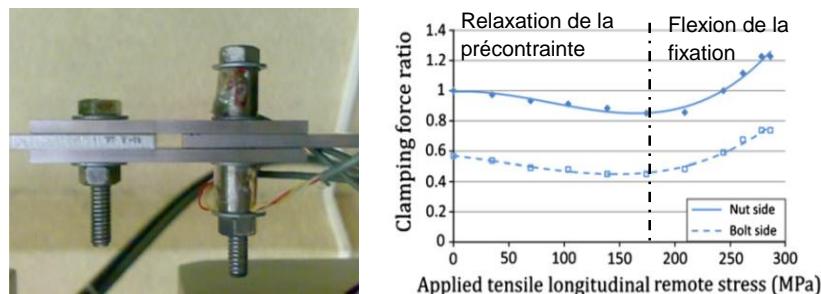


Figure 1. 13 : Evolution de la précharge lors d'un chargement quasi-statique [Osk1]

1.6.3.3. Effet de l'expansion à froid en présence de serrage axial

Concernant le procédé d'expansion à froid, le gain de fatigue est obtenu en générant des contraintes de compression résiduelles autour de l'alésage. Les contraintes compressives dans la

direction tangentielle sont créées à l'issue de l'expansion radiale du matériau provoquée par le passage d'un outillage dont le diamètre est plus grand que le diamètre initial de l'alésage. Dans les alliages métalliques, un taux d'expansion de 2 à 3 % semble suffisant pour obtenir un gain significatif de durabilité [Sch2]. Deux méthodes d'expansion sont principalement utilisées dans l'industrie aéronautique : la technique dite de split-sleeve et la technique dite de split-mandrel. Un nombre de travaux significatifs aussi bien expérimentaux que théoriques a été dédié à la compréhension de l'expansion à froid et à la prédiction de la durée de vie de ces assemblages ([Cha3][Zha1]).

1.6.3.4. Effet du matériau de la fixation

Quelques études expérimentales ont été réalisées pour étudier l'influence de la nuance d'Aluminium utilisée pour la fixation sur la tenue fatigue des assemblages rivetés. Dans ce cadre, on peut citer les études de Hartman [Har1] et de Muller [Mul1]. Les auteurs ont noté que la nuance de l'aluminium utilisée affectait de façon assez faible la tenue en fatigue des assemblages considérés et que l'impact était directement dépendant de la force de rivetage appliquée.

Néanmoins, très peu d'études ou de données exploitables traitant de l'effet du matériau de la fixation sur la tenue des éclissages aéronautiques ont été publiées. Ce manque dans la littérature a motivé l'étude de cet effet de rigidité dans ce travail de thèse, d'une part, pour essayer de comprendre et de quantifier les phénomènes physiques liés à la rigidité de la fixation, d'autre part, pour essayer d'esquisser le potentiel d'optimisation lié à la modification des matériaux des fixations.

1.6.3.5. Effet d'échelle

La durée de vie des assemblages géométriquement similaires peut être influencée par les effets d'échelle. En effet, des dimensions d'éprouvettes plus larges peuvent mener à :

- Une augmentation possible des zones critiques en fatigue : la variabilité métallurgique jouant un rôle fondamental dans la tenue en fatigue des matériaux, élargir les dimensions de l'éprouvette augmente le volume du matériau soumis au chargement cyclique et, par conséquent, la probabilité de rencontrer une condition métallurgique moins favorable. La possibilité de rencontrer un grain orienté de manière favorable au glissement plastique, une inclusion ou une particule étrangère, est plus importante ce qui a tendance à réduire la durabilité de la pièce.
- Une potentielle diminution de l'effet du gradient de contrainte et une flexion secondaire plus importante [Mil1][Har2].
- Une augmentation des zones de contact conduisant à un effet de fretting plus dommageable à la durée de vie.

L'effet d'échelle a été étudié par Hartman et Al [Har2] en considérant trois assemblages en simple cisaillement avec un ratio entre toutes les dimensions de 1, 1,66 et 2,66, impliquant une même sévérité liée au facteur de flexion secondaire. Les essais expérimentaux ont montré une différence négligeable sur la résistance en fatigue des assemblages considérés, même si un effet de fretting plus notable a été observé dans le cas des assemblages de dimensions importantes.

1.6.3.6. Effet du ratio diamètre/épaisseur

Concernant les assemblages travaillant en double cisaillement, Minguez et Vogwell [Min1] ont démontré qu'augmenter le rapport T/D tend à diminuer la résistance de l'assemblage, à iso-contrainte nette et à iso-précontrainte. De manière générale, on considère une épaisseur de plaques plus importante lorsque l'assemblage doit transférer des efforts plus importants. Dans ce cas, des fixations de diamètre plus grand sont utilisées. L'étude réalisée par Hartman et Al [Har2], dans le cadre des assemblages en simple cisaillement, démontre qu'augmenter le rapport T/D tend à diminuer la durée de vie des assemblages considérés, surtout à des niveaux d'efforts externes importants. La même tendance a été observée pour l'étude de Skorupa et Al [Sko2], avec une différence plus importante pour les faibles efforts externes. De la même manière, la compilation ESDU1979 démontre un effet similaire du ratio T/D sur la résistance en fatigue des assemblages. L'étude numérique réalisée sur les assemblages à simple cisaillement par Fung démontre la même tendance avec un phénomène plus prononcé pour les fixations à tête protubérante. Cet effet peut être attribué à la flexion secondaire qui est plus néfaste pour des épaisseurs de plaques importantes à cause d'une plus grande excentricité de l'assemblage.

Minguez et Vogwell [Min1], Chakherlou et Al [Cha1] montrent également que la durée de vie en fatigue des assemblages à transfert mixte de charge soumis à un chargement constant de rapport $R=\sigma_{\min}/\sigma_{\max}=0$ augmente fortement lorsque la précontrainte augmente. L'évolution de la durée de vie, en fonction de la précharge, augmente et tend vers une asymptote horizontale. La précontrainte appliquée peut alors être limitée par la résistance de l'association vis-écrou et par les pressions de matage admissibles sous tête.

A l'inverse, d'autres auteurs dont Wagle et Al [Wag1] montrent à travers des mesures ultrasonores de la pression de contact à l'interface que le phénomène de fretting devient conséquent pour les forts couples de serrage et tend à diminuer la durée de vie. La précharge appliquée aurait ainsi une valeur optimale pour une durée de vie maximale. Enfin, certaines études se sont intéressées à l'évolution du coefficient de frottement et ont montré qu'il s'agit d'un paramètre prédéterminant pour les tendances observées. Certains travaux comme ceux menés par Starikov [Sta1], dans le cadre du chargement sous spectre (programme type FALSTAFF), ou de Crevoisier et Al [Cre1], dans le cadre des assemblages hybrides en double cisaillement (plaques centrales en composite et plaques externes en aluminium), ont montré une augmentation nette du coefficient de frottement global au fur et à mesure du cycle de chargement (Figure 1. 14).

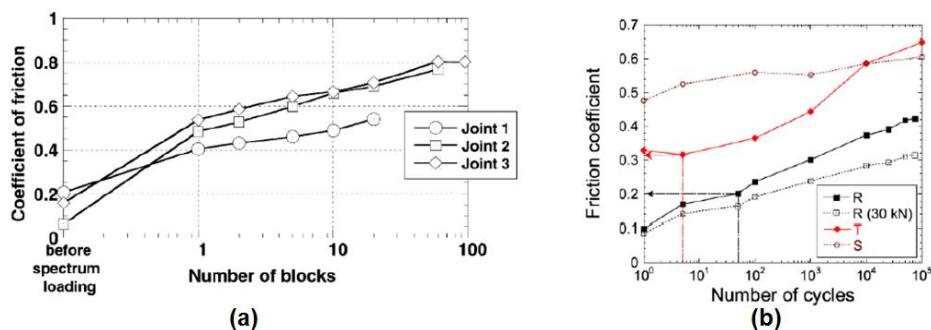


Figure 1. 14 : (a) Evolution du coefficient de frottement dans un assemblage métallique [Sta1] (b) et un assemblage métallique composite [Cre1]

1.6.4. Influence de la précharge sur les éclissages hybrides et composites

Les mêmes modes de rupture rencontrés dans les assemblages métalliques peuvent être retrouvés dans les assemblages composites.

Okutan [Oku1] a démontré que le mode de rupture est modifié en fonction des valeurs géométriques W/D et H/D , W étant la largeur de l'éprouvette, H étant la distance du centre du trou au bord libre de la plaque et D étant le diamètre de la fixation (voir Figure 1. 2). Pour des valeurs faibles de ces deux ratios, le mode de rupture observé est une rupture en section nette ou shear-out. Pour des valeurs élevées, on tend vers des modes de rupture en matage, qui sont préférables dans le cas des assemblages hybrides car cette rupture présente l'avantage d'être progressive et graduelle. Ces résultats ont été confirmés par Sen et Al. [Sen1] qui ont observé la même tendance en terme de modes de rupture et qui montre également que la résistance au matage des assemblages composites composés d'une seule fixation est améliorée en augmentant les ratios W/D et H/D . les travaux de Aktas et Al [Akt1] et Pakdil et Al [Pak1] ont aussi indiqué une dépendance des modes de rupture aux paramètres géométriques de l'assemblage. D'autre part, les travaux réalisés par Li et Al [Li1] ont conclu que le mode de rupture en statique et en dynamique est aussi affecté par la vitesse à laquelle le chargement extérieur est appliqué.

Concernant la mise en place d'une précontrainte dans l'assemblage, Khashaba et Al [Kha1] ont étudié l'influence du couple de serrage sur la tenue mécanique d'assemblages composites et ont démontré une nette augmentation de la valeur de la contrainte à la rupture et de la pente de la courbe effort-déplacement en fonction du couple de serrage appliqué. Le mode de rupture est, quant à lui, resté inchangé. Girard et Al [Gir1] ainsi que Park et Al [Par2] indiquent également la même tendance, mais avec un mode de rupture plus progressif (et donc préférable) pour les assemblages suffisamment serrés, mais aussi une suppression de la délamination et des fissures inter laminaires. Ces résultats ont été confirmés par Pakdil et Al [Pak1] qui ont démontré également un effet bénéfique du couple de serrage sur la tenue statique des assemblages composites. A l'inverse, le travail numérique réalisé par Stocchi et Al [Sto1] établit que l'effet du couple de serrage est limité et conduit à une amélioration peu significative de la tenue mécanique de l'assemblage. Néanmoins, la tendance globale est que la précontrainte a un effet globalement positif sur la tenue statique des assemblages composites. Ces résultats montrent qu'il est donc nécessaire d'identifier et de sélectionner la précharge optimale pour une tenue maximale de l'assemblage, mais aussi pour augmenter le taux de transfert d'effort par frottement aux interfaces et réduire l'occurrence de modes de rupture par délaminaison. Cependant, dans les structures composites à résine polymère, le taux de relaxation de précontrainte est plus important que pour les assemblages métalliques dus au comportement viscoélastique de la résine [Tho1]. Les effets viscoélastiques sont prédominants dans la direction de l'épaisseur et peuvent être aggravés par les paramètres environnementaux tels que la température et l'humidité relative. Le fluage de la résine peut être aussi affecté par l'épaisseur des produits intercalaires. Les travaux de Horn et Schmitt [Hor2] démontrent que la quantification de cette relaxation semble directement liée au type de matériau composite constituant l'assemblage, à la précontrainte initialement installée, à l'épaisseur de l'assemblage ou aux contraintes environnementales. Néanmoins, La cinétique observée de la relaxation est la même : la plus forte relaxation apparaît dans les premières minutes pour se stabiliser et tendre vers une asymptote comme le démontre la Figure 1. 15, tirée des travaux de Gibson et Al [Gib1].

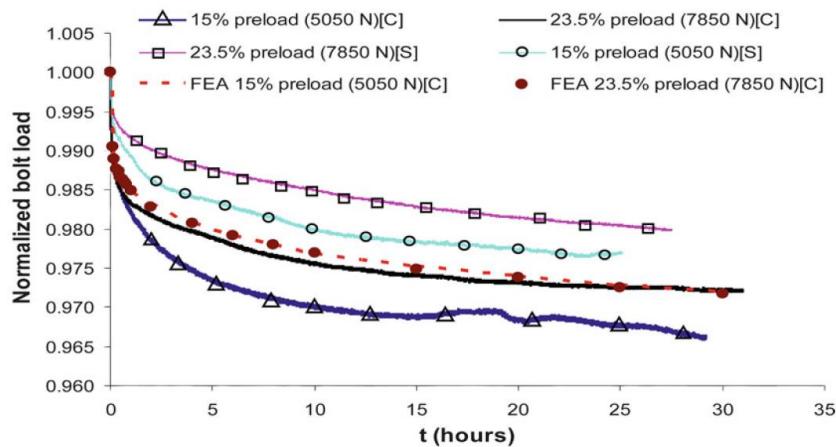


Figure 1.15 : Allure de la relaxation pour assemblages métalliques (notés S) et assemblages composites (notés C) [Gib1]

Concernant les assemblages hybrides, Le travail numérique réalisé par Liu et Al [Liu1] démontre que sous sollicitations statiques, l'effet de la prétension sur les assemblages hybrides (composite/Titan) travaillant en simple cisaillement est bénéfique jusqu'à un niveau optimal de prétension. Au-delà de ce niveau, la tenue mécanique de l'assemblage est réduite. La même constatation a été émise concernant l'effet de l'interférence radiale. L'analyse des distributions des zones et des pressions de contact indique que la maîtrise de la valeur d'interférence et de la précontrainte améliore les conditions de contact entre la fixation et l'alésage. On renforce également la tenue mécanique de l'assemblage en retardant les fissures de fibres autour de l'alésage. La relaxation de la précontrainte a également été constatée pour les assemblages hybrides, en règle générale, mais à des niveaux moins élevés que pour les assemblages tout composites. Sous haute température, le différentiel entre les coefficients d'expansion thermique des matériaux assemblés affecte de façon significative la relaxation totale de la précontrainte.

1.7. Fatigue multiaxiale : application aux assemblages préchargés

1.7.1. Les critères de fatigue multiaxiale

La durée de vie d'une structure mécanique soumise à un chargement cyclique peut être décomposée en trois phases distinctes : une première phase d'amorçage de microfissures, une deuxième phase de développement de microfissures en macrofissures et, enfin, une troisième phase de propagation de ces macrofissures jusqu'à rupture de la structure. On souligne que le facteur principal de la période d'initiation est le coefficient de concentration de contraintes K_T , tandis que le facteur de ténacité K_{IC} régit les lois de propagation de fissures. La représentation graphique est généralement donnée par les courbes de Wöhler pour décrire le comportement en fatigue de ce type d'assemblage (Figure 1.16). En effet, cette courbe définit la relation entre la contrainte appliquée σ (ou S) en fonction du nombre de cycles à la rupture N_R . En pratique, la courbe de Wöhler est généralement donnée pour une probabilité de rupture $P=50\%$.

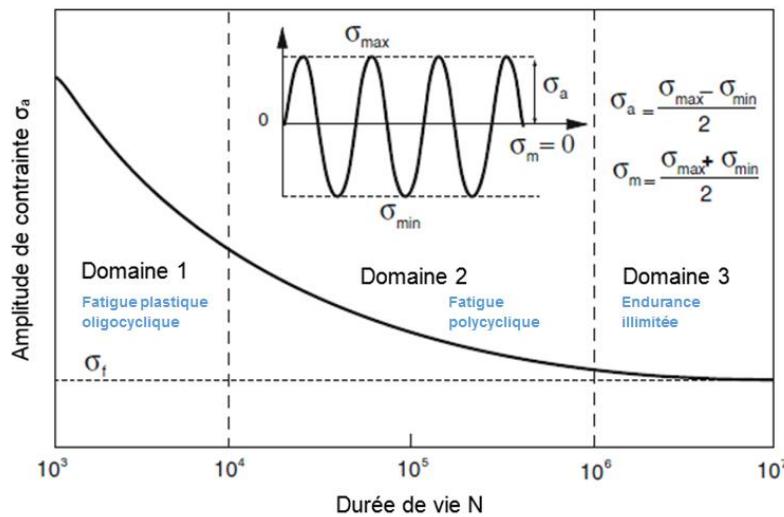


Figure 1.16 : Représentation graphique des cycles de chargement et des courbes de Wöhler

Sur cette courbe, on distingue trois domaines de fatigue en terme de contrainte macroscopique : le domaine de fatigue plastique oligocyclique qui est caractérisée par un chargement cyclique introduisant des déformations plastiques importantes et impliquant une rupture à faible nombre de cycles (En fatigue oligocyclique, la structure est macroscopiquement élasto-plastique). Le deuxième domaine est le domaine de la fatigue polycyclique en endurance limitée qui se caractérise par un plus grand nombre de cycles et des chargements qui n'imposent pas de plastification (ou de manière très légère pour créer une plasticité confinée ou adaptée). Le seuil entre ces deux domaines est généralement défini à 10^4 cycles, pour les matériaux métalliques. Le troisième domaine est le domaine d'endurance illimité (appelée aussi zone de sécurité) qui correspond aux contraintes inférieures à la limite de fatigue. En deçà de cette valeur, notée σ_f , il n'y a jamais de rupture par fatigue quel que soit le nombre de cycles appliqué. On note que cette limite peut ne pas exister ou être mal définie pour certains matériaux (acières à haute résistance, métaux non ferreux). Dans ce cas, on introduit la notion de limite d'endurance qui est égale à l'amplitude de contrainte pour laquelle il est constaté 50% de rupture après un nombre fini N de cycles, et ce pour une contrainte moyenne σ_m donnée.

On s'intéresse dans notre étude aux phénomènes de fatigue polycyclique en endurance limitée avec des durées de vie situées entre 10^4 et 10^6 cycles. Le chargement extérieur est quant à lui considéré de type signal périodique sinusoïdal d'amplitude constante.

Sur les assemblages étudiés, la mise en place de la précharge entraîne des contraintes normales de compression qui viennent se combiner aux contraintes de traction longitudinale imposées par le chargement extérieur, ce qui implique une distribution triaxiale des contraintes. Afin de traiter ce problème d'un point de vue théorique, divers critères de fatigue multiaxiale sont à disposition de l'ingénieur dans la littérature [Sus2]. Dans la plupart des critères couramment utilisés, on retrouve deux grandeurs caractéristiques de l'état de contraintes :

- La contrainte de cisaillement alternée, et plus précisément son amplitude (la contrainte tangentielle moyenne influe peu sur la limite de fatigue).
- La pression hydrostatique (favorable à la durabilité lorsqu'elle est de compression).

Le formalisme initial des modèles de prévision basés sur le concept de plan critique est décrit dans le chapitre 2 où l'on rappelle les principales variables et grandeurs utilisées. Le modèle multiaxial utilisé y est également explicité. Seules quelques généralités seront décrites dans la suite de ce chapitre.

Les critères de prédition de durée de vie peuvent être classés en trois catégories : en premier lieu ceux qui sont basés sur le calcul des contraintes macroscopiques sur un plan critique, ensuite ceux basés sur le calcul des déformations plastiques équivalentes et enfin ceux basés sur les critères énergétiques. La liste des critères développés dans la littérature est très longue et aucun d'entre eux ne peut être appliqué avec satisfaction de façon universelle. Les critères les plus utilisés dans le cas des assemblages sont les critères à plan critique. On rappellera dans cette section le formalisme théorique des critères classiques puis d'une manière plus détaillée quatre critères qui font référence : le critère de Crossland [Cro1], le critère de Papadopolous [Pap1] adapté à l'endurance limitée en 2001, le critère de Dang Van [Dan1] ainsi que le critère de Susmel et Petrone [Sus1] développé en 2003.

De nombreuses études ont été consacrées au développement des critères de fatigue multiaxiale. Ces critères sont développés à l'origine pour estimer si un cycle de contrainte multiaxial se trouve en deçà ou non de la limite d'endurance du matériau. Aujourd'hui, ceux-ci sont étendus au domaine de la fatigue à durée de vie limitée. Les critères basés sur l'approche empirique sont issus de résultats expérimentaux obtenus généralement pour un type de sollicitation multiaxiale bien déterminé. Ils modélisent, ainsi, de façon précise le domaine limite de fatigue associé à des sollicitations multiaxiales particulières pour le (ou les) matériau(x) testé(s). Cependant, ils sont restreints aux modes de sollicitations pour lesquels ils ont été élaborés [Sus2]. Dans cette approche, il s'agit de calculer une contrainte équivalente que l'on compare ensuite à la traction uniaxiale.

Critère de Gough et Pollard :

A partir d'un grand nombre d'essais en flexion-torsion alternée, Gough et Pollard [Sus1] proposent deux relations empiriques pour exprimer cette contrainte équivalente, qui s'écrivent :

- Pour les matériaux ductiles,

$$\sigma_{eq} = \left(\frac{\sigma_a^f}{\sigma_{-1}^f} \right)^2 + \left(\frac{\tau_a}{\tau_{-1}} \right)^2 \quad (1.3)$$

- Pour les matériaux fragiles,

$$\sigma_{eq} = \left(\frac{\tau_a}{\tau_{-1}} \right)^2 + \left(\frac{\sigma_{-1}^f}{\tau_{-1}} - 1 \right) \left(\frac{\sigma_a^f}{\sigma_{-1}^f} \right)^2 + \left(2 - \frac{\sigma_{-1}^f}{\tau_{-1}} \right) \left(\frac{\sigma_a^f}{\sigma_{-1}^f} \right) \quad (1.4)$$

Dans ces deux relations, σ_a^f est l'amplitude de la contrainte de flexion, σ_{-1}^f la limite d'endurance en flexion alternée symétrique, τ_a est l'amplitude de la contrainte de cisaillement (torsion) et τ_{-1} est la limite d'endurance en torsion symétrique.

Critères de Lee :

Lee [Lee1] a proposé une formulation empirique issue des essais de flexion-torsion hors phase. Il a introduit un exposant α , dépendant du déphasage ϕ entre deux sollicitations, défini par : $\alpha=2(1+\beta\sin\phi)$, avec β une constante liée au matériau.

La contrainte équivalente est donnée par la relation suivante :

$$\sigma_{eq} = \sigma_a^f \left(1 + \left(\frac{\sigma_{-1}^f \cdot K}{2\tau_{-1}} \right)^\alpha \right)^{\frac{1}{\alpha}} \quad (1.5)$$

Avec $K = 2 \frac{\tau_a}{\sigma_a^f}$, où τ_a et σ_a^f sont respectivement l'amplitude de contrainte en torsion-flexion.

Lee a modifié son critère pour prendre en compte l'influence de la contrainte de la flexion moyenne σ_m^f [Lee2]. Le critère devient alors :

$$\sigma_{eq} = \sigma_a^f \left(1 + \left(\frac{\sigma_{-1}^f \cdot K}{2\tau_{-1}} \right)^\alpha \right)^{\frac{1}{\alpha}} (1 - \left(\frac{\sigma_m^f}{\sigma_u} \right)^n)^{-1} \quad (1.6)$$

Où σ_u est la contrainte ultime du matériau.

Les critères basés sur l'approche plan critique admettent que l'endommagement de la matière est localisé sur un plan dit critique qui dépend du cycle multiaxial considéré et du matériau. Le critère permet de rechercher ce plan et de déterminer son endommagement propre. Cette démarche apparaît logique quand l'hypothèse de départ qui admet l'unicité du plan est vérifiée. Cependant, dans le cas des contraintes non proportionnelles, les sollicitations appliquées à la structure font qu'il existe parfois plusieurs plans critiques [Web1]. Cela montre que les critères de type plan critique ne sont pas toujours adaptés aux cycles de contraintes dont les directions principales varient dans le temps.

Critère de McDiarmid :

Le critère de *McDiarmid* [Web1] suppose que le plan critique est défini comme celui où l'amplitude de la contrainte de cisaillement τ_a est maximale. Le critère de *McDiarmid* s'écrit :

$$\tau_a + \alpha\sigma_{max} \leq \beta \quad (1.7)$$

Les deux constantes α et β sont identifiées à partir des limites d'endurance expérimentales sur éprouvettes lisses en traction alternée symétrique σ_u et en torsion τ_D alternées symétriques et s'écrivent : $\alpha = \frac{\tau_D}{2\sigma_u}$, $\beta = \tau_D$.

Critère de Smith-Watson-Topper (SWT) :

Le critère de *Smith-Watson-Topper (SWT)* est un paramètre basé sur les courbes de *Manson-Coffin* dont l'amplitude de déformation totale est calculée comme suit [Rad1] :

$$\varepsilon_a = \frac{\dot{\sigma}_f}{E} (2Ni)^b + \dot{\varepsilon}_f (2Ni)^c \quad (1.8)$$

Où ε_a est l'amplitude de déformation, $\dot{\sigma}_f$ est le coefficient de tenue en fatigue, Ni est le nombre de cycles à l'amorçage de fissure, $\dot{\varepsilon}_f$ est le coefficient de ductilité à la fatigue, b est l'exposant de déformation de fatigue et c est l'exposant de ductilité en fatigue.

L'équation (1.8) a été modifiée par Smith et al [Rad1] pour introduire l'effet de la contrainte normale maximale $\sigma_{max} = \frac{\dot{\sigma}_f}{E} (2Ni)^b$ dans le plan critique. Le paramètre SWT s'écrit alors :

$$SWT = \sigma_{max} \varepsilon_a = \frac{(\dot{\sigma}_f)^2}{E} (2Ni)^{2b} + \dot{\sigma}_f \dot{\varepsilon}_f (2Ni)^{b+c} \quad (1.9)$$

Ce modèle est surtout préconisé pour des modes I de fissuration, i.e. dans le cas où la propagation de fissure est induite par la contrainte de traction normale au plan de fissure.

Critère de Fatemi-Socie :

Dans le cas où les fissures s'initient dans le plan où l'amplitude de la déformation de cisaillement est maximale, *Fatemi et Socie* [Rad1] ont proposé la relation suivante :

$$FS = \frac{\dot{\tau}_f}{2G} (2Ni)^b + \dot{\gamma}_f (2Ni)^c \quad (1.10)$$

Les paramètres $\dot{\tau}_f$, $\dot{\gamma}_f$, b et c sont des paramètres du matériau à identifier à partir d'essais de torsion cyclique.

Les critères basés sur l'approche globale font intervenir des grandeurs telles que les invariants des tenseurs de contraintes ou de leurs déviateurs. Ces quantités représentent ainsi la contribution de l'ensemble des contraintes sous forme d'un scalaire.

Critère de Sines :

Le critère de *Sines* [Sin1] dans sa première version a été exprimé en fonction des contraintes octaédriques normale et tangentielle. Le critère présenté ici est la seconde version exprimée en fonction des invariants du tenseur des contraintes et de son déviateur :

$$\sqrt{J_{2,a}} + \alpha \sigma_{H,moy} \leq \beta \quad (1.11)$$

Où $\sqrt{J_{2,a}}$ est le second invariant du déviateur des contraintes, $\sigma_{H,moy}$ est la contrainte hydrostatique moyenne, k et λ sont des paramètres de matériaux obtenus par essais de fatigue en flexion simple et en torsion simple. Ainsi, les constantes α et β s'écrivent :

$$\alpha = 2 \frac{\tau_{-1}}{2\sigma_0} - \frac{1}{\sqrt{3}}, \quad \beta = \tau_{-1}$$

σ_0 et τ_{-1} représentent respectivement les limites d'endurance en traction et en torsion. Le critère est valide pour $\beta > 0$, c'est-à-dire lorsque la condition : $\frac{\tau_{-1}}{2\sigma_0} > \frac{1}{2\sqrt{3}}$ est vérifiée.

Critère de Crossland :

Ce critère a été élaboré suite à une campagne d'essais qui a mis en évidence l'importance de la pression hydrostatique pour le phénomène de fatigue [Cro1]. Un des paramètres du critère est

alors la contrainte hydrostatique maximale $\sigma_{H,max}$. Le critère fait aussi appel à l'amplitude du second invariant du tenseur déviateur des contraintes $J_{2,a}$.

La formulation du critère est donnée ci-dessous [Cro1] :

$$\sqrt{J_{2,a}} + \alpha \sigma_{Hmax} \leq \delta \quad (1.12)$$

Où $\sqrt{J_{2,a}}$ est l'amplitude du deuxième invariant du tenseur des contraintes et σ_{Hmax} la contrainte hydrostatique maximale au cours du cycle. Les constantes α et δ sont identifiées à partir de limites de fatigue expérimentales.

Critère de Papadopoulos :

Le critère défini par Papadopoulos [Pap1] repose sur le concept du plan critique et s'exprime, lui aussi, comme une relation d'inégalité séparant le domaine sûr de celui non sûr. Il fait intervenir comme pour le critère de Crossland, la pression hydrostatique maximale σ_{Hmax} et l'amplitude de la scission généralisée T_a , mais à présent associée à un plan critique. Ce plan critique est défini par l'auteur comme étant celui sur lequel l'amplitude de T_a atteint sa valeur maximum. La condition d'endurance est donc exprimée par l'équation (1.13) :

$$\max T_a + \alpha_\alpha \sigma_{Hmax} \leq \delta_\alpha \quad (1.13)$$

Où α_α et δ_α sont deux paramètres liés au matériau. L'application du critère impose donc la recherche d'un plan critique sur lequel l'amplitude des contraintes tangentielles alternées est maximale. Les deux paramètres α_α et δ_α sont par la suite déterminées à partir des limites de fatigue en torsion et en flexion purement alternées (τ_{-1} , f_{-1}). Les études indiquent que l'identification peut se faire moyennant deux autres limites de fatigue (par exemple des limites de fatigue en traction pour $R=-1$ et $R=0$) mais que cette identification n'inclut aucun effet de gradient de contrainte. Il suppose par la suite que le lieu géométrique de toute durée de vie finie peut être représenté par une surface similaire à celle pour une durée de vie infinie. Finalement, l'auteur établit sa courbe de Wöhler multiaxiale en utilisant l'équation (1.13) et en choisissant une loi de puissance en fonction de nombre de cycles pour la courbe de Wöhler en torsion purement alternée, comme l'indique l'équation (1.14).

$$\frac{\max T_a + 3(\frac{\tau_{-1}}{f_{-1}} - \frac{1}{2})\sigma_{Ha}}{1 - \frac{3}{\tau_{-1}}(\frac{\tau_{-1}}{f_{-1}} - \frac{1}{2})\sigma_{Hm}} = \frac{\tau_{-1}}{1 - kN^{-\lambda}} \quad (1.14)$$

Où $\sigma_{Hmax} = \sigma_{Hm} + \sigma_{Ha}$, k et λ étant des paramètres identifiés à partir d'essais de torsion alternée.

Critère de Dang Van :

Le critère de Dang Van [Dan1] est fondé sur une approche micromécanique. Ce critère s'applique aux matériaux polycristallins sollicités dans le domaine de l'endurance. On suppose que le comportement macroscopique est élastique, mais qu'une déformation plastique localisée peut se produire dans la structure. Le critère repose sur deux paramètres définis à partir de l'état

mésoscopique adapté : le cisaillement local en régime adapté $\tau(t, \vec{n})$ et la pression hydrostatique mésoscopique $\sigma_H(t)$.

$$\tau(t, \vec{n}) + \alpha \sigma_H(t) \leq \beta \quad (1.15)$$

Les deux constantes α et β sont identifiées à partir des limites d'endurance expérimentales sur éprouvettes lisses en torsion τ_{-1} et en flexion σ_{-1}^f alternées symétriques et s'écrivent : $\alpha = 3(\frac{\tau_{-1}}{2\sigma_{-1}^f} - 0.5)$, $\beta = \tau_D$.

Critère de Susmel et Petrone :

Le critère de Susmel et Petrone [Sus1], qui repose aussi sur le concept de plan critique, dépend également de la valeur maximale de l'amplitude de la contrainte tangentielle alternée (déterminée par le concept du plus petit cercle circonscrit au trajet fermé décrit par l'extrémité du vecteur cisaillement) et de la contrainte normale maximum agissant sur le plan de cisaillement maximal (différente dans la majorité des cas à la pression hydrostatique maximale). La particularité de cette technique repose sur l'introduction d'un rapport de contrainte ρ du plan critique, défini par l'équation (1.16) :

$$\rho = \frac{\sigma_{n,max}}{\tau_a} \quad (1.16)$$

Où $\sigma_{n,max}$ est la contrainte normale maximale, ce qui permet d'inclure l'influence de la contrainte moyenne sur la tenue en fatigue.

Le critère de Susmel et Petrone s'écrit ainsi :

$$\tau_a + (\tau_0 - \frac{\sigma_0}{2})\rho_{eff} \leq \tau_0 \quad (1.17)$$

Où τ_a représente l'amplitude de la contrainte de cisaillement, τ_0 et σ_0 sont les limites de fatigue en torsion et en traction alternées à $R=0$ et ρ_{eff} représente le rapport de contrainte effectif sur le plan critique.

Pour les assemblages précontraints, l'état de contrainte dans la zone comprimée autour du trou est considérablement modifié et suivant la valeur de la précontrainte, une grande partie voire la totalité de la charge est alors transférée par adhérence [Pal1]. Le point d'amorçage de la rupture en fatigue ne se trouve plus en bord du trou comme dans le cas des assemblages à transfert de charge par matage-cisaillement, mais lorsque l'on fait croître la précontrainte, il se déplace vers l'extérieur de la zone comprimée [Hah1] [Bon1]. On retrouve le même schéma pour les assemblages à forte interférence ou à fort taux d'expansion [Hah1]. On peut qualitativement justifier ce résultat par le fait que la précontrainte introduit localement des contraintes de compression qui ont tendance à limiter les amorces de fissures.

Dans le cas des assemblages non précontraints, on réalise le calcul de la contrainte longitudinale équivalente en bord de trou susceptible d'amorcer une fissure de fatigue et on calcule le coefficient de concentration de contraintes K_t qui la relie à la contrainte moyenne en section

nette (nous sommes alors dans le cas d'un problème uniaxial). Dans le cas d'un assemblage préchargé, il faut déterminer une procédure qui permette de rechercher le point critique en fonction de l'état de contraintes en tout point, puis d'appliquer un critère de fatigue multiaxiale qui permette de relier cet état de contraintes à la durée de vie de la structure. Les premières difficultés sont liées à la multiaxialité des contraintes qui entraîne souvent un trajet de chargement très complexe dans l'espace des contraintes. De plus, les données issues d'essais simples de fatigue (flexion, torsion, ...) servant pour l'identification des paramètres du modèle ne sont pas facilement disponibles.

Par ailleurs, les études expérimentales traitant de la durée de vie des assemblages demandent des moyens importants avec une mise en œuvre souvent longue. En conséquence, les travaux relatifs au choix d'un critère de fatigue adapté et validé par des études expérimentales ne sont pas très nombreux et concernent pour la plupart des éprouvettes constituées d'une plaque trouée serrée à l'aide d'un boulon.

Parmi ceux-ci, l'étude menée par Chakherlou et Al [Cha2] traite de l'effet du serrage sur la durée de vie. Ces travaux indiquent une bonne corrélation entre les résultats expérimentaux obtenus et les résultats des simulations, mais sans toutefois expliciter leur mise en œuvre. La Figure 1.17 présente les résultats des prédictions numériques à l'aide de AFGROW ou de critère de fatigue multiaxiale et indiquent de bonnes prédictions pour ce cas simplifié.

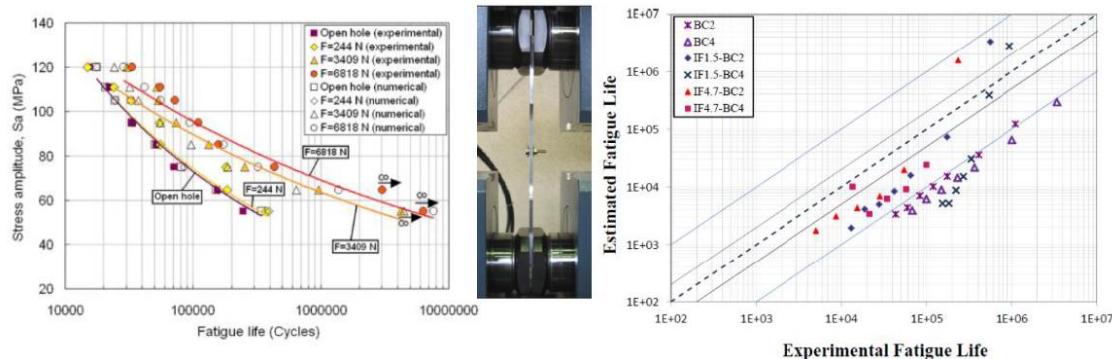


Figure 1.17 : Prédiction numériques de la durée de vie d'une plaque serrée, par la technique d'AFGROW [Cha2] et par la technique de fatigue multiaxiale basée sur un critère empirique [Cha3]

E.esmaeili et Al [Esm1] a évalué dans un travail numérique plus récent la pertinence de plusieurs critères de fatigue multiaxiale pour la prévision de la durée de vie des assemblages vissés. La comparaison des erreurs de prévision entre les différents critères démontre que le critère de Crossland est le plus précis pour le domaine de durée de vie testé et ce pour les trois niveaux de couple choisis. Toujours dans le domaine polycyclique, Wagle [Wag1] présente une approche de prévision de durée de vie basée sur la théorie de SWT(Smith-Matson-Topper) qui est utilisée par plusieurs chercheurs pour prédire l'initiation de fissure de fatigue dans le domaine de fretting fatigue.

D'autre part, certaines études se sont focalisées sur l'influence de la précontrainte sur la propagation de fissures et démontrent que la propagation est relativement faible par rapport à l'initiation et ce pour différents niveaux de précontrainte [Szo1]. Ce point nous semble aussi important à vérifier, dans la mesure où les critères de durée de vie implémentés sont souvent des critères de prévision d'initiation. Il s'agit alors, d'une part, de vérifier que la durée de propagation reste faible par rapport à la durée de vie totale et, d'autre part, d'évaluer l'effet de la précharge sur la propagation de fissure.

Deux particularités des assemblages vissés précontraints peuvent affecter la manière suivant laquelle les modèles théoriques de durée de vie doivent être appliqués. Pour une faible précontrainte, l'effet du gradient de contraintes occasionné par le défaut de forme peut être pris en compte pour des prédictions réalistes. De même, sous haute précontrainte, l'effet de fretting (ou la fatigue de contact) occasionné par les hautes pressions de contact à l'interface peut être également pris en compte dans les modèles théoriques.

1.7.2. L'effet du gradient de contraintes

Les critères de fatigue classiques tels que celui de Crossland [Cro1], Sines[Mul1] ou Papadopolous[Pap1] surestiment généralement les durées de vie, car les paramètres d'entrée de ces critères sont obtenus à partir d'essais de fatigue effectués sur des éprouvettes ne comportant pas d'accident de forme.

L'effet bénéfique du gradient de contraintes sur la limite en fatigue d'une éprouvette est expérimentalement bien connu. L'accommodation cyclique en fond d'entaille implique que pour une éprouvette présentant une concentration de contrainte K_t , la limite de fatigue $\sigma_{f, nette}$ multipliée par le K_t -la contrainte vue en fond d'entaille sous l'hypothèse d'un calcul élastique - est supérieure à la limite de fatigue d'une éprouvette plate $\sigma_{f, courante}$.

On introduit classiquement un facteur effectif de concentration de contrainte, K_f défini par la relation suivante :

$$K_f = \frac{\sigma_{f, nette}}{\sigma_{f, courante}} \quad (1.18)$$

Pour pallier à cette problématique et tenir compte de l'effet du gradient de contrainte généré par la présence d'entaille sur la durabilité des structures mécaniques, certaines méthodes ont été développées afin de réduire les contraintes utilisées dans le critère de fatigue. On peut citer dans ce cadre les méthodes empiriques, les méthodes volumiques, la méthode de type distance critique et les critères de fatigue intégrant le gradient dans la formulation initiale. On s'intéressera dans ce travail de thèse aux approches de type point chaud, qui sont basés sur la théorie de distance critique. On écarte ainsi les autres approches, car leur mise en œuvre pour des calculs de types industriels nous semble inadéquate en raison de leur complexité.

Plusieurs formulations ont été proposées dans le cadre de la théorie de la distance critique, comme l'indique la Figure 1. 18. La longueur critique L utilisée dans ce type de modèle est considérée comme un paramètre matériau dans certains travaux [Tay1], même si elle dépend du ratio de chargement et de la géométrie de l'éprouvette. Elle est généralement déterminée suivant un diagramme de type Kitagawa (en fatigue) à partir de l'équation suivante :

$$L = \frac{1}{\pi} \left(\frac{\Delta K_{th}}{\Delta \sigma_0} \right) \quad (1.19)$$

ΔK_{th} représente le facteur seuil d'intensité de contrainte et $\Delta \sigma_0$ est la limite d'endurance.

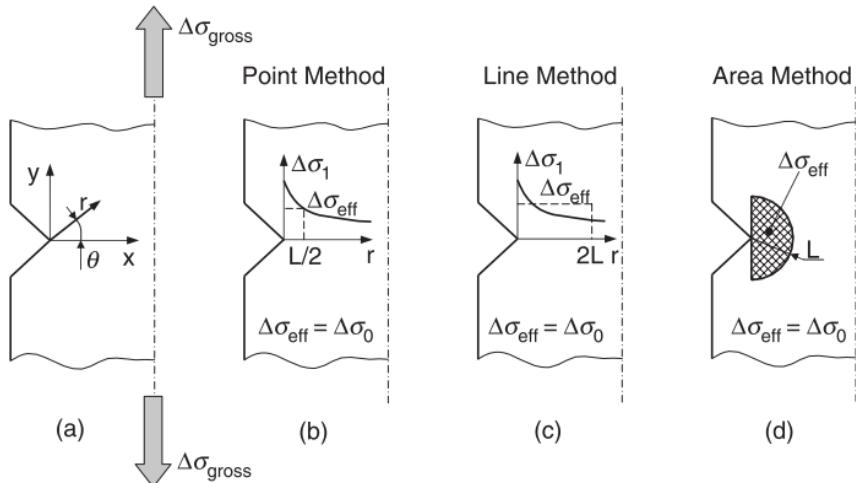


Figure 1. 18 : Approches basées sur la théorie de distance critique (DCT) [Sus2]

La méthode dite « Point method » (Figure 1. 18a) consiste à estimer la valeur de la contrainte à une distance de $L/2$ de l'accident de forme et de comparer cette valeur à un seuil constant. La méthode dite « Line method » consiste à moyenner la contrainte sur une distance de $2L$ de l'accident de forme et comparer cette moyenne à un seuil constant. Enfin, la méthode dite « Area method » consiste à moyenner la contrainte sur une zone de distance L de l'accident de forme puis à comparer cette moyenne à un seuil constant.

1.7.3. L'effet de fretting

Le fretting est un mouvement oscillatoire de très faible amplitude, qui peut avoir lieu entre les surfaces en contact soumis à des chargements cycliques ou vibratoires. Sous l'effet des forces de frottement, des contraintes oscillatoires peuvent être créées dans la zone de contact, générant des fissures [Nik1]. Elles peuvent être propices à la tenue en fatigue des structures et particulièrement des assemblages vissés précontraints. Il s'agit d'un problème complexe qui implique plusieurs sciences telles que la tribologie, la mécanique de contact, la fatigue et la science des matériaux. Dans le cadre des assemblages vissés, les circonstances occasionnant du fretting-fatigue restent assez mal quantifiées dans la littérature. Dans ces différents travaux dédiés au phénomène de fretting dans les assemblages vissés, Les facteurs qui ont été identifiés pour contribuer à l'initiation de fretting fatigue sont : la pression de contact (et donc le serrage axial), le coefficient de frottement à l'interface, l'amplitude du glissement (principalement entre les plaques), la contrainte de traction orthoradiale, et le nombre de cycles de fretting. Les matériaux des pièces assemblées, la nature de la surface de contact et sa lubrification déterminent le coefficient de frottement, son évolution ainsi que la contrainte de cisaillement générée à l'interface. De plus, les protections contre la corrosion (qu'elles soient de nature passive ou active) de la surface jouent un rôle important sur l'usure de contact [Wat2].

Les études réalisées par Muller [Mul1] et Sharp [Sha2] indiquent que la contribution du serrage axial, ou la force de rivetage dans le cas d'assemblages rivetés, est non négligeable. La qualité de l'interface joue un rôle tout aussi important selon Waterhouse [Wat1]. L'étude réalisée par Iyer et Al [Iye1] démontre que le desserrage dans le cas d'assemblages en simple cisaillement représente un des paramètres clés du phénomène de fretting.

Pour quantifier les effets de fretting usure et de fretting fatigue, Ruiz et Al [Rui] ont proposé deux paramètres F_1 et F_2 définis comme suit :

$$F_1 = \mu p \delta \quad (1.20)$$

$$F_2 = \sigma_{\theta\theta} F_1 \quad (1.21)$$

Avec μ : le coefficient de frottement à l'interface, p : la pression de contact, δ le déplacement tangentiel, $\sigma_{\theta\theta}$ la contrainte orthoradiale résultant du frottement.

Les travaux de Kuno et Al [Kun1] démontrent que l'amplitude de la valeur de F_2 est liée à la localisation de fissures sous un contact axisymétrique hertzien. Enfin, plusieurs modèles de prédiction de l'initiation de fissure due au fretting ont été proposés dans la littérature. Ils reposent sur la théorie de recherche d'un plan critique, mais leur application nécessite un maillage très raffiné à proximité des zones à haute pression de contact et des temps d'évaluation très longs, donc inadaptés pour des calculs de types industriels.

1.8. Bilan de l'étude bibliographique

Un nombre conséquent de travaux, qu'ils soient de nature théoriques, numériques ou expérimentaux, a été mené afin de comprendre l'effet de paramètres géométriques, matériaux et procédés technologiques sur la tenue statique et fatigue des éclissages aéronautiques. Même si, globalement, la tenue des assemblages métalliques a été évaluée de façon quasi extensive, quelques aspects n'ont pas été suffisamment documentés tels que l'effet du serrage maîtrisé des fixations, l'effet du matériau de la fixation, l'effet d'échelle, l'effet du mastic ou encore l'effet du ratio épaisseur assemblée/diamètre des fixations.

Ainsi, l'étude menée dans le cadre de cette thèse a pour objectif, d'une part, de contribuer à la compréhension et à la quantification des phénomènes physiques liés à la mise en prétension des fixations et, d'autre part, d'esquisser le potentiel d'optimisation pouvant être réalisé grâce à la technologie de la prétension. On propose dans ce travail une démarche hybride basée sur une base expérimentale extensive permettant de mieux définir le comportement des assemblages en fonction des paramètres technologiques choisis. Le prochain chapitre s'intéresse à la démarche numérique qui permet d'évaluer la distribution et l'évolution des contraintes mécaniques dans les assemblages considérés, afin de mieux comprendre les phénomènes physiques qui interviennent pour toute configuration d'assemblage testée.

Nous limitons ainsi notre champ d'investigation à l'étude des éclissages métalliques assemblés par des fixations filetées et soumis à un chargement quasi-statique ou fatigue monotone.

Chapitre 2 : Modélisation numérique et applications aux chargements statiques

Ce chapitre traite de la mise en place du modèle numérique et des principaux résultats obtenus pour des chargements statiques de l'assemblage de référence.

Plan du chapitre :

2.1.	Introduction.....	42
2.2.	Description de l'assemblage de référence.....	42
2.3.	Définition des modèles numériques développés	43
2.3.1.	Description générique.....	43
2.3.2.	Description détaillée du modèle de référence.....	45
2.3.3.	Analyse de l'effet de maillage sur le facteur de concentration de contraintes.....	47
2.3.4.	Automatisation du pré- et du post-traitement.....	48
2.4.	Analyse du comportement de l'assemblage boulonné simplifié sous chargement statique	49
2.4.1.	Description des phases de comportement.....	49
2.4.2.	Analyse de l'effet de la prévention	50
2.4.3.	Analyse des mécanismes de transfert d'effort.....	51
2.4.4.	Effet des différents paramètres d'assemblage	54
2.4.4.1.	Effet de la prévention	54
2.4.4.2.	Effet du frottement.....	55
2.4.5.	Effet du jeu radial	58
2.4.6.	Analyse de la distribution des contraintes mécaniques dans l'assemblage	60
2.4.6.2.	Effet de la prévention en relation avec l'épaisseur de la plaque	63
2.4.6.3.	Effet de la prévention en relation avec l'interférence	64
2.1.	Application aux assemblages multiboulonnés	65
2.2.	Bilan de l'analyse numérique.....	67

2.1. Introduction

Ce chapitre traite de la mise en place du modèle numérique et des principaux résultats obtenus pour des chargements statiques de l'assemblage de référence. La méthode des éléments finis est utilisée pour approximer et caractériser le comportement mécanique des assemblages étudiés en recherchant à estimer les contraintes macroscopiques. Les modèles numériques représentant les différentes configurations géométriques sont construits avec le logiciel Abaqus/Standard (Figure 2. 2). Les diverses fonctionnalités d'Abaqus pour modéliser le contact entre différents matériaux, la mise en place de la prétenison, et les non linéarités géométriques et matériaux ont permis de mettre au point plusieurs modèles numériques. Ces modèles prennent en compte les différentes complexités rencontrées dans ce type d'assemblage et décrites dans le chapitre précédent. Bien que cette démarche présente l'avantage de pouvoir traiter les non linéarités du problème dues au comportement du matériau et aux contacts dans l'assemblage, elle demande une grande puissance des supports de calcul afin de discréteriser finement l'assemblage boulonné. En effet, le contact nécessite une discréterisation relativement fine, ce qui a pour conséquence d'augmenter le nombre de degrés de liberté du modèle et, par conséquent, les temps de calcul nécessaires à la résolution numérique.

Des modèles 3D ont été développés pour les différentes architectures d'assemblages, et ce afin de tenir compte de la nature tridimensionnelle du problème numérique. La modélisation des conditions mécaniques auxquelles sont soumis les assemblages considérés, puis l'étude de leur réponse numérique servira à corrélérer les résultats numériques et à valider leur comportement. Les géométries, les matériaux et les conditions aux limites ont été choisis de manière à représenter fidèlement les conditions des essais expérimentaux.

Pour analyser correctement les phénomènes mis en jeu à tous les stades du processus de prétenison et d'application de l'effort externe, les différentes étapes d'installation des chargements sont modélisées : mise en œuvre de la précontrainte, maintien de la précontrainte et application du chargement externe.

Après une description détaillée de la procédure de modélisation numérique, une analyse de sensibilité et de convergence sera réalisée pour extraire les paramètres numériques optimaux. L'influence des paramètres géométriques, technologiques et matériaux sera ensuite étudiée, toujours en relation avec le niveau de précontrainte imposée. Par la suite, l'analyse des mécanismes qui entrent en jeu, lors de l'application d'un niveau de précontrainte donné, sera réalisée afin de comprendre l'origine du bénéfice apporté par le serrage maîtrisé des fixations. Enfin, l'influence de la précontrainte pour les assemblages soumis à un chargement statique sera évaluée.

2.2. Description de l'assemblage de référence

On choisit comme modèle de référence un assemblage en double cisaillement schématisé dans la Figure 2. 1. Il servira de point de repère par rapport aux différentes configurations à étudier, comme cité dans le chapitre précédent. Il est composé d'une fixation en titane Ta6V de diamètre $D=6,35\text{mm}$ (réf1), d'un écrou en Acier AISI8740 (réf2) et de trois plaques métalliques en alliage d'Aluminium 2024T351 (réf3 et 4). Par convention, on note E l'épaisseur totale serrée et D le diamètre de la fixation, pour cette configuration, l'épaisseur totale des plaques E est égale au

double du diamètre de la fixation D ($E/D=2$) et l'épaisseur de la plaque médiane est égale à 3 fois l'épaisseur des plaques externes. L'étude de l'influence de la prétension sera détaillée pour ce modèle puis étendue aux autres configurations impliquant plusieurs fixations ou pour des assemblages en simple cisaillement.

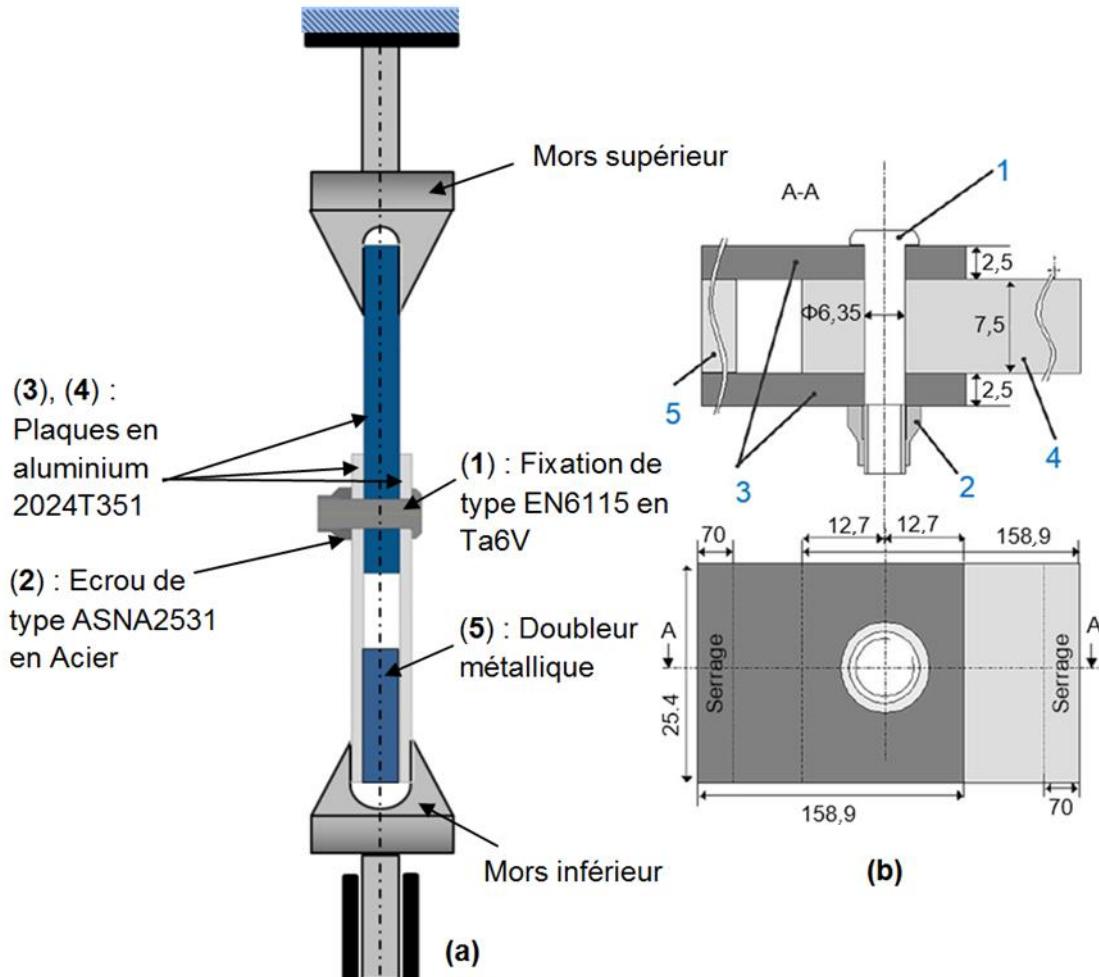


Figure 2. 1 : (a)Type de chargements considérés (b) Dimensions de l'assemblage de référence

Cet assemblage de référence représente l'éclissage le plus simplifié permettant d'étudier l'effet de la prétension de manière précise. Pour cet assemblage, les modes de transfert d'effort sont réduits aux deux modes les plus fondamentaux pour notre étude qui sont : le frottement et le matage-cisaillement.

2.3. Définition des modèles numériques développés

2.3.1. Description générique

La complexité du comportement des assemblages boulonnés décrite dans le chapitre 1 nous a amené à développer plusieurs modèles numériques afin de comprendre de manière globale l'effet de la prétension. Les modèles numériques développés concernent les configurations d'assemblages, en simple et double cisaillement, avec 1, 2 ou 9 fixations, avec des têtes protubérantes et des têtes fraîsées. Ces configurations paramétriques intègrent les différentes

dimensions représentatives des éprouvettes physiques qui ont été testées pour valider l'approche numérique.

Le Tableau 2. 1 présente le plan d'expériences numérique et décrit les différentes configurations modélisées.

Forme de la tête	Diamètre de fixation	Configuration			E/D	
		Simple cisaillement		Double cisaillement		
Tête protubérante	Nombre de fixations	1	2	1	2	9
	D=6,35mm	X	X	X	X	Variable
Tête Fraisée	D=9,52mm	X		X		Fixe
Tête Fraisée	D=6,35mm	X		X		Fixe

Tableau 2. 1 : Liste des modèles développés, le modèle de référence est encadré

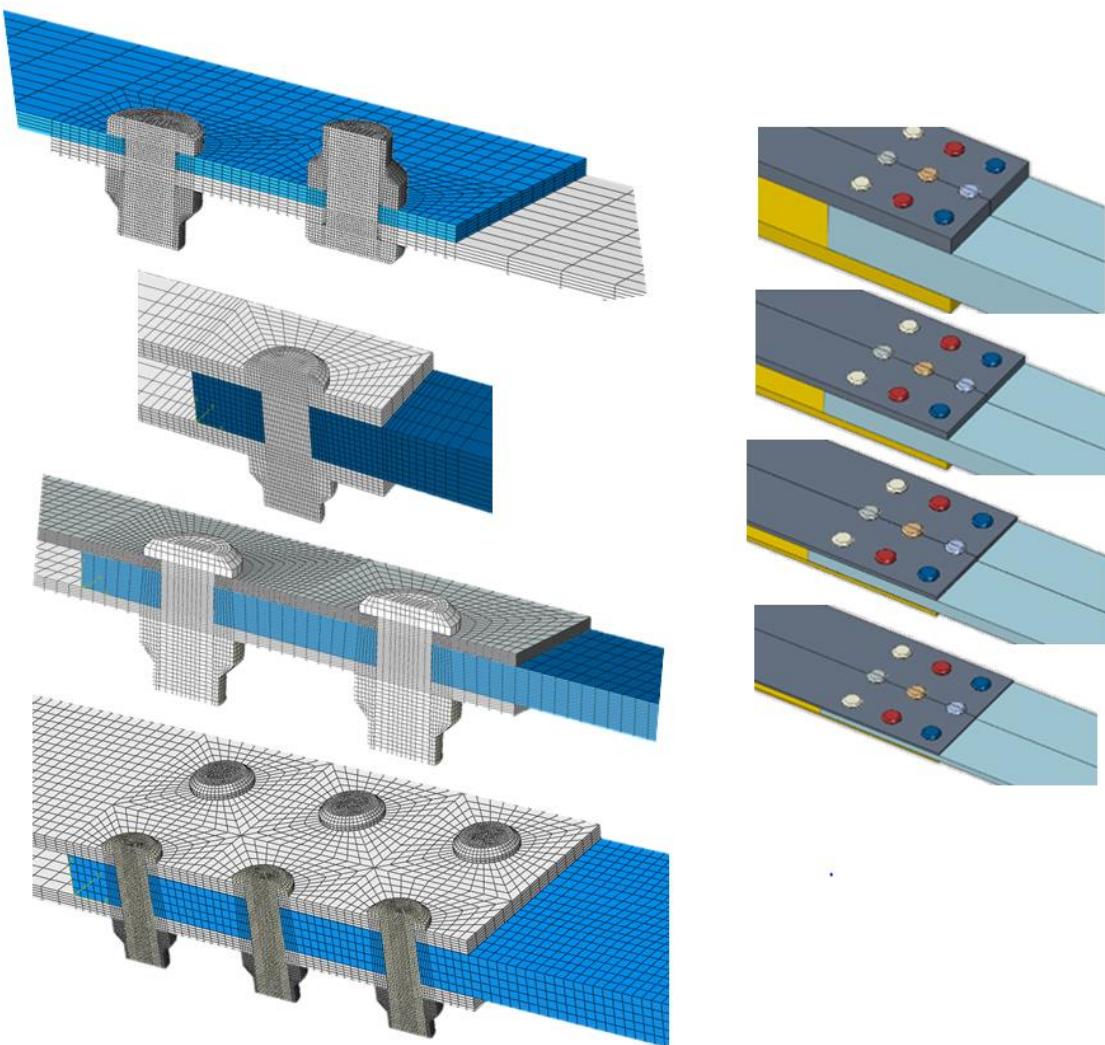


Figure 2. 2 : Exemples des modèles développés

La description détaillée du modèle de référence sera présentée dans la section suivante, la création de tous les autres modèles définis dans le Tableau 2. 1 a été identique à celle décrite dans la section suivante.

2.3.2. Description détaillée du modèle de référence

La Figure 2. 3.a présente une vue en coupe de l'assemblage de référence : certains détails géométriques ont été intégrés aux modèles numériques tels que les rayons sous tête et le chambrage de l'écrou dans le but de garantir une bonne répartition de la précontrainte dans l'assemblage et une correcte estimation des contraintes mécaniques dans les zones présentant des concentrations de contraintes importantes (notamment la zone de raccordement sous tête et les premiers filets en prise). Etant donnée la symétrie, seul un demi assemblage est modélisé avec une condition de déplacement nul pour les points situés dans ce plan suivant la normale à celui-ci.

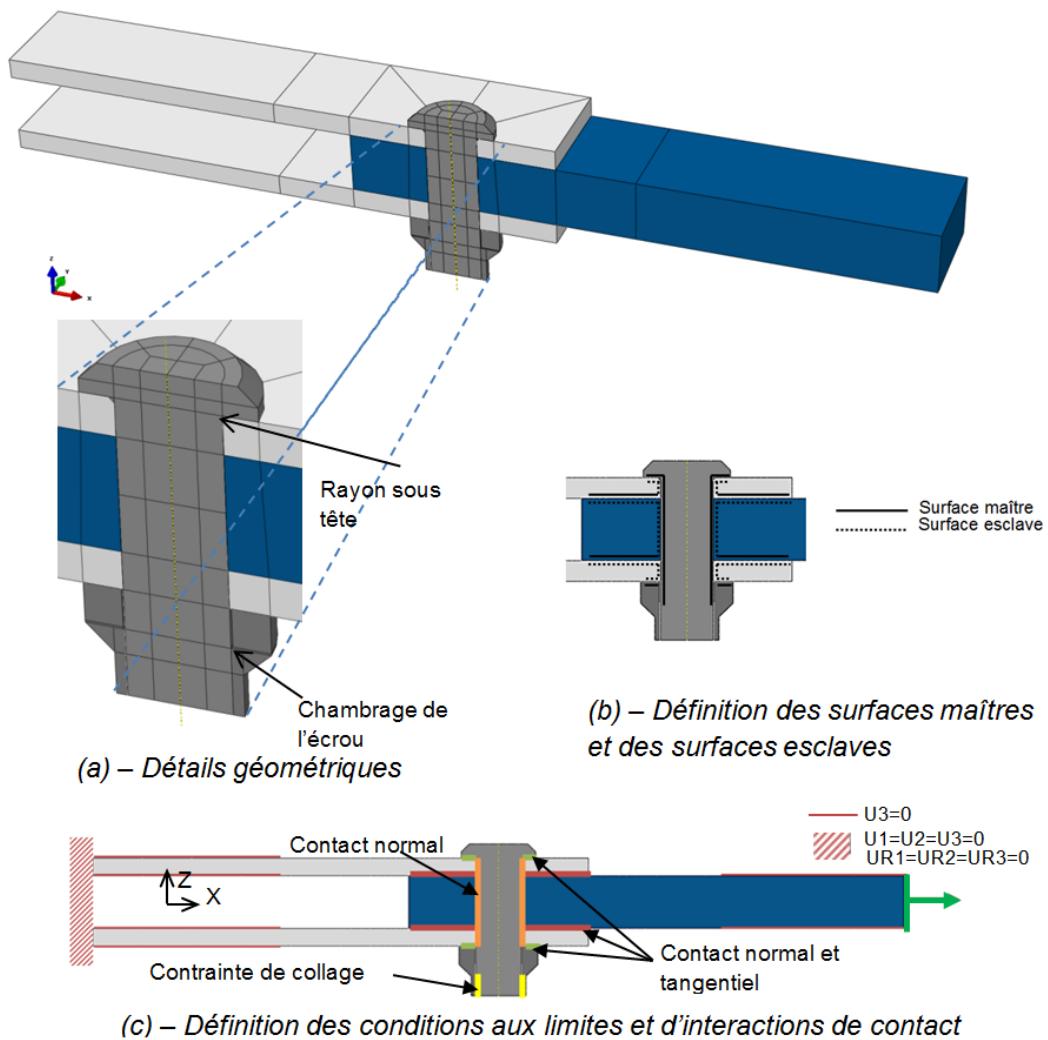


Figure 2. 3 : Détails de l'assemblage de référence

Les lois de comportement des plaques ont été considérées élastoplastiques et modélisés par un écrouissage non linéaire et isotrope (voir Figure 2. 4). Les matériaux des autres pièces ont été modélisés avec un comportement élastique dont les caractéristiques sont détaillées dans le Tableau 2. 2.

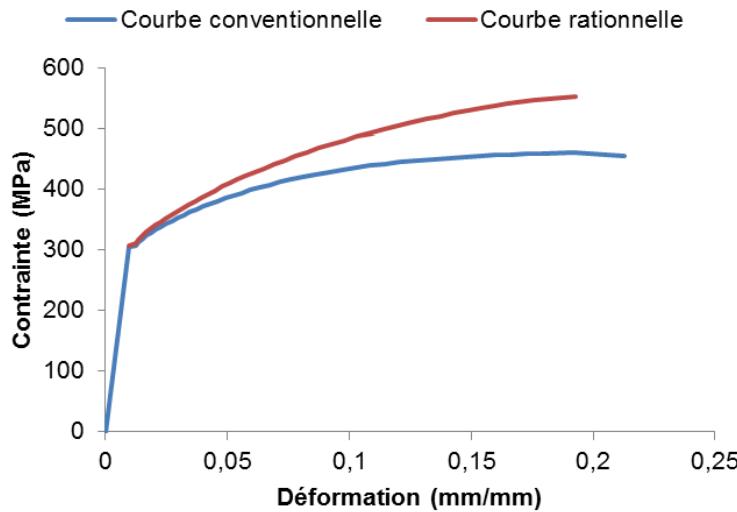


Figure 2.4: Définition de la loi élastoplastique de l'Aluminium 2024T351

E (Titane Ta6V)	E (Acier AISI8740)	E (Alu 2024T351)	v (Titane Ta6V)	v (Acier AISI8740)	v (Alu 2024T351)
116GPa	210GPa	70GPa	0.30	0.30	0.33

Tableau 2.2 : Propriétés élastiques des matériaux considérés

La méthode de discréétisation « *surface-to-surface* » a été employée car elle limite la pénétration entre les surfaces en contact et permet d'obtenir des résultats plus précis que la formulation « *node-to-surface* » [Abq1]. Cette constatation a été démontrée par McCarthy et Al [Mcc1] qui ont souligné que la discréétisation « *node-to-surface* » générât un champ de déformation radiale erroné. De manière générale, les surfaces maîtres ont été assignées aux surfaces d'instances les plus rigides afin d'exclure la pénétration surface esclave → surface maître. Les surfaces de contact ont été décomposées en plusieurs surfaces afin d'assurer une continuité des normales de surfaces (voir Figure 2.3.b).

Les interactions entre les différentes pièces sont définies dans la Figure 2.3.c. Le coefficient de frottement considéré, dans un premier temps, entre les plaques est égal à 0,4 et entre les plaques et les fixations est égal à 0,2.

En ce qui concerne l'interaction vis-écrou, on applique une contrainte de type collage (nommée « *tie constraint* » sur Abaqus). Cette fonctionnalité lie entièrement tous les degrés de liberté des deux surfaces en contact pour garantir la transmission intégrale des mouvements. L'étude menée par Montgomery [Mon1] montre que cette condition est représentative de la distribution et de l'amplitude des contraintes générées dans le cas de modèles plus complexes où la géométrie des filets ainsi que l'interaction de contact sont entièrement modélisées.

Le maillage considéré est constitué essentiellement d'éléments type C3D8R à 8 nœuds d'intégration réduite. Le choix de ce type d'éléments a été motivé par la documentation [Abq1] et par les différentes études numériques de la littérature [Mcc1][Sto1] qui préconisaient ce type d'éléments pour les études de mécanique de structures. Une attention particulière a été portée

sur le partitionnement des pièces afin d'avoir un maillage réglé et pour disposer d'une continuité des champs de contraintes d'une pièce à l'autre.

La précontrainte a été appliquée en utilisant la fonctionnalité « *bolt-load* » disponible dans le code de calcul. Cette technique consiste à appliquer un certain déplacement à une surface médiane de la vis et la force de contact ainsi calculée par l'algorithme de résolution permet de générer le niveau de précontrainte souhaité. A noter que d'autres techniques numériques peuvent être employées pour générer la précontrainte au sein de l'assemblage. D'autres codes de calcul ne sont pas munis d'une fonctionnalité dédiée à la précontrainte. On peut avoir recours dans ce cas à d'autres techniques comme les gradients thermiques ou mécaniques ou encore l'application d'une pression ou d'un déplacement pour générer le niveau de prétension requis.

La Figure 2. 3.c indique les conditions aux limites pendant la phase de traction. Le chargement de type traction est appliqué sur la surface à l'extrémité libre de la plaque interne, tandis que les surfaces à l'extrémité libre des plaques externes sont encastrées pour représenter fidèlement les conditions d'essai. De plus, les surfaces de l'éprouvette en contact avec les mors de serrage sont bloquées suivant la direction axiale de l'éprouvette ($U_3=0$).

Pour améliorer le taux de convergence et éviter les problèmes dits "de contact chattering" qui se résume à une instabilité du statut de contact au niveau des nœuds situés sur la surface esclave (entre contact fermé et contact ouvert), un certain nombre de techniques sont recommandées par [Abq1]. Il s'agit des techniques de stabilisation du contact et de l'AOT (Automatic Overclosure Tolerance). La valeur de la stabilisation de contact a été choisie de manière que l'énergie dissipée par amortissement visqueux soit négligeable.

2.3.3. Analyse de l'effet de maillage sur le facteur de concentration de contraintes

La détermination de la taille de maille à appliquer est une étape primordiale pour évaluer correctement le gradient de contraintes dans les zones sensibles de l'assemblage. En effet, la géométrie des assemblages considérés étant assez complexe au vu des non linéarités créées par les défauts de forme, le choix d'une taille de maille minimale à appliquer représente la première étape de l'analyse.

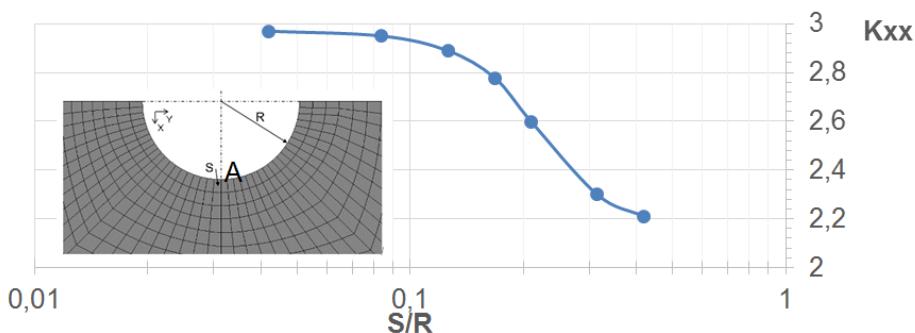


Figure 2. 5: Effet du maillage et effet sur le facteur de concentration de contraintes

Une étude sur la taille minimale du maillage autour de l'alésage a été menée dont les résultats sont présentés dans la Figure 2. 5. Le coefficient de concentration de contrainte K_{xx} est déterminé au point A en fonction de la taille des éléments (rapport S/R). Les résultats obtenus

conduisent à choisir, pour le modèle 3D dédié au calcul en statique et en fatigue, un rapport entre la taille du maillage en fond de rayon S et le rayon R égal à 0,1.

Le Tableau 2. 3 liste le nombre d'éléments pour chaque modèle développé ainsi que les ressources de calcul nécessaires pour un calcul de référence comportant une phase de précontrainte, une phase de maintien et une phase de chargement statique jusqu'à l'endommagement numérique de l'assemblage. On constate que le temps de calcul est proportionnel au nombre d'éléments composant le modèle numérique et qu'à nombre de fixations identiques, les modèles en simple cisaillement, même s'ils présentent un nombre d'éléments (global et de contact) inférieur, mettent plus de temps à converger. Cette différence peut être liée à la présence de la flexion secondaire qui génère des sollicitations de contact hors plan lors de l'application de l'effort extérieur.

Type d'assemblage	Nombre de fixations	Nombre d'éléments	Pourcentage d'éléments dédiés au contact	Temps de calcul moyen en statique*
Simple cisaillement	1 fixation	10940	10	1h10
	2 fixations	20664	11	1h35
Double cisaillement	1 fixation	14320	15	1h05
	2 fixations	22980	16	1h26
	9 fixations	92524	19	2h35

Tableau 2. 3 : Données et ressources numériques des différents modèles

**Les calculs éléments finis ont été menés sur une machine type HP de Ram 16Go et de processeur Intel Core i7-4770 avec une fréquence de 4.7GHz.*

Enfin, le procédé de galetage dont le principal bénéfice est d'apporter une meilleure tenue en fatigue des fixations grâce aux contraintes résiduelles induites par compression du fond de filets ou sous tête n'a pas été modélisé, car son intégration n'apporte pas de valeur supplémentaire à la modélisation numérique pour le type d'assemblages considéré. Il en est de même pour le procédé de freinage par déformation mécanique des écrous qui génère un couple d'autofreinage.

2.3.4. Automatisation du pré- et du post-traitement

Afin d'améliorer l'efficacité du développement et le test de séries numériques, un flux unifié de processus de simulation a été créé en utilisant l'outil d'analyse Isight®. Il permet d'enchaîner les flux de simulation réalisés sur des outils logiciels différents comme représenté dans la Figure 2. 6. Pour l'étude statique, la reconnaissance automatique de paramètres d'entrée de la simulation (la précharge ou les coefficients de frottement, par exemple) permet de réaliser des études paramétriques en peu de temps et d'étudier la dépendance entre variables. Concernant l'étude de fatigue décrite plus en détail dans le chapitre 3, les paramètres et résultats issus du script paramétrique puis du solveur Abaqus sont utilisés comme données d'entrée de Matlab pour approximer la durée de vie. L'avantage de cet enchaînement réside dans l'automatisation des processus de calcul à travers des ressources de calcul distribuées (type cluster de calcul). Toutes les tâches de simulation numérique programmées sont réalisées successivement. L'outil d'analyse explore tout l'espace de conception (avec comme paramètres d'entrée la précharge, l'ajustement, le coefficient de frottement,...) et applique une approche d'optimisation pour identifier les paramètres optimaux pour satisfaire une fonction donnée (tenue mécanique optimale ou durée de vie maximale, par exemple).

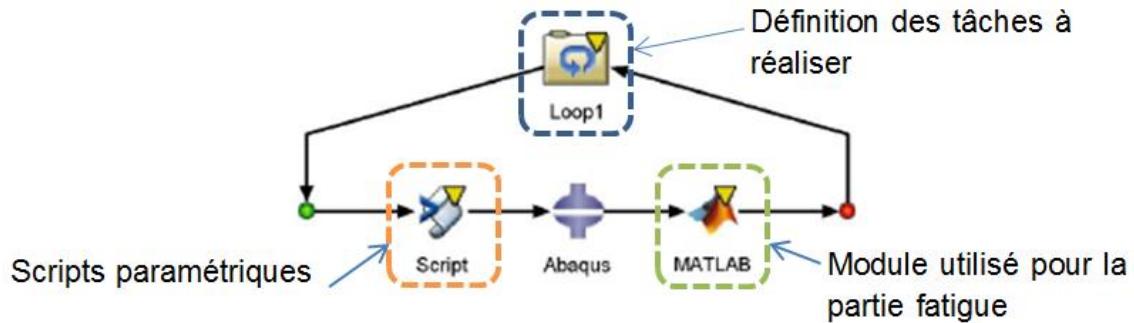


Figure 2. 6: Flux de simulation sous Isight

2.4. Analyse du comportement de l'assemblage boulonné simplifié sous chargement statique

2.4.1. Description du comportement de l'assemblage de référence

Le développement du modèle numérique de référence permet d'analyser le phénomène de transmission d'effort par frottement à travers diverses phases du chargement quasi-statique. La Figure 2. 7 indique la description de différentes phases rencontrées lors d'un chargement longitudinal d'un assemblage en double cisaillement. On y distingue les cinq zones décrites dans le chapitre de l'état de l'art :

La phase d'adhérence (1) est caractérisée par une absence de mouvement relatif entre les plaques assemblées et un mode de transfert d'effort entièrement réalisé par adhérence. On note aussi que la rigidité de cette phase est la plus importante pendant tout le chargement statique. Cette rigidité est directement liée à la rigidité des éléments composant l'assemblage, et ne dépend pas de la prétraction, ni du coefficient de frottement ou du jeu radial.

La phase de glissement (2) démarre dès lors que l'effort externe appliqué devient supérieur à l'effort pouvant être transféré par adhérence au niveau des contacts plaques/plaques. Le jeu radial est alors comblé suite au glissement relatif des plaques et le contact s'établit de façon étendue entre le fût de la fixation et l'alésage des plaques assemblées. Il est à noter que ce glissement s'établit sans qu'une augmentation significative de l'effort externe ne soit appliquée. Le déplacement résultant est légèrement supérieur au jeu radial initialement appliqué. Sous la sollicitation de la compression axiale générée par la précontrainte, l'effet de poisson généré autour de l'alésage a pour conséquence d'élargir légèrement l'alésage initialement créé. Ainsi, on note que le déplacement généré lors de la phase de glissement a tendance à être légèrement affectée par la valeur de précontrainte appliquée. Ce glissement est établi en une phase pour les assemblages travaillant en simple cisaillement, et en deux phases pour les assemblages travaillant en double cisaillement.

La phase de matage élastique (3) : la phase de matage/cisaillement élastique où l'on transfère une partie de l'effort par cisaillement des fixations.

La phase de matage plastique (4) : elle correspond à la déformation irréversible des éléments de l'assemblage.

La phase finale d'endommagement (5) concerne la rupture statique de l'assemblage.

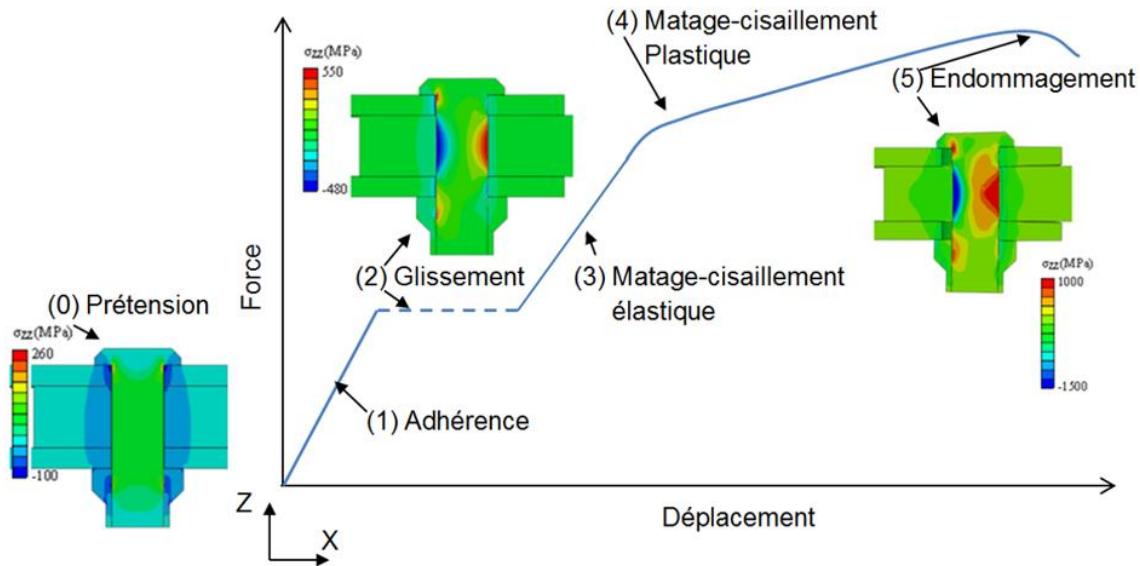


Figure 2.7 : Analyse du comportement statique des assemblages en double cisaillement

2.4.2. Analyse de l'effet de la pré-tension

L'évolution de la contrainte axiale au sein de la fixation issue de la simulation numérique est représentée dans la Figure 2.8. Elle est similaire à celle décrite par Bickford [Bic1], avec la différence de l'existence d'une zone de compression assez importante au niveau de la tête de fixation. Cette différence peut être due à la hauteur de la tête qui est relativement réduite dans le cas des fixations aéronautiques pour satisfaire les exigences de masse minimale. Le modèle numérique développé permet de calculer la pression de matage sous tête à ne pas dépasser, qui est de l'ordre de 420 MPa et qui est comparable au modèle théorique développé par Guillot [Gui2].

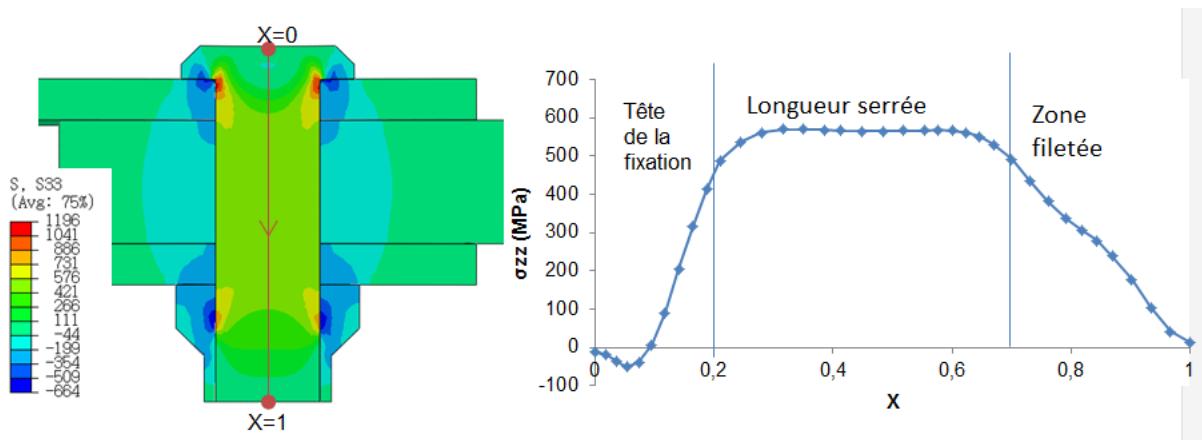


Figure 2.8 : Analyse de la distribution de contrainte axiale pour une précontrainte de 17,6kN et pour un ratio E/D=2

On note également la reproduction du cône de compression au sein des plaques métalliques [Bic1]. Ce cône de compression est plus étendu avec des contraintes de compression plus importantes pour les valeurs de précontrainte plus élevées.

2.4.3. Analyse des mécanismes de transfert d'effort

Afin d'analyser la contribution des deux mécanismes de transfert d'effort, on considère l'assemblage de référence composé d'une seule fixation montée avec un jeu nul. L'effort du matage peut être déterminé en multipliant la pression de contact (notée CPRESS) par la surface de contact (notée A_E) entre les fixations et les alésages comme présenté ci-dessous :

$$F_{Cisaillement} = \sum_{E=Contact\ el.fixation/plaque} CPRESS_E * A_E \quad (2.1)$$

De la même façon, L'effort du frottement peut être calculé en multipliant la contrainte de cisaillement résultant du frottement de contact (notée CSHEAR1, dans la direction du chargement) par la surface de contact (notée $A_{E'}$) à l'interface des plaques comme présenté ci-dessous :

$$F_{Frottement} = \sum_{E'=Tangential\ el.Plaque/Plaque} CSHEAR1_{E'} * A_{E'} \quad (2.2)$$

Considérant ces deux équations, une distribution typique de la contribution de ces deux modes de transfert est donnée dans la Figure 2. 9 pour une précontrainte de 5,9kN et une précontrainte de 11,7kN. Cette figure montre les variations de l'effort de cisaillement et de frottement représentés dans l'axe des ordonnées en fonction de l'augmentation progressive de l'effort de chargement externe F_E . Pour les deux niveaux de précontrainte considérés, on distingue trois régions :

- Une région de transfert de charge uniquement par adhérence : pour des chargements externes faibles, on remarque que l'effort est transféré entièrement par adhérence au niveau des interfaces, avec une contribution plus importante des interfaces entre plaques car la surface de contact disponible est plus importante que celle disponible sous tête et sous écrou. Pendant cette phase, la fixation ne participe pas au transfert d'effort. Cette phase est d'autant plus importante que la précontrainte initiale est grande.

L'application d'un niveau de prétension plus important retarde la phase de glissement global de l'assemblage et la capacité du mode d'adhérence, en termes de transfert de charge, est bien plus importante pour des niveaux de précontrainte plus élevé.

Par exemple, on note qu'un effort externe de 3000N va être entièrement transféré par adhérence aux interfaces si la précontrainte appliquée est de 11,7kN; la contribution de ce mode d'adhérence peut chuter jusqu'à uniquement 54% de l'effort total, si la précontrainte appliquée est de 5,9kN.

- Une région de transfert de charge effectué principalement par frottement : Lorsque l'effort externe est supérieur à l'effort de glissement, on entre dans une phase où la fixation contribue au

transfert de charge par le mécanisme de matage-cisaillement, mais sa contribution reste minoritaire par rapport au transfert de charge par frottement.

- Une région de transfert de charge effectué principalement par matage-cisaillement : en augmentant l'effort externe, le mode de transfert prédominant qui était jusqu'ici le mode de transfert par frottement est remplacé par le mode de transfert par matage cisaillement. Le mode de frottement continue, quant à lui, à transférer une partie de l'effort sous régime de glissement dynamique, grâce au coefficient de frottement dynamique. Le comportement numérique développé dans cette section rejoint qualitativement les résultats du modèle analytique développé par Paletti [Pal1] qui caractérise ces différentes phases. La Figure 2. 10 indique cette répartition de manière schématique. On constate que le rapport de l'effort transféré par frottement passe de 100% (effort entièrement transféré en phase d'adhérence) à 40% (effort transféré par glissement entre plaques).

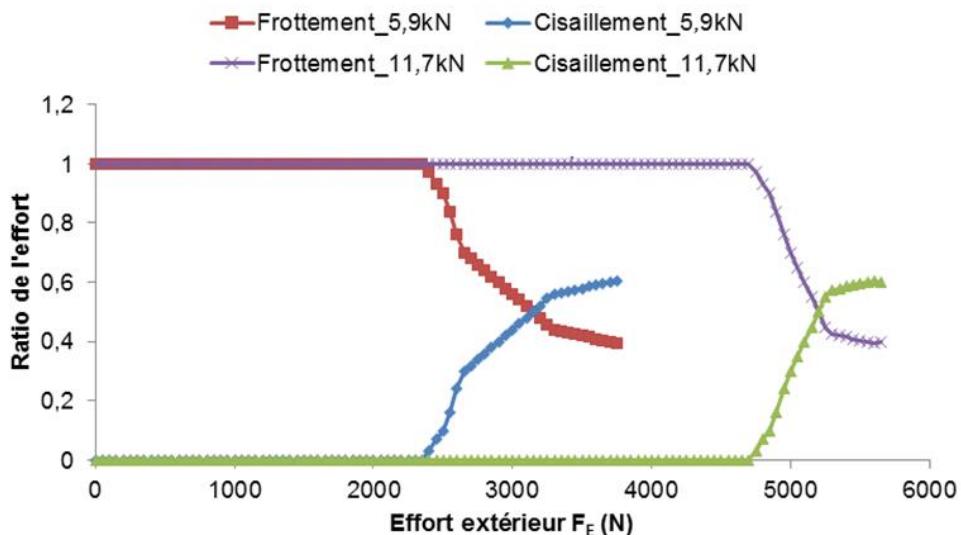


Figure 2. 9 : Le pourcentage de transfert d'effort entre mécanismes de frottement et d'adhérence sous chargement externe statique

Une fois cette phase de glissement dépassée, le supplément d'effort externe n'agit pas de la même façon sur la répartition des efforts entre le mode de matage/cisaillement et le mode de frottement. Pour le seuil de glissement dépassé et à supplément d'effort externe identique, le mode de transfert par frottement garantira toujours une meilleure contribution si la précontrainte appliquée est élevée. Cette observation s'explique par les surfaces de contact plus larges générées par une précontrainte plus importante. Cette répartition de surfaces de contact est schématisée dans la figure 2.10. Le modèle analytique développé par Paletti et Al [Pal1], montre également cette dépendance du taux de transfert d'effort vis-à-vis du niveau de précontrainte initial.

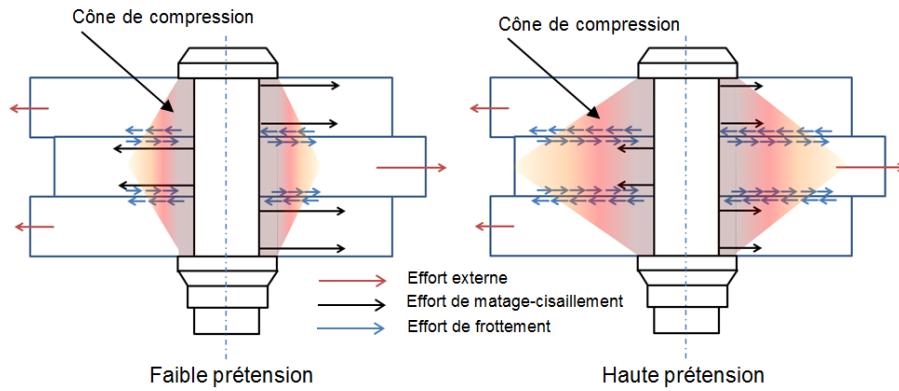


Figure 2.10 : Schématisation des transferts d'efforts sous faible et haute précontrainte

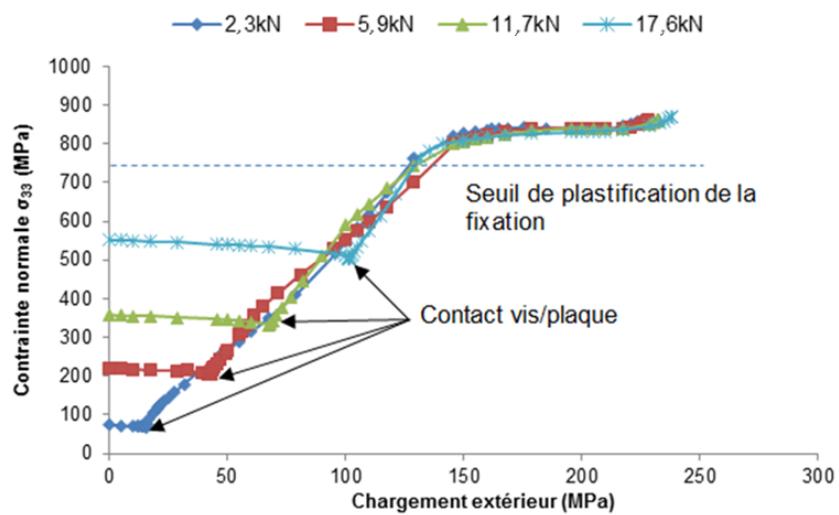


Figure 2.11 : Relation entre la contrainte normale axiale au sein de la fixation et le chargement extérieur pour différents niveaux de précontrainte

La Figure 2.11 indique la relation qui lie la contrainte normale axiale moyenne σ_{33} au sein de la fixation au chargement externe appliqué, et ce pour différents niveaux de précontrainte. Pour rappel, tous les résultats numériques décrits ici sont relatifs à l'assemblage de référence. On note que l'allure des courbes est indépendante de la précontrainte initiale. Le comportement décrit est composé de deux étapes : une première étape pour les faibles chargements où le niveau de précontrainte décroît de façon assez faible et une deuxième étape qui caractérise le début de la phase de matage-cisaillement et où l'on remarque une augmentation de la contrainte normale au sein de la fixation jusqu'à atteindre le seuil de la plastification. Ce résultat confirme la tendance observée dans le travail mené par Chakherlou [Cha4]. La relaxation de la précontrainte qui est observée avant le contact vis/plaque dépend du niveau de la précontrainte et du ratio d'épaisseur E/D, comme le souligne la Figure 2.12. En effet, plus le ratio E/D est important, plus la relaxation observée, à iso niveau de précontrainte, est significative. Cette observation numérique confirme la constatation issue du travail expérimental mené par Chakherlou et Al [Cha2] dans lequel il observe une tendance similaire en fonction de l'épaisseur serrée.

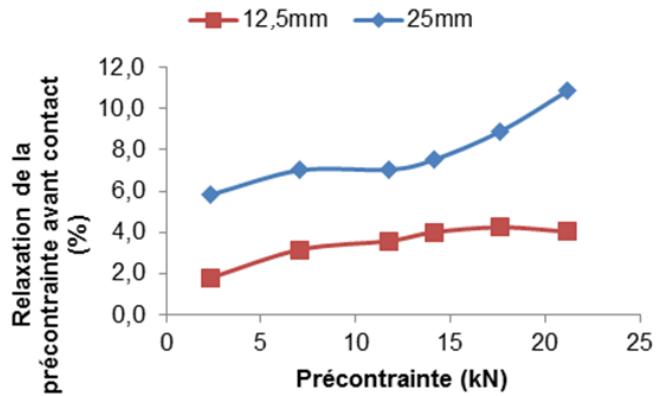


Figure 2. 12 : La relaxation de la précontrainte due à l'effet de poisson en relation avec le niveau de précontrainte pour une épaisseur de 12,5mm et 25mm

2.4.4. Effet des différents paramètres d'assemblage

Dans cette section, on s'intéresse à l'influence des principaux paramètres d'assemblage sur les différentes phases définies dans la figure 2.7. En particulier, on s'intéresse à l'effet de la prétension, l'ajustement radial, le coefficient de frottement aux interfaces et le matériau de la fixation.

2.4.4.1. Effet de la prétension

Afin d'évaluer l'effet de la prétension, considérons l'assemblage de référence avec les paramètres de montage suivant :

- Un coefficient de frottement à l'interface égal à 0,4.
- Un jeu radial de 50 μ m.

La Figure 2. 13 indique l'influence de la modification du niveau de la précontrainte sur le comportement des phases : adhérence, glissement, et matage-cisaillement. On remarque qu'augmenter la précontrainte tend à retarder le glissement global. On en conclut donc que pour les faibles chargements, augmenter la précontrainte a pour effet de faire travailler l'assemblage dans la zone d'adhérence, caractérisée par la plus grande rigidité. La Figure 2. 9 démontre que la contribution de la phase de matage-cisaillement sera différente en fonction du niveau de la précontrainte appliquée, et ce pour un supplément d'effort externe identique. La Figure 2. 13 indique que cette différence est due à la différence de rigidité entre les deux phases (1) et (3).

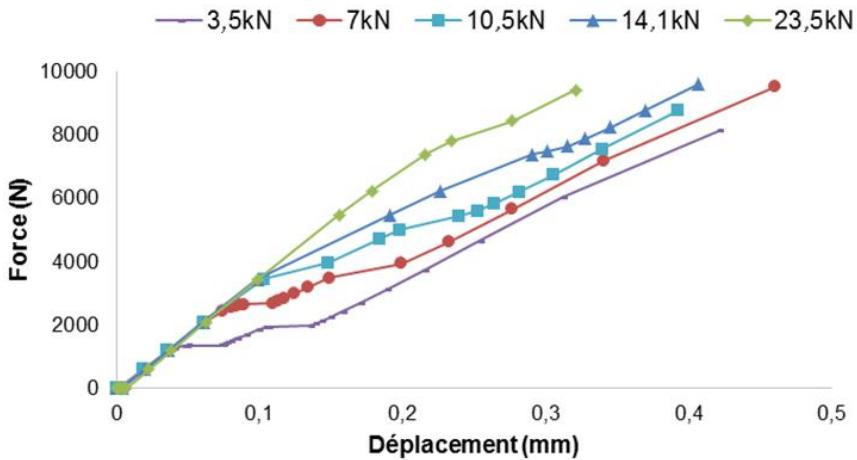


Figure 2. 13 : Effet de la pré-tension sur le comportement statique de l'assemblage de référence

2.4.4.2. Effet du frottement

Le coefficient de frottement joue un rôle capital dans l'efficacité du mode de transfert par frottement. Son effet sur la tenue statique de l'assemblage va être traité dans ce paragraphe, mais son effet sur la tenue fatigue sera traité ultérieurement : l'étude paramétrique menée a pour objectif d'évaluer l'influence du coefficient de frottement sur les différentes phases décrites dans la Figure 2. 7.

Il est important de vérifier la cohérence physique entre le comportement réel de l'assemblage et celui modélisé, et par conséquent de choisir l'interaction de contact qui représente le comportement de l'assemblage de la manière la plus réaliste possible.

Afin d'évaluer l'influence du coefficient de frottement sur la tenue statique de l'assemblage, on considère l'assemblage de référence, avec un jeu radial de $50\mu\text{m}$, et une précontrainte équivalente à $11,7\text{kN}$.

Les définitions et les valeurs des coefficients de frottement tangentiels considérés entre plaques sont définies dans le Tableau 2. 4 et correspondent aux données Abaqus.

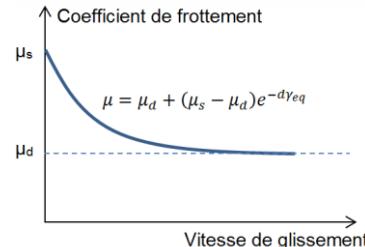
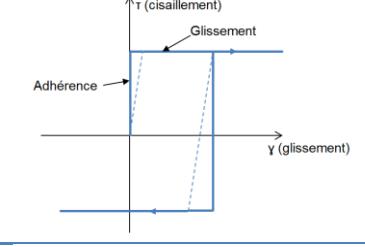
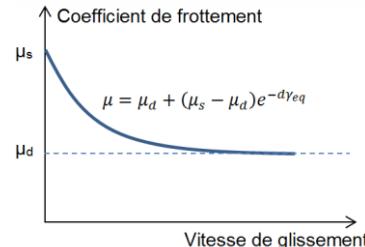
Formulation	Caractéristiques	Schéma	Dénomination
Type Colomb Isotropique	$\mu_f=0$		A0
	$\mu_f=0,1$		A0.1
	$\mu_f=0,2$		A0.2
	$\mu_f=0,4$		A0.4
	$\mu_f=0,5$		A0.5
Type Coulomb, avec multiplicateur Lagrange	$\mu_f=0,1$		B0.1
	$\mu_f=0,5$		B0.5
Exponentielle	$\mu_s=0,5, \mu_d=0,1, d=1$		C1
	$\mu_s=0,5, \mu_d=0,1, d=10$		C2
	$\mu_s=0,4, \mu_d=0,2, d=1$		C3
	$\mu_s=0,4, \mu_d=0,2, d=10$		C4

Tableau 2. 4 : Configurations de frottement considérée

La Figure 2. 14 indique l'influence de la modification du coefficient de frottement sur le comportement des phases : adhérence, glissement, et matage-cisaillement et ce pour la formulation de type Coulomb isotropique. On constate une relation de proportionnalité directe entre le coefficient de frottement et l'effort auquel le glissement global est enregistré. De même, après la phase de glissement et à iso déplacement, on remarque que plus le coefficient de frottement est élevé, plus la valeur d'effort appliquée est élevée. Néanmoins, la différence constatée reste assez limitée.

De la même façon que pour la précontrainte, on remarque que l'application d'un coefficient de frottement plus important retardé la phase de glissement global de l'assemblage, et que la capacité du mode de frottement en termes de transfert de charge est bien plus importante pour des coefficients de frottement plus élevés. Par exemple, on note qu'un effort externe de 3000N va être entièrement transféré par frottement aux interfaces si le coefficient de frottement est de 0,5, la contribution de ce mode de transfert par frottement peut chuter jusqu'à uniquement 46% de l'effort total si le coefficient de frottement est 0,2.

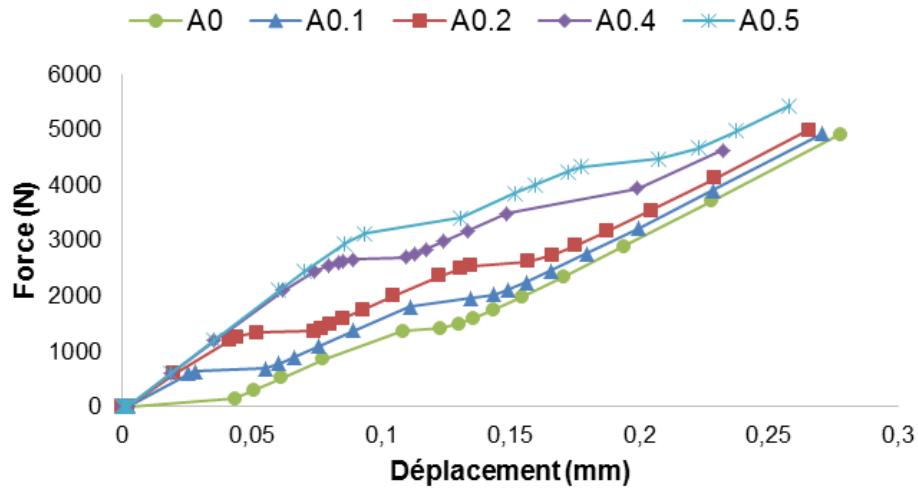


Figure 2. 14 : Effet du coefficient du frottement sur le comportement statique de l'assemblage de référence : formulation de type Coulomb isotropique

La différence entre le frottement tangentiel de type Coulomb isotropique et de type Coulomb avec multiplicateur Lagrange est illustrée dans la Figure 2. 15. On remarque qu'un glissement élastique, d'amplitude très faible, est toléré pour le frottement de type isotropique si la contrainte de cisaillement résultant du frottement est inférieure à une contrainte critique définie comme égale au produit de la pression de contact et du coefficient de frottement appliqué. A l'inverse, le glissement n'est toléré qu'à partir du moment où la contrainte de cisaillement résultant du frottement est supérieure à la contrainte critique définie plus haut en ce qui concerne la loi de type multiplicateur Lagrange, ce qui produit une loi de frottement hautement non linéaire générant des calculs relativement longs par rapport à la loi de type « *penalty* ».

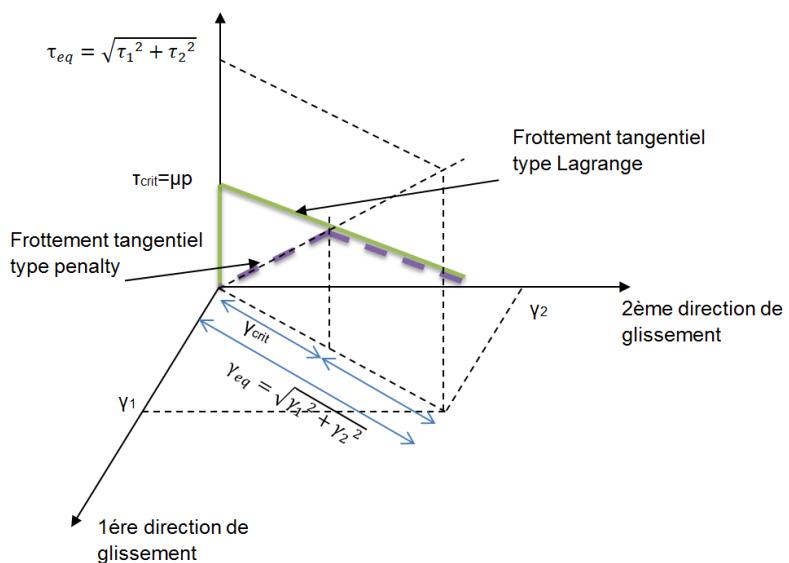


Figure 2. 15 : Différence schématisée entre le contact tangentiel de type penalty et Lagrange

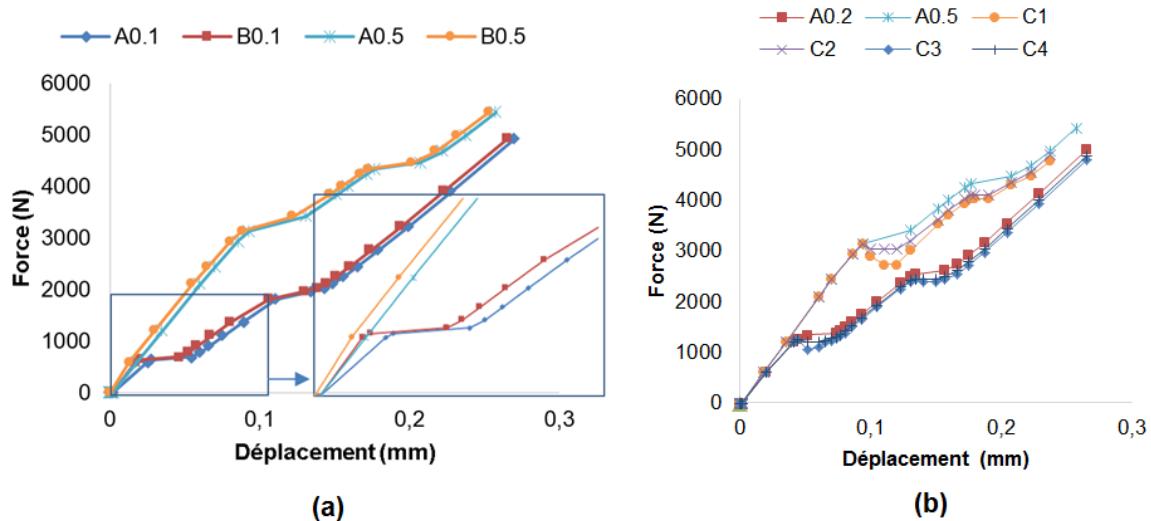


Figure 2. 16 : Effet du coefficient du frottement sur le comportement statique de l'assemblage de référence : (a) formulation de type Lagrange (b) formulation exponentielle

La Figure 2. 16 illustre la différence entre les différentes formulations. On remarque que l'utilisation de la formulation de type Lagrange agit principalement sur la phase d'adhérence : la rigidité de cette phase est 10 à 15% supérieure à celle produite par une formulation de type isotropique. En termes de temps de calcul, les calculs utilisant une loi de type multiplicateur Lagrange ont tendance à diverger pour des précontraintes élevées, probablement dues à la non linéarité générée par le changement de statut entre glissement et adhérence des nœuds en contact. Pour des précontraintes plus faibles, le taux de convergence avec multiplicateur Lagrange est sensiblement inférieur à la méthode d'enfoncement standard. D'autre part, la formulation de type exponentielle agit principalement sur la transition adhérence/glisement et présente une chute progressive de l'effort, plus ou moins marquée suivant les coefficients de l'équation considérée. Cette chute est due à la variation du coefficient de frottement statique/dynamique. Néanmoins, pour des valeurs de jeux radiaux inférieurs à 30 μ m, on a remarqué que la loi exponentielle a un comportement sensiblement identique aux lois d'enfoncement standard. Pour ces motifs, la formulation type Coulomb isotropique va être considérée pour la suite de notre étude.

2.4.5. Effet du jeu radial

Afin d'évaluer l'influence du jeu radial sur la tenue statique de l'assemblage, on considère l'assemblage de référence, avec un coefficient de frottement de 0,4 entre plaques et une précontrainte équivalente à 11,7kN. Le Tableau 2. 5 résume les différentes conditions de jeu qui ont été testées numériquement.

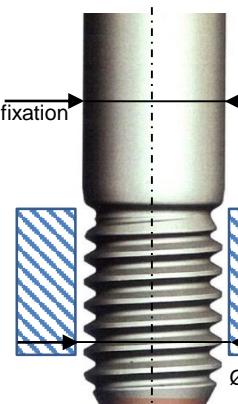
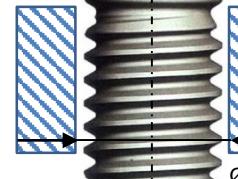
Jeu	Valeur du jeu	Schéma	Dénomination
Positif \varnothing fixation < \varnothing trou	J=50 μm		J50
	J=70 μm		J70
	J=90 μm		J90
	J=110 μm		J110
Négatif \varnothing fixation > \varnothing trou	J=-50 μm		J-50
	J=-110 μm		J-110
Nul \varnothing fixation = \varnothing trou	J=0 μm		J0

Tableau 2. 5 : Configurations du jeu considéré

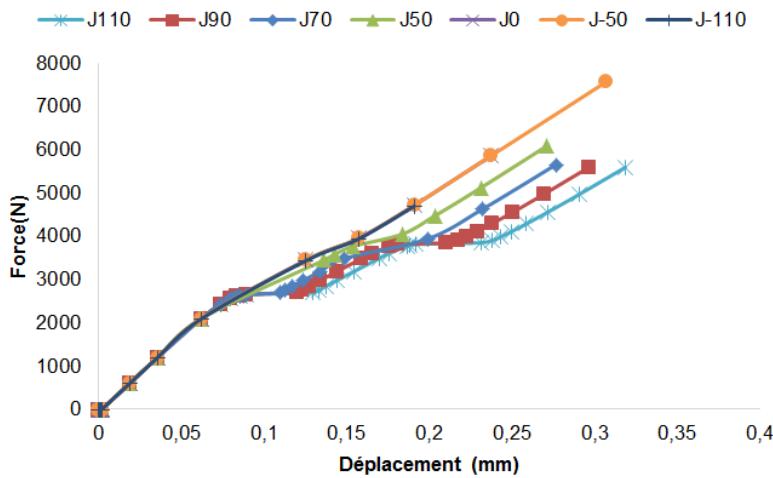


Figure 2. 17 : Effet du jeu radial sur le comportement statique de l'assemblage de référence

L'étude paramétrique menée, afin de comprendre l'influence du jeu radial sur le comportement de l'assemblage sous chargement statique (tableau 2.6), démontre qu'augmenter le jeu radial ne modifie ni la phase d'adhérence ni la phase élastoplastique après glissement et n'a donc pas d'impact sur la rigidité globale de l'assemblage ou la tenue mécanique. Par contre, le jeu radial a un effet sur la valeur de déplacement occasionné par le glissement des plaques. En effet, plus le jeu entre le fût de la fixation et l'alésage est important, plus le déplacement nécessaire afin d'amorcer la phase de matage-cisaillement est grand. On remarque que le déplacement mesuré est égal à la moitié du jeu imposé initialement pour les simulations numériques avec jeu positif.

Les résultats publiés par Stocchi [Sto1] indiquent que le même effet a été observé pour des assemblages composites en simple cisaillement. Les travaux réalisés par Li [Li1] indiquent qu'augmenter le jeu radial réduirait de façon significative le bénéfice attendu par la pré-tension, ce qui a été confirmé expérimentalement par Vliegers et Al [Vli1].

Concernant l'influence de l'interférence (ou le jeu radial négatif), on remarque que la courbe effort-déplacement, lors des transitions adhérence-glisement, n'est pas affectée par l'amplitude de l'ajustement négatif et que toutes les courbes avec ajustement négatif et ajustement nul peuvent être confondues. Cette constatation rejoint les travaux publiés par Paredes [Par1] et qui indiquent que le frottement radial induit par le montage avec un jeu négatif n'affecte pas la rigidité de l'ensemble des pièces d'assemblages ni les efforts de glissement de l'assemblage.

2.4.6. Analyse de la distribution des contraintes mécaniques dans l'assemblage

Dans la précédente section, nous avons montré que la prétension agit sur les transferts de charge. Une précontrainte plus élevée permet de transférer une portion d'effort plus importante via les interfaces des pièces en contact. Les contraintes mécaniques dans les plaques, qui conditionnent la durabilité de l'assemblage dans le cadre des éclissages aéronautiques, vont être par conséquent modifiées. Ce paragraphe s'attache à analyser les contraintes mécaniques le long des chemins les plus critiques des plaques assemblées, afin de comprendre de manière plus fine l'influence de la précontrainte sur les contraintes mécaniques transitant par l'assemblage.

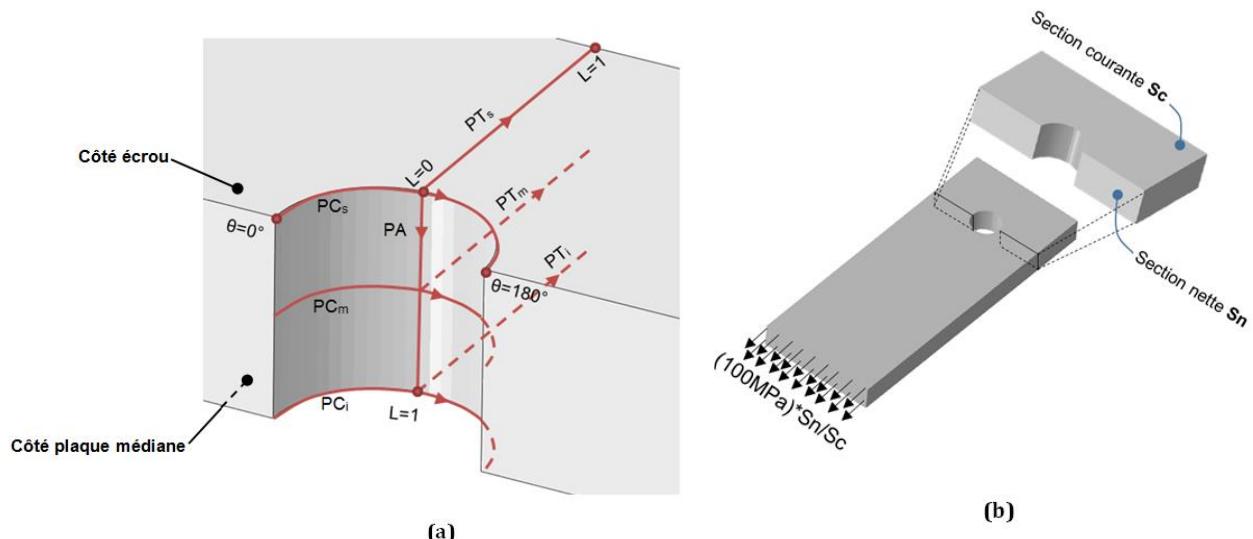


Figure 2.18: (a) Définition des chemins d'analyse des contraintes (b) définition du chargement appliqué sur la section courante

Afin de décrire les distributions de contraintes dans l'assemblage, suite à l'introduction de la prétension et sous un chargement externe de 100MPa, calculé sur la section nette de l'éprouvette (voir Figure 2.18.b), sept chemins ont été choisis comme décrit dans le tableau ci-dessous et dans la Figure 2.18.a). Les discussions relatives aux contraintes seront basées sur les contraintes résultantes au niveau de ces chemins. Au vu de la différence entre les épaisseurs des plaques interne et externe (pour rappel, la plaque externe présente une épaisseur 3 fois moindre que la plaque interne), la plaque choisie pour la visualisation des évolutions des contraintes est la plaque extérieure pour les assemblages en double cisaillement.

Dénomination	Type du chemin	Contraintes définies pour
PC_s	Circonférentiel	$0^\circ \leq \theta \leq 180^\circ$
PC_m		
PC_i		
PT_s	Radial	$0 \leq L \leq 1$
PT_m		
PT_i		
PA	Axial	$0 \leq L \leq 1$

Tableau 2. 6 : Chemins de mesure de contraintes mécaniques

2.4.6.1. Effet de la précontrainte et zone critique

La Figure 2. 19 représente l'évolution des contraintes σ_{33} le long du chemin PT_s pour différents niveaux de précontrainte. Les contraintes de compression axiales ont logiquement une magnitude plus importante pour des efforts de précontrainte plus importants. On remarque aussi que sous tête, les contraintes axiales s'annulent bien au niveau du contact avec la tête de fixation

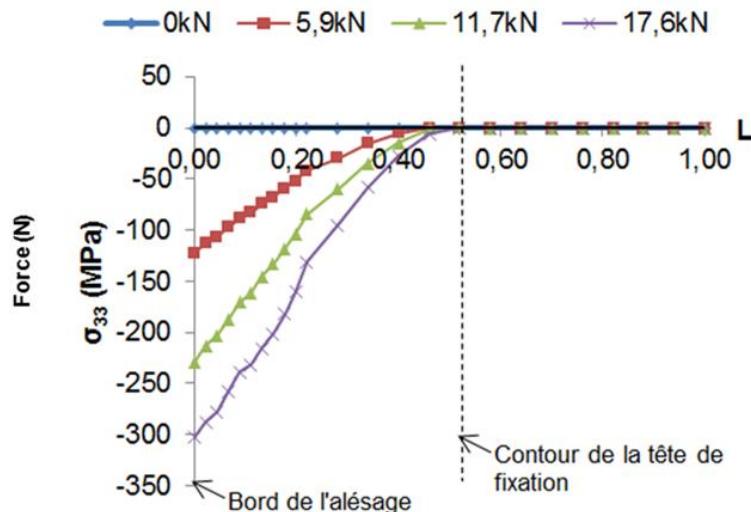


Figure 2. 19 : Evolution des contraintes σ_{33} suivant le chemin PT_s en fonction de la précontrainte pour un chargement de 100MPa sur la section nette

La Figure 2. 20 représente l'évolution des contraintes σ_{11} en fonction de l'épaisseur pour différents niveaux de précontrainte. La durée de vie des assemblages non préchargés est directement liée à la concentration de contrainte en bord de trou dans la section nette. Ainsi, l'évolution de σ_{11} permet, au moins qualitativement, d'appréhender l'influence de la précontrainte. En regardant l'évolution des contraintes σ_{11} le long du chemin PA, on observe que la contrainte normale longitudinale reste sensiblement constante pour des précharges faibles. Pour des précharges plus importantes, la contrainte normale longitudinale σ_{11} augmente jusqu'à un rapport d'épaisseur de 0,4 environ, puis reste sensiblement constante avec un phénomène d'autant plus marqué que la précontrainte est importante. Les valeurs obtenues en bord de trou à

l'interface entre les plaques dépendent fortement du niveau de prétension avec une diminution importante entre une prétension nulle et une forte prétension (17,6kN).

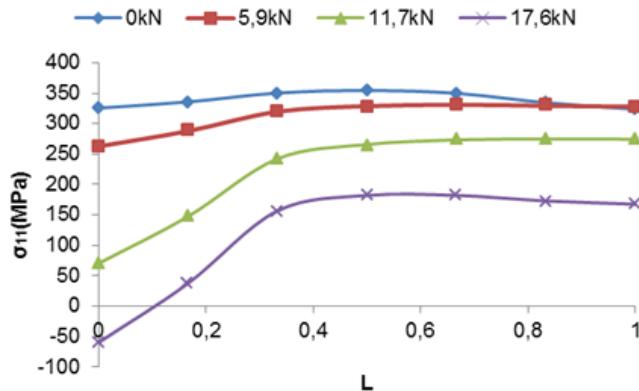


Figure 2. 20 : Evolution des contraintes σ_{11} suivant le chemin PA en fonction de la précontrainte pour un chargement extérieur de 100MPa sur la section nette

En se plaçant à l'interface entre les deux plaques, on peut tracer l'évolution des contraintes σ_{11} suivant le chemin PTi et PCi (Figure 2. 21). Les résultats confirment la concentration de contraintes au point A, en bord de trou (pour $L=0$ ou pour $\theta=90^\circ$), pour des prétensions nulles ou faibles. Radialement, la contrainte normale longitudinale tend vers une asymptote horizontale lorsque l'on s'éloigne du bord de trou, quelle que soit la prétension. En bord de trou, l'évolution de la contrainte σ_{11} en fonction de la prétension est significative : à prétension nulle, on retrouve une valeur élevée qui illustre le phénomène de concentration de contraintes. Lorsque la prétension augmente, la valeur au bord du trou évolue très sensiblement et devient beaucoup plus faible à forte précharge. En effet, les contraintes de compression axiale introduites dans la phase de précontrainte permettent de diminuer la valeur de σ_{11} lors de l'introduction de l'effort externe pour une prétension suffisamment élevée.

Par exemple, $\sigma_{11}=330MPa$ pour une précharge nulle et $\sigma_{11}=169MPa$ pour une précharge égale à 17,6kN.

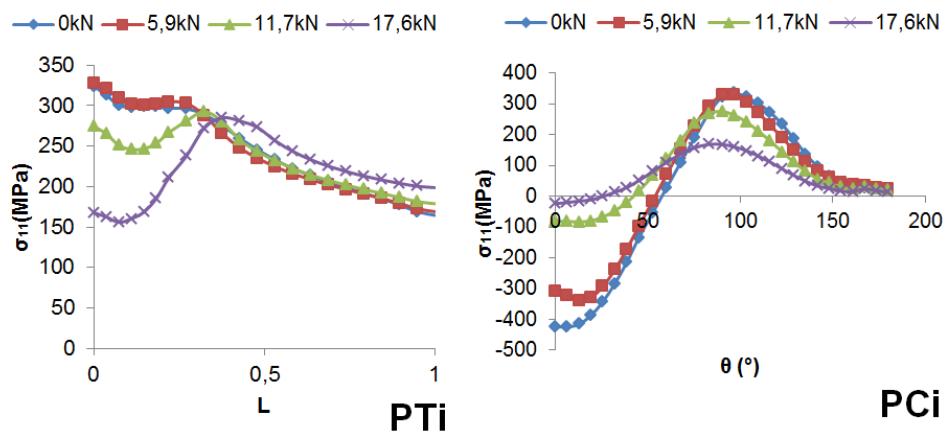


Figure 2. 21 : Evolution des contraintes σ_{11} suivant les chemins PCi et PTi en fonction de la précontrainte pour un chargement extérieur de 100MPa sur la section nette

Concernant l'évolution suivant la circonference du trou, on observe également une forte diminution de la contrainte normale longitudinale lorsque la prétenison augmente. Cette diminution s'opère sur la moyenne de la distribution de contraintes, mais apparaît plus nettement pour des valeurs de θ égales à 0° (plan de symétrie) ou à 90° (section nette).

2.4.6.2. Effet de la prétenison en relation avec l'épaisseur de la plaque

Dans ce paragraphe, on s'intéresse à l'effet de la prétenison sur les contraintes mécaniques générées au sein de l'assemblage et ce pour deux épaisseurs de plaques différentes. On considère ainsi pour une meilleure lisibilité deux niveaux de précontrainte : 5,9kN et 17,6kN ainsi que deux épaisseurs de plaques : 12,5mm et 25mm. Dans un premier temps, on s'intéresse aux contraintes longitudinales de traction sur le chemin PA suite à la phase de prétenison puis à la phase de chargement extérieur avec une contrainte extérieure égale à 100MPa calculée sur la section nette de l'éprouvette. Les autres évolutions sur les différents chemins sont données en annexe 1.

La Figure 2. 22 représente l'évolution des contraintes σ_{11} le long du chemin PA pour les deux niveaux de précontrainte et les deux épaisseurs serrées décrites précédemment et résume ainsi les observations décrites pour la ligne axiale passant par le point A suivant l'épaisseur de la plaque. On note que sur ce chemin axial, l'évolution de la contrainte σ_{11} est comparable pour une prétenison faible pour les deux épaisseurs de plaque. Pour une forte prétenison, l'épaisseur de la plaque influe sur le chemin de contrainte avec une valeur plus faible à faible épaisseur et forte prétenison (Figure 2. 22). Cette modification de l'évolution de la contrainte normale peut s'expliquer par la modification du transfert de charge entre les différents cas.

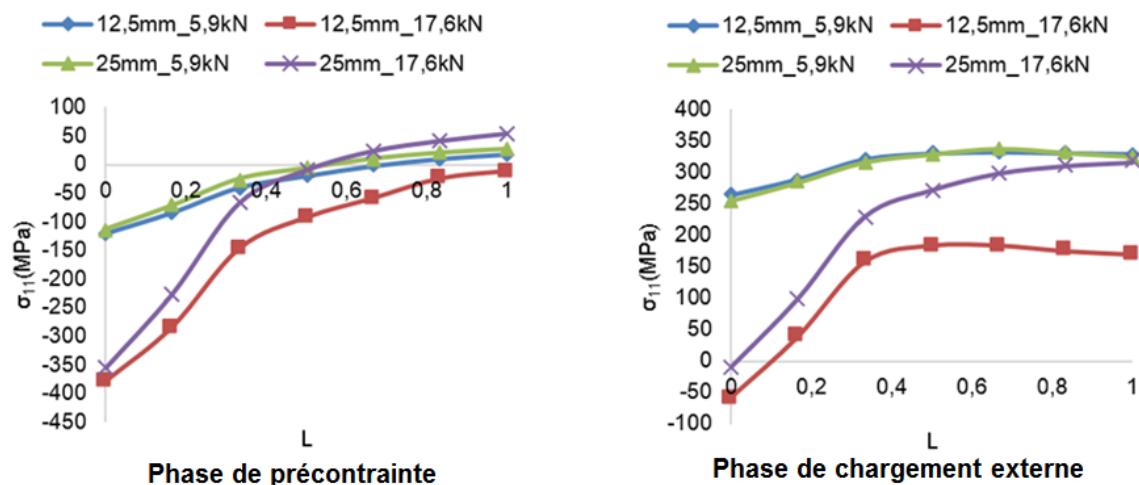


Figure 2. 22 : Evolution des contraintes σ_{11} suivant le chemin PA en fonction de la précontrainte et de l'épaisseur pour un chargement extérieur de 100MPa

Sur l'exemple, pour une prétenison faible de 5,9kN, le coefficient de frottement étant égal à 0,4, l'effort maximal pouvant être transmis par adhérence est égal à 2,36kN. L'effort extérieur appliqué sur la plaque correspondant à 100MPa est égal à 4,76kN pour l'épaisseur de 12,5mm et à 9,5kN pour l'épaisseur de 25mm. On constate que dans les deux cas, la précharge n'est pas suffisante pour transférer l'intégralité de l'effort par adhérence.

Pour une prétraction forte de 17,6kN, l'effort maximal pouvant être transmis par adhérence est égal à 7,04kN. Cette précharge n'est toujours pas suffisante pour une épaisseur de plaque de 25mm (dans ce cas, une partie de la charge est transmise par matage/cisaillement). Par contre, pour l'épaisseur égale à 12,5mm, l'intégralité de l'effort extérieur égal à 4,76kN peut être transmise par adhérence.

2.4.6.3. Effet de la prétraction en relation avec l'interférence

Considérant qu'une précontrainte identique n'agit pas de la même façon sur deux assemblages d'épaisseurs différentes et afin d'analyser l'effet de la précontrainte en relation avec l'interférence, on considère deux épaisseurs distinctes : 12,5mm et 25mm.

L'analyse des contraintes mécaniques est réalisée en deux parties distinctes suivant l'épaisseur de l'assemblage. On considère, pour une meilleure lisibilité, deux niveaux de précontrainte : 5,9kN et 17,6kN ainsi que deux niveaux d'ajustement radial négatif : -50µm et -100µm. Comme détaillé à la section précédente, on s'intéresse aux contraintes longitudinales de traction sur le chemin PA dans la phase de chargement extérieur, considéré égal à 100MPa et calculé sur la section nette de l'éprouvette.

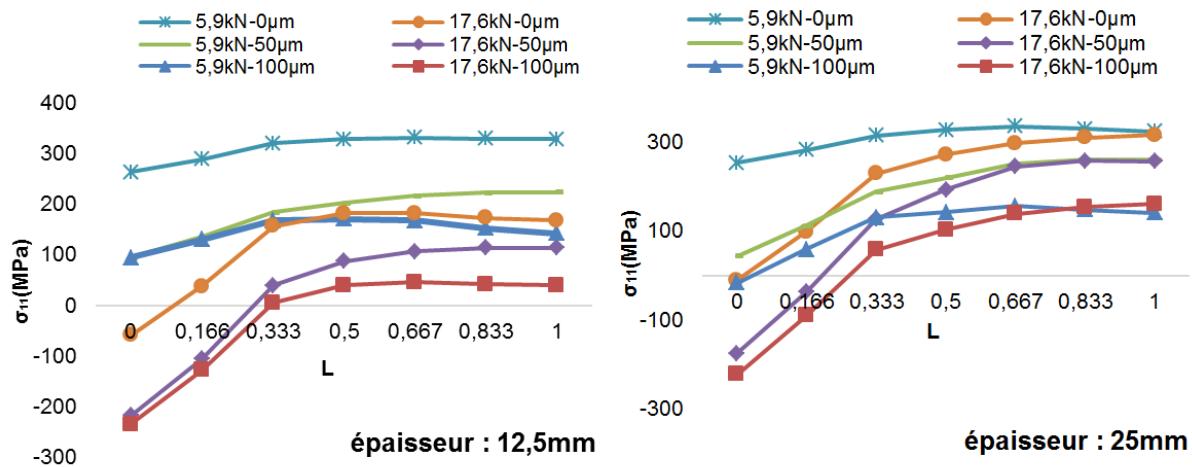


Figure 2.23 : Evolution des contraintes σ_{11} suivant le chemin PA en fonction de la précontrainte et de l'interférence pour un chargement extérieur de 100MPa

La Figure 2.23 représente l'évolution des contraintes σ_{11} le long du chemin PA pour les deux niveaux de précontrainte et les trois niveaux d'interférences. La diminution de la contrainte normale σ_{11} constatée précédemment pour des précharges importantes apparaît également pour les assemblages avec interférence. Les allures des courbes obtenues suivant l'épaisseur sont identiques quelle que soit la prétraction ou l'interférence. Sur les plaques de faibles épaisseurs (figure 2; 23a), la contrainte normale longitudinale augmente lorsque l'on tend vers l'interface entre plaques pour tendre vers une asymptote. Les valeurs obtenues au point A à l'interface sont d'autant plus faibles que la prétraction est forte et l'interférence importante.

On retrouve le même phénomène dans le cas des plaques plus épaisses mais dans la mesure où la prétraction, comme nous l'avons vu précédemment, influe peu sur la valeur de σ_{11} au point A, c'est l'interférence qui entraîne une diminution de la contrainte normale longitudinale au point

A (les contraintes σ_{11} obtenues sont sensiblement les mêmes pour les deux niveaux de pré-tension).

Par exemple, pour l'épaisseur de 25mm, à l'interface entre les plaques au point A et quelle que soit la pré-tension, $\sigma_{11}=315MPa$ à jeu nul, $\sigma_{11}=276MPa$ avec une interférence de $-50\mu m$ et $\sigma_{11}=145MPa$ avec une interférence de $-100\mu m$.

2.5. Application aux assemblages multi-boulonnés

L'approche considérée jusqu'à présent dans ce chapitre s'attache à l'évaluation de l'effet des différents paramètres en interaction avec la précontrainte sur la tenue mécanique de l'assemblage de référence. Cet assemblage, étant composé d'une seule fixation, représente un assemblage très simplifié et à l'échelle industrielle, les assemblages sont toujours composés de deux fixations au minimum. Dans la Figure 2. 2, différents modèles numériques ont été développés, afin de comprendre l'influence de la précontrainte.

La complexité du problème de l'assemblage boulonné de pièces minces oblige au choix d'hypothèses simplificatrices. Classiquement, l'étude est découpée en deux parties : la première consiste à définir le comportement global d'une fixation, et la deuxième consiste à calculer les efforts transférés par l'ensemble des fixations de l'assemblage.

Calcul des taux de transfert de charge des assemblages multi-boulonnés en double cisaillement :

- Assemblage en double cisaillement composé de deux fixations :

La Figure 2. 24 indique à titre d'exemple le taux de transfert de charge en fonction du chargement extérieur appliqué à l'assemblage en double cisaillement composé de 2 fixations, préchargé à 11,7kN et présentant un ratio E/D=2. On observe pour un faible chargement extérieur l'allure de la répartition théorique du taux de charge définie par Alkatan et Al [Alk1] entre les 2 fixations. A partir du moment où l'assemblage entre dans le domaine de la déformation plastique, les taux de transfert ont tendance à s'équilibrer entre les deux fixations. On distingue également d'après la courbe que le glissement s'accompagne avec une commutation des taux de transfert de charge.

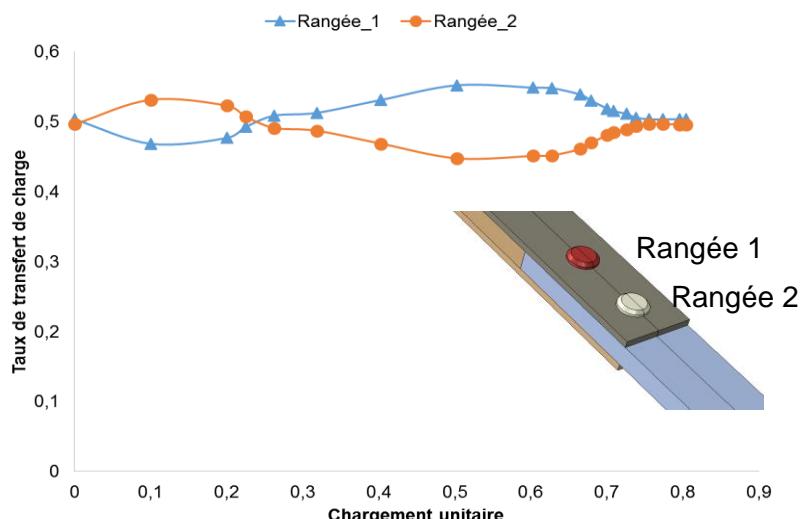


Figure 2. 24 : Taux de transfert de charge pour les 2 rangées d'assemblage à 2 fixations

- **Assemblage en double cisaillement composé de neuf fixations :**

La Figure 2. 25 définit le taux de transfert de charge en fonction du chargement extérieur appliqué à l'assemblage en double cisaillement composé de 9 fixations, préchargé à 11,7kN et présentant un ratio E/D=2. On obtient bien pour un faible chargement extérieur l'allure de la répartition théorique du taux de charge entre les rangées [Alk1]. En effet, dans le domaine élastique réversible linéaire, des calculs analytiques effectués à l'aide d'un modèle à ressorts montrent que les rangées de fixations aux extrémités ont les taux de charge les plus élevés. A partir du moment où l'assemblage entre dans le domaine de la déformation plastique (plasticité non-linéaire puis plasticité parfaite lorsque la contrainte locale dépasse le R_e), les taux de transfert ont tendance à s'équilibrer.

Cela s'explique par le fait que, lorsqu'une rangée de fixations entre dans le domaine plastique, sa raideur plastique diminue avec la déformation et la charge qu'elle va pouvoir reprendre tend vers un seuil. Cependant, le chargement extérieur augmentant et l'équilibre de l'assemblage étant vérifié, cela veut dire que les fixations intermédiaires non totalement plastifiées reprennent plus d'efforts. Donc, leurs taux de transfert de charge augmentent.

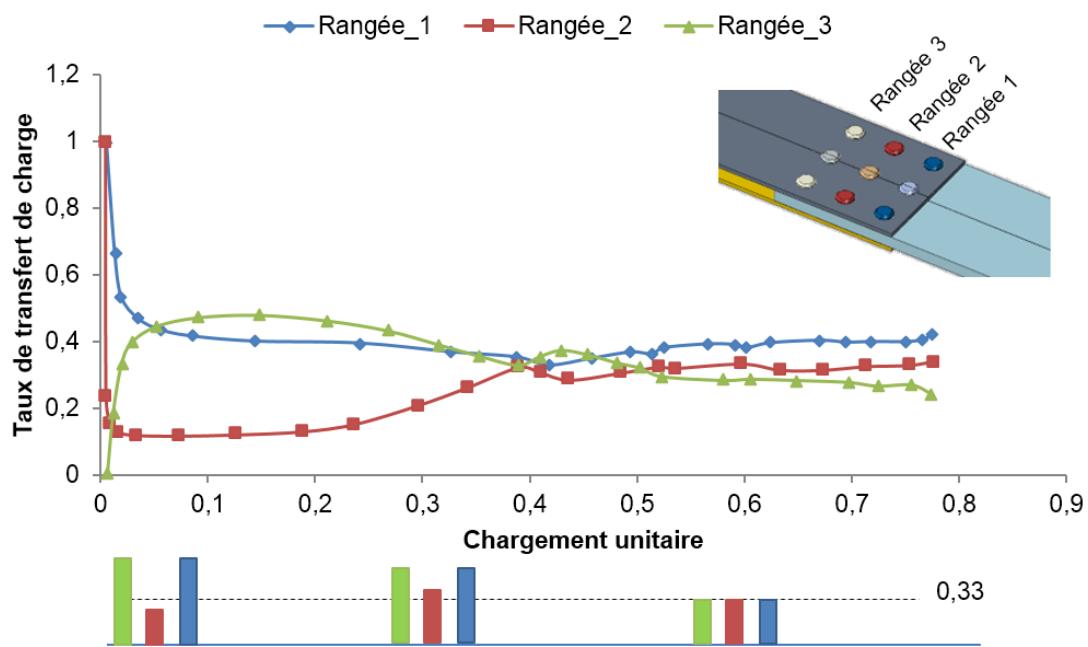


Figure 2. 25 : Taux de transfert de charge pour les 3 rangées d'assemblage à 9 fixations

- **Assemblage en simple cisaillement composé de deux fixations :**

Compte tenu de la symétrie de ce type d'assemblage, les taux de transfert de charge sont équivalents entre les deux fixations comme le montre la Figure 2. 26.

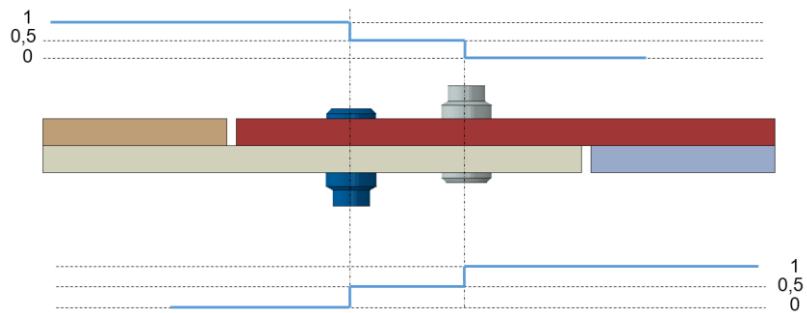


Figure 2.26 : Taux de transfert de charge pour les 2 rangées d'assemblage à 2 fixations

2.6. Bilan de l'analyse numérique

Les hypothèses considérées pour modéliser le comportement mécanique sous chargement statique (et cyclique dans la suite de cette étude) ont été définies à partir de la géométrie et du chargement qui ont été choisis de manière à être conformes aux éprouvettes testées et aux chargements introduits, mais aussi aux conditions aux limites représentatives des conditions expérimentales. Les lois matériaux utilisés ont été intégrées à partir des résultats de caractérisations mécaniques d'éprouvettes de traction uniaxiale. Les fonctionnalités purement numériques liées à la définition des interactions entre pièces ont été étudiées pour permettre une prise en compte des efforts tangentiels générés par la prétension (en particulier via le choix de la loi de frottement à implémenter pour notre étude). Enfin, une attention particulière a été portée au maillage pour permettre d'avoir des résultats précis en un minimum de temps de calcul.

Les premiers résultats numériques indiquent l'effet de différents paramètres de l'assemblage sur la phase de transition adhérence-cisaillement de l'assemblage ainsi que sur l'effort de glissement macroscopique. La simulation numérique permet de délimiter la contribution de chaque mode de transfert d'effort, mais également d'étudier l'effet de la précontrainte sur les différentes configurations d'assemblage, en prenant en compte l'effet de l'épaisseur serrée et le jeu radial intégré. On observe que la contribution du mode de transfert par frottement est plus importante pour des valeurs de précontrainte plus élevées, permettant de réduire la sévérité des contraintes enregistrées au niveau de la section nette de l'éprouvette.

Enfin, on observe que les résultats numériques sont en accord avec les travaux bibliographiques. Plusieurs aspects novateurs, non traités dans la littérature, ont été observés numériquement. Notamment, il a été mis en évidence l'effet combiné de la précontrainte et de l'interférence sur des assemblages présentant des épaisseurs serrées différentes. On constate que, suivant l'épaisseur serrée, la technologie à implémenter peut différer.

Le prochain chapitre va être consacré à la procédure de calcul en fatigue mise en place afin de prédire la durée de vie des assemblages aéronautiques. L'application de cette procédure sur l'assemblage de référence sera réalisée afin de dégager les premières tendances relatives à l'effet de la précontrainte.

Chapitre 3 : Démarche de prédition de durée de vie

Ce chapitre traite de la démarche de la prédition de durée de vie et présente les principaux résultats numériques liés à l'effet de la précharge sur la tenue de l'assemblage de référence.

Plan du chapitre :

3.1.	Introduction.....	70
3.2.	Démarche de l'étude : approche théorique	70
3.3.	Choix d'un critère multiaxial	72
3.3.1.	Critère de fatigue à plan critique basé sur une formulation de Crossland	72
3.3.2.	Détermination de l'amplitude de la contrainte de cisaillement	74
3.3.3.	Calcul de la durée de vie en chaque point de la zone étudiée.....	77
3.3.4.	Détermination des valeurs $\sigma_0(10^5)$, $\sigma_1(10^5)$ et p pour le matériau utilisé.....	78
3.3.5.	Démarche de détermination de la durée de vie de l'assemblage	79
3.4.	Application de la méthodologie de calcul à l'assemblage de référence	81
3.4.1.	Evolution des zones d'initiation.....	85
3.5.	Synthèse des prédictions	86

3.1. Introduction

Comme décrit dans le premier chapitre, le domaine de fatigue est souvent divisé en deux catégories : la fatigue oligocyclique et la fatigue polycyclique. Les critères permettant la prédiction de durée de vie sont choisis en fonction de la catégorie de la fatigue. Ils sont basés sur l'évaluation de l'amplitude de la déformation plastique lorsqu'il s'agit de fatigue oligocyclique et sur l'évaluation des contraintes macroscopiques lorsqu'il s'agit de fatigue polycyclique.

Dans le cas de la prédiction de la fatigue polycyclique, la maturité des approches classiques de calcul de durabilité est pratiquement atteinte. Les situations classiques varient peu et les approximations données par les logiciels d'éléments finis classiques permettent une bonne analyse des contraintes et des durées de vie engendrées. Ce constat n'est plus valable pour les chargements complexes où le concepteur est confronté à l'existence de nombreux critères dont le domaine d'application diffère d'un cas test à l'autre. Un des exemples typiques de ces chargements complexes concerne le cas de la fatigue dite multiaxiale, qui se manifeste pour des détails structurels présentant un état de contraintes multiaxial. En effet, la présence simultanée de plusieurs contraintes non nulles ajoute une complexité supplémentaire au problème de la fatigue, surtout dans le cas où ces contraintes varieraient non proportionnellement en fonction du chargement (ce qui représente le cas le plus rencontré dans les structures mécaniques complexes).

Les critères de prédiction de durée de vie peuvent être classés en trois catégories : ceux qui sont basés sur le calcul des contraintes macroscopiques sur un plan critique, ceux basés sur le calcul des déformations plastiques équivalentes et enfin ceux basés sur les critères énergétiques. Les critères de fatigue classiques tels que celui de Crossland [Cro1], Sines [Sin1] ou Dang Van [Sus2] surestiment généralement les durées de vie, car les paramètres d'entrée de ces critères sont obtenus à partir d'essais de fatigue effectués sur des éprouvettes ne comportant pas d'accident de forme. Pour pallier à cette problématique et afin de tenir compte de l'effet du gradient de contrainte généré par la présence d'entaille sur la durabilité des structures mécaniques, certaines méthodes ont été développées conduisant à réduire les contraintes utilisées dans le critère de fatigue. On peut citer dans ce cadre la méthode de point chaud et la méthode de contrainte-résistance [Sus2] [Fer1].

3.2. Démarche de l'étude : approche théorique

La Figure 3. 1 présente l'approche générale considérée, afin d'estimer la durée de vie des assemblages vissés. La géométrie et les chargements externes sont utilisés mutuellement afin de produire l'historique des contraintes et déformations au cours du chargement dans les zones qui sont considérées comme critiques. Les données matériaux liées à la fatigue sont ensuite introduites pour prédire la durée de vie, contrairement aux données matériaux mécaniques tels que le module de Young ou la loi élastoplastique qui sont utilisés dans la première étape du calcul.

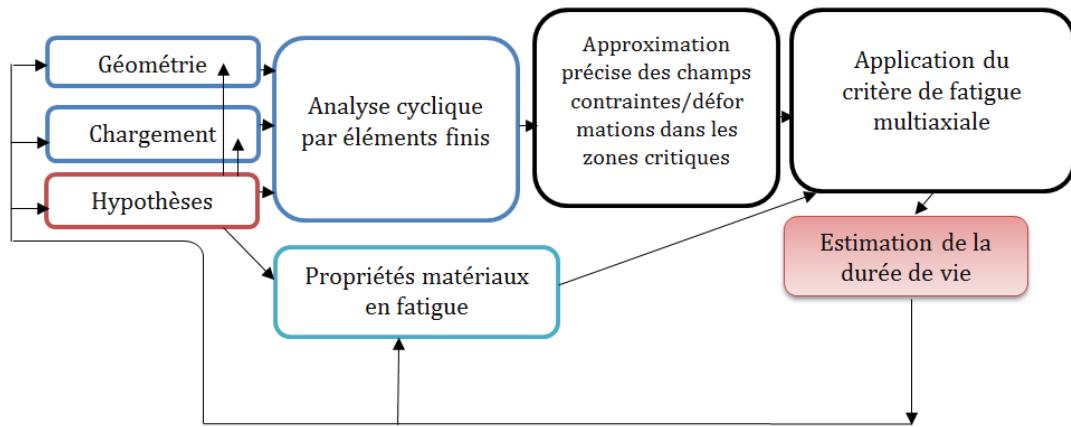


Figure 3. 1 : Démarche de la prévision de durée de vie (inspirée par [Bis1])

Concernant les chargements en fatigue, un certain nombre de dispersions liés aux tolérances géométriques, matériau et aux conditions d'assemblage doivent être pris en compte pour une estimation viable de la durée de vie.

La recherche du point critique où s'amorce la rupture par fatigue nécessite de définir une zone d'étude à partir des observations expérimentales [Hah1]. Dans le cas des assemblages boulonnés, nous avons vu que la zone critique concerne les plaques extérieures de plus faible épaisseur par rapport à la plaque médiane (pour les assemblages à double recouvrement). Sur ces plaques, les études ont montré que l'amorce de fissure a lieu au point A, lorsque la pré-tension est nulle et migre vers l'extérieur de la zone comprimée pour les fortes pré-tensions. La zone d'étude retenue est donc celle de la Figure 3. 2 étant donnée la symétrie.

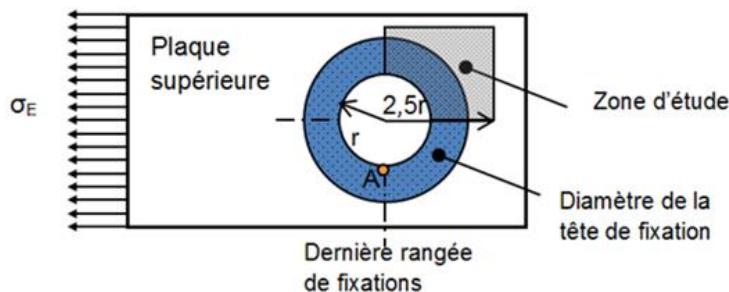


Figure 3. 2 : Zone d'étude : cas général

Sur le modèle numérique, il est nécessaire de modéliser un cycle de chargement. Ce cycle comprend une première phase de mise en place de la pré-tension, puis une montée en charge pour atteindre la force extérieure maximale F_E puis un cycle de décharge-recharge comme indiqué dans la Figure 3. 3. La simulation éléments finis nous permet alors d'obtenir un tenseur des contraintes en tout point de la zone d'étude pour chaque valeur de l'effort. Il est ensuite possible de calculer la durée de vie estimée en chaque point par l'application d'un critère multiaxial adapté au cas d'étude. Le point critique est celui qui donne la durée de vie minimale.

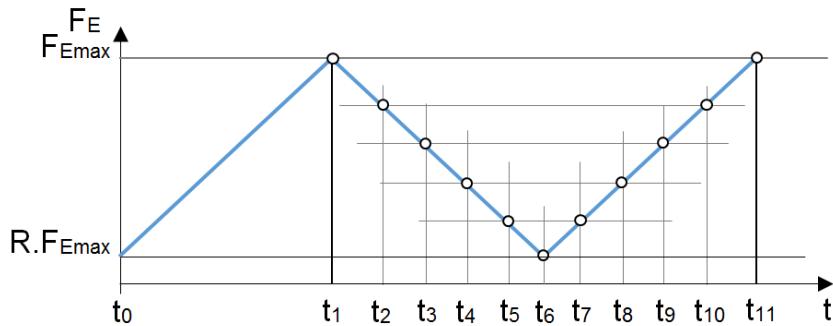


Figure 3. 3 :Cycle de chargement

3.3. Choix d'un critère multiaxial

3.3.1. Critère de fatigue à plan critique basé sur une formulation de Crossland

Il n'existe pas actuellement un critère unique permettant de déterminer avec une bonne précision la durée de vie dans le cas de la fatigue multiaxiale. Aucun des critères nombreux proposés ne permet de couvrir tous les cas de sollicitations et tous les états de contraintes correspondants. L'intérêt d'utiliser un critère de prédition multiaxial est explicité en visualisant l'état de contrainte dans l'assemblage. En effet, le modèle éléments finis développé dans le chapitre précédent pour l'assemblage de référence permet d'obtenir l'historique de l'état des contraintes principales pour le point A (voir Figure 3. 2). Il est représenté sur la Figure 3. 4 pour deux niveaux de précontraintes et sous un chargement cyclique de 160MPa, calculé sur la section nette. Les résultats obtenus montrent que l'état de contraintes est triaxial, d'où l'utilisation de critères de fatigue multiaxiale pour estimer la durée de vie de la structure.

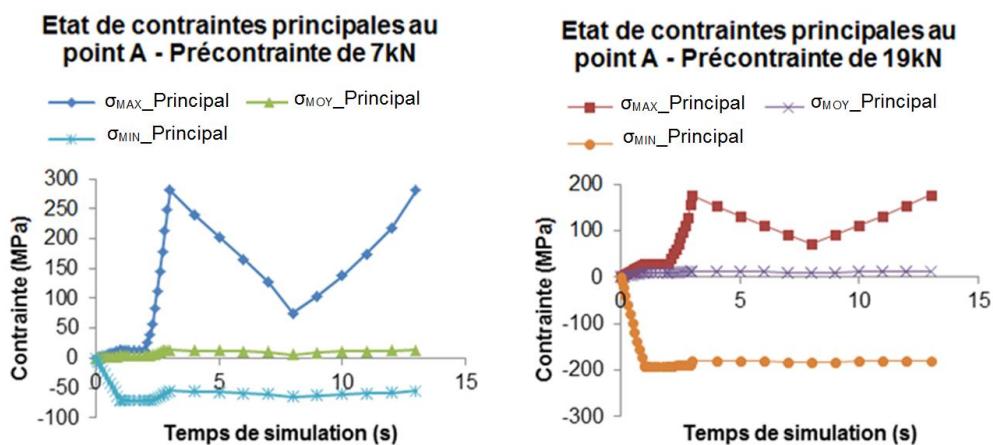


Figure 3. 4 : Multiaxialité des contraintes principales pour deux niveaux de précontrainte

Pour la plupart des critères existants, il est néanmoins possible d'énoncer trois constats :

- La durée de vie dépend fortement de l'amplitude de variation du cisaillement. Elle décroît lorsque l'amplitude maximale de variation du cisaillement augmente.
- La durée de vie est peu sensible à la valeur moyenne de la contrainte de cisaillement.

- La durée de vie dépend fortement de la valeur de la pression hydrostatique maximale. Un état de compression (correspondant à une pression hydrostatique négative) augmente sensiblement la durée d'amorçage d'une fissure de fatigue.

Ces différentes constatations qualitatives semblent admises par les spécialistes et ont conduit à nombreux critères [Sus2] [Fer1] [Jab1].

Les différentes approches développées dans la suite de ce chapitre sont basées sur la relation de Crossland [Cro1], qui nous semble la plus adaptée à mettre en œuvre dans le cas d'un développement industriel appliqué à une liaison complexe. La caractérisation des contraintes macroscopiques nécessaires au calcul de durée de vie est assez aisée et rapide à obtenir. Les études réalisées par Chakherlou et Al [Cha4] démontrent que ce critère est celui qui semble donner les meilleurs résultats parmi les critères de Smith-Watson-Topper, Glinka, Kandil, Brown et Miller, Fatemi et Socie, et Jahed-Varani. De plus, l'étude menée par Duprat et Al [Dup1] tend vers la même constatation.

Dans le cas des assemblages étudiés, étant donné l'état de contraintes multiaxial résultant de l'application de la précharge, nous nous orientons vers une utilisation de la formulation de Crossland associée à la recherche d'un plan critique au cours du chargement. La complexité de la géométrie et l'évolution au cours du temps du point critique nous conduisent à rechercher le plan critique parmi les plans octaédriques au cours du chargement.

L'expression proposée par Crossland [Cro1] est une combinaison linéaire de l'amplitude de variation maximale d'une contrainte de cisaillement équivalente et de la valeur maximale de la pression hydrostatique pendant un cycle de chargement :

$$T_{eq,a} + B_N P_{max} \leq A_N \quad (3.1)$$

Avec :

A_N et B_N des paramètres matériau issus des essais et définis pour une durée de vie N .

$T_{eq,a}$ l'amplitude maximale de variation de la contrainte de cisaillement équivalente au cours d'un cycle de chargement.

P_{max} la pression hydrostatique maximale au cours d'un cycle de chargement

Le tenseur de contraintes issu de la simulation par éléments finis caractérise chacun de ces deux paramètres. La connaissance des contraintes principales, pour chaque étape du chargement en tout point M de la zone étudiée, permet de déterminer la pression hydrostatique maximale :

$$P_{max}(M) = \frac{1}{3} \max(t) [\sigma_1(t) + \sigma_2(t) + \sigma_3(t)] \quad (3.2)$$

$\sigma_1(t)$, $\sigma_2(t)$ et $\sigma_3(t)$ étant les contraintes principales à un instant t donné.

Le calcul de $T_{eq,a}$ est, dans le cas général, beaucoup plus délicat. Il fait l'objet de plusieurs interprétations, suivant l'expression retenue. Trois grandeurs différentes peuvent être utilisées pour le décrire :

τ_0 qui correspond à la valeur de la contrainte de cisaillement octaédrique, $\sqrt{J_2}$ qui correspond au 2^{ème} invariant du tenseur déviateur des contraintes en un point et $\sigma_{eq,VM}$ qui correspond à la contrainte équivalente de Von Mises. Ces trois paramètres sont des grandeurs scalaires proportionnelles pour un état de contrainte donné :

$$\tau_0 = \sqrt{\frac{1}{3} \text{tr}([\Sigma_M]^2)} ; \sqrt{J_2} = \sqrt{\frac{1}{2} \text{tr}([\Sigma_M]^2)^2} ; \sigma_{eq,VM} = \sqrt{\frac{3}{2} \text{tr}([\Sigma_M]^2)} \quad (3.3)$$

$$\text{Avec } \text{tr}([\Sigma_M]^2) = (\sigma_1 - \frac{s}{3})^2 + (\sigma_2 - \frac{s}{3})^2 + (\sigma_3 - \frac{s}{3})^2 \quad \text{et} \quad s = \sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3$$

Les critères de Sines [Sin1] et de Crossland [Cro1] utilisent la contrainte de cisaillement octaédrique τ_0 comme paramètre de description de la durée de vie en fatigue à grand nombre de cycles. Cette contrainte peut être considérée comme une valeur moyenne équivalente pour un chargement donné.

À un instant donné, en un point donné, il existe huit plans octaédriques qui font le même angle avec les axes principaux. Sur une facette orientée suivant un des plans octaédriques, les composantes normales et tangentielle du vecteur contraintes valent :

$$\sigma_0 = \frac{1}{3} [\sigma_1(t) + \sigma_2(t) + \sigma_3(t)] = p_H \quad (3.4)$$

$$\tau_0 = \frac{1}{3} \sqrt{(\sigma_1(t) - \sigma_2(t))^2 + (\sigma_1(t) - \sigma_3(t))^2 + (\sigma_2(t) - \sigma_3(t))^2} \quad (3.5)$$

σ_0 correspond alors à la pression hydrostatique au point M considéré. σ_0 et τ_0 constituent alors des valeurs moyennes de σ et τ au voisinage du point considéré qui caractérisent l'état de contraintes à un instant donné du cycle de chargement.

3.3.2. Détermination de l'amplitude de la contrainte de cisaillement

La recherche de l'amplitude de la contrainte de cisaillement maximale au cours du chargement s'effectue sur les plans octaédriques en chaque point au cours du cycle de chargement. La détermination de $T_{eq,a}$ diffère alors du type de sollicitations :

Cas 1 : les axes principaux sont fixés pendant le cycle de chargement et les composantes du tenseur sont proportionnelles au chargement (Figure 3. 5).

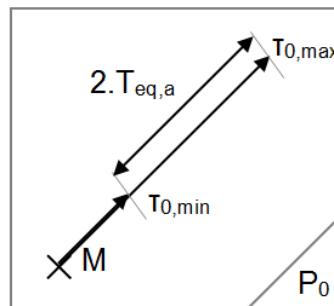


Figure 3. 5 : Calcul de $T_{eq,a}$ pour le cas 1

L'amplitude maximale de variation de la contrainte octaédrique vaut alors :

$$T_{eq,a} = \tau_{0,a} = \frac{\tau_{0,max} - \tau_{0,min}}{2} \quad (3.6)$$

Dans ce cas simple, on peut facilement écrire $T_{eq,a}$ en fonction de la variation de la contrainte équivalente de Von-Mises. On a alors :

$$T_{eq,a} = \frac{\sqrt{2}}{3} \sigma_{VM,a} = \frac{\sqrt{2}}{3} \left(\frac{\sigma_{VM,max} - \sigma_{VM,min}}{2} \right) \quad (3.7)$$

Cette expression montre que dans ce cas de chargement, $T_{eq,a}$ caractérise également la variation d'énergie de variation de forme. Cela signifie que l'amorçage de rupture en fatigue dépend alors de la variation maximale de l'énergie de variation de forme pendant un cycle de chargement. Cette variation est très facile à obtenir en chaque point de la zone concernée puisque le logiciel EF donne directement la valeur de la contrainte équivalente de Von-Mises.

Cas 2 : Les axes principaux sont fixes pendant tout le cycle de chargement et les composantes du tenseur de contraintes ne sont pas proportionnelles au chargement.

Dans le plan octaédrique P_0 fixe au cours du temps, l'extrémité du vecteur contrainte de cisaillement τ_0 décrit alors une courbe fermée (Figure 3.6).

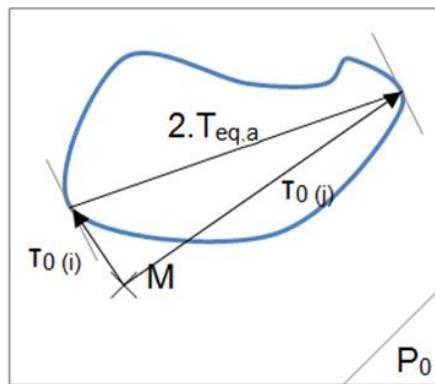


Figure 3.6 : Calcul de $T_{eq,a}$ pour le cas 2

Il est nécessaire de rechercher la valeur maximale de la différence entre deux contraintes tangentielles :

$$T_{eq,a} = \max \frac{1}{2} \left\| \vec{\tau}_{0,i} - \vec{\tau}_{0,j} \right\| \quad (3.8)$$

De nombreuses méthodes existent pour définir cette valeur. Une discrétisation suffisamment fine du cycle de chargement avec une recherche de la valeur maximale de la différence de deux contraintes de cisaillement octaédrique donne $T_{eq,a}$ avec une précision suffisante.

Dans ce deuxième cas, comme dans le premier cas, il est possible de calculer la variation de la contrainte de cisaillement dans le plan octaédrique à partir du deuxième invariant du déviateur J_2 . Les directions principales restant inchangées, on peut écrire :

$$\tau_{eq,a} = \max \frac{1}{2} \frac{\sqrt{2}}{3} \sqrt{J_{2,a}} = \max \frac{1}{\sqrt{6}} \sqrt{J_{2,a}} \quad (3.)$$

$$\text{Avec } J_{2,a} = \frac{1}{6} \{(\sigma_{1,a} - \sigma_{2,a})^2 + (\sigma_{1,a} - \sigma_{3,a})^2 + (\sigma_{2,a} - \sigma_{3,a})^2\}$$

Cas 3 : Les composantes du tenseur de contraintes ne sont pas proportionnelles au chargement et les directions principales varient au cours du chargement.

Les plans octaédriques évoluent alors à chaque pas du chargement et il est nécessaire de déterminer le plan octaédrique dans lequel se situe la contrainte de cisaillement dont l'amplitude de variation est la plus grande. La procédure de calcul consiste, pour chaque chargement F_i correspondant à un temps t_i , à déterminer le plan octaédrique $P_{0,i}$, puis, à rechercher dans ce plan l'amplitude de variation maximale du vecteur contrainte de cisaillement τ_{0ai} . Le plan critique correspond au plan octaédrique pour lequel l'amplitude de variation de contrainte tangentielle est maximale.

$$T_{eq,a} = \max \|\tau_{0ai}\| \quad (3.10)$$

La figure 3. 7 illustre la procédure de recherche du plan octaédrique critique et du calcul de $T_{eq,a}$ pour notre cas de chargement, avec 11 points de chargement sur le cycle.

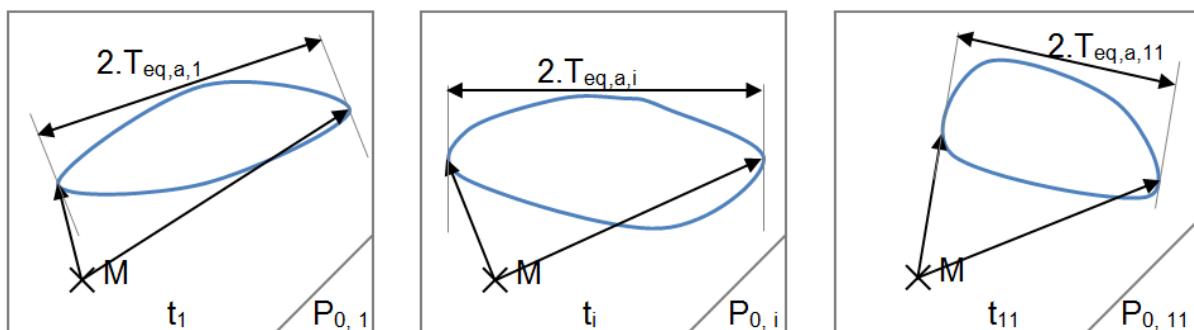


Figure 3. 7 :Recherche du plan octaédrique critique pour les incrément $1 \leq i \leq 11$

Le problème des assemblages à transfert mixte de charge correspond à ce troisième cas. Cela nécessite d'appliquer une procédure de calcul complexe sur la zone étudiée.

Dans nos cas d'études, treize étapes de chargement sont appliquées pour chaque valeur de contrainte extérieure appliquée. Les deux premières étapes correspondent à la mise en place de la précontrainte et à sa stabilisation. Ces étapes sont suivies par onze incrément de chargement, à l'image de la Figure 3. 3. Ces chargements sont appliqués sur la surface libre de la plaque médiane et les amplitudes des différentes étapes du chargement sont calculées en fonction des contraintes en section nette.

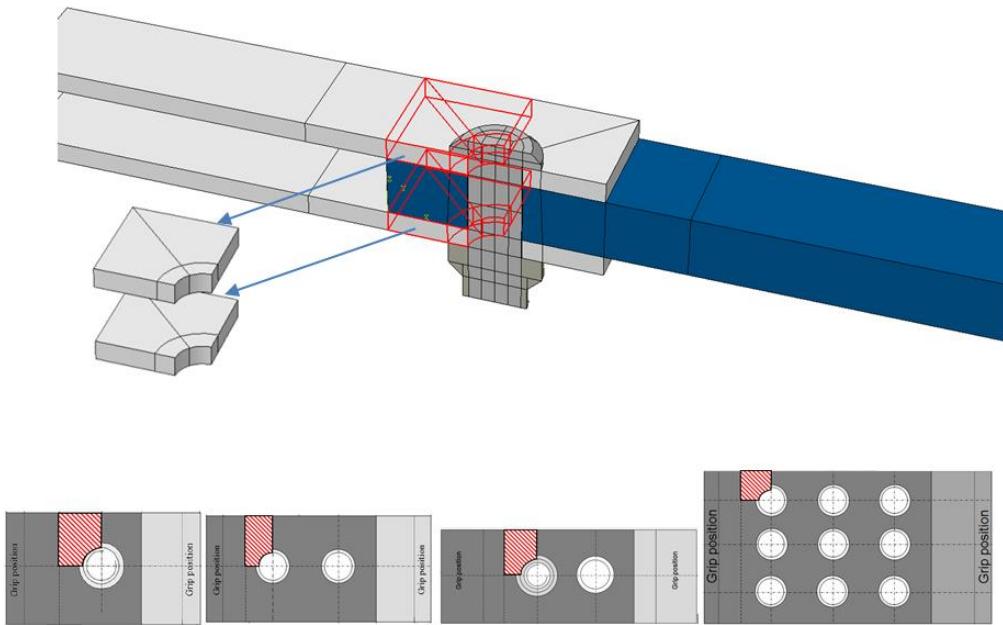


Figure 3.8 : Zone d'étude pour les assemblages considérés

La durée de vie de la structure est considérée égale à la durée de vie minimale de la zone la plus contrainte, localisée dans l'épaisseur de la plaque externe, à proximité du trou de passage de la vis. Quel que soit le cas d'étude (simple et double cisaillement), la plaque externe reste l'élément le plus sollicité, au vu des rapports d'épaisseur de chaque assemblage considéré. La Figure 3.8 localise les zones d'étude pour les différents cas d'assemblages à double recouvrement.

3.3.3. Calcul de la durée de vie en chaque point de la zone étudiée

Deux essais de fatigue, réalisés à $R=0$ et $R=-1$, permettent d'identifier les coefficients A_N et B_N nécessaires pour l'application du critère de fatigue. Ces deux coefficients représentent la solution du système d'équations (3.11) et (3.12) dans lesquelles on traduit le critère retenu dans la configuration des deux essais :

$$\frac{\sqrt{2}}{6} \cdot \sigma_0(N) + B_N \cdot \frac{1}{3} \cdot \sigma_0(N) = A_N \quad (3.11)$$

$$\frac{\sqrt{2}}{3} \cdot \sigma_{-1}(N) + B_N \cdot \frac{1}{3} \cdot \sigma_{-1}(N) = A_N \quad (3.12)$$

$\sigma_0(N)$ et $\sigma_{-1}(N)$ sont les contraintes alternées admissibles à $R=0$ et $R=-1$ pour une durée de vie N .

On en déduit alors les deux constantes :

$$A_N = \frac{\sqrt{2} \cdot \sigma_0(N) \cdot \sigma_{-1}(N)}{6 \cdot \{\sigma_0(N) - \sigma_{-1}(N)\}} \quad (3.13)$$

$$B_N = \frac{\sqrt{2} \cdot \{2 \cdot \sigma_{-1}(N) - \sigma_0(N)\}}{2 \cdot \{\sigma_0(N) - \sigma_{-1}(N)\}} \quad (3.14)$$

Pour un matériau donné et si la durée de vie est comprise entre 10^4 et 2.10^6 , les courbes de Wöhler sont représentées par un réseau de droites R parallèles de pente $-p$ (Figure 3. 9). Pour les alliages d'aluminium, l'équation de ces courbes permet d'écrire :

$$\sigma_{-1}(N) = \sigma_{-1}(10^5) \cdot \left(\frac{10^5}{N} \right)^{1/p} \quad (3.15)$$

$$\sigma_0(N) = \sigma_0(10^5) \cdot \left(\frac{10^5}{N} \right)^{1/p} \quad (3.16)$$

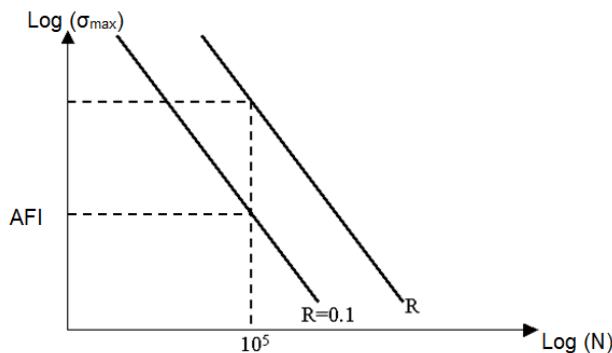


Figure 3. 9: Détermination du coefficient directeur $-p$

En remplaçant $\sigma_{-1}(N)$ et $\sigma_0(N)$ définies dans l'équation (3.15) et (3.16) au sein des expressions de A_N et B_N , on obtient l'expression de la durée de vie N (3.17) :

$$N = 10^5 \left[\frac{\left(\frac{\sqrt{2} \cdot \sigma_0(10^5) \cdot \sigma_{-1}(10^5)}{6 \cdot \{\sigma_0(10^5) - \sigma_{-1}(10^5)\}} \right)^p}{T_{eq,a,max} + \left(\frac{\sqrt{2} \cdot \{2 \cdot \sigma_{-1}(10^5) - \sigma_0(10^5)\}}{2 \cdot \{\sigma_0(10^5) - \sigma_{-1}(10^5)\}} \right) \cdot P_{Hmax}} \right] \quad (3.17)$$

3.3.4. Détermination des valeurs $\sigma_0(10^5)$, $\sigma_{-1}(10^5)$ et p pour le matériau utilisé

Le matériau couramment utilisé pour les plaques est l'Aluminium 2024T3. Ses caractéristiques mécaniques en fatigue issues d'études antérieures sont les suivantes [Dup1] :

$$\sigma_{-1(10^5)} = 235 \text{ MPa}$$

$$\sigma_0(10^5) = 340 \text{ MPa}$$

La détermination du coefficient directeur p repose sur l'hypothèse qui consiste à stipuler que les points (N, σ_{max}) forment un réseau de droites parallèles dans un diagramme bilogarithmique $(\log(N), \log(\sigma_{max}))$ de pente $-p$, comme l'indique la Figure 3. 9 . Un nombre important d'essais a permis de déterminer les valeurs de p pour les alliages communément utilisés. Dans le cas des alliages d'aluminium, la valeur $p=5$ utilisée a été extraite du manuel de fatigue d'Airbus.

L'ensemble des constantes ainsi définies conduit à l'expression (3.18).

$$N = 10^5 \left(\frac{180}{\tau_{a,\max} + 0,875 P_{\max}} \right)^5 \quad (3.18)$$

Remarque : la valeur de p, prise par défaut, a été réévaluée dans la suite de l'étude afin de tenir compte de certains travaux bibliographiques, notamment ceux réalisés par Lazzarin et Al [Laz1] qui indiquent que le mode de transfert prédominant de l'assemblage ainsi que le rapport de chargement affectent de manière significative la valeur de p comme le montre la Figure 3. 10.

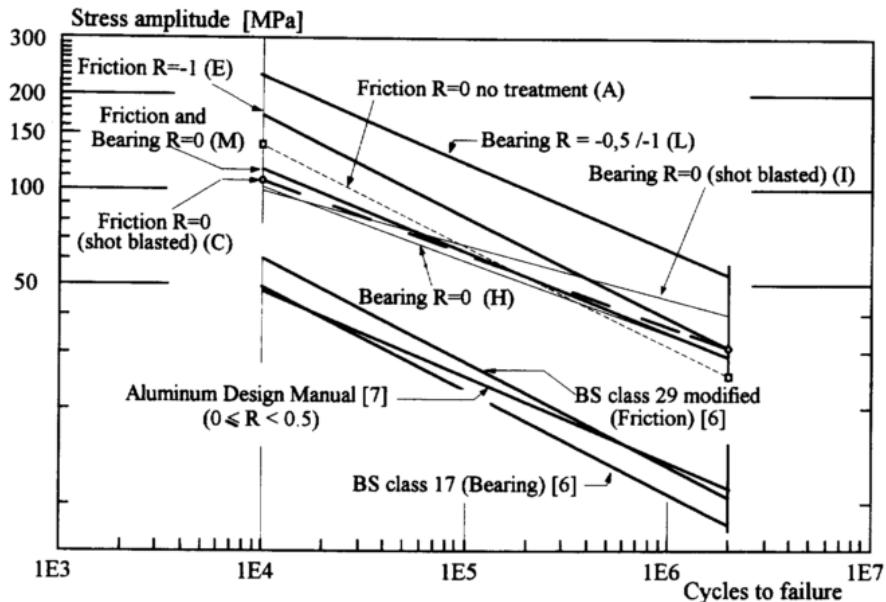


Figure 3. 10 : Variation du coefficient directeur en fonction de la condition de l'assemblage [Laz1]

De la même manière, une étude des sensibilités concernant les coefficients A_N et B_N a été réalisée pour évaluer leur effet sur la qualité des prédictions obtenues. Un intervalle d'erreur de [-10% ; +10%] a été appliqué à la valeur nominale de chacune de ces deux grandeurs pour tenir compte de la dispersion inhérente aux essais de fatigue qui ont servi de référence pour les caractériser.

Etant donné les incertitudes liées à leur détermination et avec le souci de proposer un critère qui soit conservatif pour une utilisation industrielle, un coefficient de pondération correspondant à l'écart de la tolérance a été rajouté dans la formulation de la durée de vie qui prend alors la forme suivante :

$$N = 10^5 \left(\frac{\lambda \cdot 180}{\tau_{a,\max} + 0,875 P_{\max}} \right)^5 \quad (3.19)$$

La détermination du coefficient λ sera détaillée dans le chapitre de la validation numérique. Il prend la valeur $\lambda=0.97$.

3.3.5. Démarche de détermination de la durée de vie de l'assemblage

La simulation par éléments finis permet d'obtenir le tenseur de contraintes ainsi que la pression hydrostatique pour toutes les étapes de chargement. Ces données seront traitées par la suite en

utilisant le logiciel de modélisation mathématique Matlab. Les principales étapes de ce traitement sont les suivantes :

- 1- Pour un élément donné situé dans la zone considérée, on détermine les contraintes normales et tangentielles dans les plans octaédriques correspondant aux 11 incrément de chargement. Pour ces 11 incrément, le vecteur normal aux plans octaédriques est déterminé (Figure 3. 11).
- 2- A partir du vecteur contraintes calculé suivant la normale au plan octaédrique, la contrainte normale et le vecteur cisaillement peuvent être déduits :

$$\vec{C}(M, \overrightarrow{n_{oct}}) = [\sigma_{ij}] \cdot \overrightarrow{n_{oct}} \quad (3.20)$$

$$\sigma_{oct} = \vec{C}(M, \overrightarrow{n_{oct}}) \cdot \overrightarrow{n_{oct}} \quad (3.21)$$

$$\overrightarrow{\tau_{oct}} = \vec{C}(M, \overrightarrow{n_{oct}}) - \sigma_{oct} \overrightarrow{n_{oct}} \quad (3.22)$$

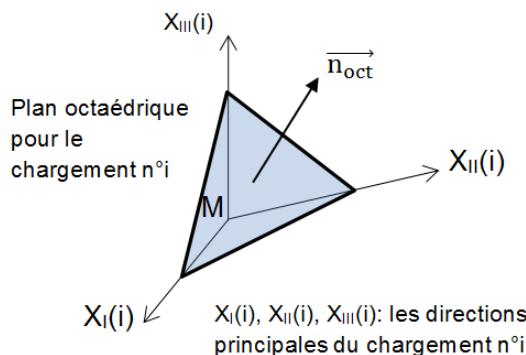


Figure 3. 11 : Définition du vecteur normal au plan octaédrique $P_{0,i}$

Pour chaque plan octaédrique $P_{0,i}$, la différence maximale entre les contraintes tangentielles $T_{eq,a}$ est calculée et enregistrée.

- 3- Détermination de la pression hydrostatique :

A cette étape, plusieurs choix sont possibles en fonction du critère retenu :

- On recherche la pression hydrostatique maximale dans le plan octaédrique où la différence entre deux contraintes tangentielles est maximale.
- On recherche pour l'ensemble du chargement la pression hydrostatique maximale dans tous les plans octaédriques.
- On recherche la valeur maximale de la somme $T_{eq,a} + B_N P_{max}$ dans les différents plans octaédriques.

Les résultats obtenus pour ces trois configurations sont dans la plupart des cas très voisins. Les simulations numériques ont montré que le calcul de la pression hydrostatique maximale dans tous les plans octaédriques pendant tout le cycle de chargement conduisait à des résultats plus cohérents. C'est ce choix qui a été retenu.

4- Détermination de la durée de vie de l'assemblage :

L'expression (3.19) définie précédemment permet alors de déterminer la durée de vie en tout point de la zone d'étude. On recherche alors le minimum de cette durée de vie et on identifie l'élément pour lequel la durée de vie prend cette valeur minimale.

Formulation mathématique du calcul de l'IQF

La durée de vie calculée s'exprime en fonction de l'AFI (Airbus Fatigue Index) qui représente la contrainte maximale admissible pour un chargement extérieur d'amplitude constante et de ratio R=0.1. L'AFI prend comme base de référence une durée de vie égale à 10^5 cycles. L'équation (3.23) donne la relation entre la durée de vie et l'AFI.

$$N = 10^5 \left(\frac{AFI}{((1-R)/0,9)^q \cdot \sigma_{\max}} \right)^p \quad (3.23)$$

q est une constante d'ajustement dépendant du ratio du chargement et σ_{\max} est la contrainte maximale appliquée.

3.4. Application de la méthodologie de calcul à l'assemblage de référence

L'application de la méthodologie de calcul de la durée de vie à l'assemblage de référence est réalisée avec des chargements cycliques en traction et un rapport de charge R=0,1. La Figure 3. 12 présente les prédictions de la courbe de Wöhler pour l'assemblage de référence pour trois niveaux de prétension : 5,9kN, 11,7kN et 17,6kN. Ces résultats ont été calculés au niveau de la zone critique définie dans la Figure 3. 8. On note que les durées de vie prédictes évoluent de manière significative lorsque la précontrainte appliquée augmente, et ce, à tout niveau de chargement extérieur.

On retrouve des allures de courbes analogues à celles obtenues dans la bibliographie avec des durées de vie comprises entre 10^4 et 5.10^6 cycles. Les trois courbes ont sensiblement la même allure et on constate que plus la prétension appliquée est importante, plus la durée de vie est grande. Ce résultat est plus marqué lorsque la prétension passe de 5,9kN à 11,7kN. Ces résultats numériques confirment l'intérêt de précharger l'assemblage pour augmenter sa durée de vie. La comparaison des résultats des simulations avec ceux issues des études déjà réalisées s'est avérée délicate. Les études expérimentales ou numériques sont le plus souvent réalisées sur des éprouvettes en T [Cha2]. Dans les autres cas, la définition géométrique est souvent incomplète et/ou les moyens de serrage utilisés ne permettent pas une connaissance suffisamment précise de la prétension [Min1]. L'étude expérimentale présentée dans le chapitre 4 permettra de valider les résultats de la simulation numérique.

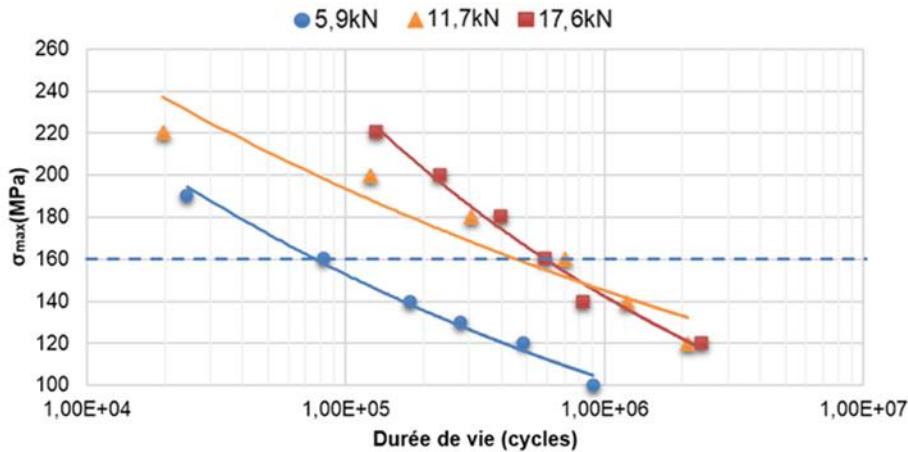


Figure 3.12 : Courbes de Wöhler prédictes pour 3 niveaux de précontrainte

Le tracé de l'évolution de la durée de vie en fonction de la précontrainte à iso niveau de chargement est donné dans la Figure 3.13. Cette courbe a été obtenue en faisant varier la valeur de la pré-tension pour un chargement extérieur donné. On remarque que dans un premier temps l'augmentation de la pré-tension s'accompagne d'une augmentation du nombre de cycles à la rupture (du point A jusqu'au point B), pour le même chargement. Au-delà d'une valeur critique de la pré-tension, l'augmentation de cette dernière induira une stabilisation voire une légère diminution de la durée de vie de la connexion vissée (point D par exemple). Cette constatation met en évidence l'existence pour ce type d'assemblage d'un niveau de pré-tension optimal pour lequel la connexion vissée aura la plus grande durée de vie possible pour un chargement donné. Ce résultat, jusqu'alors mis en évidence expérimentalement au travers des tests physiques réalisés par Minguez et Vogwell [Min1], est ici démontré numériquement via les simulations numériques réalisées.

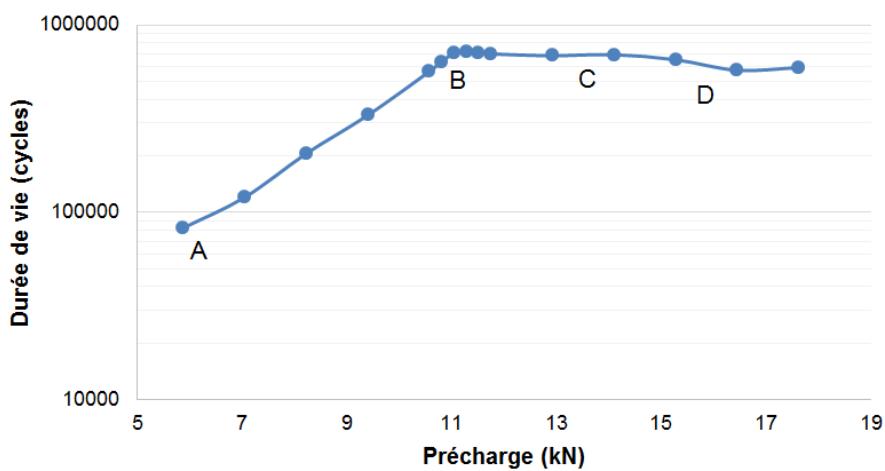


Figure 3.13 : Effet de la précontrainte sur la durée de vie pour un chargement de 160MPa

Evolution des grandeurs caractéristiques :

L'augmentation constatée de la durée de vie, sous l'effet de la précontrainte, nous amène à évaluer son effet sur les grandeurs mécaniques caractéristiques du critère de fatigue implémenté, à savoir l'amplitude de variation de cisaillement et la pression hydrostatique. Cette évaluation sera réalisée au niveau du point A de l'assemblage de référence. Pour rappel, Les principales constatations couramment admises sont les suivantes [Sus2][Cro1] :

- La durée de vie dépend fortement de l'amplitude de variation du cisaillement. Elle décroît lorsque l'amplitude maximale de variation du cisaillement augmente. La Figure 3. 14 présente les trajets de chargement correspondant à la variation de cisaillement pour deux niveaux de précontrainte : 5,9kN et 17,6kN calculés au point A. Les mêmes limites d'axes ont été sélectionnées afin de permettre la visualisation des modifications en terme d'amplitude mais aussi en terme de forme. Les trajets de chargement présentent ainsi une forme plus affine et moins étendue sous l'effet d'une valeur de précontrainte élevée.

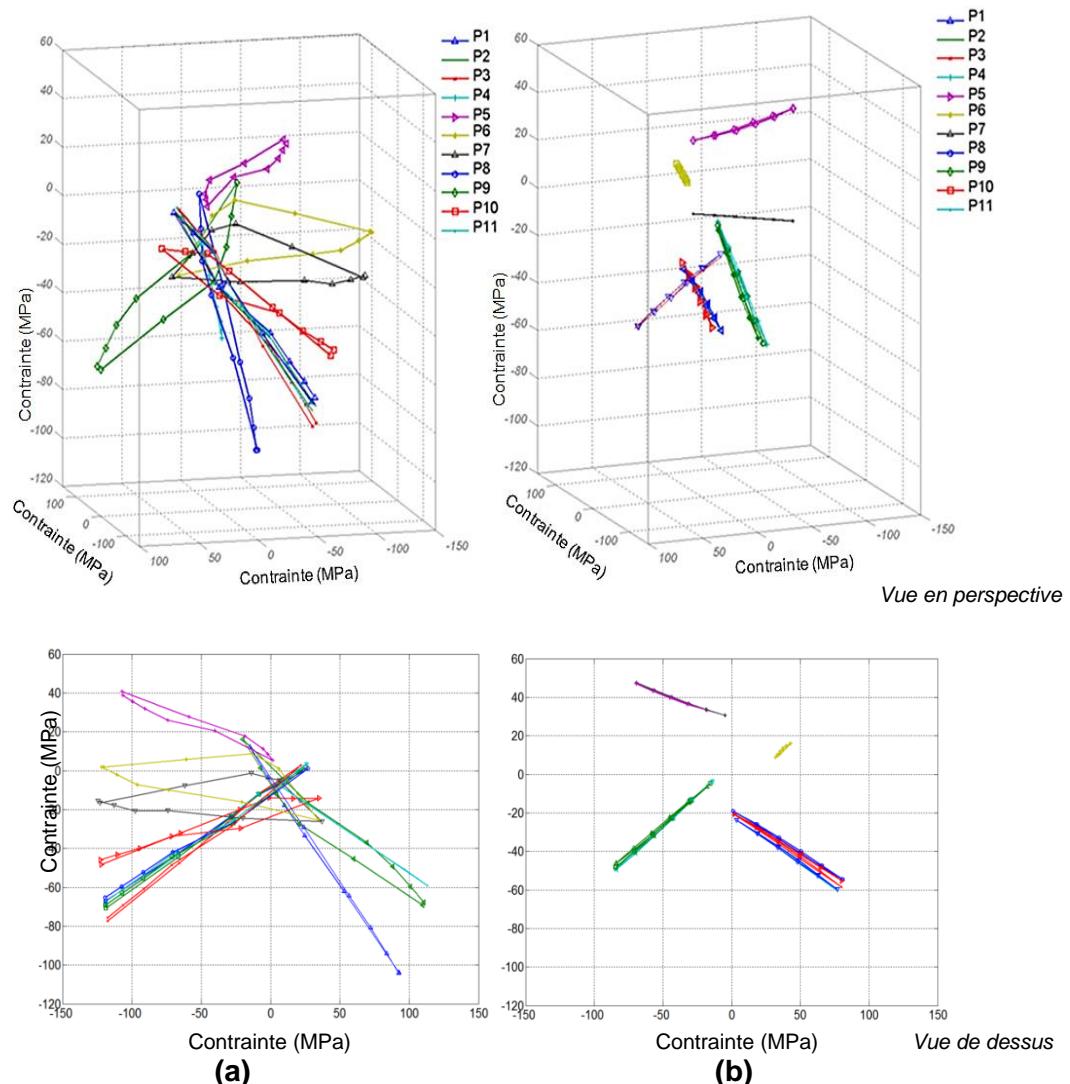


Figure 3. 14 : Tracé des trajets de chargement correspondant à la variation du cisaillement pour deux niveaux de précontrainte : (a) : 5.9kN - (b) : 17.6kN

- La durée de vie dépend fortement de la valeur de la pression hydrostatique maximale. Un état de compression (correspondant à une pression hydrostatique négative) augmente sensiblement la durée d'amorçage d'une fissure de fatigue. La Figure 3. 15 matérialise l'évolution de la pression hydrostatique au point A pour un chargement de 160MPa. Pendant les différentes étapes de la simulation numérique, on constate que l'impact d'une précontrainte importante sur la valeur de la pression hydrostatique est significatif. Dans cette situation, la durée d'amorçage de fissures en est augmentée. Les contraintes de compression axiales, dont l'amplitude dépend de la précontrainte (voir Figure 2.19), modifient de façon importante la magnitude de la pression hydrostatique tout le long du cycle de chargement.

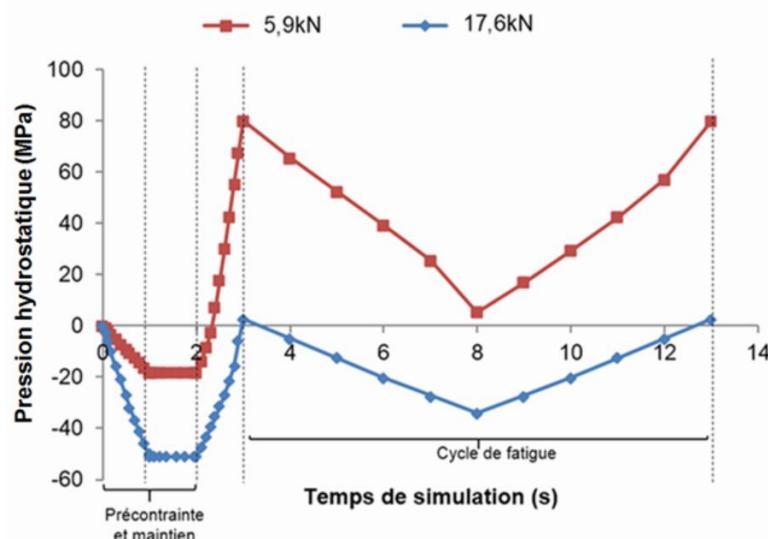


Figure 3. 15 : Evolution de la pression hydrostatique pendant le cycle de chargement pour deux niveaux de précontrainte

La combinaison de ces deux résultats met en évidence l'effet bénéfique de la prétension observé dans la Figure 3. 12 et la Figure 3. 13. Le lien avec les résultats du chapitre précédent peut être établi en visualisant les zones d'adhérence/glisement à l'interface des plaques assemblées données sur la Figure 3. 16. On constate qu'à iso valeur de chargement extérieur (160MPa sur la section nette), l'état des zones de contact est significativement modifié. A faible précontrainte, la zone de contact est globalement en glissement alors que celle-ci est subdivisée en zone de glissement et en zone d'adhérence pour des précontraintes plus élevées. On note également que la zone d'adhérence s'élargit avec l'augmentation de la précontrainte.

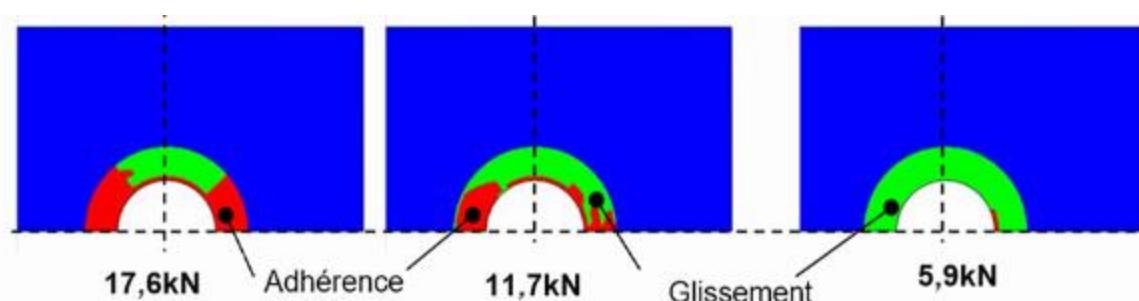


Figure 3. 16 : Evolution des zones de glissement/adhérence pour trois niveaux de précontrainte sous un chargement de 160MPa

3.4.1. Evolution des zones d'initiation

Afin de visualiser les prédictions de durée de vie et l'évolution de celles-ci en fonction de la précharge introduite, une procédure, en langage Python, a été développée et couplée au logiciel Matlab. Cette commande assigne automatiquement les données calculées aux points d'intégration dans lesquels les résultats ont été obtenus, ce qui permet d'avoir une illustration graphique de la distribution des durées de vie prédictes et de localiser les zones critiques en fatigue comme indiqué sur la Figure 3. 17. Cette figure présente l'évolution de la distribution des iso surfaces de durées de vie pour les assemblages de référence à trois niveaux de précontrainte : 5,9kN, 11,7kN et 17,6kN. On détecte ainsi trois positions critiques en fonction du niveau de la précharge appliquée.

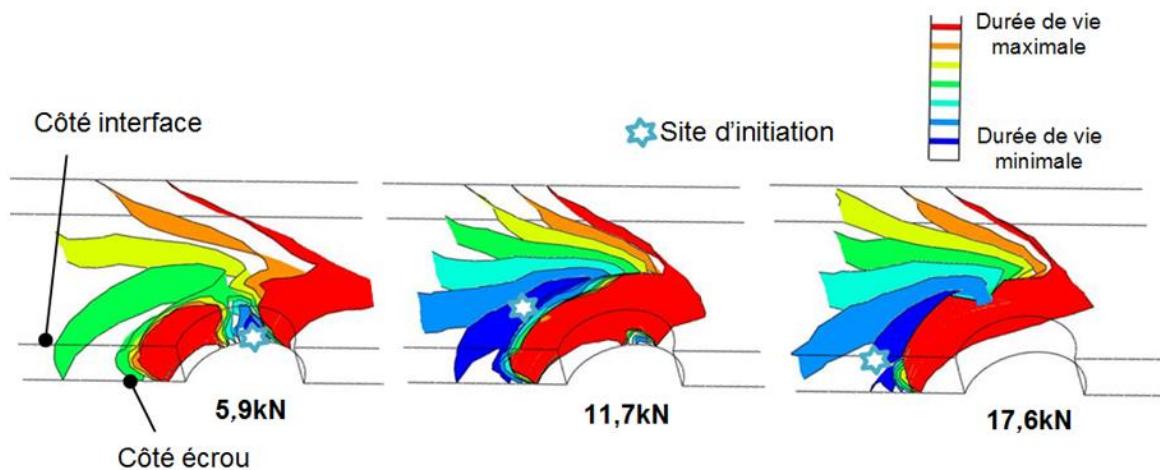


Figure 3. 17: Modification de la zone d'initiation en fonction de la précontrainte (vue de la plaque inférieure)

La Figure 3. 17 indique la modification de la zone de rupture en fonction de la valeur de la précontrainte. Pour une précontrainte égale à 5,9kN, la durée de vie minimale est obtenue au niveau de la section nette de l'éprouvette du côté de l'interface entre les plaques. Pour une précontrainte égale à 11,7kN, la durée de vie minimale migre vers une section intermédiaire (toujours sur la surface libre, mais du côté de la tête de la fixation). La précontrainte de 17,6kN provoque une rupture en section courante, avec une initiation du côté de la tête de la fixation et dans le plan de symétrie de la plaque. La modification de la zone d'initiation a été observée de façon physique dans les travaux de Boni [Bon1] et Hahn [Hah1]. Les travaux mis en place dans cette thèse permettent ainsi de confirmer et d'étendre ces constatations au domaine numérique. Ils permettent également de comprendre l'effet des principales variables entrant dans le critère de fatigue implémenté.

On constate également que la modification du site probable d'amorçage correspond aux phases clés traduisant l'effet de la précontrainte et définies dans la Figure 3. 13. On a pu observer que pour un niveau de chargement constant, tant que le site d'initiation est confondu avec le point A, la durée de vie de l'assemblage augmente de façon quasi linéaire. L'asymptote correspond à la modification du site d'initiation et dès que ce site atteint la section courante, la durée de vie reste quasiment inchangée et correspond à la durée de vie optimale obtenue lors de la simulation.

3.5. Synthèse des prédictions

On a présenté dans ce chapitre la démarche de prédition de durée de vie adoptée pour notre étude ainsi que les principaux résultats obtenus après application de cette démarche sur l'assemblage de référence. Le choix du critère a été motivé par les travaux antérieurs, mais aussi par le souhait de mettre en place un critère alliant simplicité de mise en œuvre, mais également robustesse et précision. Les prédictions obtenues démontrent l'effet bénéfique de la prévention sur la durée de vie, principalement via l'effet qu'elle génère sur l'amplitude de la contrainte de cisaillement octaédrique et sur la valeur de la pression hydrostatique, pendant le cycle de chargement. Le critère mis en place permet de prédire les zones propices à l'amorçage en fatigue. On peut observer une concordance qualitative des résultats numériques avec les résultats expérimentaux issus de la littérature, permettant ainsi une première validation de la démarche numérique adoptée.

Le prochain chapitre va s'intéresser à consolider ces résultats numériques et le critère de durée de vie proposée, à partir d'une campagne d'essais conséquente dédiée aux fixations aéronautiques.

Chapitre 4 : Démarche expérimentale

Ce chapitre décrit la procédure expérimentale considérée afin de démontrer l'effet bénéfique du serrage maîtrisé à la précontrainte sur les assemblages métalliques.

Plan du chapitre :

4.1.	Introduction.....	88
4.2.	Démarche expérimentale.....	89
4.2.1.	Les types d'éprouvettes considérées	89
4.2.2.	Les moyens de serrage	90
4.2.3.	Les indicateurs de performance d'un éclissage aéronautique	92
4.3.	Résultats expérimentaux pour les assemblages à un boulon.....	94
4.3.1.	Description de l'assemblage	94
4.3.2.	Influence de la précharge.....	95
4.3.3.	Influence des dimensions de l'éprouvette et du mastic d'interposition	98
4.3.4.	Influence du ratio de charge $R=-1$	100
4.4.	Résultats expérimentaux pour des assemblages multi-boulonnés.....	101
4.4.1.	Influence de l'épaisseur et de l'ajustement radial pour un assemblage à deux fixations...	101
4.4.2.	Influence de l'épaisseur et de l'ajustement radial pour un assemblage à neuf fixations ...	104
4.4.3.	Synthèse des résultats en fonction de l'épaisseur des plaques.....	107
4.5.	Résultats expérimentaux pour les assemblages en simple cisaillement	110
4.5.1.	Influence de l'épaisseur et du matériau de la fixation pour un assemblage à deux fixations	110
4.6.	Caractérisation complémentaire.....	113
4.7.	Analyse de l'influence de la précontrainte sur la phase de propagation.....	118
4.8.	Application aux assemblages composites	120
4.8.1.	Définition des éprouvettes et des conditions d'essai	121
4.8.2.	Présentation des résultats et discussion.....	122
4.9.	Conclusion expérimentale.....	125

4.1. Introduction

L'objectif de ce chapitre est de décrire la procédure expérimentale suivie dans ce travail afin de démontrer l'effet bénéfique d'une précontrainte maîtrisée sur la tenue en fatigue des écissages vissés.

Dans un premier temps, l'étude expérimentale d'un assemblage à double recouvrement à un boulon permet de mettre en évidence l'influence de la précharge, des dimensions de l'éprouvette et du mastic à l'interface des plaques.

Dans une deuxième partie, l'étude proposée concerne des assemblages multi boulonnés proches de configurations industrielles composés de 2 et 9 boulons en double cisaillement. Les expériences sont menées sur des éprouvettes d'épaisseurs différentes et mettent en évidence la tenue statique et le gain de durée de vie en fonction de la précharge appliquée et de l'interférence.

La troisième partie est dédiée à l'étude des assemblages composés de 2 fixations en simple cisaillement. Là aussi, les expériences sont menées sur des éprouvettes d'épaisseurs différentes et indiquent le gain obtenu en fonction de la précharge appliquée et du matériau de la fixation.

Enfin, la quatrième partie est consacrée aux essais de caractérisation servant à élucider l'effet de la précontrainte sur la propagation de fissure, son efficacité en fonction de l'épaisseur de l'assemblage et son effet sur les assemblages composites.

Les résultats décrits dans ce chapitre seront exploités par la suite dans le chapitre 5 dédié à la validation expérimentale de la procédure numérique développée auparavant.

4.2. Démarche expérimentale

4.2.1. Les types d'éprouvettes considérées

Afin de démontrer l'effet bénéfique de la prétenion sur les assemblages en simple et double recouvrement, une campagne d'essais extensive a été conduite sur différentes configurations d'éprouvettes en suivant la démarche expérimentale décrite ci-après. Les éprouvettes considérées sont composées d'une ou de plusieurs fixations en alliage de titane Ta6V de diamètre nominal 6,35mm, avec des écrous en acier cadmié et des plaques métalliques en aluminium 2024-T351. Le principal objectif est la mise en évidence de l'intérêt de la prétenion dans un assemblage travaillant en cisaillement et l'étude des paramètres intrinsèques au mode de transmission par frottement. L'influence du coefficient de frottement, du nombre de boulons, de l'ajustement radial et l'effet d'échelle seront ainsi également considérés dans ce travail.

La géométrie des différents assemblages a été choisie en accord avec la norme NASM 1312-4. Afin d'établir une base de comparaison, une procédure de réalisation d'éprouvettes, de mise en œuvre et d'assemblage a été respectée pour toutes les éprouvettes considérées. La longueur du fût de la fixation a été choisie de manière à assurer la transmission intégrale de l'effort en matage-cisaillement. Le diamètre du perçage a été choisi pour permettre un ajustement radial avec jeu (entre 0 et 20 μ m). Enfin, les extrémités de l'alésage recevant la tête de fixation ont été chanfreinées pour assurer un bon contact de la tête de fixation avec la plaque. Un ébavurage a été réalisé du côté de l'écrou. La description plus détaillée des éléments d'assemblage est donnée ci-après :

Les plaques assemblées :

Les plaques sont composées de l'alliage 2024T351. Le traitement thermique T351 correspond à un traitement à 495°C, une élongation contrôlée entre 1.5% et 3% et enfin une maturation de 5 jours au minimum. Comme décrit dans l'état de l'art, cet alliage présente une bonne résistance statique et fatigued et est utilisé dans les zones structurelles telles que les ailes ou le fuselage.

Afin de s'approcher des conditions avion, les plaques destinées aux éprouvettes de fatigue ont reçu une protection passive constituée par une anodisation de type CAA (Chromic Acid Anodizing) et une protection primaire afin de garantir une bonne tenue en fatigue [Sko1]. La plupart des éprouvettes testées ont été assemblées avec du mastic d'interposition de type Pr1779 (classe B), mais une partie des éprouvettes a été assemblée sans mastic afin d'étudier son effet sur la tenue en fatigue. Enfin, les éprouvettes destinées aux essais statiques n'ont pas reçu de protection primaire, mais uniquement une anodisation de type CAA. Pour les assemblages en double cisaillement, le rapport des épaisseurs entre plaques externes et plaque centrale a été défini de manière à engendrer la rupture au niveau des plaques externes. Ainsi, le rapport considéré est de 1/3.

Les éléments de fixation :

Les fixations utilisées sont de type EN6115, elles sont composées d'un alliage de titane Ta6V avec des traitements de surface en aluminium. Ces fixations sont caractérisées par le filetage court, la zone de transition fût-filetage rayonnée, les filets roulés et le rayon de raccordement sous tête galeté.

Les écrous utilisés sont de type ASNA2531, elles sont composées d'un alliage d'acier AISI8740. Ces écrous disposent d'un chambrage et d'une fonctionnalité d'auto-freinage systématique.

Afin de déterminer les niveaux de pré-tension à appliquer lors des essais statiques et de fatigue, on se réfère à la limite à rupture nommée l'UTS (Ultimate Tensile Strength) de l'association vis-écrou, égale à la contrainte admissible de la vis exprimée en terme d'effort maximal avant rupture.

4.2.2. Les moyens de serrage

Afin de permettre le serrage à la tension, un nouveau moyen de serrage basé sur la technique du serrage itératif a été utilisé (la machine de serrage est présentée sur la Figure 4. 1).

Le serrage au couple induit une tension assez dispersive dans l'assemblage (qui peut aller jusqu'à +30% d'incertitude sur la valeur de tension finale Selon Bickford [Bic1]). La technique choisie permet de réduire cette incertitude à une valeur mesurée de +8% sur la valeur finale. Cette valeur de dispersion a été déterminée à partir d'une campagne de tests internes réalisée au sein d'Airbus.



Figure 4. 1 : Moyen de serrage itératif

Le principe du serrage itératif consiste à appliquer une succession de serrages et de desserrages afin de s'affranchir de la valeur du couple généré par frottement entre les surfaces en contact (écrou/plaque, vis/plaque et vis/écrou), et ainsi d'atteindre une valeur de pré-tension plus précise. Une fois le couple de plaquage dépassé (accommodation des jeux mécaniques et géométriques de contact), la relation couple tension est linéaire [Bic1]. L'exploration de la courbe linéaire en serrage-desserrage permet d'évaluer les coefficients de frottement de manière plus précise et d'estimer les valeurs de tension de manière graduelle continue (correction d'erreurs résiduelles). L'hypothèse principale de cette méthode consiste à

considérer que l'énergie de frottement libérée pendant le serrage est équivalente à celle libérée pendant le desserrage, en considérant que la surface en contact entre les filets de la vis et l'écrou est identique (voir annexe 2). Les tolérances de fabrication des fixations aéronautiques, ainsi que les conditions de montage des fixations (dont les exigences de perpendiculaireté, de coaxialité...) permettent de s'approcher de manière effective des conditions de validation de cette hypothèse en garantissant une bonne répétabilité entre les différentes éprouvettes.

Pour les assemblages considérés dans le travail de thèse, il est nécessaire de vaincre le couple de freinage des écrous avant d'atteindre la phase linéaire couple-angle pendant laquelle le serrage est effectif. La Figure 4. 2 schématise cette différence entre le comportement d'un assemblage avec un écrou standard (comportement idéalisé) et un écrou auto-freiné (comportement réel). La prise en compte de cette phase est donc primordiale pour assurer un serrage dans le domaine linéaire. Il convient d'éviter les erreurs de calcul de pente et un risque de serrage non maîtrisé.

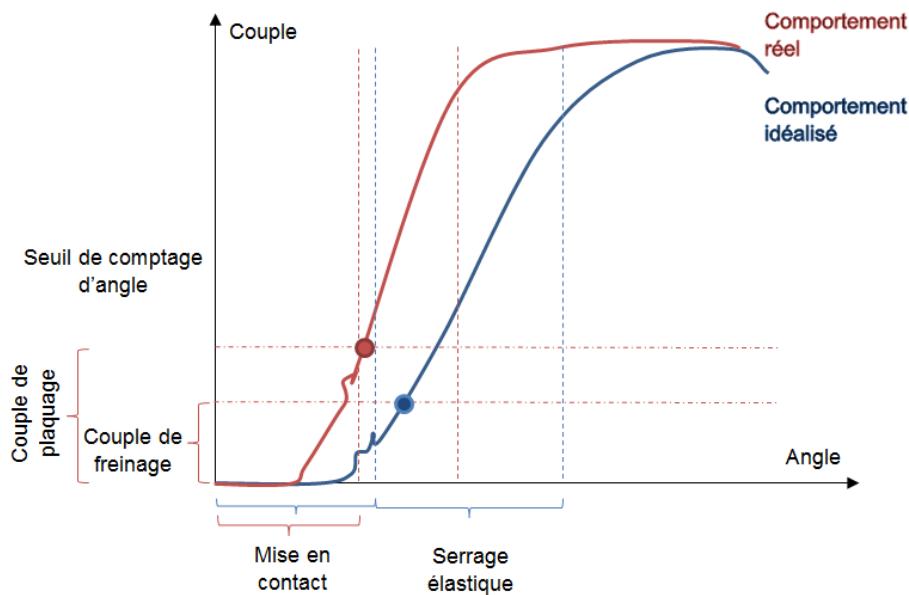


Figure 4. 2 : Relation couple-angle pour un comportement réel et idéalisé

La Figure 4. 3 indique un exemple de relevé couple-tension pendant l'opération de serrage itératif. On peut y déceler plusieurs phases :

- Une phase d'accostage de jeux et de mise en contact de l'écrou.
- Une phase de début de serrage effectif, correspondant au calcul des paramètres de serrage à partir de la rigidité de l'assemblage.
- Une phase d'itérations pendant laquelle un ensemble de serrages et desserrages est réalisé pour s'approcher de la prétenison requise pour l'assemblage.
- Une dernière phase pour évaluer la répétabilité de la tension et valider l'hypothèse de serrage dans le domaine élastique.

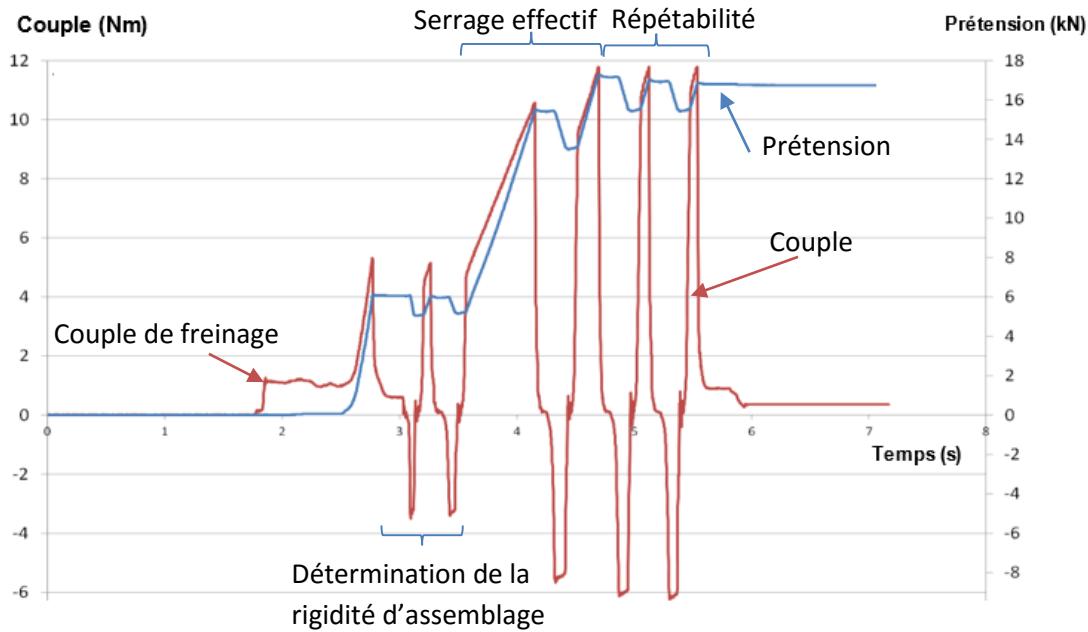


Figure 4.3 : Relation couple-tension lors d'une opération de serrage itératif

Les configurations testées correspondent à des niveaux de pré-tension faible (5,9kN), moyenne (11,7kN) et haute (17,6kN). Ces différents niveaux ont été fixés afin de couvrir la limite d'utilisation de la fixation dont l'UTS est de 23,5kN. Pour certains des essais expérimentaux, d'autres valeurs ont été testées afin d'étendre la base d'exploration de l'effet de la pré-tension.

La relaxation de la pré-tension n'a pas été mesurée, mais elle est supposée faible dans les assemblages métalliques avec écrous freinés. Elle est généralement inférieure à 5%, comme rapporté par Ryschkewitsch [Bic1].

4.2.3. Les indicateurs de performance d'un éclissage aéronautique

Afin de caractériser la tenue mécanique des éclissages aéronautiques, on considère les trois paramètres suivants :

- En statique : la charge élastique correspondant à une valeur spécifique du début de la déformation permanente, déterminée suivant la norme NASM 1312-4 et la charge ultime correspondant à la rupture de l'assemblage.
- En fatigue : l'AFI (Airbus Fatigue Index : contrainte maximale admissible pour 10^5 cycles à un ratio de chargement de $R=0,1$) est considéré comme la référence de la performance en fatigue d'un assemblage vissé. Cet index dépend de la géométrie, des matériaux, de la technologie d'assemblage (conditions de montage, niveau de précontrainte...). Les comparaisons des performances des différents niveaux de pré-tension se feront par rapport à l'AFI estimé de chaque assemblage testé.

4.2.3.1. Procédure d'essais statiques

Les essais statiques ont été réalisés sur une machine Instron 100kN équipée d'un extensomètre Zwick avec une vitesse d'essai de 1mm/min et une distance mesurée donnée par la norme NASM 1312-4. Une répétabilité de trois éprouvettes a été appliquée par essai. La Figure 4. 4 indique le montage expérimental pour les essais statiques.

La détermination de la charge élastique repose sur la détermination du module secondaire (méthode NASM1312-4). Quant à la charge ultime (UTS), elle correspond à la charge maximale enregistrée pendant l'essai de fatigue.

Des essais de caractérisation ont été également réalisés en permettant le suivi ultrasonore de la prétension. Les résultats obtenus à l'issue de ces essais seront détaillés dans la dernière section de ce chapitre.

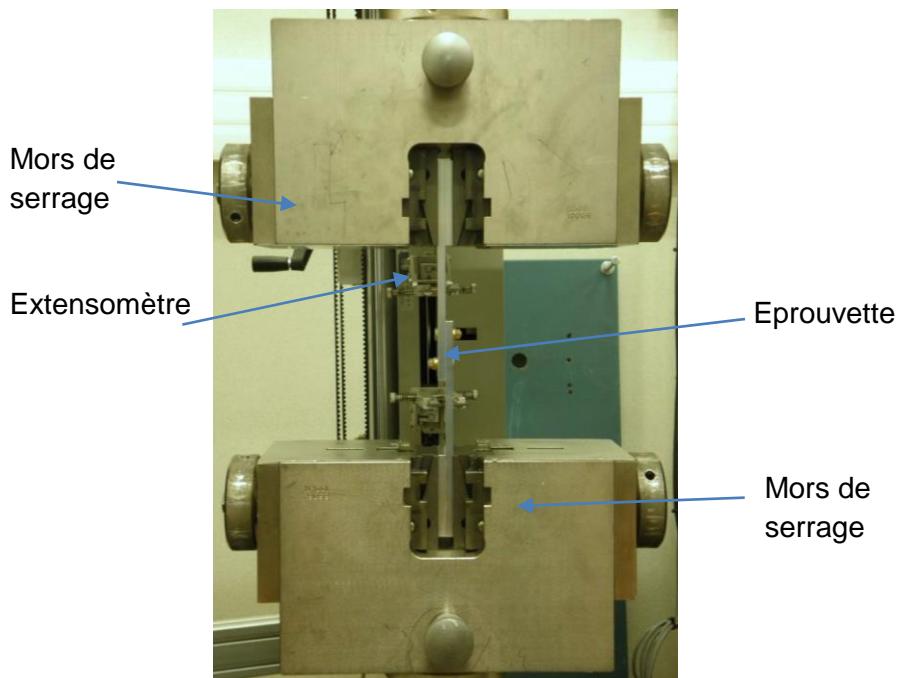


Figure 4. 4 : Machine d'essai statique

4.2.3.2. Procédure d'essais de fatigue

Les conditions d'essais sont résumées ci-dessous :

- Type d'effort : monotone sinusoïdal en traction/traction
- Ratio d'effort : $R = \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}} = 0,1$ (sauf indication particulière)
- Fréquence : 10-20Hz
- Application de l'effort externe : la valeur de l'effort externe a été choisie afin de caractériser la tenue de l'assemblage dans un intervalle de durée de vie compris entre 10^4 et 2.10^6 cycles. L'effort externe de départ a été fixé suivant les résultats statiques.

- Les essais ont été réalisés sous température ambiante sur des machines hydrauliques $\pm 100\text{kN}$, $\pm 250\text{kN}$ et $\pm 500\text{kN}$. Les éprouvettes composant chaque lot ont été testées sur la même machine pour réduire la dispersion.
- Les essais ont été conduits suivant la norme NASM1312-11.

Il est à rappeler que la prétenison installée permet d'empêcher les mésalignements hors-plan des plaques dus à la technique de serrage utilisée.

4.2.3.3. Procédure d'essais de caractérisation

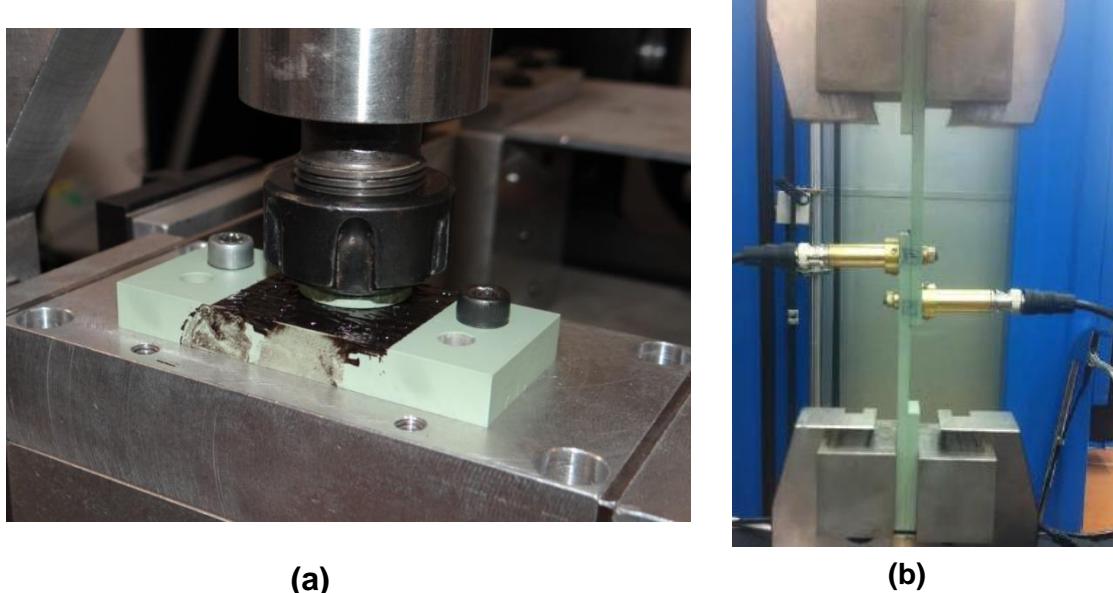


Figure 4. 5 : Exemples d'essais de caractérisation réalisés : (a) essais de fretting, (b) essais de suivi de prétenison ultrasonore

Les essais de caractérisation, menés en marge d'essais statiques et de fatigue, ont pour but principal d'évaluer l'évolution de la précontrainte et du coefficient de frottement pendant les essais fatigue (voir Figure 4. 5). Comme le montrent les résultats menés par Starikov, Decrevoisier, Chakherlou [Sta1][Cre1][Cha2], la précontrainte et les coefficients de frottement évoluent de façon non négligeable pendant l'essai de fatigue. A l'inverse, les essais réalisés par Stocchi [Sto2] démontrent que la précontrainte reste sensiblement constante pendant toute la durée de l'essai de fatigue. Il nous a donc semblé nécessaire d'étudier ces influences. Les valeurs expérimentales de caractérisation de coefficient de frottement ont été directement intégrées au modèle numérique.

4.3. Résultats expérimentaux pour les assemblages à un boulon

4.3.1. Description de l'assemblage

Les essais qui nous servent de référence sont menés sur des éprouvettes en double recouvrement composées d'une fixation travaillant en frottement/matage-cisaillement.

La Figure 4. 6 définit les dimensions de l'assemblage considéré. Il est composé d'une fixation EN6115-K4 (Ref1), d'un écrou ASNA2531-4 (Ref2) ainsi que de 3 plaques en Aluminium 2024T351 : 2 plaques d'épaisseur $e=2,5\text{mm}$ (plaques externes, Ref3) et une plaque d'épaisseur $3e=7,5\text{mm}$ (plaques interne, Ref4). Les distances au bord ont été choisies en accord avec les normes aéronautiques et le montage a été réalisé sans mastic.

Le choix de montage sec pour les assemblages de référence a été motivé par plusieurs raisons : en premier lieu, le modèle de référence de l'étude numérique intègre un coefficient de frottement égal à 0,4 correspondant à un contact sans mastic ; par ailleurs, un contact sans mastic conduit plus facilement à une rupture de la plaque dont l'amorce n'est pas situé en bord de trou ce qui permet de mieux visualiser ce phénomène ; enfin, la mise en place du mastic sur les éprouvettes conduit à une incertitude supplémentaire liée à la tolérance sur la variation d'épaisseur de mastic.

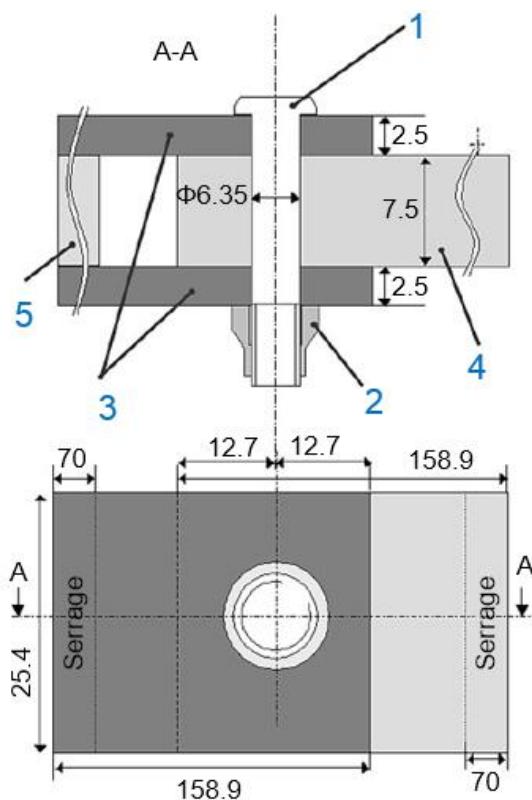


Figure 4. 6 : Assemblage à 1 fixation de diamètre 6,35mm (dimensions en mm)

4.3.2. Influence de la précharge

4.3.2.1. En statique

Les essais statiques ont été réalisés sur 3 éprouvettes préchargées avec les précontraintes suivantes : 5,9kN, 11,7kN et 17,6kN. La Figure 4. 7 indique les courbes effort-déplacement obtenus à l'issue de ces essais. On remarque que les courbes effort-déplacement résultant sont assez similaires, avec un effet de la précontrainte plus marqué sur la charge élastique que sur la charge à rupture. La valeur de la précontrainte initiale affecte peu la charge et le déplacement ultimes de l'assemblage.

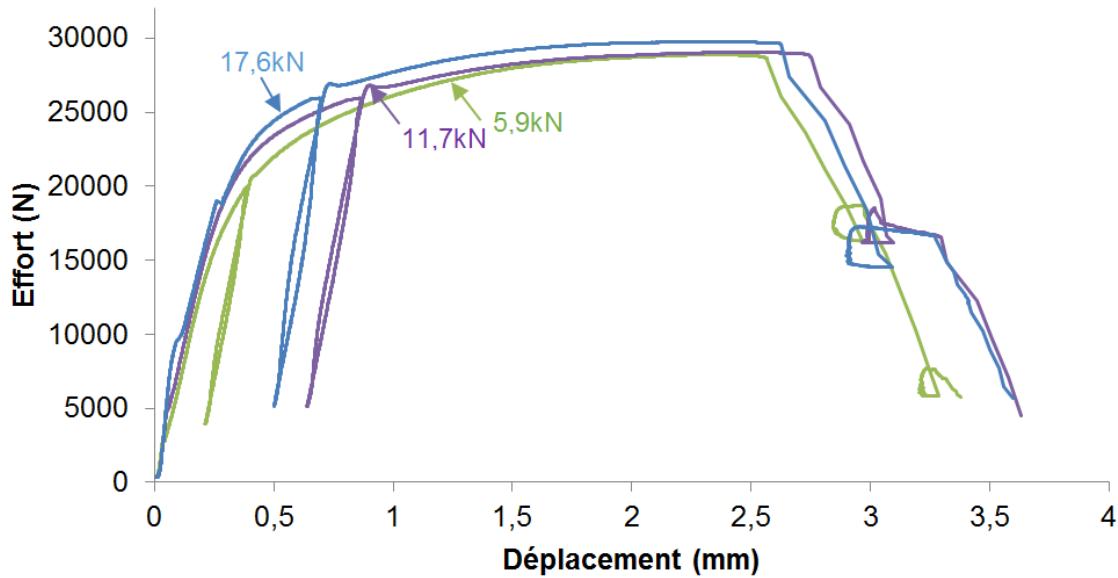


Figure 4. 7 : Courbe effort-déplacement - assemblage à 1 fixation de diamètre 6.35mm

Le mode de rupture observé est une rupture en section nette, comme détaillé par Bickford [Bic1] et Guillot [Gui1]. Ce mode de rupture signifie que la résistance de l'assemblage est principalement déterminée par la section travaillante des plaques assemblées. Les résultats de ces essais rejoignent donc les conclusions dressées par les auteurs Dang-Hoang [Dan2], Foreman [For1] et Chessa et Al [Che1] concernant l'influence du serrage axial sur la tenue statique de l'assemblage. La légère augmentation de la limite élastique est principalement due à la différence des rigidités entre la phase d'adhérence et la phase de glissement. La transition entre ces deux phases est directement liée à l'effort de précontrainte appliquée.

La tenue statique des assemblages considérés dans la suite de ce chapitre ne sera pas abordée. Tous les essais statiques réalisés pour évaluer l'effet de la précontrainte sur les différentes configurations d'assemblages ont démontré que son effet est négligeable.

4.3.2.2. En fatigue

Pour les essais fatigue, trois éprouvettes ont été testées par niveau de précontrainte. Il en est de même pour chaque niveau de chargement extérieur, afin de prendre en compte la dispersion inhérente aux essais de fatigue. La Figure 4. 8 représente les courbes de Wöhler obtenues à l'issue des essais de fatigue. Le Tableau 4. 1 résume l'évolution de l'AFI en fonction de la précontrainte introduite. Les courbes de Wöhler obtenues sont sensiblement parallèles et montrent une augmentation significative des durées de vie lorsque l'on applique une précontrainte en particulier entre une valeur faible de la précontrainte (5,9kN) et une valeur moyenne de la précontrainte (11,7kN). On retrouve ce résultat sur le tableau donnant l'AFI. Son augmentation est très significative (+37%) lors du passage de 5,9kN à 11,7kN, et un peu moins importante (+5%) lors du passage de 11,7kN à 17,6kN.

On remarque que la dispersion sur les mesures est plus importante pour les niveaux de précontrainte faibles et élevés par rapport à celle engendrée pour le niveau de précontrainte moyen.

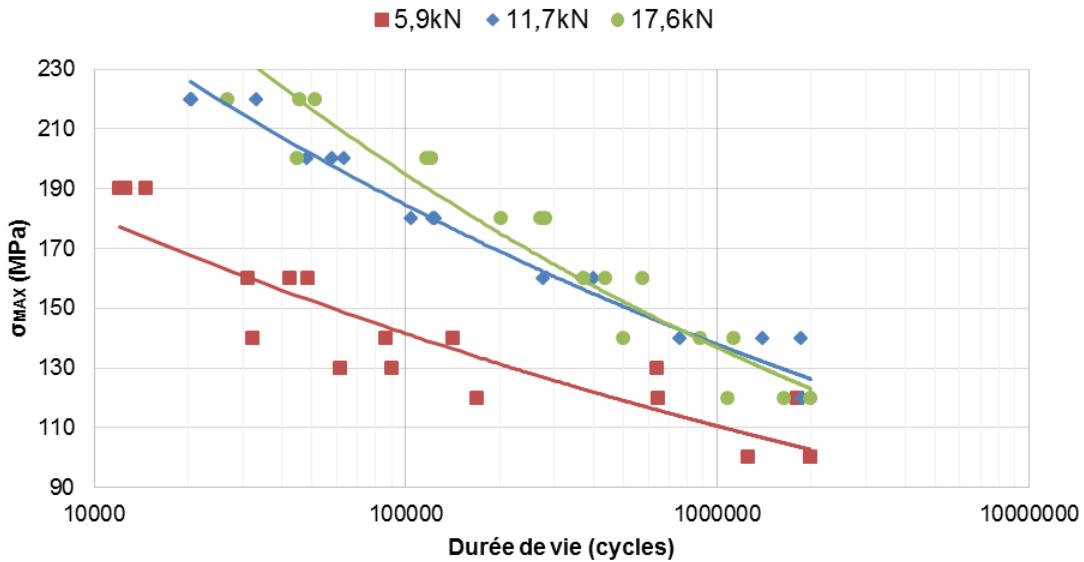


Figure 4.8 : Courbes de Wöhler - assemblage à 1 fixation de diamètre 6,35mm

Ces résultats confirment ceux obtenus par des études expérimentales sur des éprouvettes de type T [Cha1], des éprouvettes en simple et double cisaillement [Min1], et par des études numériques sur des assemblages équivalents [Cha2]. En effet, le gain en fatigue est significatif lorsque l'on augmente la précharge, puis il a ensuite tendance à se stabiliser, voire décliner légèrement à partir d'un certain niveau de précontrainte.

Prétension (kN)	5,9	11,7	17,6
AFI(MPa)	135	184	194
Variation(%)	-	+37	+44

Tableau 4.1 : Evolution de l'AFI en fonction de la prétension

Un autre phénomène également observé lors de l'étude expérimentale concerne les modes de ruptures différents en fonction de la précharge introduite. Le point d'initiation de la fissure migre de la section nette à la section courante de l'éprouvette en augmentant le niveau de la prétension comme le montre la

Figure 4.9. Pour des valeurs faibles de la prétension, on retrouve un mode de rupture classique au niveau de la section nette (Figure 4.10.a). Pour des fortes prétensions, l'amorce de fissure se décale du côté de la plaque où l'effort est appliqué (Figure 4.10c). Ces résultats confirment ceux déjà obtenus dans des conditions analogues [Hah1].

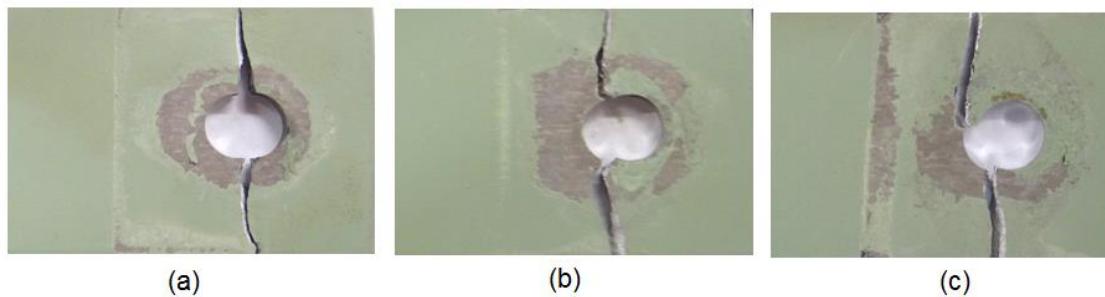


Figure 4. 9 : Modes de rupture : (a) : faible pré-tension ; (b) : moyenne pré-tension ; (c) : haute pré-tension

Ce changement de mode de rupture démontre que la distribution des efforts et les interactions boulon-alésage sont différentes et permettent de protéger la zone de défauts de forme (le trou de passage de l'écrou, en l'occurrence), et d'initier la rupture à proximité de la zone de compression.

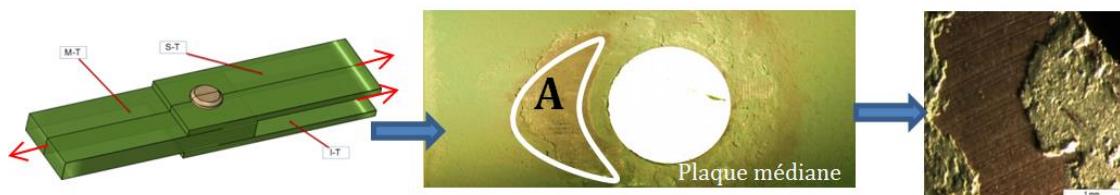


Figure 4. 10 : Observation de l'état de surface à l'interface

L'observation de l'interface au microscope optique, après rupture de l'assemblage, montre qu'au niveau de la plaque médiane, le contact tangentiel créé par le biais de la pré-tension a affecté de manière différente la zone globale de contact. On observe une zone de contact assez large (notée zone A sur la Figure 4. 10), où l'on peut visualiser une dégradation superficielle de l'état de surface initial qui se manifeste par un arrachement de peinture. Ce phénomène est dû à une pression de contact normale assez élevée qui est combiné à des cycles de micro glissement tangentiel imposé par le chargement externe. L'analyse de la rupture (chapitre 4.7) permet de mieux appréhender la zone d'amorce de fissure dans le cas de pré-tensions élevées.

4.3.3. Influence des dimensions de l'éprouvette et du mastic d'interposition

Les essais décrits dans cette section ont pour objet d'étudier l'effet d'échelle ainsi que l'influence de la présence du mastic d'interposition au niveau de l'interface entre les plaques. Ces essais sont menés sur des éprouvettes en double recouvrement composées d'une fixation travaillant en frottement/matage-cisaillement et dont les dimensions sont homothétiques (rapport de 1,5) par rapport à l'assemblage décrit dans la section précédente. Les dimensions de l'assemblage considéré sont 1,5 fois supérieures à celui étudié précédemment (Figure 4. 6). Le montage est cette fois-ci réalisé avec et sans mastic, afin de déterminer son influence sur la tenue en fatigue.

La Figure 4. 11 représente les courbes de Wöhler obtenues à l'issue des essais de fatigue et le Tableau 4. 2 résume l'évolution de l'AFI en fonction de la pré-tension introduite. Les courbes de Wöhler obtenues sont similaires à celles obtenues précédemment avec des éprouvettes de dimensions plus petites. Pour les expériences menées ici, la valeur de la pré-tension est limitée à

29kN, ce qui correspond à 50%UTS de la fixation considérée. L'augmentation de la durée de vie est significative lorsque l'on passe d'une prétenison de 0kN à 17,4kN et est un peu plus faible lorsque l'on passe d'une prétenison de 17,4kN à 29kN, ce qui confirme les résultats précédents. Les courbes indiquent également que la durée de vie est comparable pour des éprouvettes avec et sans mastic lorsque la prétenison est nulle. Par contre, la durée de vie augmente considérablement pour des prétenisons de 17,4kN ou 29kN sur les éprouvettes sans mastic. On retrouve ces tendances sur les valeurs de l'AFI avec une amélioration significative de l'AFI lors de l'installation d'une précontrainte relativement moyenne (de 38 à 44% pour les assemblages avec mastic et de 90 à 116% pour les assemblages sans mastic). Pour l'éprouvette sans mastic, on retrouve des résultats similaires à ceux obtenus précédemment et, même si la précharge est limitée ici à 29kN, ils confirment l'intérêt d'une précontrainte relativement importante pour ce type d'assemblage.

Concernant les modes de ruptures obtenus, on remarque une prédominance de ruptures en section nette. Ce constat est logique, car les niveaux de précontrainte obtenus sont moins élevés que pour les essais précédents.

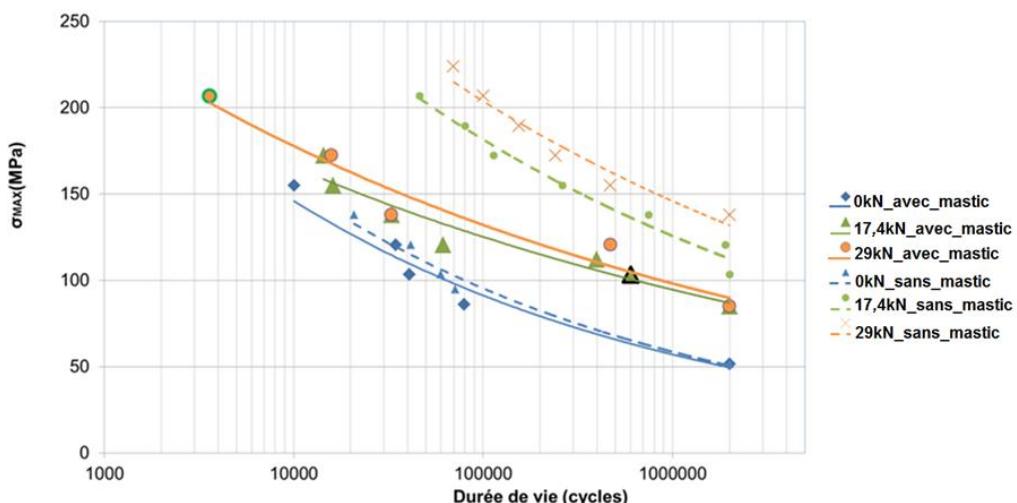


Figure 4. 11 : Courbes de Wöhler : assemblage à 1 fixation de diamètre 9,52mm

	Avec mastic d'interposition			Sans mastic d'interposition		
Prétenison (kN)	0	17,4	29	0	17,4	29
AFI (MPa)	90	125	130	95	181	205
Variation(%)		+38	+44		+90	+116

Tableau 4. 2 : Evolution de l'AFI en fonction de la prétenison

Les résultats montrent que les durabilités des assemblages sans mastic sont largement supérieures à ceux avec mastic pour des précontraintes importantes. Dans la littérature, l'effet du mastic a été traité dans quelques publications scientifiques. Le travail décrit dans [Kid1] en soumettant deux éprouvettes similaires à des cycles de fatigue, avec et sans mastic, montre que pour les efforts externes importants, un coefficient de frottement plus important (éprouvette sans mastic) apporte un gain en durée de vie. Cet effet est inversé pour les efforts externes

faibles (durée de vie plus importante pour des éprouvettes avec mastic). Ces essais sont menés pour une consigne de serrage donnée, c'est-à-dire sans modification de la précharge.

Dans notre cas, la comparaison des durabilités des éprouvettes avec et sans mastic pour les assemblages à double cisaillement composés d'une fixation montre clairement une durée de vie bien supérieure pour les assemblages montés sans mastic (Figure 4. 12), et ce pour tous les cas de chargement et de pré-tension appliquée. Ce résultat est dû au coefficient de frottement, plus élevé dans le cas des éprouvettes sans mastic, qui permet à l'assemblage de transférer une portion plus importante de l'effort externe par adhérence entre les plaques [Bon1]. L'interposition d'une couche de mastic (considéré comme un matériau hyper élastique) entre les plaques a un effet néfaste sur la durée de vie. Le mastic limite le transfert de charge par adhérence, dû à un coefficient de frottement plus faible.

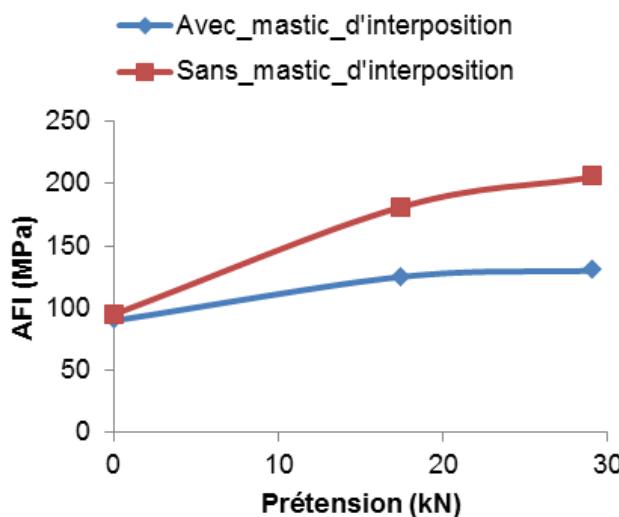


Figure 4. 12 : Influence de la présence du mastic d'interposition sur l'AFI de l'assemblage

La plupart des assemblages aéronautiques sont montés actuellement avec mastic pour des raisons liées à l'étanchéité. La courbe obtenue dans la Figure 4. 12 montre le gain important d'un assemblage sans mastic en termes de durée de vie et ouvre alors un champ d'investigation intéressant soit pour la suppression du mastic dans certaines zones où il n'est pas nécessaire, soit pour l'évolution de ses caractéristiques pour conduire à un coefficient de frottement plus grand entre plaques.

4.3.4. Influence du ratio de charge R=-1

La courbe présentée dans la Figure 4. 13 représente les courbes de Wöhler pour la tenue de l'assemblage de référence à trois niveaux de précontrainte et sous un ratio de chargement R=-1. Le montage est toujours réalisé sans mastic d'interposition. On constate à nouveau un effet bénéfique de la pré-tension avec un écart plus important lors du passage d'une pré-tension relativement moyenne (11,7kN) à une pré-tension importante (17,6kN). Les modes de rupture observés sont de type section nette pour toutes les éprouvettes considérées. Il est à noter également la présence d'une usure assez importante autour des alésages des éprouvettes testées.

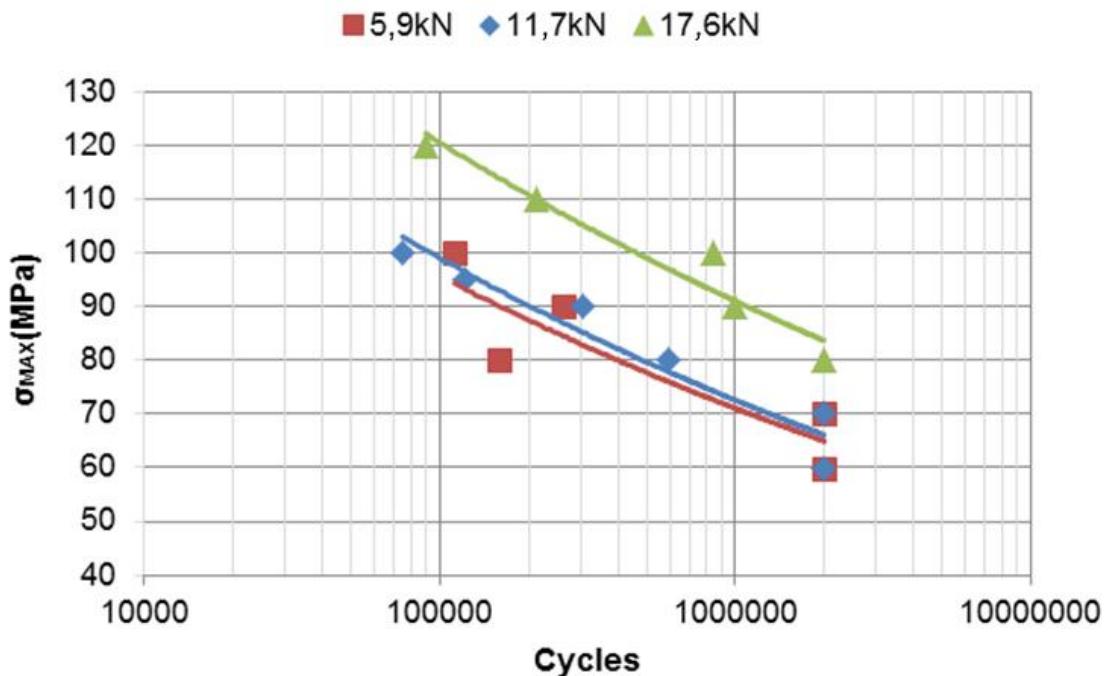


Figure 4.13 : Courbes de Wöhler : assemblage à 1 fixation de diamètre 6,35mm, R=-1

Les niveaux de performance des assemblages testés à R=-1 sont bien inférieurs à ceux testés à R=0,1. Dans le cas des éprouvettes testées, les valeurs de l'AFI sont divisées par environ 1,8. Comme précédemment, on peut interpréter l'amélioration constatée de la durée de vie en fonction de la prétraction par un meilleur transfert des charges par adhérence lorsqu'une prétraction est appliquée. Cependant, le changement de sens du chargement atténue ce gain en provoquant des micros glissements aux contacts plaques/plaques. Le cas d'un chargement à R=-1 n'a pas fait l'objet d'une étude expérimentale plus poussée dans la mesure où il ne représente pas un cas courant de sollicitations pour les assemblages boulonnés en aéronautique.

4.4. Résultats expérimentaux pour des assemblages multi-boulonnés

Les assemblages aéronautiques étant toujours des assemblages multi-boulonnés, nous nous plaçons donc à présent dans des cas d'assemblages à 2 et à 9 fixations avec plusieurs objectifs. le premier est de vérifier si les résultats observés pour les assemblages à 1 boulon sont aussi valables pour les assemblages multi boulonnés. Le deuxième objectif consiste à faire varier l'épaisseur des plaques, mais avec les mêmes fixations (le diamètre de la fixation reste égal à 6,35mm). Dans cette configuration, on recherche l'influence combinée de la précontrainte et de l'interférence. Il est à noter que tous les assemblages considérés ci-après sont montés avec mastic pour s'approcher du cas industriel.

4.4.1. Influence de l'épaisseur et de l'ajustement radial pour un assemblage à deux fixations

La Figure 4.14 définit les dimensions de l'assemblage considéré. Il est composé de deux fixations EN6115-K4 et de deux écrous ASNA2531-4 ainsi que de 3 plaques en Aluminium 2024T351 : 2 plaques d'épaisseur e (plaques externes) et une plaque d'épaisseur 3e (plaqué interne). Les

distances au bord sont toujours choisies en accord avec les normes aéronautiques et le montage est réalisé avec mastic (Pr1779 classe B).

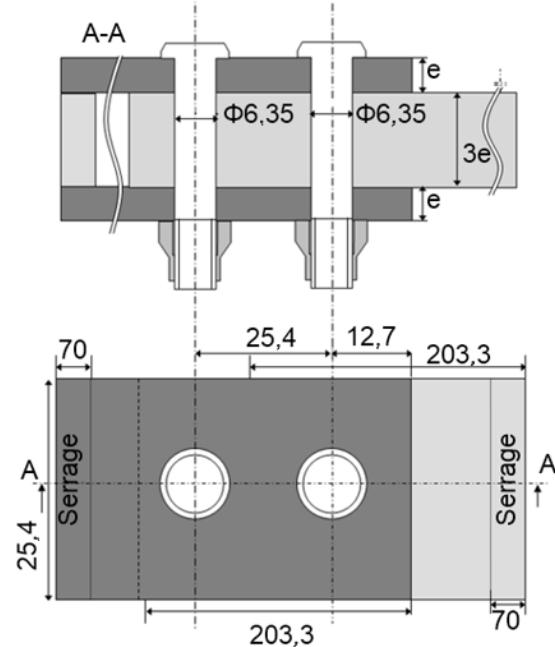


Figure 4. 14 : Assemblage à 2 fixations (dimensions en mm)

Trois définitions d'ajustement radial seront considérés : avec faible jeu ($10\mu\text{m}$), avec faible interférence ($-50\mu\text{m}$) et avec forte interférence ($-115\mu\text{m}$).

Les résultats des essais de fatigue, partiellement indiqués dans la Figure 4. 15, montrent une similitude entre les courbes obtenues pour les éprouvettes à une fixation et celles obtenues ici pour les éprouvettes à deux fixations, à iso-épaisseur serrée et à iso conditions de jeu radial. On remarque que pour les assemblages d'épaisseur totale de 6,35mm, et pour tout niveau d'interférence, le bénéfice obtenu par la prétenison est significatif. L'amélioration des durées de vie obtenue est importante puisque le gain est de 49% à jeu nul, 35% à faible interférence et 19% à forte interférence. Les gains obtenus sont importants, en particulier lorsque la prétenison passe de 5,9kN à 11,7kN. Les résultats montrent également que le bénéfice de la prétenison diminue légèrement pour des assemblages avec faible ou forte interférence. Par ailleurs, les résultats expérimentaux indiquent que l'interférence améliore systématiquement la durée de vie, et ce quelle que soit la prétenison appliquée. Ainsi, la durée de vie maximale est toujours obtenue à forte interférence et à forte prétenison.

Les résultats de fatigue démontrent également une influence négligeable de la précharge sur la durée de vie en fatigue pour les assemblages dont l'épaisseur est égale à 25,4mm (Figure 4. 15). L'effet inverse a été constaté concernant l'effet de l'ajustement radial qui se révèle moins bénéfique pour les assemblages dont l'épaisseur est égale à 9,5mm ou 12,7mm.

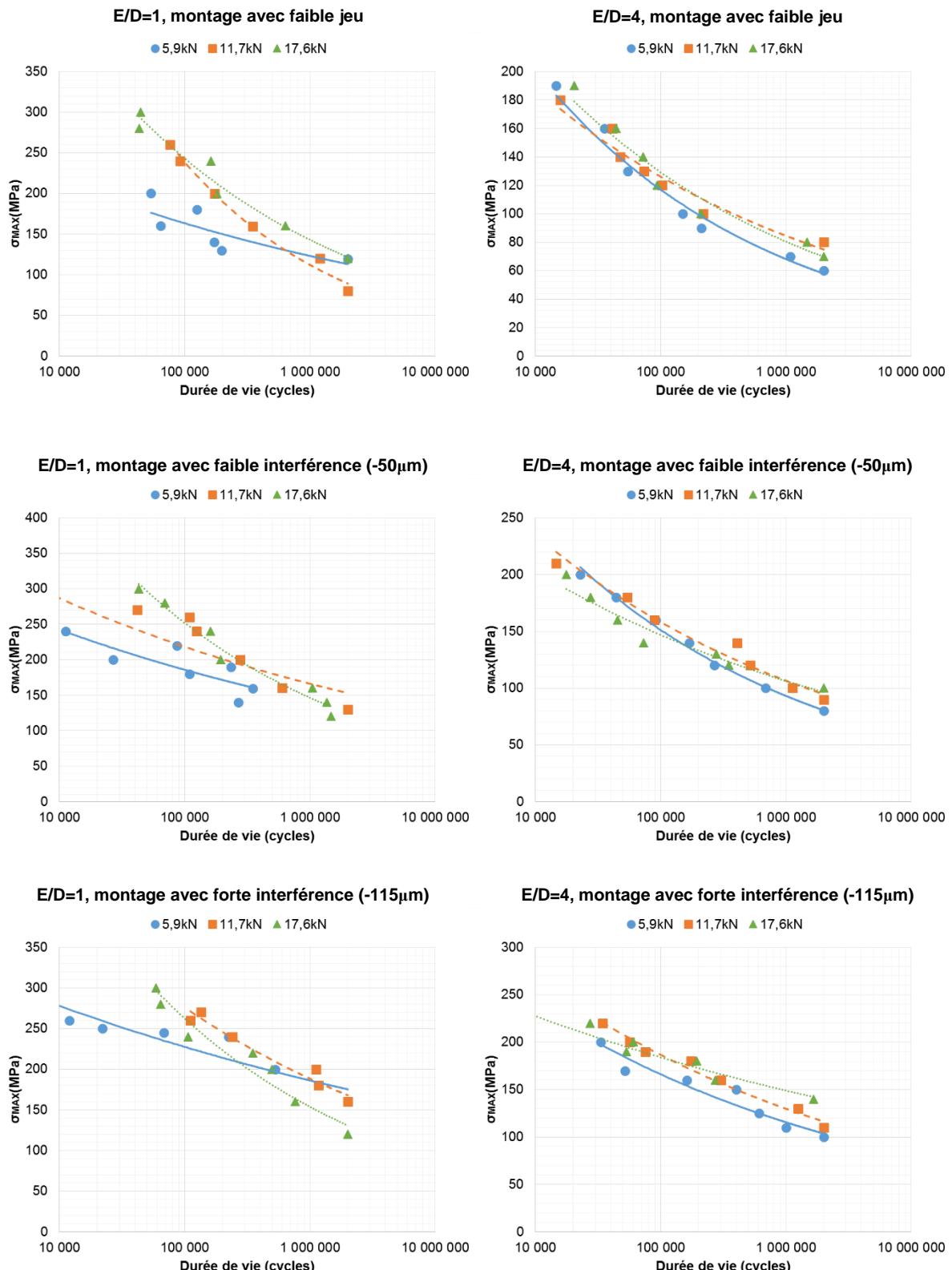


Figure 4.15 : Courbes de Wöhler pour les assemblages en double cisaillement composés de 2 fixations : effet de la précontrainte et de l'interférence

Les modes de rupture observés sont aussi identiques aux modes de rupture obtenus pour l'assemblage composé d'un boulon avec des ruptures au niveau de la section nette pour des niveaux de précharge faible (5,9kN) ou moyenne (11,7kN) et des ruptures décalées pour les niveaux de précharge élevés (17,6kN). Il est intéressant de constater que pour des fixations montées à jeu faible, une forte précharge permet de transmettre des charges extérieures sensiblement identiques pour des assemblages d'épaisseur totale égale à 15,9mm (AFI=155MPa) et des assemblages d'épaisseur totale égale à 25,4mm (AFI=185MPa). Ce résultat est important, car il montre clairement le gain de masse potentielle de l'assemblage monté avec une précharge importante.

4.4.2. Influence de l'épaisseur et de l'ajustement radial pour un assemblage à neuf fixations

La Figure 4. 16 définit les dimensions de l'assemblage considéré. Il est composé de neuf fixations de diamètre 6,35mm et de référence EN6115-K4 et de neuf écrous ASNA2531-4 ainsi que de 3 plaques : 2 d'épaisseur e (plaques externes) et 3 e (plaque interne). Les distances au bord sont toujours choisies en accord avec les normes aéronautiques et le montage est réalisé avec mastic (Pr1779 classe B).. L'ordre du serrage a été défini suivant un protocole visant à minimiser les interactions élastiques entre les différentes fixations.

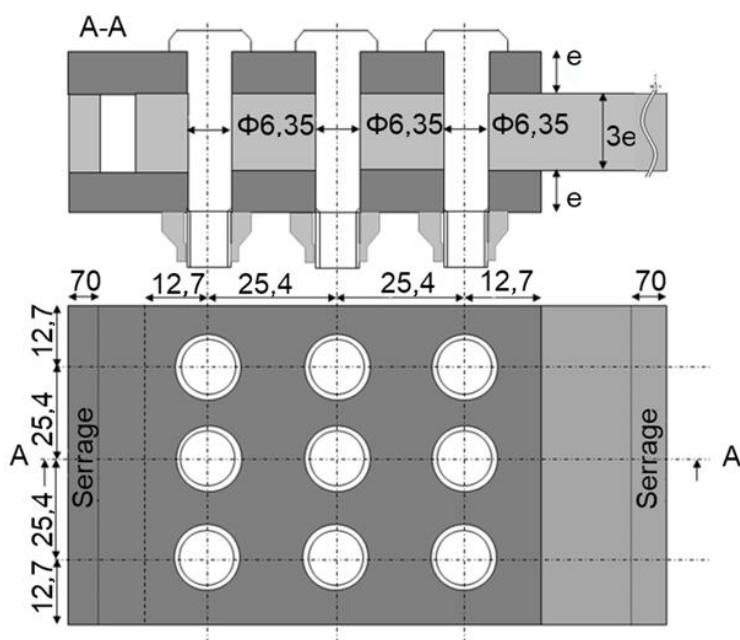


Figure 4. 16 : Assemblage à 9 fixations (dimensions en mm)

Trois définitions d'ajustement radial seront considérées : avec jeu de 10 μ m, avec faible interférence (50 μ m) et avec forte interférence (115 μ m).

Les résultats de fatigue, partiellement indiqués dans la

Figure 4. 17, montrent des évolutions analogues à celles constatées pour les assemblages à une fixation et à deux fixations. Le gain en durée de vie est sensible lorsque l'on augmente la

Influence de la précharge sur la tenue statique et fatigue des assemblages boulonnés

pré-tension des fixations quelle que soit l'interférence radiale. L'amélioration de l'AFI est continuellement significative entre les différents paliers testés.

On note que pour ces assemblages d'épaisseur totale de 6,35mm et pour des ajustements à faible interférence, les gains restent importants : 20% pour une pré-tension moyenne (11,7kN) et 60% pour une forte pré-tension (17,6kN). Pour une forte interférence, les gains de l'ordre de 15% pour une pré-tension moyenne (11,7kN) et 22% pour une forte pré-tension (17,6kN).

Dans le cas des assemblages à 9 fixations comme pour les autres assemblages, la durée de vie maximale est toujours obtenue à forte interférence et à forte pré-tension.

On remarque que pour ces assemblages d'épaisseur totale de 25,4mm, et pour tout niveau d'interférence, le bénéfice obtenu par la pré-tension est quasi inexistant. Même si la comparaison s'effectue par rapport à une pré-tension appliquée de 5,9kN, les gains en durée de vie pour les pré-tensions à 17,6kN sont égaux à -2% à jeu nul et à faible interférence et à 3% à forte interférence.

En contrepartie, une nette amélioration des durées de vie est obtenue en appliquant une interférence radiale puisque pour 5,9kN, le gain est de 38% à faible interférence et de 49% à forte interférence par rapport à un assemblage à jeu nul.

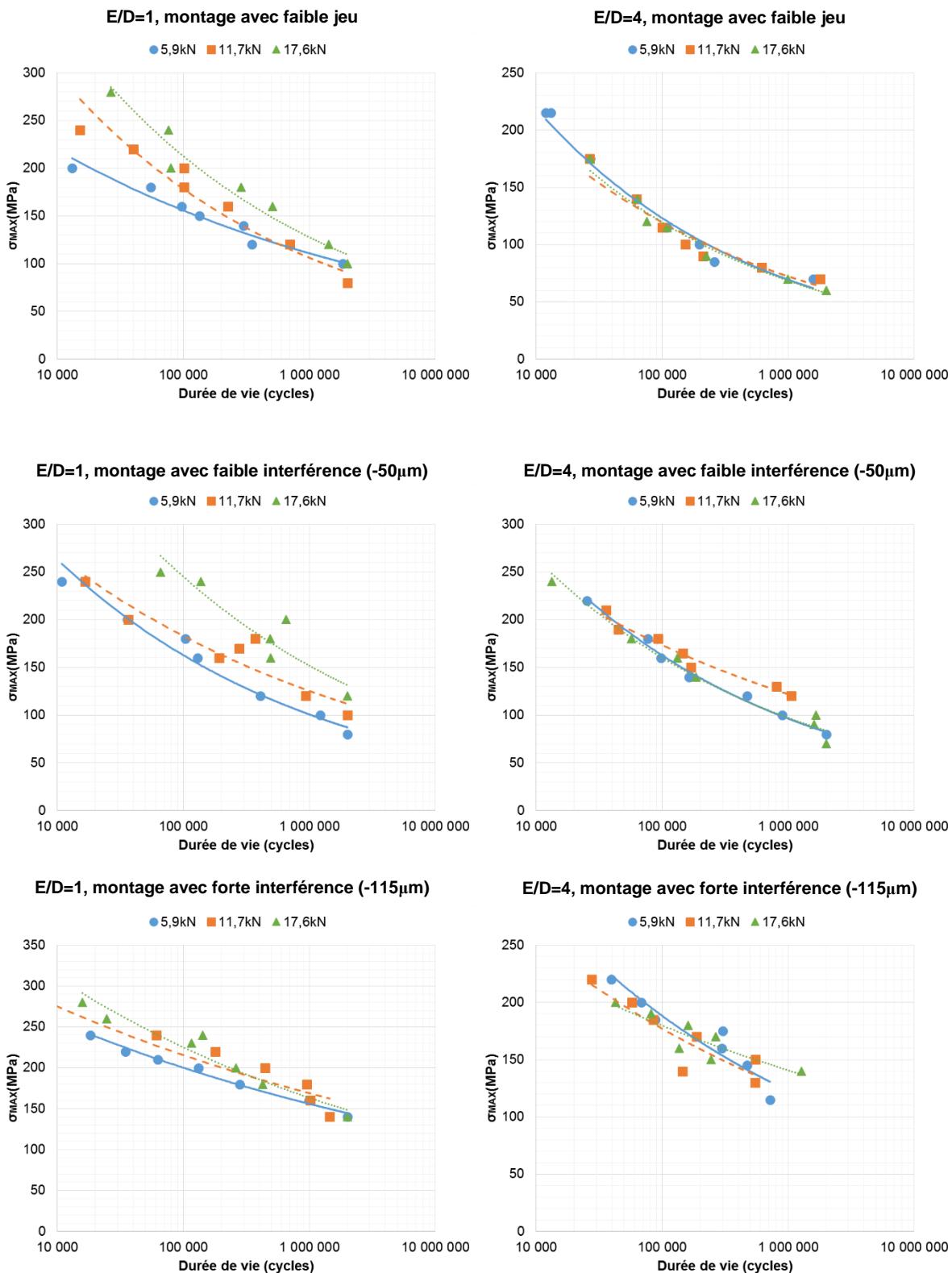


Figure 4.17 : Courbes de Wöhler pour les assemblages en double cisaillement composés de 9 fixations : effet de la précontrainte et de l'interférence

Comme pour les assemblages à deux fixations, il est important de constater que pour une épaisseur totale égale à 25,4mm, l'AFI mesuré expérimentalement est égal à 121MPa pour un assemblage non préchargé et sans interférence. Avec les mêmes fixations et pour une épaisseur deux fois plus faibles (12,7mm), l'AFI mesuré expérimentalement est égal à 208MPa pour des fortes préentions et augmente même jusqu'à 252MPa si les fixations sont en plus montées avec une forte interférence. Les effets combinés de la prévention et de l'interférence sont très importants, car ils permettent de transférer des charges extérieures en diminuant de moitié l'épaisseur des plaques avec ainsi un gain de masse très important.

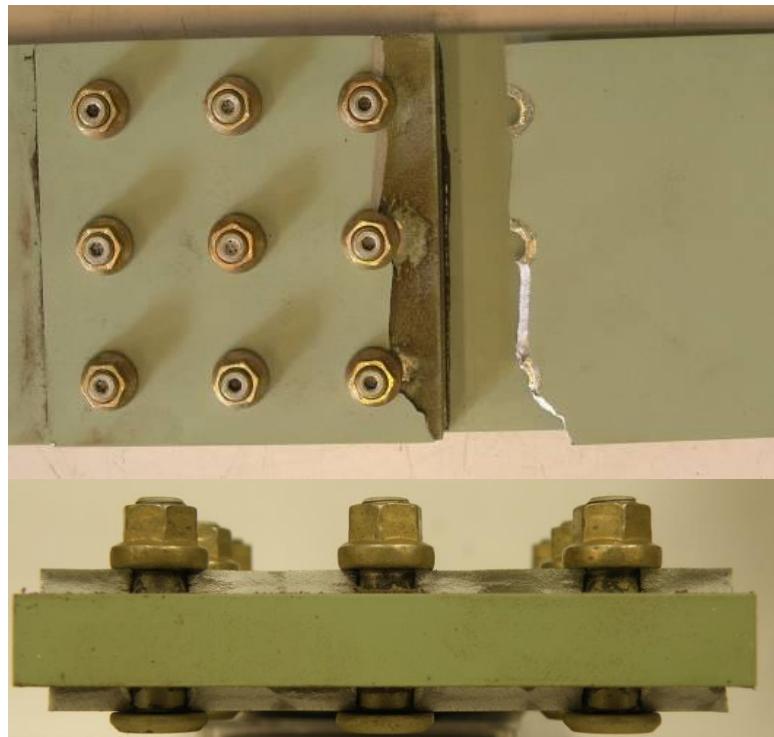


Figure 4. 18 : Assemblage à 9 fixations d'épaisseur 12,7mm – exemple de rupture en section nette

Concernant les modes de rupture, on retrouve les mêmes tendances avec des modes de rupture en section nette pour des préentions faibles ou moyennes (Figure 4. 18) et un mode de rupture légèrement décalé pour une épaisseur de l'assemblage de 12,7mm avec des fortes préentions. Dès que l'épaisseur de l'assemblage devient plus importante, les fixations utilisées ne permettent pas d'appliquer une précharge suffisante et la rupture s'effectue également en section nette.

4.4.3. Synthèse des résultats en fonction de l'épaisseur des plaques

Les tests expérimentaux conduits sur les assemblages en double recouvrement avec 2 et 9 fixations montrent une influence négligeable de la précharge sur la durée de vie en fatigue pour les assemblages dont l'épaisseur est égale à 25,4mm. L'effet inverse a été constaté concernant l'effet de l'ajustement radial qui se révèle moins bénéfique pour les assemblages dont l'épaisseur est égale à 9,5mm ou 12,7mm.

Une campagne d'essais plus complète a été engagée pour des assemblages à deux fixations et à neuf fixations avec un diamètre de boulons fixé égal à $D=6,35\text{mm}$ et des épaisseurs de plaques

évoluant de une fois le diamètre (1D) à quatre fois le diamètre (4D) : 1D, 1,5D, 2D, 2,5D, 3D, 3,5D et 4D. On rappelle que l'épaisseur totale des plaques correspond à cinq fois l'épaisseur des plaques extérieures (5e) (Figure 4. 6).

Pour chaque assemblage, les essais en fatigue ont été effectués pour trois cas de précontrainte : précontrainte faible (5,9kN), précontrainte moyenne (11,7kN) et précontrainte forte (17,6kN) et pour trois cas d'interférence : interférence avec jeu (jeu nul), faible interférence (50 μ m) et forte interférence (115 μ m), soit 9 cas au total.

La Figure 4. 19 représente le bénéfice sur l'AFI pour les différentes épaisseurs, les différents niveaux de précontrainte et différents niveaux d'ajustement des assemblages à 2 et à 9 fixations.

Le bénéfice calculé pour une prétension donnée correspond au gain entre la valeur à forte interférence et la valeur à jeu nul. Le bénéfice calculé pour une interférence donnée correspond au gain entre la valeur à forte précharge (17,6kN) et la valeur à faible précharge (5,9kN). On peut remarquer que le gain réel de durée de vie entre un assemblage fortement préchargé et un assemblage à précharge nulle est alors toujours supérieur à celui calculé lors des expériences. La lecture s'effectue alors facilement à partir de la légende de la Figure 4. 19.

Un premier constat important est la similitude entre les graphes obtenus pour un assemblage à deux fixations et pour un assemblage à neuf fixations. Ce résultat semble indiquer que les tendances observées sont indépendantes du nombre de boulons et permet alors d'extrapoler les résultats obtenus à des assemblages à n fixations.

De manière générale, on observe que la prétension est très efficace pour des épaisseurs de plaques plus faibles et devient de plus en plus faible lorsque les épaisseurs de plaques augmentent. L'effet de l'interférence est inverse avec une influence plus faible à faible épaisseur et une influence importante pour des épaisseurs plus grandes. La valeur de l'épaisseur totale qui sépare l'inversion de l'influence entre la précontrainte et l'interférence se situe entre 2D et 2,5D.

A partir de cette valeur de transition, pour une épaisseur totale des plaques supérieure ou égale à 3D, le gain en durée de vie entre un assemblage avec jeu et un assemblage à forte interférence se situe entre 50% et 70% quelle que soit la précontrainte dans les fixations. Pour une épaisseur totale faible (1D et 1,5D), le gain en durée de vie est beaucoup plus faible notamment lorsque les fixations sont préchargées. Le gain se situe entre 20% et 40% lorsque les fixations sont faiblement préchargées. Pour des valeurs moyennes d'épaisseur de plaques, l'influence de l'interférence est plus fluctuante (entre un gain légèrement négatif et 50%) même si l'on constate un gain toujours important à faible précontrainte.

Concernant l'influence de la prétension, le gain en durée de vie est beaucoup plus marqué pour les faibles épaisseurs de plaques avec des valeurs situées entre 20% et 50%. Les résultats précédents paragraphe 3-2 montrent que le gain par rapport à une précontrainte nulle se situe alors entre 30% et 70%. Les gains les plus importants sont obtenus pour des faibles interférences ce qui conduit à penser que pour les faibles épaisseurs de plaques, une faible interférence et une forte précharge conduit aux gains de durée de vie les plus importants. A partir d'épaisseurs plus grandes (supérieures ou égales à 3D), les gains en durée de vie dus à la prétension sont beaucoup plus faibles puisqu'ils varient entre un gain nul et un gain de 20%. Pour ces fortes épaisseurs, il est intéressant de remarquer une similitude presque étonnante

entre les assemblages à deux fixations et les assemblages à neuf fixations. Dans ce cas, le gain en durée de vie relatif à la précharge reste néanmoins significatif pour des fixations montées à faible jeu.

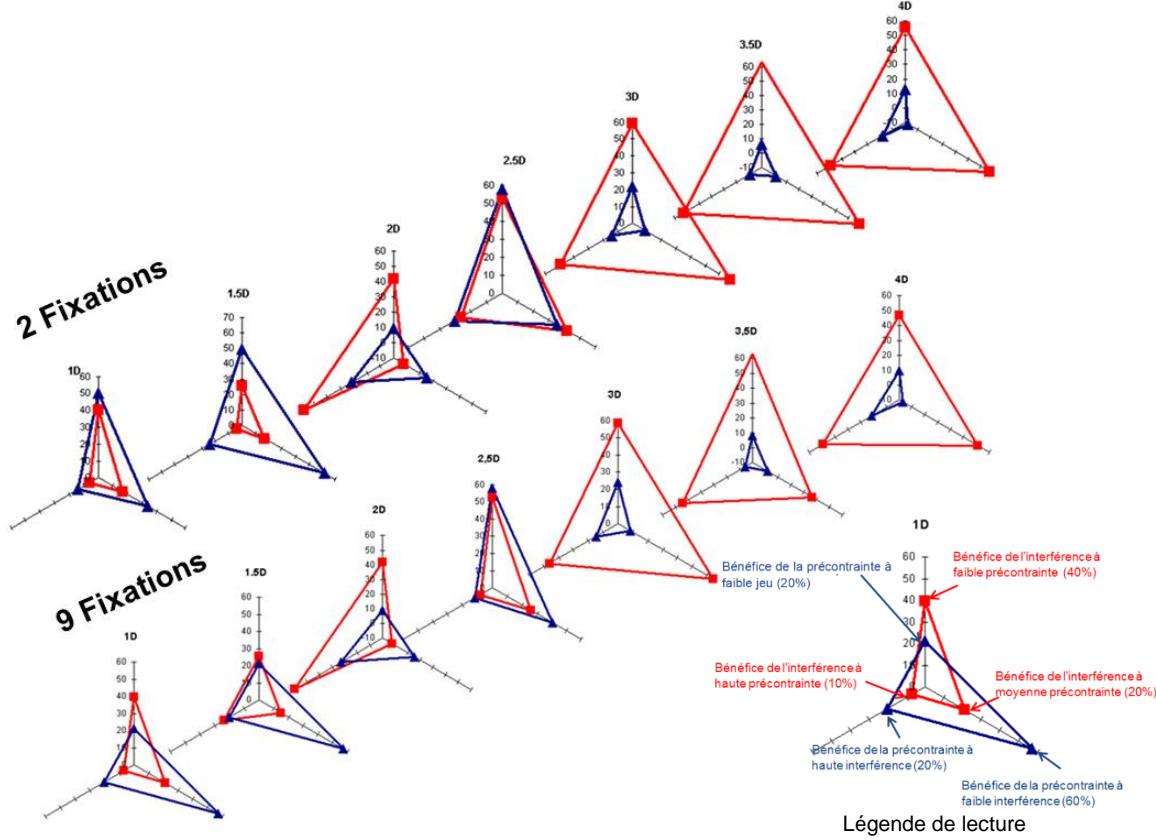


Figure 4. 19 : Influence de la précharge et de l'interférence en fonction de l'épaisseur

Les résultats obtenus sur l'influence de la précharge en fonction de l'épaisseur des plaques peuvent être expliqués facilement.

L'amélioration de la durée de vie sur les assemblages préchargés est principalement liée au transfert de la charge qui passe en partie par matage/cisaillement et en partie par frottement entre les plaques. L'augmentation de la précharge conduit alors à un transfert de plus en plus important de la charge par frottement entre les plaques. Cette proportion entre la charge transférée par frottement et par matage cisaillement a fait l'objet d'études [Alk1]. Elle dépend principalement du coefficient de frottement et du rapport entre la charge extérieure et la précharge appliquée.

Pour les expériences qui sont menées dans notre étude, la configuration industrielle impose d'utiliser des fixations de même diamètre pour les différents assemblages. Ainsi, les précharges appliquées pour les différentes épaisseurs de plaques sont identiques. Par contre, à contrainte dans la section nette égale, l'effort extérieur appliqué est proportionnel à l'épaisseur. Ainsi, plus l'épaisseur est grande et plus le rapport entre l'effort de précharge et l'effort appliqué est faible ce qui conduit logiquement, en considérant un modèle de Coulomb, à un rapport entre l'effort transféré par les plaques et l'effort appliqué plus faible.

4.5. Résultats expérimentaux pour les assemblages en simple cisaillement

Nous nous plaçons à présent dans les cas d'assemblages en simple cisaillement à 2 fixations avec plusieurs objectifs. Le premier objectif consiste à vérifier si les bénéfices observés pour les assemblages en double cisaillement peuvent être étendus au cas des assemblages en simple cisaillement. L'intérêt d'une précharge maîtrisée pour ce type d'assemblage doit être évalué séparément, car la présence de la flexion secondaire modifie sensiblement la répartition des contraintes et des zones de contact [Sch1]. Le deuxième objectif consiste à faire varier le ratio épaisseur/diamètre et à évaluer l'effet de la prétension en fonction de l'épaisseur. Le troisième objectif est centré sur l'influence du matériau de la fixation sur la durée de vie, la rigidité de la fixation jouant un rôle important dans le cas des assemblages à simple recouvrement. Dans ce volet de l'étude, on recherche donc l'influence combinée de la précontrainte et du matériau de la fixation pour différents ratios d'épaisseur/diamètre. Il est à noter que tous les assemblages considérés ci-après sont montés avec mastic (Pr1779 classe B) pour s'approcher du cas industriel.

4.5.1. Influence de l'épaisseur et du matériau de la fixation pour un assemblage à deux fixations

La Figure 4. 20 définit les dimensions de l'assemblage considéré. Il est composé de deux fixations EN6115-K4 en titane Ta6V ou en Inconel 718, de deux écrous ASNA2531-4 (en acier pour les fixations titane et en inconel pour les fixations en inconel) ainsi que de 2 plaques en Aluminium 2024T351, chacune d'épaisseur notée T. Les distances au bord sont toujours choisies en accord avec les normes aéronautiques. Les résultats présentés par la suite concernent les assemblages dont l'épaisseur d'une plaque T est égale à 1/3, 2/3 et 1 fois le diamètre de la fixation. L'ajustement radial considéré est un ajustement avec jeu (0-20um).

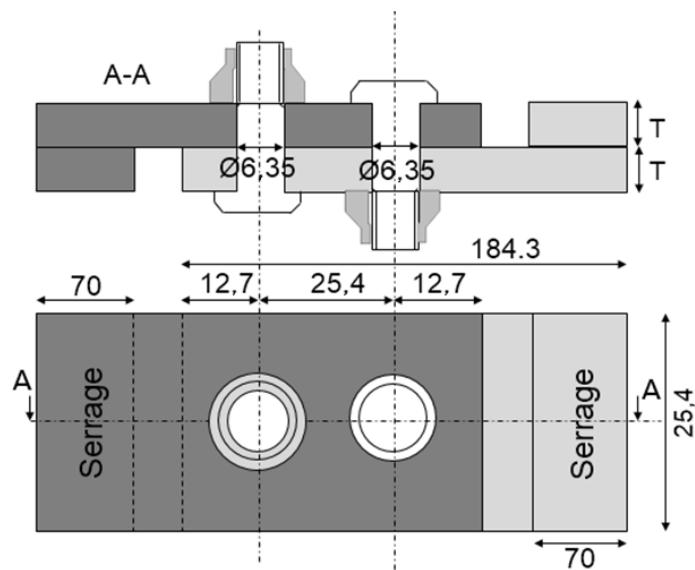


Figure 4. 20 : Assemblage à 2 fixations en simple cisaillement (dimensions en mm)

La Figure 4. 21 représente les courbes de Wöhler obtenues à l'issue des essais de fatigue pour les trois rapports d'épaisseur $T/D=0,3$, $T/D = 0,6$ et $T/D = 1$. Pour toutes les configurations testées, l'effet de la précontrainte est systématique. On constate une augmentation automatique de la

performance de l'assemblage en fatigue. Cette amélioration est schématisée dans la Figure 4. 22 par rapport aux AFI des différents assemblages. On en conclut que même pour cette architecture d'assemblages, l'intérêt d'une pré-tension maîtrisée est évident, car les augmentations de durées de vie sont significatives.

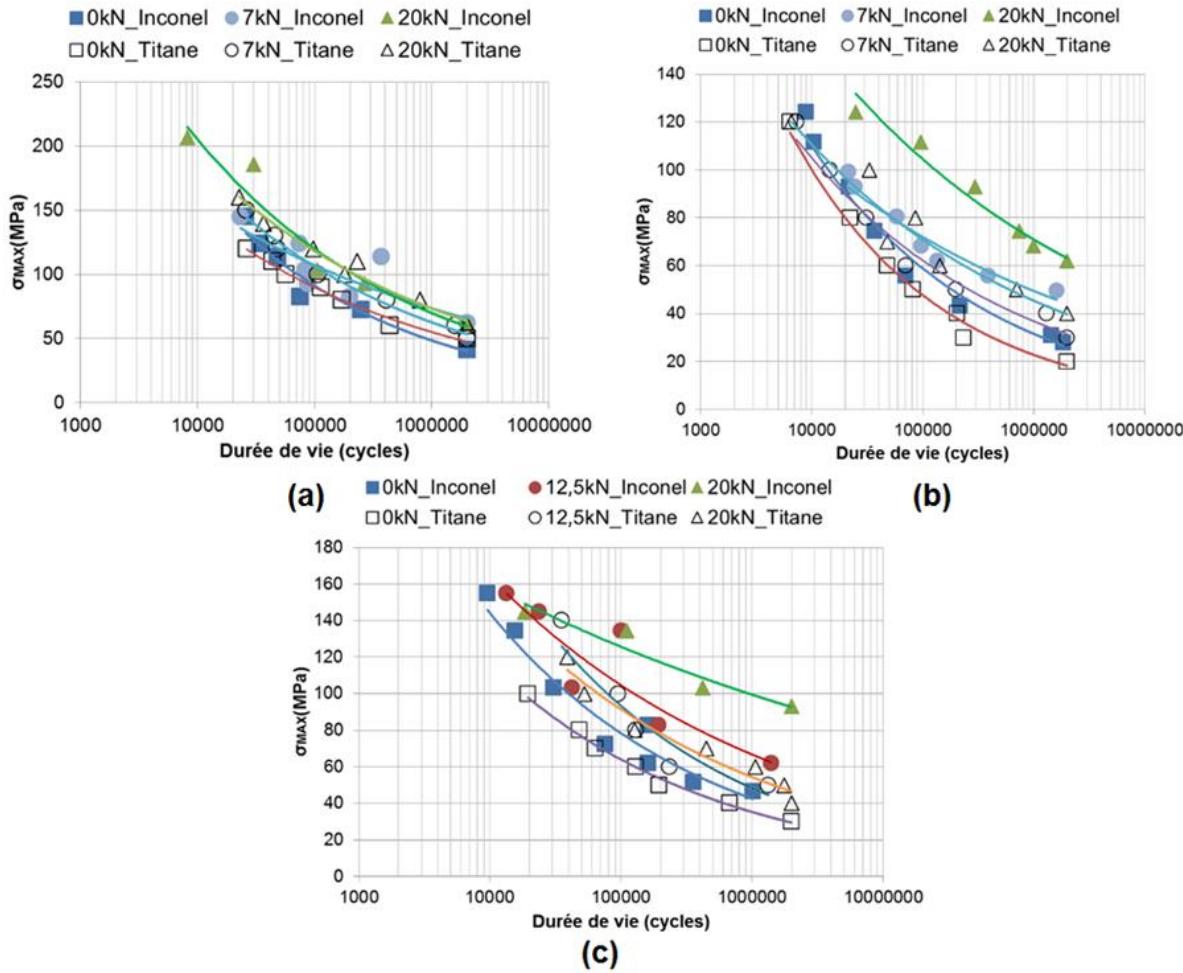


Figure 4. 21 : Courbes de Wöhler pour les assemblages en simple cisaillement à différentes épaisseurs (a) T/D=0,3 (b) T/D=0,6 (c) T/D=1

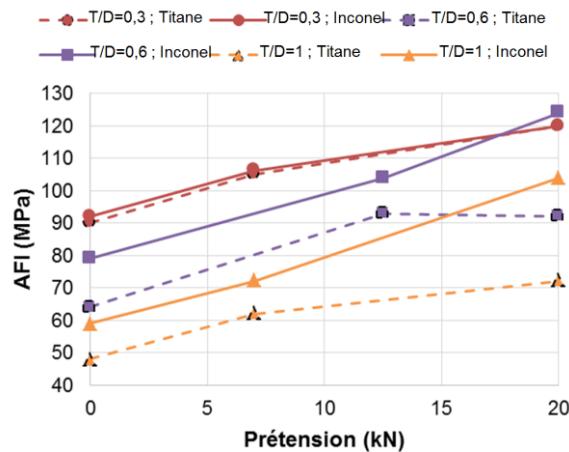


Figure 4. 22 : Effet de la pré-tension sur l'AFI des assemblages testés

Influence du matériau de la fixation :

On note que pour le ratio épaisseur/diamètre le plus faible $T/D=0,3$, aucune différence n'est constatée entre les performances fatigue des deux matériaux. Par contre, on note une Influence significative du matériau de la fixation: +22% à 0kN, +17% à 12,5kN et +45% à 20kN pour le ratio d'épaisseur $T/D=0,6$ et une Influence significative du matériau de la fixation: +23% à 0kN, +11% à 7kN et +35% à 20kN pour un ratio d'épaisseur $T/D=1$. On en déduit que la rigidité de la fixation est importante pour garantir l'efficacité du transfert par frottement sous chargement externe (surfaces de contact sous tête/entre plaques).

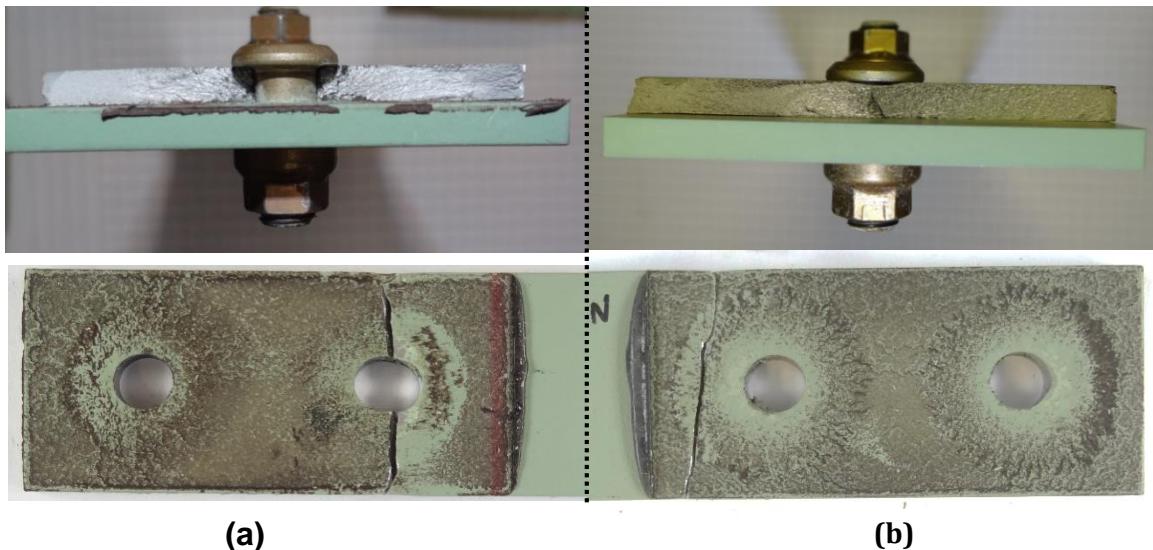


Figure 4. 23 : Mode de rupture à faible précharge en section nette (a) et à haute précharge en section courante (b) pour les assemblages en simple cisaillement avec deux fixations illustrant l'effet de la précontrainte

Quant à la différence entre les AFI des assemblages à prétension nulle, comme démontré par Schrive [Sch02], la magnitude de la flexion secondaire augmente en augmentant l'épaisseur serrée, pour un même ratio T/D . le modèle théorique de la ligne neutre, ainsi que les constatations expérimentales, démontrent, en effet, que la tenue de l'assemblage est d'autant plus faible que l'épaisseur serrée est importante.

Concernant le site d'initiation de la rupture en fatigue, on retrouve pour les éprouvettes testées en simple recouvrement des résultats analogues à ceux obtenus pour des éprouvettes à double recouvrement. Le mode de rupture s'opère dans la section nette pour des faibles prétensions ou des prétensions moyennes. Il se décale vers l'extérieur lorsque la prétension devient plus grande (Figure 4. 23).

De plus, on remarque que le site d'initiation est modifié pour une forte précontrainte et ceci en fonction du matériau de la fixation. Une prétension de 20kN associée à des fixations en titane produit une rupture en bord de la tête de la fixation, tandis que la rupture est approximativement située à $2.r$ où r est le rayon de l'alésage pour des fixations inconel. La Figure 4. 24 indique un exemple de cette modification de site de rupture vue de dessus des plans de rupture en fonction du matériau de la fixation. L'initiation de la fissure a été localisée du côté de

la tête de la fixation, pour les fixations en titane, alors que pour les fixations inconel, l'initiation a été localisée à l'interface des plaques assemblées.

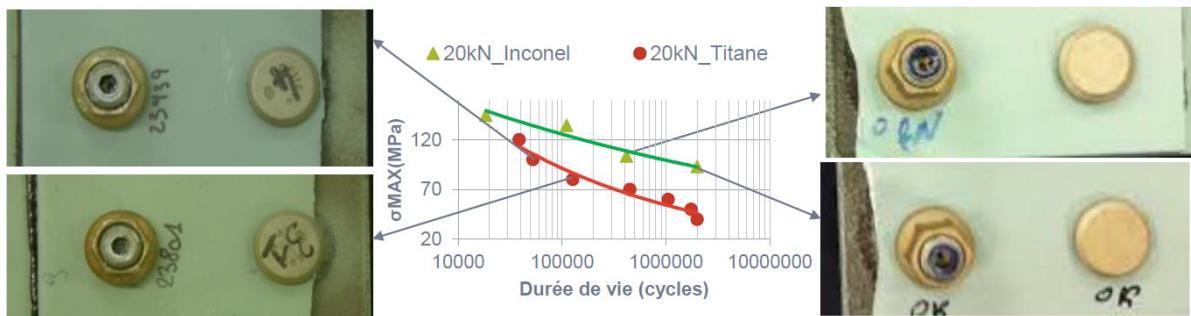


Figure 4.24 : Effet du matériau de la fixation sur le site d'initiation pour une précontrainte de 20kN

4.6. Caractérisation complémentaire

Plusieurs enseignements peuvent être tirés de la section précédente. La précontrainte a un effet positif sur la durée de vie dans toutes les configurations testées, excepté les configurations en double cisaillement où le ratio d'épaisseur par rapport au diamètre de la fixation est supérieur à 3 (et ce indépendamment du nombre des fixations).

L'objectif de cette section est de comprendre l'origine de cette limite, ainsi que de déterminer de manière générale l'influence de la précontrainte sur la durée de propagation de fissure.

A ce stade de l'étude, trois hypothèses peuvent être formulées afin de comprendre l'influence négligeable de l'effet de la précharge pour les fortes épaisseurs.

- La précharge introduite est insuffisante : dans le cas des assemblages à fortes épaisseurs, les fixations étant identiques donc à précontrainte égale, le taux de transfert d'effort par frottement est lié à l'effort extérieur appliqué. Pour un même effort extérieur, la contrainte moyenne dans la section nette est plus faible dans le cas d'assemblages plus épais. Autrement dit, à contraintes égales dans la section nette, le glissement apparaît plus tôt dans les assemblages à fortes épaisseurs, l'effort de précontrainte ayant alors une influence moins importante.

- Perte de précharge par plastification du fût de la fixation : Une déformation plastique du fût de la vis peut apporter une perte de la précharge initialement installée dans la vis.

- Perte de précharge par effet poisson : Une épaisseur de plaques plus importante associée à un effort de traction appliquée donnera lieu à une contraction des plaques plus grande dans la direction axiale (due à l'effet de poisson). Cette contraction engendrera la relaxation de la précharge et donc une efficacité de serrage moins importante.

La modélisation numérique développée pour évaluer l'ensemble de ces hypothèses a démontré que l'hypothèse 1 est la plus probable, privilégiant ainsi la piste que le taux de transfert d'effort par frottement est très faible par rapport à l'amplitude de l'effort extérieur appliqué. Afin de valider cette constatation, on a développé un protocole expérimental novateur basé sur la technique ultrasonore. Ce moyen de mesure autorise le suivi dynamique de la précontrainte

pendant l'essai de fatigue. Il permet ainsi de détecter une quelconque perte de précharge pouvant avoir lieu durant l'essai de fatigue.

L'allongement de la fixation, sous l'effet de la tension induit par le serrage, peut être mesuré par la méthode ultrasonore, puis directement corrélé à la prétension de l'assemblage [Bic1]. L'émission et la réception d'ondes ultrasonores à l'état initial puis à l'état sous tension permet de mesurer une élongation ultrasonore qui est la combinaison de 2 phénomènes : l'allongement de la fixation due aux contraintes de tension dans la fixation et la diminution de la vitesse de propagation de l'onde ultrasonore due à la tension introduite dans le matériau.

L'architecture du système développé est schématisée dans la Figure 4. 25.

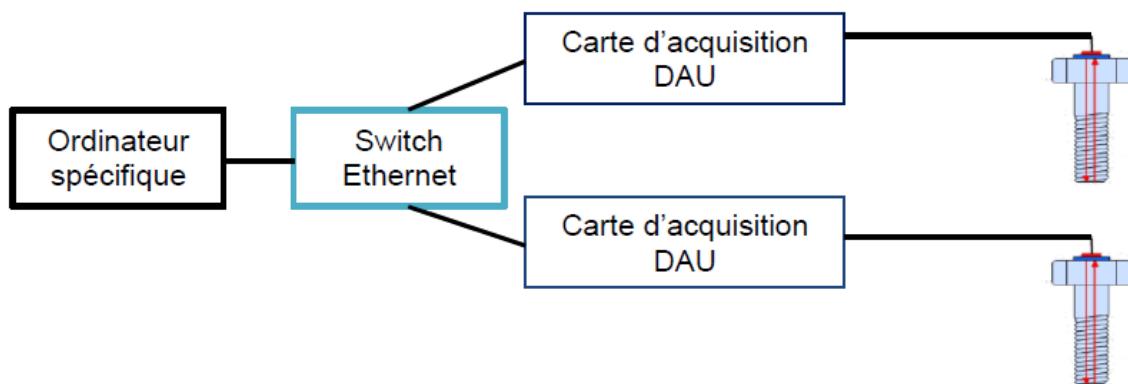


Figure 4. 25 : Architecture du moyen de suivi dynamique de prétension

Une vue plus détaillée du système développé pour la mesure dynamique de la précontrainte est donnée dans la Figure 4. 26. Ce système permet la mesure de 2 voies en simultanée et en temps réel, grâce à deux cartes d'acquisition DAU, qui sont reliés à un switch Ethernet puis à un PC dédié à l'enregistrement, au traitement et à la visualisation des données acquises. La fréquence de la mesure peut aller jusqu'à 10Hz.

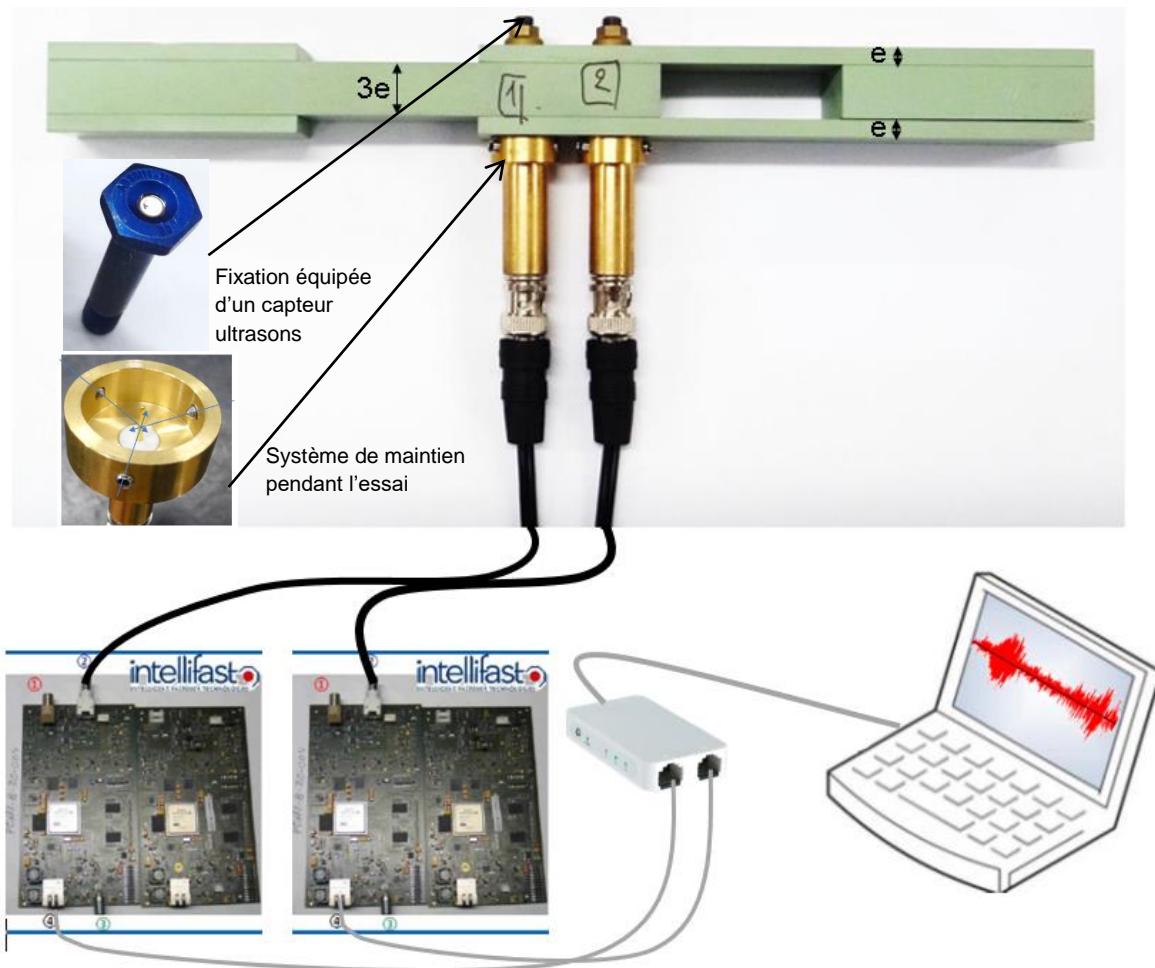


Figure 4. 26 : Eléments composant le système de suivi dynamique de pré-tension

Généralement, pour que la propagation des ondes ultrasonores au sein du matériau de la fixation soit possible, un couplant est utilisé entre le capteur ultrasonore et la tête de fixation. Néanmoins, l'épaisseur du couplant peut causer une dispersion assez importante sur les allongements mesurés. Les essais qui ont été mis en place reposent sur la technologie développée par la société Intellifast® [Int1]. Elle permet de pallier à ce problème en assurant une épaisseur constante du couplant rendue possible par l'intégration du capteur dans la tête ou la base de fixation.

Le principe de la mesure de pré-tension d'une vis dans un assemblage repose sur la comparaison du temps de vol (« time of flight »), d'une onde ultrasonore dans la vis sans pré-tension avec le temps de vol dans une vis serrée. Dans notre cas précis, la flexion des fixations induite par le chargement peut occasionner une erreur de mesure considérable. Une caractérisation expérimentale préalable nous a permis de déterminer les conditions du maintien du signal ultrasonore.

Pour cette évaluation d'une probable perte de pré-tension pendant les essais de fatigue, on a choisi de présenter les résultats de trois assemblages en double cisaillement composés de deux fixations et de ratio $E/D=4$ serrés à des niveaux de pré-tension différents. Ces assemblages sont soumis à un chargement de fatigue avec une contrainte sur la section nette égale à 175 MPa (voir

Figure 4. 27). La seule modification réalisée par rapport aux assemblages testés dans la section précédente consiste à prendre des fixations à forme de tête hexagonale (fixations de référence ABS0114), afin de pouvoir fixer la sonde ultrasonore sur la tête de la fixation pendant la mesure.

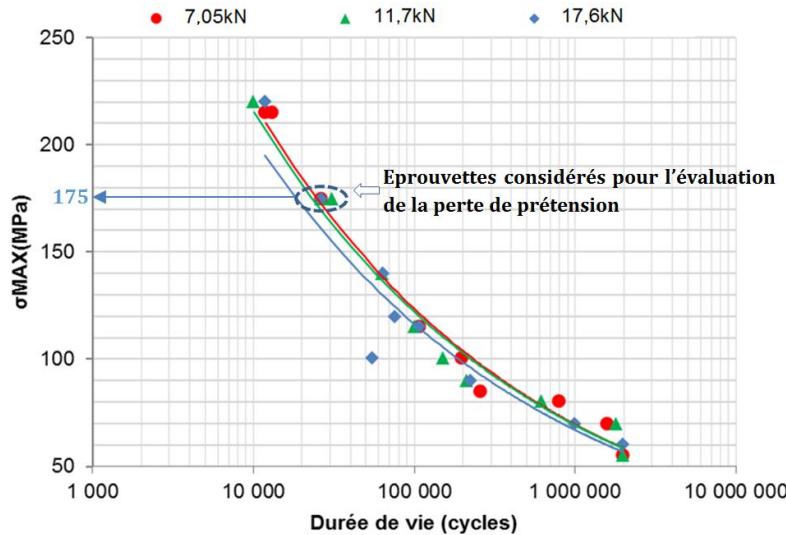


Figure 4. 27 : Eprouvettes considérées pour l'évaluation de la perte de pré-tension

Les évolutions de la pré-tension en fonction des cycles de fatigue sont représentées dans la Figure 4. 28, et ce pour 3 niveaux de pré-tension : (a) :7,05kN, (b) :11,7kN, (c) :17,6kN. On observe qu'indépendamment du niveau de pré-tension initialement introduit, la pré-tension dans l'assemblage reste globalement constante jusqu'à la rupture de la plaque supérieure. De très légères évolutions sont constatées et sont liées à la correction de la précontrainte vis-à-vis de l'évolution de la température de la salle où étaient conduits les essais de fatigue.

La même démarche d'essais a été suivie pour les niveaux de chargement suivants : 100MPa, 140MPa et 220MPa et aucune perte notable de la pré-tension n'a été observée, et ce quel que soit le niveau de la pré-tension installé. Les essais réalisés confirment donc que la précharge introduite est insuffisante pour atteindre un niveau bénéfique, pour les configurations avec un ratio E/D important. Si l'on souhaite que l'effet de la précharge soit aussi bénéfique pour les plaques épaisses, il faudra augmenter le diamètre des fixations pour que l'effort de précharge augmente proportionnellement à l'épaisseur des plaques ou utiliser des fixations présentant une limite à la rupture plus importante. Une autre alternative pour le cas des assemblages en simple cisaillement consiste à modifier le matériau des fixations, de manière à augmenter leur rigidité.

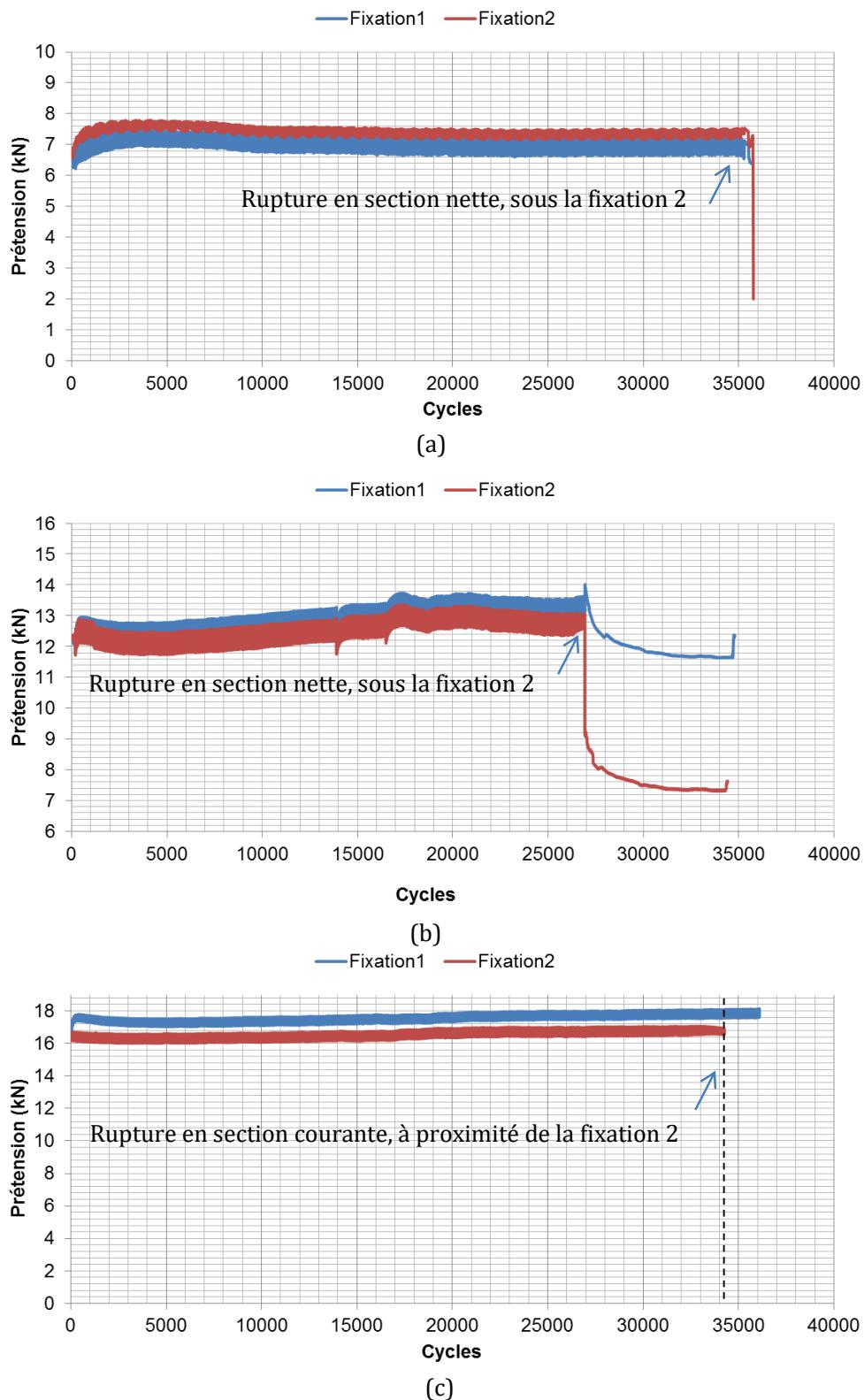


Figure 4.28 : Evolution de la prétraction pendant le cyclage (a) 7,05kN, (b) 11,7kN, (b) 17,6kN

4.7. Analyse de l'influence de la précontrainte sur la phase de propagation

Comme précédemment décrit dans le chapitre bibliographique, dans la littérature, les critères permettant la prédiction de durée de vie sont souvent de type initiation de fissure [Sus1], ceci est dû au fait que la prétension appliquée génère une distribution de contraintes mécaniques globalement élastiques au sein de l'assemblage et que les efforts externes appliqués sont relativement faibles, ce qui conduit à des durées de vie supérieures à 10^4 cycles.

Dans cette section, on cherche à évaluer la sensibilité de la phase de propagation de fissure par rapport au niveau de la prétension introduit, en utilisant la technique de comptage de stries. On s'appuie sur une technique fractographique utilisée pour mesurer et évaluer la durée de vie en propagation. Afin de réaliser une mesure optimale du nombre de cycles de propagation, un certain nombre de dispositions expérimentales lié à la préparation de l'échantillon, à la technique de comptage et d'inspection ont été appliqués comme préconisé dans [Her1]. L'examen macrographique des faciès de rupture a été réalisé à l'aide d'un microscope à balayage électronique. Par ce moyen, on identifie les zones d'amorçage, mais aussi le nombre de cycles de propagation et la distance de propagation.

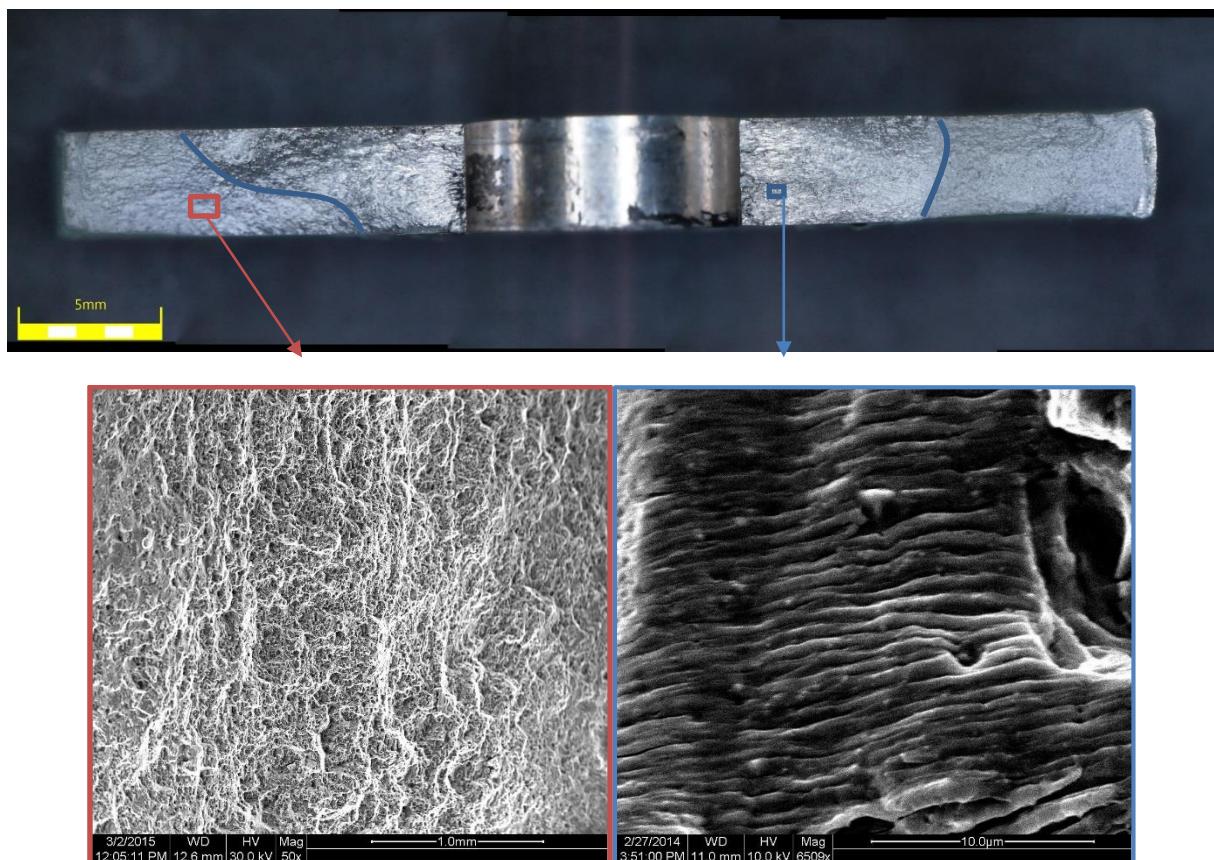


Figure 4. 29 : Observation du faciès de rupture d'une plaque au MEB

La Figure 4. 29 indique un exemple de clichés observés au microscope à balayage électronique, indiquant l'état de faciès dans la zone de propagation stable (figure à gauche) et instable (figure à droite) de fissure.

L'évaluation de l'influence de la précontrainte vis-à-vis de la durée de propagation de fissures est menée sur les éprouvettes rompues issues de la campagne expérimentale réalisée sur les assemblages de référence. Les éprouvettes considérées pour le comptage de stries sont données dans la Figure 4. 30 et les résultats du comptage sont indiqués dans le tableau 4.4. Le choix de l'assemblage de référence pour l'application de cette technique a été motivé par les différents modes de rupture en section nette observés à faible précontrainte et en section courante observés à haute précontrainte (17,6kN). On a retenu, pour cette analyse, des éprouvettes rompues à différents niveaux de chargements et à différents niveaux de précontrainte.

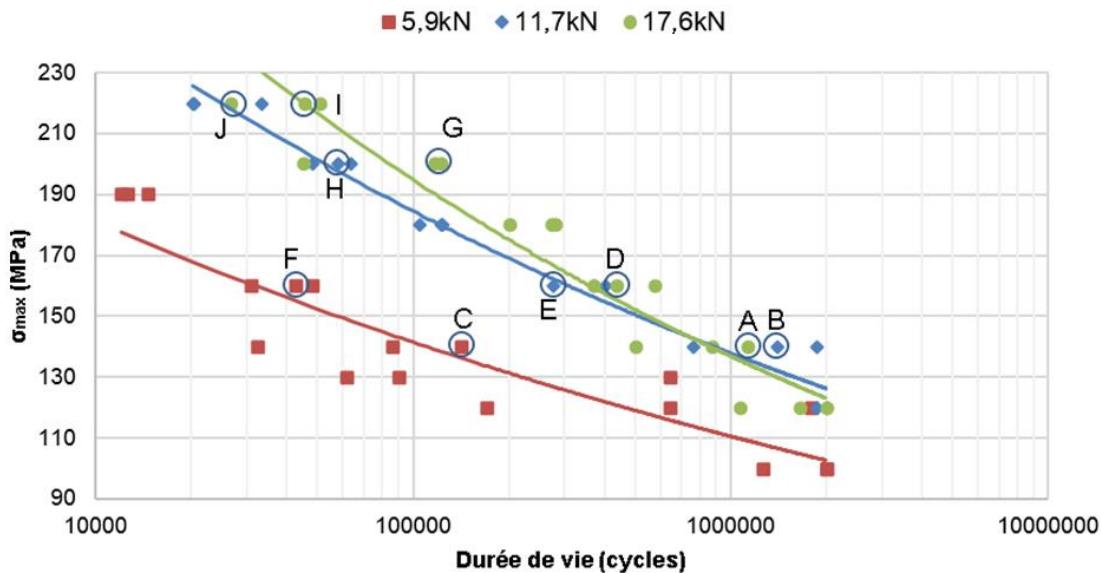


Figure 4. 30 : Eprouvettes considérés pour le comptage de cycles de propagation

Le tableau 4.4 indique qu'appliquer une prétension plus importante n'as pas d'effet tangible sur le nombre de cycles de propagation. Même pour des efforts externes relativement élevés (pour lesquels la durée de vie constatée est inférieure à 50000 cycles), le nombre de cycles de propagation reste faible par rapport à la durée de vie totale.

Eprouvette	Précontrainte (kN)	Chargement extérieur (MPa)	Cycles de propagation	Durée de vie totale	% de la durée de la propagation
A	17,6	140	16450	1133219	1
B	11,7	140	15910	1401115	1
C	5,9	140	10950	141378	8
D	17,6	160	9870	437705	2
E	11,7	160	8860	276187	3
F	5,9	160	4020	42403	9
G	17,6	200	6900	116797	6
H	11,7	200	4700	63576	7
I	17,6	220	2650	45828	6
J	11,7	220	2090	26767	8

Tableau 4. 3 : Récapitulatif du comptage de cycles de propagation pour les éprouvettes définies dans la figure 4.29

La fiabilité du comptage étant dépendante du nombre de cycles de propagation [Her1], on peut noter que le pourcentage de propagation par rapport à la durée de vie totale de l'éprouvette est plus important pour les faibles précharges (associées aux plus faibles durées de vie pour un effort externe équivalent). Néanmoins, les résultats du comptage démontrent que la durée de vie des éprouvettes considérées est majoritairement composée par la durée de vie à l'initiation de la fissure. Cette analyse valide l'approche de prévision de durée de vie proposée dans le chapitre précédent. La Figure 4. 31 présente quelques exemples de données expérimentales issues de l'opération de comptage de stries.

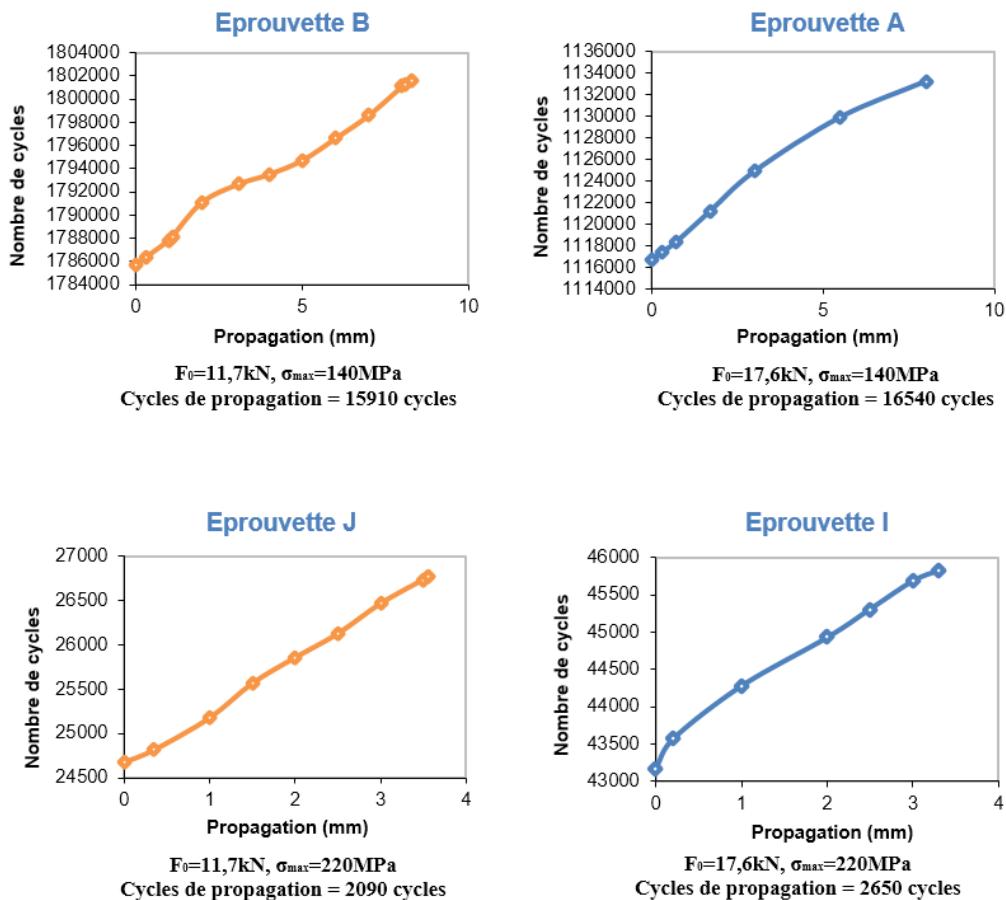


Figure 4. 31 : Exemple de comptage de cycles de propagation pour les éprouvettes A, B, J et I

4.8. Application aux assemblages composites

Cette section s'attache à définir le comportement des assemblages composites en présence d'un effort de serrage maîtrisé, afin d'évaluer le potentiel gain en terme de durée de vie constaté auparavant pour les assemblages métalliques.

4.8.1. Définition des éprouvettes et des conditions d'essai

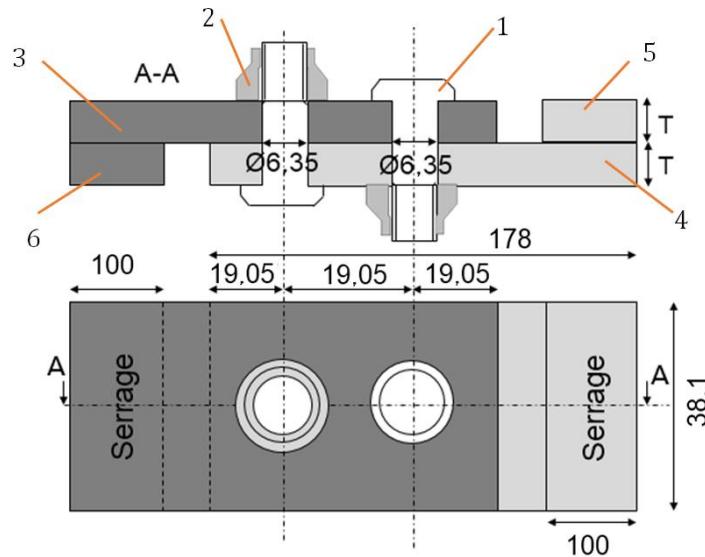


Figure 4. 32 : Assemblage à 2 fixations en simple cisaillement (dimensions en mm)

La Figure 4. 32 définit les dimensions de l'assemblage étudié. Il est composé de deux fixations EN6115-K4 (référence 1) de diamètre D=6,35mm en titane Ta6V, de deux écrous ASNA2531-4 en acier AISI8740 (référence 2) ainsi que de 2 plaques en composite unidirectionnel T800/M21 (pli d'épaisseur 0.254mm), chacune d'épaisseur notée T (références 3 et 4). Les distances au bord sont toujours choisies en accord avec les normes aéronautiques. Les résultats présentés par la suite concernent les assemblages dont l'épaisseur d'une plaque T est égale à 4/5 et 1 fois le diamètre de la fixation. L'ajustement radial considéré est un ajustement avec jeu (0-20um). La séquence d'empilage utilisée pour chaque plaque est quasi isotropique [(45,-45, 0, 90, 45,-45, 0, 90,-45, 45, 0,90]s. L'assemblage contient également deux doubleurs (références 5 et 6) en composite unidirectionnel T800/M21 permettant d'aligner les efforts externes. Le montage est réalisé avec jeu (0-20µm) et sans mastic d'interposition, afin de favoriser les conditions de transfert d'effort par frottement.

Les conditions d'essais sont données ci-dessous :

- Type d'effort : monotone sinusoïdal en traction/traction.
- Ratio d'effort : $R = \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}} = 0.1$
- Fréquence : 2-3Hz
- Application de l'effort externe : la valeur de l'effort externe a été choisie pour caractériser la tenue de l'assemblage dans un intervalle de durées de vie compris entre 10^4 et 2.10^6 cycles.
- Les essais ont été réalisés sous température ambiante sur des machines hydrauliques ± 100 kN.
- La norme d'essais est NASM1312-11.

- Niveaux de précontrainte appliquée : 0kN, 10kN et 17kN.

Le dispositif d'essai est présenté dans la Figure 4. 33. Le contrôle de la température des fixations est assuré par un thermocouple de type K localisé sur la surface de la tête d'une des deux vis. De cette façon on vérifie que cette température ne dépasse jamais les 50°C, en accord avec les normes d'essais aéronautiques.



Figure 4. 33 : Disposition expérimentale d'essais

4.8.2. Présentation des résultats et discussion

La Figure 4. 34 présente les résultats d'essais de fatigue pour les deux configurations d'éprouvettes considérées : $T/D=0,8$ (Figure 4. 34.a) et $T/D=1$ (Figure 4. 34.b). On observe que les courbes de Wöhler sont très proches pour tout niveau de précontrainte, et ce pour les deux épaisseurs serrées. Ce constat laisse à penser que la précontrainte a peu d'effet sur la tenue en fatigue pour les assemblages composites testés. Le mode de rupture des éprouvettes est inchangé pour tout niveau de précontrainte. Les fixations rompaient, soit au niveau du premier filet en prise (Figure 4. 35.a), soit sous la tête de la fixation au niveau du rayon de transition (Figure 4. 35.b).

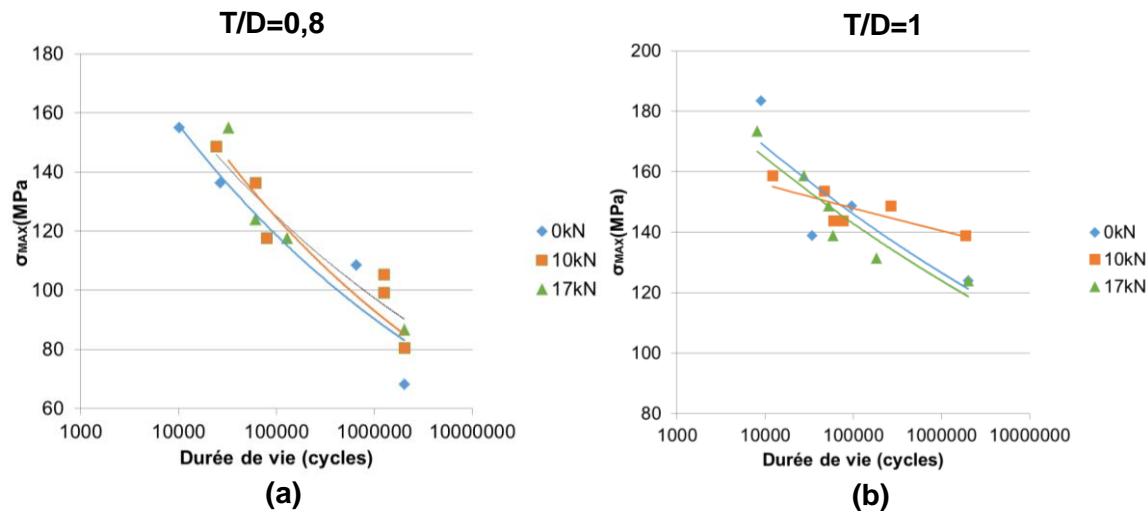


Figure 4. 34 : Courbes de Wöhler pour les assemblages composite en simple cisaillement à différentes épaisseurs (a) $T/D=0,8$ (b) $T/D=1$



Figure 4. 35 : Modes de rupture observés : (a) rupture dans le premier filet en prise, (b) rupture sous la tête de fixation

Comme le souligne l'étude bibliographique menée au début de cette thèse, la relaxation de la pré-tension est un phénomène qui a lieu systématiquement dans les assemblages mécaniques et dont l'amplitude dépend des matériaux assemblés. Dans le cas de notre étude, on a constaté des pertes de pré-tension pouvant aller jusqu'à 50% de sa valeur initiale. De ce fait, les valeurs de pré-tension indiquées dans la Figure 4. 34 correspondent à une surestimation de la valeur de pré-tension réellement conservée au sein de l'assemblage. Pour expliquer le peu d'influence constaté sur la tenue des assemblages composites, le scénario de rupture proposé est le suivant :

- Dans le cas des assemblages non préchargés (0kN) : sous l'effet du chargement externe, le cisaillement de la fixation/matage du composite est généré. Il implique une forte flexion secondaire des plaques assemblées et induit une rotation des fixations. Une surconcentration de des contraintes apparaît au niveau des zones de contact plaques/fixations et plus particulièrement au voisinage du rayon de transition sous tête et du premier(s) filet(s) en prise. Cet endommagement est créé dès le premier cycle de fatigue et influence le comportement mécanique de l'assemblage sollicité dynamiquement. Au cours des cycles suivants, l'endommagement par matage du composite reste limité, au vu des dimensions des plaques assemblées. L'effort cyclique vu par les fixations aura tendance à développer des microfissures qui auront pour résultat d'amorcer une macrofissure de taille critique. Si l'amorce se situe sous

la tête de la fixation, on peut supposer une perte de rigidité de la fixation, occasionnant une augmentation de la contrainte de flexion générée par l'excentricité du chargement et une propagation de la fissure accélérée. Dans le cas contraire, si l'amorce de fissure a lieu dans le premier filet en prise, la propagation sera plus lente car elle ne générera pas d'impact sur la rigidité de la fixation.

- Dans le cas des assemblages fortement préchargés (17kN) : Lors de l'application de la précontrainte, un certain taux de déformation plastique peut se développer dans les zones de concentration de contraintes (au rayon de transition sous la tête de la fixation et dans les premiers filets en prise). Sous l'effet du chargement externe, le transfert d'effort par matage induit un mode de déformation sous la forme de flexion secondaire des plaques assemblées et par conséquent, une rotation des fixations. Cette situation implique une surconcentration au niveau du rayon de raccordement sous tête et des premiers filets en prise comme l'indique le modèle numérique correspondant (voir Figure 4. 36).

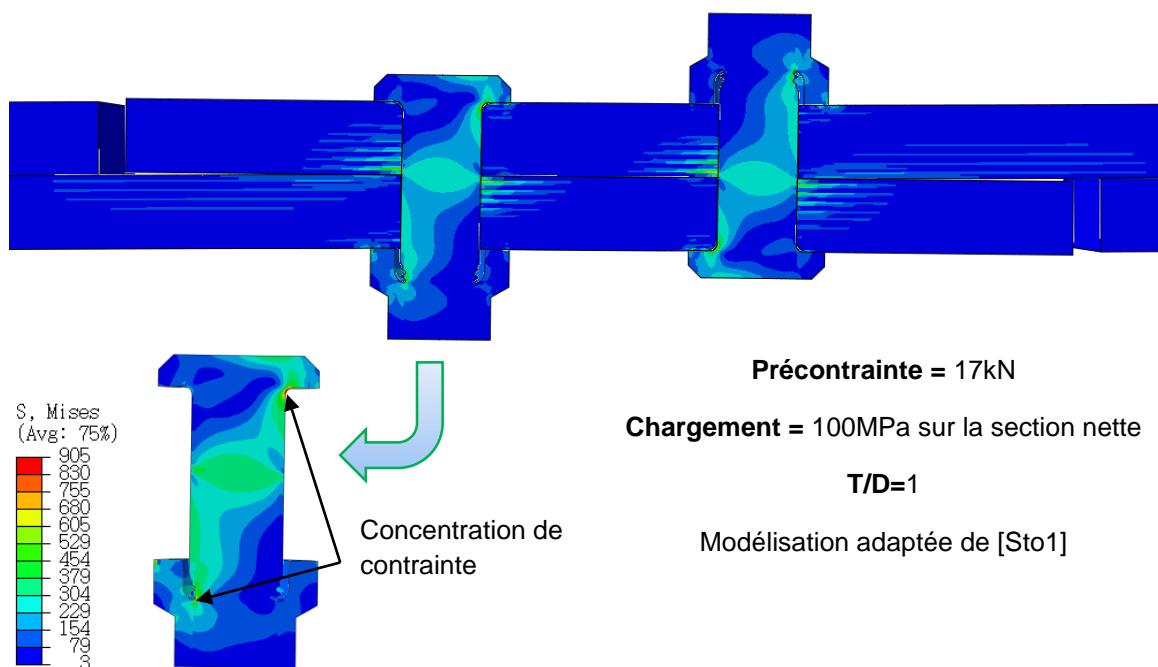


Figure 4. 36 : Simulation numérique indiquant les zones de concentration de contrainte, $T/D=1$

La principale différence avec les assemblages non préchargés réside dans le taux d'effort de cisaillement transféré via les fixations. Cet effort, dans le cas des assemblages fortement préchargés, est relativement faible par rapport à celui transféré dans le cas des assemblages non préchargés. Au cours des cycles de fatigue, l'endommagement par matage des plaques composites reste limité au vu des dimensions des plaques assemblées, tandis que l'effort cyclique vu par les fixations aura tendance à développer des fissures de fatigue dans les zones de concentration de contrainte.

Enfin, dans le cas des assemblages moyennement préchargés (10kN), on peut supposer un schéma médian entre les deux scénarios de rupture présentés ci-dessus.

4.9. Conclusion expérimentale

L'approche expérimentale que nous avons menée, dans le but d'élucider l'effet de la prétension dans les assemblages boulonnés travaillant en matage/cisaillement, a permis d'identifier et de caractériser un bénéfice important en terme de durabilité des assemblages concernés par cette étude. Le protocole expérimental mis en place a permis d'installer une valeur de prétension relativement précise en s'affranchissant des coefficients dispersifs liés au serrage au couple.

Les essais réalisés démontrent que l'installation d'une précontrainte au sein des assemblages boulonnés, qu'ils soient composés d'une, de deux ou de neuf fixations, entraîne un gain important en terme de durée de vie supérieur à 50%, pour des précharges importantes, et pouvant même dépasser 100%. Si des articles précédents ont montré une évolution de la zone critique d'amorce de fissures dans le cas d'assemblages à 1 fixation, ce résultat est confirmé ici pour des assemblages à deux fixations et à trois fixations.

Pour des assemblages préchargés, les expériences ont également montré une influence importante du mastic d'interposition qui limite le gain en durée de vie. Les gains en durée de vie déjà importants pour des assemblages avec mastic sont plus que doublés pour des assemblages sans mastic, ce qui ouvre alors un champ d'études important sur le choix du mastic d'interposition et de ses caractéristiques à préconiser.

Les essais réalisés pour des assemblages à deux fixations et à neuf fixations avec un diamètre de boulons imposé en fonction de la précharge et de l'interférence conduisent à des résultats similaires. Les gains maximaux de durée de vie sont obtenus pour des fortes précharges et des fortes interférences. Pour des plaques d'épaisseur inférieure à deux fois le diamètre des boulons, l'influence de la prétension est très importante aussi bien pour un assemblage sans jeu qu'avec une forte interférence. Pour des épaisseurs plus grandes (supérieures à 2,5D), l'effet de l'interférence est plus significatif puisque la prétension appliquée ne suffit plus à permettre un transfert de charge suffisant par adhérence entre les plaques. Le grand nombre d'essais réalisés constitue une base d'étude importante pour l'analyse des phénomènes de fatigue sur les éclissages aéronautiques.

Enfin, les essais de caractérisation menés dans le but d'analyser l'évolution de la précontrainte pendant l'essai de fatigue ainsi que l'influence de la précontrainte sur la propagation de fissure nous ont permis d'étendre d'avantage notre compréhension du rôle et de l'efficacité de la prétension dans les assemblages boulonnés. Enfin, l'étude de l'effet de la précontrainte sur les assemblages composites a été initiée et l'on a constaté, que pour l'architecture d'assemblage considérée, aucun effet tangible de la précontrainte n'a été constaté. Une justification expérimentale a été proposée à partir des modes de rupture constatés.

Le prochain chapitre va s'intéresser à la validation de la démarche de modélisation numérique mise en place via la confrontation aux résultats expérimentaux. L'exploitation du modèle numérique, dans son domaine de validité, sera également proposée dans l'optique d'optimiser les assemblages boulonnés.

Chapitre 5 : Validation et exploitation du modèle numérique

Ce chapitre présente les résultats de la confrontation du modèle numérique aux résultats expérimentaux, et ce en terme de caractérisation de la pression de contact, de tenue statique et de prédictions de durées de vie. L'exploitation du modèle numérique permet de décrire l'effet global de la prévention sur différentes configurations d'assemblages.

Plan du chapitre :

5.1.	Introduction.....	128
5.2.	Validation expérimentale sous chargement quasi statique	128
5.2.1.	Pressions de contact aux interfaces	129
5.2.2.	Tenue mécanique de l'assemblage	131
5.3.	Validation expérimentale sous chargement fatigue	136
5.3.1.	Assemblage de référence	136
5.3.2.	Effet des paramètres	139
5.3.3.	Application aux assemblages multi-boulonnés.....	143
5.4.	Exploitation du modèle numérique	144
5.4.1.	Assemblage de référence	144
5.4.2.	Assemblage en simple cisaillement à deux fixations	149
5.4.3.	Assemblage en double cisaillement à neuf fixations	152
5.5.	Conclusion	154

5.1. Introduction

Ce chapitre a pour objectif de valider la méthodologie de modélisation numérique visant à prédire la tenue mécanique sous chargement quasi statique ainsi que la durée de vie des assemblages vissés sous prétension contrôlée.

Le premier volet de la validation expérimentale est lié à la vérification de la corrélation entre les résultats de la modélisation numérique et l'expérimentation sous chargement quasi statique. Il permettra de valider les points suivants :

- S'assurer que les évolutions des grandeurs caractéristiques de l'assemblage, soumis à un niveau de prétension donné, sont bien reproduites via le modèle numérique,
- S'assurer que les grandeurs caractéristiques de la tenue de l'assemblage sous chargement quasi statique sont bien estimées via la simulation numérique.

Le deuxième volet de la validation expérimentale est lié à la validation de la corrélation entre les résultats de la modélisation numérique et l'expérimentation sous chargement de type fatigue monotone. Dans le chapitre 3 dédié à l'analyse en fatigue de l'assemblage vissé, nous avons vu que le critère de prédiction de durée de vie implémenté prédit l'amorçage d'une fissure soit au niveau du la section nette pour une prétension faible, ou bien au niveau de la section courante pour une prétension importante. Ce deuxième volet de validation expérimentale doit permettre de vérifier deux points majeurs :

- S'assurer que le critère de fatigue en endurance limitée prédit correctement le site de l'amorçage d'une fissure,
- S'assurer que les prédictions de durée de vie sont satisfaisantes.

L'analyse de l'effet global de la prétension sera réalisée à la suite de chaque volet en s'appuyant sur la comparaison expérimentale/numérique afin d'examiner l'effet de la prétension.

5.2. Validation expérimentale sous chargement quasi statique

Comme rappelé dans le chapitre de la revue littéraire, l'évolution de la charge globale appliquée en fonction du déplacement passe par plusieurs phases avant la rupture de l'assemblage. Les résultats expérimentaux décrits dans le chapitre 3 démontrent que la prétension a un effet négligeable sur les grandeurs caractérisant la tenue de l'assemblage, à savoir la charge élastique et la charge ultime de l'assemblage, mais que les grandeurs reliées à la charge de glissement sont directement dépendantes du niveau de prétension introduit.

Avant de réaliser une comparaison quantitative entre les données prédictes et les données réelles permettant de caractériser la tenue de l'assemblage, on s'intéresse à la validation de certains aspects liés au comportement global du modèle numérique soumis à un chargement quasi statique.

La première section de ce premier volet de validation est relative à l'évolution des caractéristiques reflétant l'état de l'assemblage précontraint : évolution de la pression de contact aux interfaces glissantes en fonction de la prétension, évolution de la prétension durant un essai statique et analyse du comportement global de l'assemblage de référence sous chargement statique.

5.2.1. Pressions de contact aux interfaces

5.2.1.1. Evolution de la pression de contact aux interfaces

La mesure de la pression et de la zone de contact est une première étape de validation des techniques de modélisation numérique mise en place afin de comprendre l'effet de la pré-tension sur toutes les interfaces susceptibles de transférer l'effort lors de l'application du chargement externe. Pour cette section, Les relevés de pressions de contact expérimentales ont été réalisés par des films de pression de contact de type Fujifilm [Fuj1]. Ainsi, des films de pression avec une sensibilité de 10-50MPa, 50-130MPa et 130-300MPa ont été utilisés. Les techniques de calibration citées par Liggins et Al [Lig1] ont été adoptées afin d'améliorer l'efficacité et la précision des relevés de mesure des films de pression Fujifilm. Les films de pressions ont été placés entre les différentes plaques assemblées, et chaque image a été scannée en utilisant un scanner de type Hewlett Packard ScanJet 5100C spécialement dédié pour la mesure des pressions de contact afin de déterminer la distribution des pressions de contact. Les résultats mesurés ont été ensuite comparés par rapport aux résultats numériques. On s'intéresse à l'évolution de la zone de la pression de contact en fonction de la pré-tension à l'interface de deux plaques en Aluminium 2024T351, chacune d'épaisseur 6,35mm. La Figure 5. 1 indique une assez bonne concordance entre la pression de contact expérimentale et numérique pour les trois niveaux de pré-tension testés et démontre que l'étendue et l'intensité de la zone de contact évoluent avec le niveau de précontrainte installé.

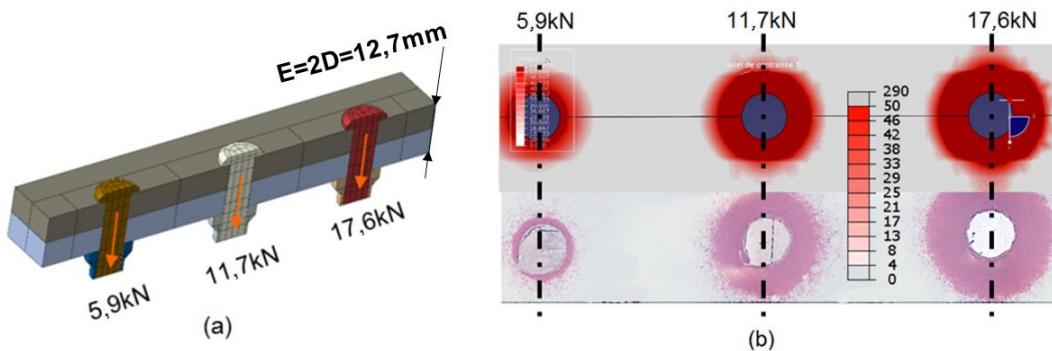


Figure 5. 1 : (a) Modèle numérique pour la mesure de la pression de contact, (b) comparaison numérique/experimental

En ce qui concerne l'assemblage de référence, La figure 5.2 indique les valeurs obtenues de la pression de contact sur les 3 chemins lors de l'étude expérimentale et pour les simulations numériques. Une pré-tension de $17,6\text{kN}$ avait été appliquée à cet assemblage. On constate que le modèle numérique présente une assez bonne prédition des magnitudes et de l'évolution de la pression de contact le long des chemins définis dans la Figure 5. 2. On souligne toutefois que la pression de contact maximale située sur la tête de fixation est surestimée, ce qui est lié à la singularité numérique créée à la transition avec le chanfrein sous tête.

On remarque que les niveaux de pressions de contact sont environ 2 fois plus élevés sous tête que sous écrou, ce qui est lié aux aires des surfaces de contact qui sont différentes (la surface de contact plaque écrou est approximativement 1,5 fois supérieure à celle entre la vis et la plaque). De la même manière, on remarque que les pressions de contact mesurées à l'interface entre la plaque supérieure et la plaque médiane sont environ deux fois plus faibles que celles mesurées

au niveau de l'interface écrou/plaque. Cela indique que la zone de contact fortement comprimée à l'interface plaque/plaque peut être estimée à environ la moitié de la pression de contact écrou/plaque.

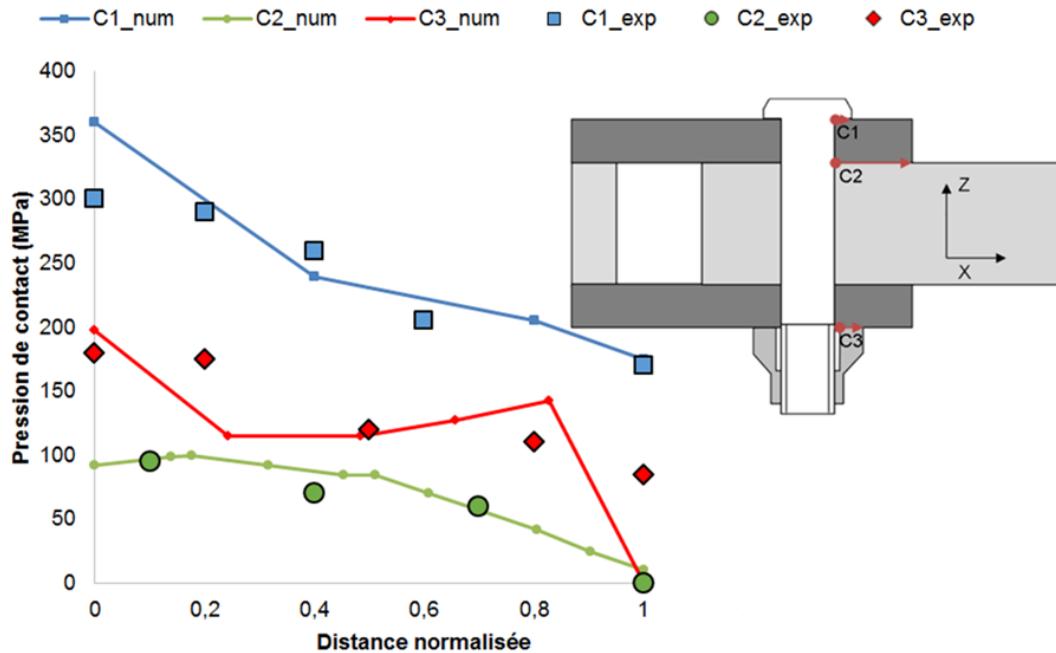


Figure 5.2 : Comparaison entre les pressions de contact numériques et expérimentales pour une pré-tension de 17,6kN

5.2.1.2. Evolution de la pression de contact en fonction de la pré-tension et de l'épaisseur serrée

Pour cette section, on s'intéresse à l'évolution de la pression de contact en fonction de la pré-tension pour différentes épaisseurs serrées. Deux configurations sont considérées : dans un premier lieu, 2 plaques en Aluminium 2024T351 d'épaisseur 6,35mm assemblées autour d'un film de pression 10-50MPa à l'aide de 3 fixations serrées à des niveaux de pré-tension différents : 5,9kN, 11,7kN et 17,6kN. Dans un deuxième lieu, on considère 4 plaques en Aluminium 2024 T351 d'épaisseur 6.35mm assemblées autour de trois films de pressions 10-50MPa à l'aide de 3 fixations serrées à des niveaux de pré-tension différents : 5,9kN, 11,7kN et 17,6kN. Les longueurs des fixations ont été adaptées pour les deux configurations pour permettre un assemblage équivalent entre les deux configurations. Les résultats obtenus sur la Figure 5.3 démontrent qu'indépendamment de l'épaisseur serrée, les zones de contact s'élargissent en fonction de l'augmentation de la pré-tension, de la même manière que les magnitudes de pressions de contact. L'installation d'une précontrainte importante augmente le cône de compression, ce qui élargit la surface de contact aux interfaces des pièces.

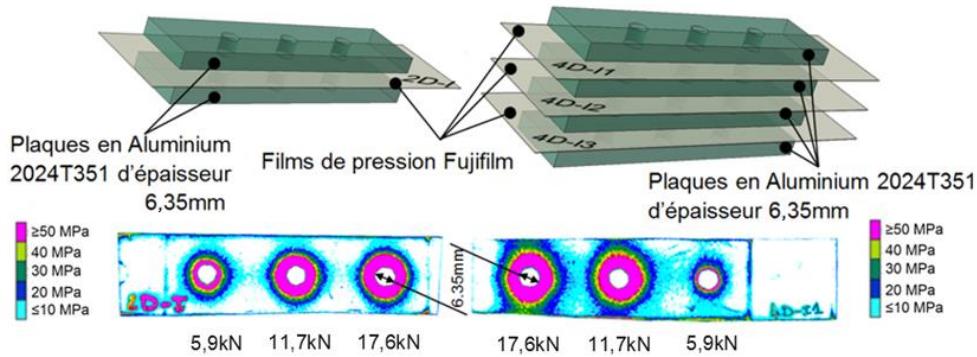


Figure 5.3 : Evolution de la pression de contact en fonction de la pré-tension et de l'épaisseur serrée

La distribution des pressions de contact aux interfaces, pour une valeur de précontrainte identique, est différente en fonction des épaisseurs serrées. Sur l'exemple de la Figure 5.3, les pressions de contact mesurées aux interfaces des assemblages épais sont d'amplitudes plus faibles que ceux des assemblages fins. Elles s'étendent sur une plus grande surface de contact. La même constatation a été reportée dans la littérature, notamment par Ziada [Zia1] qui a démontré de façon analytique que l'épaisseur des pièces assemblées intervient de façon importante sur la répartition des pressions de contact, notamment sur la valeur maximale, ainsi que sur l'étendue de la zone de contact. On peut donc établir un premier lien avec les résultats expérimentaux montrant que, pour des assemblages plus épais avec des fixations identiques, la répartition des contraintes est modifiée aux interfaces. Au voisinage du trou de fixation (zone critique), les pressions de contact sont moins importantes et ont vraisemblablement moins d'effet sur la durabilité.

5.2.2. Tenue mécanique de l'assemblage

Cette section a pour objectif de comparer les caractéristiques mécaniques des assemblages boulonnés sous chargement statique afin de déterminer l'effet de la pré-tension sur leur tenue statique, et ce, par une approche numérique et expérimentale.

5.2.2.1. Assemblage de référence

L'application d'un chargement statique au modèle numérique de l'assemblage de référence permet de caractériser la courbe effort-déplacement et de la comparer aux essais physiques qui ont été menés dans les conditions définies dans la section §4.2.3.1. La procédure numérique ayant été détaillée dans le chapitre 2, on rappelle ici les principales étapes appliquées :

- Etape 1 : application de la précontrainte.
- Etape 2 : maintien de la précontrainte (l'effort de précontrainte est transformé en déplacement figé).
- Etape 3 : application d'un chargement de 32000 N à l'extrémité de la plaque médiane, les 2 plaques extérieures étant encastrées. La phase de la caractérisation du module secondaire n'a pas été intégrée dans la phase de la modélisation numérique.

La Figure 5. 4.a représente la comparaison numérique/expérimentale du comportement de l'assemblage de référence sous sollicitation statique (pour des raisons de lisibilité, seuls 2 des 3 niveaux de précontrainte testés ont été affichés). Le modèle numérique permet de prédire de façon fidèle le comportement de l'assemblage, que ce soit dans le domaine élastique ou le domaine plastique. Un zoom sur le domaine élastique est donné dans la Figure 5. 4.b. Cette figure indique que la rigidité de l'assemblage est correctement prédite pour les 2 niveaux de précontrainte, les données caractéristiques de la tenue statique de l'assemblage sous les 3 niveaux de précontrainte testés sont comparées dans les Tableau 5. 1 et Tableau 5. 2.

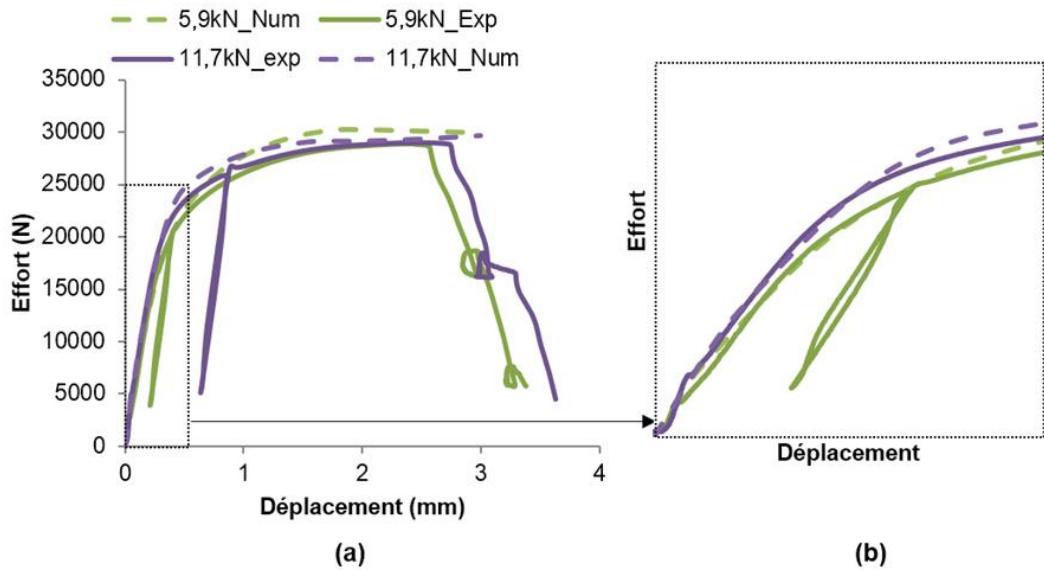


Figure 5. 4 : (a) Comparaison entre le comportement statique numérique et expérimental pour deux niveaux de précontrainte (b) Zoom sur la zone élastique

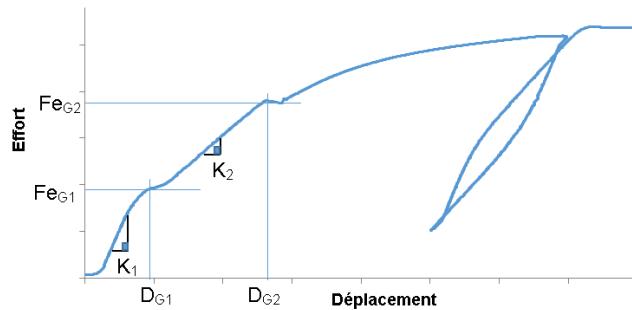


Figure 5. 5 : Définition des grandeurs mécaniques caractérisant le comportement statique

On remarque que le modèle numérique permet également une bonne reproduction des grandeurs mécaniques qui caractérisent le comportement statique de l'assemblage. Néanmoins, on observe une légère sous-estimation de la rigidité de la phase d'adhérence pour les 3 niveaux de précontrainte. Cette sous-estimation peut être due à la définition de la loi de frottement de type Coulomb isotropique. Dans ce cas, un glissement élastique rigide est toléré tant que la contrainte de cisaillement résultant du frottement ne dépasse pas la contrainte critique définie comme égale au produit de la pression de contact et du coefficient de frottement appliqué. Ce glissement, même s'il est d'amplitude très faible, peut occasionner cette diminution de la rigidité

de la phase d'adhérence et la loi de type multiplicateur de Lagrange devrait être utilisée pour une meilleure estimation de la rigidité de la phase d'adhérence.

Prétension	5,9kN			11,7kN			17,6kN					
	K ₁ (N/mm)	K ₂ (N/mm)	Fe (N)	F _m (N)	K ₁ (N/mm)	K ₂ (N/mm)	Fe (N)	F _m (N)	K ₁ (N/mm)	K ₂ (N/mm)	Fe (N)	F _m (N)
Numérique	115030	60330		28919	115030	60430		29030	115030	60050		29751
Expérimental	131236	65456	-	30505	132762	65097	-	29780	136237	61008	-	31025
Erreur (%)	12	8		5	13	7		3	16	2		4

Tableau 5. 1 : Comparaison numériques/expérimentales des caractéristiques mécaniques de la tenue statique

Prétension	5,9kN				11,7kN				17,6kN			
	F _{eG1} (N)	D _{G1} (mm)	F _{eG2} (N)	D _{G2} (mm)	F _{eG1} (N)	D _{G1} (mm)	F _{eG2} (N)	D _{G2} (mm)	F _{eG1} (N)	D _{G1} (mm)	F _{eG2} (N)	D _{G2} (mm)
Numérique	1450	0,06	2030	0,10	3520	0,11	5125	0,20	8030	0,23	17950	0,29
Expérimental	-	-	2650	0,06	-	-	4900	0,07	8700	-	19100	0,11
Erreur (%)	-	-	23	0,04(diff)	-	-	4	0,13(diff)	8	-	6	0,18(diff)

Tableau 5. 2 : Comparaison numériques/expérimentales des efforts et déplacements au glissement macroscopique

5.2.2.2. Assemblages multi-boulonnés

Vu la multitude des configurations d'assemblages testés, on évalue pour cette comparaison de la tenue statique une unique configuration d'assemblage pour chaque architecture.

- En simple cisaillement

Pour établir la comparaison expérimentale numérique, on considère l'assemblage composé de deux fixations en simple cisaillement défini dans la Figure 4.20 et dont le ratio T/D est égal à 0,3. La Figure 5. 6 présente les comparaisons entre les forces élastiques et les forces à rupture déterminées expérimentalement et numériquement pour les assemblages avec jeu (courbe (a)) et avec une interférence de -50µm (courbe (b)). Une bonne corrélation est ainsi obtenue avec des erreurs de prédictions inférieures à 15% dans l'ensemble. La même constatation peut être établie au regard de l'assemblage de référence à une fixation. La précontrainte améliore très légèrement la tenue élastique de l'assemblage et ne modifie quasiment pas la tenue à rupture.

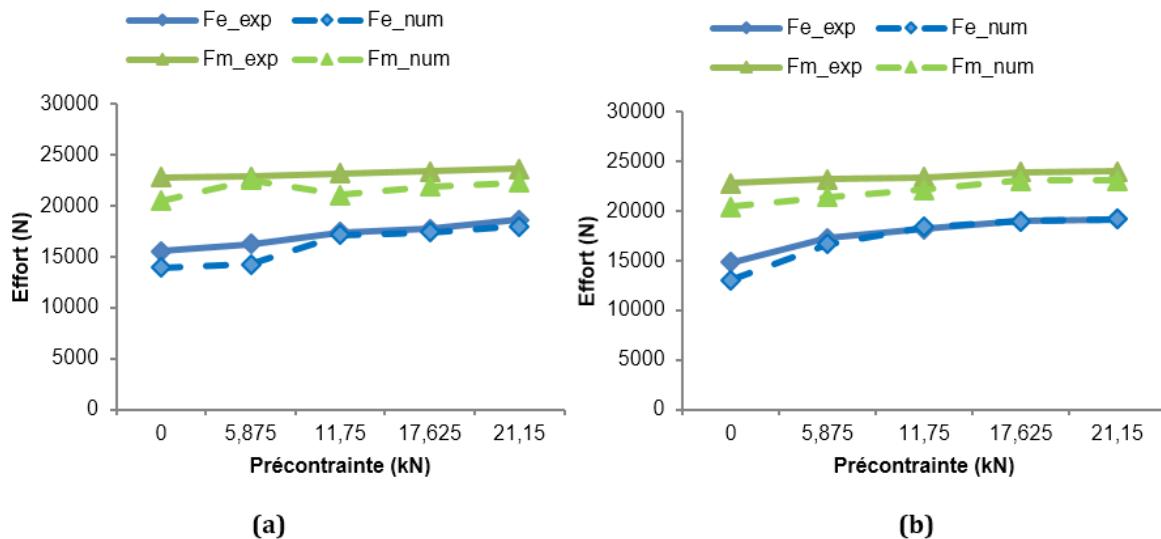


Figure 5.6 : Comparaison entre le comportement statique numérique et expérimental pour un assemblage en simple cisaillement ajusté (a) et avec interférence de $-50\mu\text{m}$ (b)

L'étude expérimentale montre que les modes de rupture observés dépendent du ratio T/D . Pour le ratio $T/D=0,3$, on observe un mode de rupture par matage des alésages au niveau des plaques (Figure 5.7.a). Pour le ratio $T/D=1$, la rupture se produit au niveau des fixations. Soit par cisaillement de ce dernier soit par rupture au niveau des filets ou aussi par rupture de la tête de vis (Figure 5.7.b).

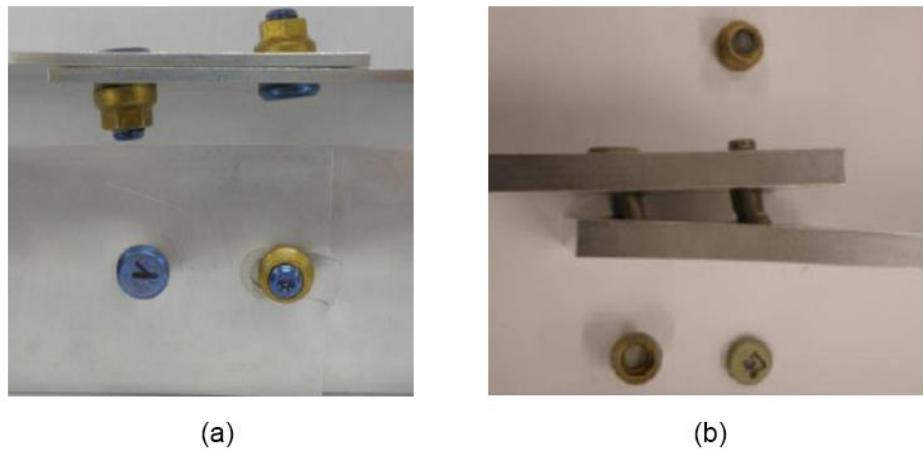


Figure 5.7 : Modes de rupture (a) $T/D=0,3$; (b) $T/D=1$

- En double cisaillement

En double cisaillement, on considère l'assemblage composé de neuf fixations défini sur la Figure 4. 16 et dont le ratio E/d est égal à 2. La Figure 5.8 présente les comparaisons entre les forces élastiques et les forces à rupture déterminées expérimentalement et numériquement pour les assemblages avec jeu (courbe (a)) et avec une interférence de $-50\mu\text{m}$ (courbe (b)). Une bonne corrélation est ainsi obtenue avec des erreurs de prédictions inférieures à 10% dans l'ensemble. Les tests physiques permettent de tirer la même constatation au regard de l'assemblage de référence et des assemblages en simple cisaillement: la précontrainte améliore

très légèrement la tenue élastique de l'assemblage et ne modifie quasiment pas la tenue à rupture. Quant aux tests numériques, la tenue à rupture de l'assemblage paraît très légèrement influencée par la précontrainte installée. Néanmoins, la différence entre prédictions numériques et résultats expérimentaux reste faible pour tout niveau de prétension.

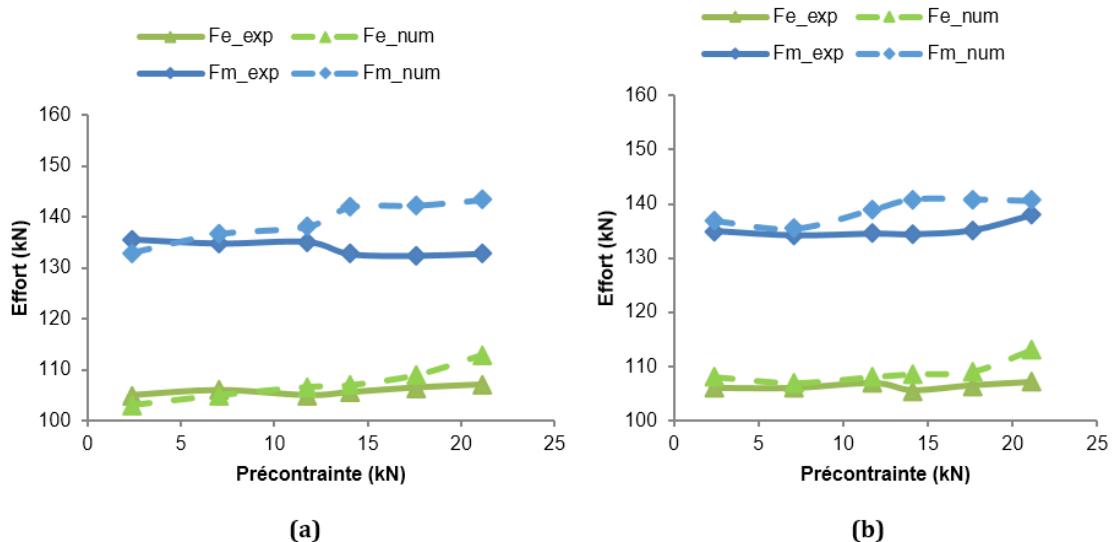


Figure 5.8 : Comparaison entre le comportement statique numérique et expérimental pour un assemblage en double cisaillement ajusté (a) et avec interférence de -50µm (b)

La Figure 5.9 indique le mode de rupture observé pour les assemblages considérés. La rupture en section nette, signifie que sous chargement statique, l'effet de la précontrainte sur les grandeurs caractéristiques de l'assemblage semble négligeable pour toutes les architectures d'assemblages testés. Les résultats numériques et expérimentaux rejoignent ainsi les conclusions d'études réalisées par Foreman et Al [For1], DANG-HOANG [Dan2], et Chessa et Al [Che1]. Le modèle numérique permet de mettre en évidence qu'une fois la phase de glissement dépassée, la phase de matage élastoplastique présente des caractéristiques effort-déplacement communes pour tous les niveaux de prétension testés. La résistance statique de l'assemblage est ainsi déterminée par les caractéristiques géométriques de celui-ci (via la section travaillante et des rapports W/D et E/D). Les modes de ruptures observés sont quant à eux en accord avec la littérature [Liu1].

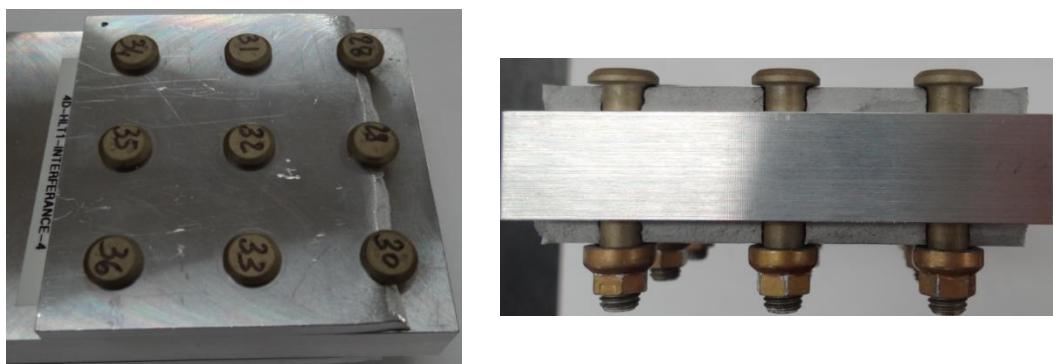


Figure 5.9 : Modes de rupture pour un assemblage multi-boulonné sous chargement statique, E/D=4

Dans la pratique, la considération d'une précontrainte minimale pour des assemblages sollicités en statique n'est pas requise. Cette définition peut avoir lieu uniquement si d'autres sollicitations sont en jeu, par exemple, pour éviter le desserrage spontané des fixations dans le cas de sollicitations vibratoires. De la même manière, l'effet de l'interférence peut être extrêmement bénéfique sous sollicitations de fatigue, comme cela a été démontré dans le chapitre précédent grâce aux contraintes de compression radiales introduites au bord de l'alésage. Les comparaisons des courbes des Figure 5. 6.a et Figure 5. 6.b, ainsi que celles des Figure 5. 8.a et Figure 5. 8.b, montrent que l'effet de l'ajustement radial est lui aussi négligeable sur la tenue statique des assemblages en double et en simple cisaillement.

La validation du modèle numérique, dans le cas de sollicitations statiques, permet d'étendre notre compréhension de l'effet de paramètres technologiques sur la tenue statique des assemblages boulonnés. L'outil numérique associé au modèle développé permet de tester de nouvelles configurations boulonnées dans un contexte d'optimisation géométrique. Il est possible d'examiner, par exemple, l'impact d'une potentielle réduction de dimensions géométriques sur la tenue statique d'assemblage ou sur le mode de rupture induit.

5.3. Validation expérimentale sous chargement fatigue

Cette section s'attache à établir la comparaison entre les durabilités constatées via les tests physiques et ceux prédictes numériquement pour les assemblages à prétension contrôlée. L'influence des paramètres définissant le critère de fatigue implémenté est étudiée via un plan d'expérience complet afin d'étudier leur impact sur la précision des résultats obtenus.

5.3.1. Assemblage de référence

Il convient d'évaluer la pertinence de la méthodologie développée pour prédire la durée de vie de l'assemblage de référence. Pour cela, nous avons développé un modèle numérique généré à partir des paramètres donnés dans le Tableau 5. 3 et qui sont justifiés à partir de données expérimentales détaillées également dans le même tableau.

Paramètre	Numérique	Expérimental
Jeu radial	10µm	0-20µm
Coefficient de frottement à l'interface	$\mu=0,4$; formulé de type Coulomb isotropique	Assemblage sans mastic
Paramètres du critère de fatigue	$A_N=180$, $B_N=0,875$, $p=5$	[Dup1], manuel de fatigue Airbus

Tableau 5. 3 : Paramètres numériques et expérimentaux du modèle de référence

La Figure 5. 10 indique la corrélation entre les durées de vie expérimentales moyennées et les durées de vie numériques obtenues par l'application du critère développé dans le chapitre 3, pour un coefficient $\lambda=1$ (i.e. sans correction). On y observe globalement une bonne prédiction des durées de vie pour les 3 niveaux de prétension considérés, avec néanmoins un léger non conservatisme qui peut être dû à plusieurs raisons, détaillés dans le paragraphe suivant.

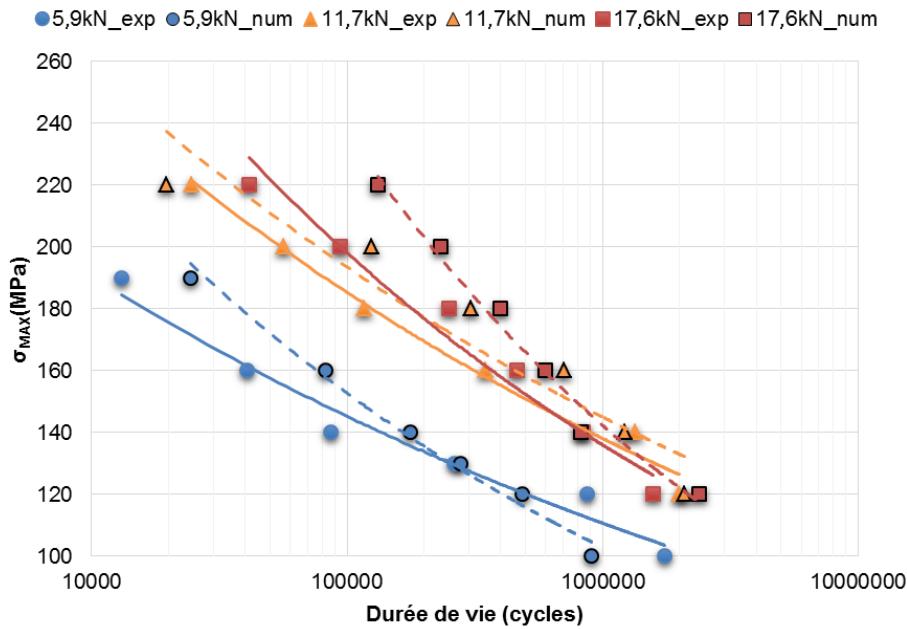


Figure 5. 10 : Comparaison des courbes de Wöhler expérimentales et numériques pour l'assemblage de référence

Une première cause pouvant induire ce non conservatisme peut être due à la non prise en compte, dans le formalisme initial du modèle de prédiction de durée de vie, de l'effet d'entaille et du gradient de contrainte généré à proximité des zones à haute pression de contact. Les travaux de Schwob [Sch1] et de Susmel [Sus1] indiquent qu'il est nécessaire d'appliquer une correction a posteriori, basée sur la technique du point critique ou du gradient volumique de contraintes, afin de tenir compte de ces phénomènes.

Une deuxième cause pouvant générer des erreurs sur le calcul de fatigue peut être attribuée à la nature stochastique du phénomène d'amorçage de fissures. En effet, tel que reporté par Milella [Mil1], l'amorçage d'une fissure dépend de plusieurs paramètres tels que la présence de défauts dans le matériau ou bien le procédé de fabrication de celui-ci. Tout ceci fait que les résultats d'essais de fatigue présentent une dispersion, qui d'ailleurs a été mise en évidence dans la Figure 4. 8. On y voit clairement qu'appliquer un même chargement à deux éprouvettes provenant du même lot, assemblées de la même façon et serrés à la même prétension, puis testés sur la même machine, peut donner des résultats de fatigue allant du simple au triple.

Une troisième cause peut être liée aux coefficients initiaux considérés dans le Tableau 5. 3. Le coefficient de frottement en particulier a un effet non négligeable sur la tenue des assemblages préchargés, comme démontré dans les travaux de Chakherlou et Al [Cha4], Paletti et Al [Pal1] et Boni et Al [Bon1]. Le chapitre 2 démontre que l'effet de la variation du coefficient du frottement sur la tenue statique, et en particulier sur les efforts nécessaires pour générer du glissement global, est quasi semblable à l'effet de la prétension. On peut donc supposer que sa variation peut affecter les courbes de Wöhler prédites de manière significative. De même, les coefficients A_N , B_N et p ont été tirés de références bibliographiques et l'on dispose de peu d'informations quant à leur caractérisation. De plus, les travaux menés par Lazzarin et Al [Laz1] indiquent que

le mode de transfert prédominant de l'assemblage ainsi que le rapport de chargement affectent de manière significative la valeur de p .

D'autres causes induisant une erreur sur les prédictions de durée de vie peuvent être liées à la précision de la méthode de calcul des quantités mécaniques (contraintes, déformations), mais aussi du choix du critère de fatigue lui-même employé. Les travaux d'Amiable [Ami1] ont permis de démontrer qu'en ce qui concerne la fatigue oligocyclique, les résultats de prédition dépendent beaucoup plus du critère de durée de vie implémenté que de la technique de calcul de contraintes. Dans notre étude, la raison du choix du critère de prédition a été développée et justifiée dans le chapitre 3. Enfin, la précision des champs mécaniques semble satisfaisante au vu des résultats numériques de caractérisation et de tenue statique présentés auparavant.

La Figure 5. 11 indique une autre représentation de la comparaison entre courbes de Wöhler expérimentales et numériques. Elle sera utilisée pour la suite de ce chapitre, pour des raisons de clarté, lors de la comparaison de plusieurs séries de données issues de plusieurs types d'assemblages. L'axe des abscisses représente les durées de vie expérimentales et l'axe des ordonnées représente les durées de vie prédictes. Les données représentées sur cette figure sont sous forme de points. Chaque point représente le couple (N_{exp}, N_{num}) pour une configuration d'assemblage donnée et la distance de ces points par rapport à la droite passant par la diagonale détermine la précision de la méthode de la prédition. De plus, deux lignes discontinues parallèles à la diagonale ont été également tracées pour délimiter une zone de prédition convenable, située autour de $[+100\%; -100\%]$ de la durée de vie expérimentale. On note que pour l'assemblage de référence, et considérant les conditions numériques données dans le Tableau 5. 3, une majorité de points se situe à l'intérieur de cet intervalle. Les points qui se situent en dehors de cet intervalle sont des prédictions non conservatives.

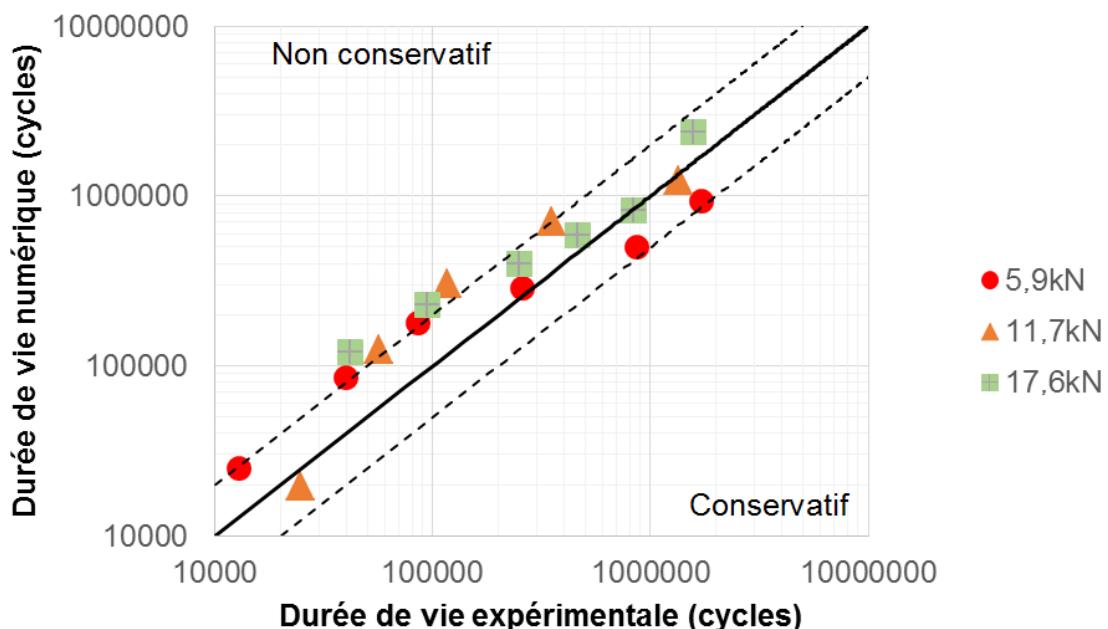


Figure 5. 11 : Comparaison expérimentale/ numérique des durées de vie de l'assemblage de référence et évaluation du conservatisme

Définition de l'erreur d'estimation

Afin de comparer de manière quantitative les durées de vie expérimentales aux durées de vie numériques, un indice d'erreur \bar{E} a été utilisé. Cet indice est défini par courbe de Wöhler dans l'équation (5.1) ainsi que sa valeur moyenne absolue dans l'équation (5.2) :

$$E_i = \log\left(\frac{N_{exp}}{N_{num}}\right) \quad (5.1)$$

$$\bar{E} = \frac{1}{a} \sum_{i=1}^a E_i \quad (5.2)$$

Où E_i correspond à l'indice d'erreur pour une éprouvette de données, a correspond au nombre d'éprouvettes testés et modélisés pour une courbe de Wöhler donnée, N_{num} représente la durée de vie estimée et N_{exp} représente la durée de vie expérimentale.

5.3.2. Effet des paramètres

Afin d'évaluer l'influence des paramètres cités comme sources d'erreurs dans la section précédente, on a réalisé des études paramétriques à base de plan factoriel complet. Cette étude analyse des prédictions pour 16 cas tests. On fait varier les paramètres principaux qui sont : p (en se basant sur les résultats définis dans [Laz1]), le coefficient de frottement à l'interface μ (à partir de données expérimentales de caractérisation), et les coefficients A_N et B_N (en considérant un intervalle d'erreur de [-10% ; +10%] sur la valeur nominale de chacune de ces valeurs). Le Tableau 5. 4 récapitule les paramètres choisis pour le plan d'expériences numérique ainsi que l'erreur totale comptabilisée sur les prédictions de durée de vie de l'assemblage de référence.

Cas test	$\sigma_0(10^5)$ (MPa)	$\sigma_{-1}(10^5)$ (MPa)	p	μ	\bar{E}
Référence	$\sigma_0(10^5)$ ref=340	$\sigma_{-1}(10^5)$ ref=235	$p_{ref}=5$	$\mu_{ref}=0,4$	22
2	340	235	3	0,4	30
3	340	235	4	0,4	81
4	340	235	6	0,4	70
5	340	-10%	5	0,4	30
6	340	-5%	5	0,4	25
7	340	+5%	5	0,4	25
8	340	+10%	5	0,4	19
9	-10%	235	5	0,4	15
10	-5%	235	5	0,4	19
11	+5%	235	5	0,4	28
12	+10%	235	5	0,4	36
13	340	235	5	0,2	21
14	340	235	5	0,3	17
15	340	235	5	0,5	45
16	340	235	5	0,6	56

Tableau 5. 4 : Plan d'expériences complet défini pour l'étude de l'influence des paramètres du critère de fatigue

La Figure 5. 12 et la Figure 5. 13 indiquent les résultats des prédictions obtenues à partir des paramètres définis dans le Tableau 5. 4. On observe que les cas test 8, 9, 10, correspondant à une légère pondération des valeurs A_N et B_N , aboutissent à des prédictions avec des erreurs inférieures à 20%, et ce pour les trois niveaux de prétension testés. D'autres cas présentent des prédictions plus éloignées des résultats expérimentaux, surtout ceux pour lesquels on a fait varier le coefficient p . D'autre part, l'influence du coefficient de frottement est significative, avec une tendance vers des résultats plus conservatifs pour des coefficients de frottement plus faibles. Cette observation s'explique par un taux de transfert par frottement moins élevé pour un coefficient de frottement plus faible, conduisant ainsi à des durées de vie moins importantes. L'analyse du plan d'expériences nous permet de déduire que l'effet d'une faible variation (i.e. [-10%, +10%]) sur les coefficients A_N et B_N a peu d'influence sur les prédictions numériques. Par contre, les coefficients p ainsi que le coefficient de frottement à l'interface ont beaucoup plus d'effets sur les prédictions numériques. Afin de tenir compte de cette variabilité, et en tenant compte de l'erreur de prédition faible (22%) du critère tel qu'il a été défini initialement, on considère un coefficient de correction $\lambda=0,97$, dans la suite de ce chapitre. Ce coefficient de correction a été incorporé dans la formule de durée de vie qui prend la forme suivante :

$$N = 10^5 \left(\frac{\lambda(0,97) \cdot 180}{\tau_{a,\max} + 0,875 P_{\max}} \right)^5 \sim 0.85 \cdot 10^5 \left(\frac{180}{\tau_{a,\max} + 0,875 P_{\max}} \right)^5 \quad (5.3)$$

L'objectif et le choix d'une telle forme de correction est de permettre une prédition conservative des durées de vie, tout en gardant le formalisme initial du critère tel qu'il a été défini dans le chapitre 3.

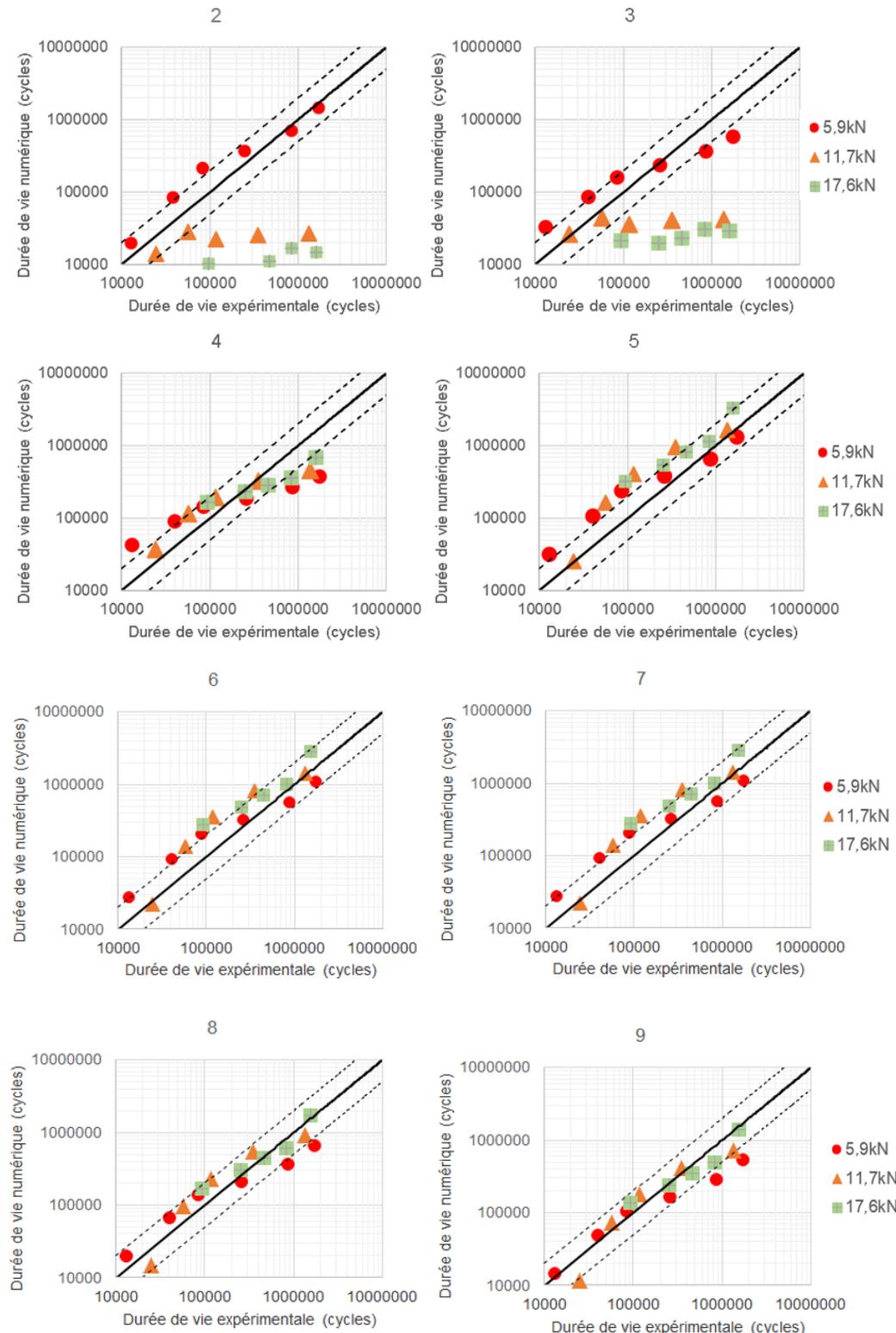


Figure 5.12 : Plan d'expériences (cas 2-9) et effet sur les durées de vie

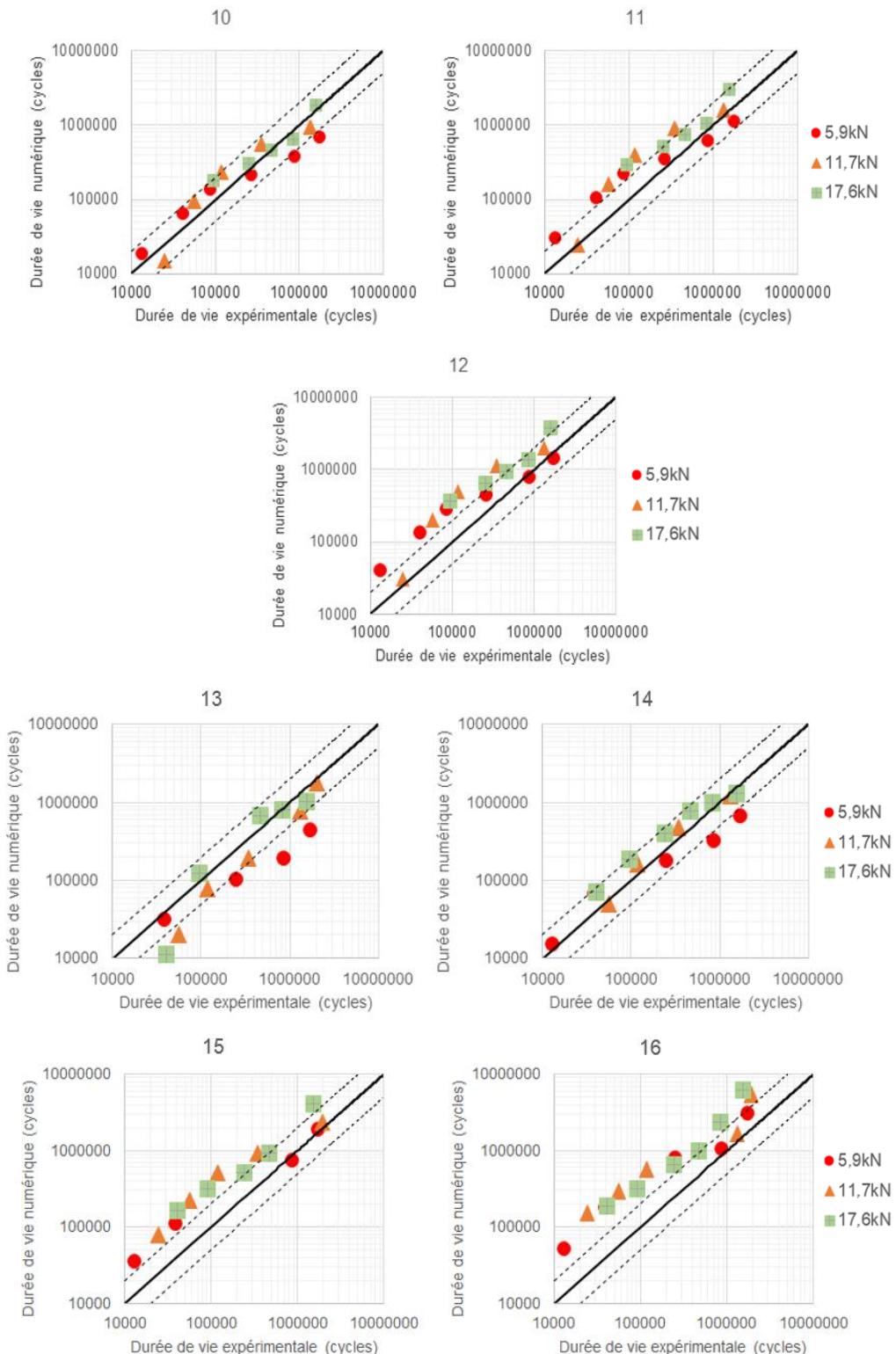


Figure 5. 13 : Plan d'expériences (cas 10-16) et effet sur les durées de vie

5.3.3. Application aux assemblages multi-boulonnés

Cette étude préliminaire nous a permis d'évaluer le critère de fatigue, mais aussi l'effet de la variabilité des paramètres qui le constituent et d'y intégrer un coefficient de correction global. La procédure de prédiction étant validée pour l'assemblage de référence, on s'intéresse maintenant aux autres types d'assemblages, à savoir 2 fixations et 9 fixations, toujours en double cisaillement. On considère les paramètres d'assemblages définis dans le Tableau 5. 5 et les données numériques citées dans le Tableau 5. 6.

Assemblage	E/D	Mastic d'interposition	Définition
1 fixation, double cisaillement	2	Sans	Cf. Figure 4. 6
2 fixations, double cisaillement	2	Avec	Cf. Figure 4. 14
9 fixations, double cisaillement	4	Avec	Cf. Figure 4. 16

Tableau 5. 5 : Paramètres numériques et expérimentaux du modèle de référence

Paramètre	Numérique	Expérimental
Jeu radial	10µm	0-20µm
Coefficient de frottement à l'interface	$\mu=0,2$; formulé de type Colomb isotropique	Assemblage avec mastic
Paramètres de fatigue	$A_N=180$, $B_N=0,875$, $p=5$	[Dup1], manuel de fatigue Airbus

Tableau 5. 6 : Paramètres numériques et expérimentaux des modèles multi-boulonnés

La Figure 5. 14 présente les résultats des prédictions des durées de vie pour les assemblages considérés dans le Tableau 5. 5. On observe une bonne corrélation dans l'ensemble entre les résultats numériques et expérimentaux des assemblages testés, et ce pour les 3 assemblages considérés. Le modèle numérique permet ainsi de prédire le bénéfice obtenu par la précontrainte pour les 2 premiers assemblages (composés d'une fixation et de deux fixations et dont l'épaisseur serrée est de 2 fois le diamètre de la fixation). On a pu observer un gain conséquent en terme de durabilité, mais également un gain très faible pour le dernier assemblage à 9 fixations et dont l'épaisseur serrée est de 4 fois le diamètre des fixations. On remarque que les durées de vie prédictives sont centrées autour des durées de vie expérimentales avec des prédictions légèrement conservatives.

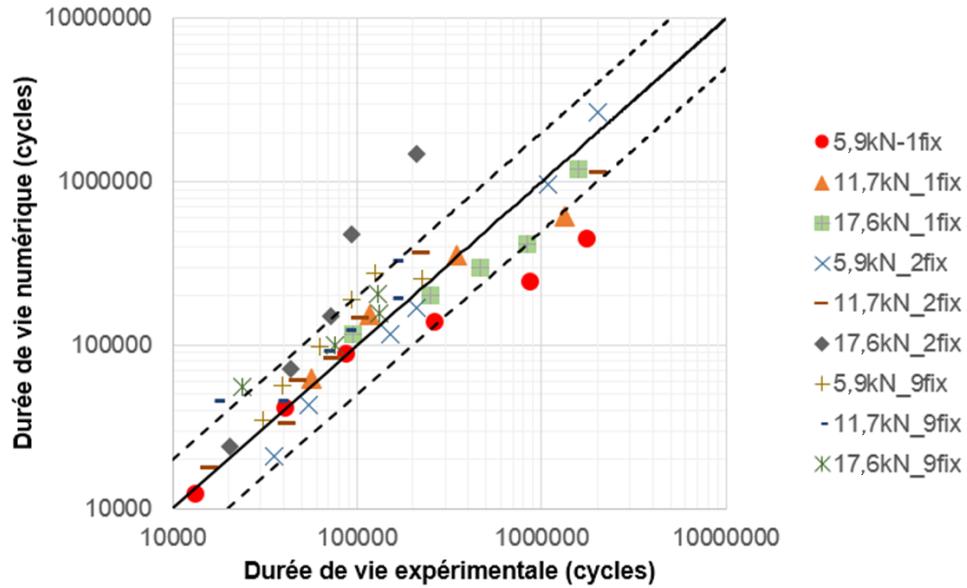


Figure 5. 14 : Comparaison expérimentale/ numérique des durées de vie, 3 configurations d'assemblages considérées

5.4. Exploitation du modèle numérique

La validation de la méthode d'approximation de la durée de vie permet d'exploiter le modèle numérique développé afin d'étudier l'effet d'autres paramètres technologiques tels que l'effet du matériau des fixations ou du coefficient de frottement à l'interface sur la tenue en fatigue des assemblages boulonnés. On s'intéresse désormais dans ce chapitre au potentiel d'optimisation de la tenue des assemblages en se basant principalement sur la technologie de la pré-tension, mais aussi en la couplant à d'autres variables technologiques tels que le module de Young des fixations ou l'ajustement radial. Pour ce faire, la variation des paramètres technologiques sera réalisée afin d'explorer l'espace de conception possible pour les assemblages boulonnés considérés, tout en essayant de garder un sens physique derrière la gamme de valeurs explorée. L'influence de la précontrainte sur les assemblages composites sera également traitée en fin de chapitre au travers de tests expérimentaux que nous avons menés pour compléter et étoffer notre étude.

5.4.1. Assemblage de référence

5.4.1.1. Effet du coefficient de frottement, du module de Young de la fixation et de la précontrainte

L'objectif de cette section est d'analyser l'effet de la précontrainte, du coefficient de frottement et du module de Young de la fixation sur la tenue fatigue de l'assemblage boulonné de référence. On se place dans un cas de chargement en fatigue avec une contrainte maximale de 160MPa, calculée en section nette. La Figure 5. 15 présente trois paramètres essentiels :

- l'effet de la variation de la précontrainte (considérée pour un coefficient de frottement de 0,4 à l'interface et pour un module de Young des fixations de 116GPa),

- l'influence du coefficient de frottement à l'interface (considérée pour une précontrainte de 11,7kN et pour un module de Young des fixations de 116GPa),
- la sensibilité du module de Young du matériau des fixations (considérée pour une précontrainte de 11,7kN et pour un coefficient de frottement de 0,4 à l'interface).

On remarque que l'accroissement de la magnitude de ces trois paramètres technologiques présente un effet positif sur la durée de vie jusqu'à une valeur limite au-delà de laquelle on observe une asymptote (voire une diminution) de la durée de vie prédictive. L'effet du coefficient de frottement ainsi que la précharge peut être facilement lié aux modes de transfert d'effort par frottement (c.f. chapitre 2). Au-delà d'un ratio donné, correspondant à un transfert d'effort externe principalement par adhérence, n'apporte pas de réel bénéfice à la tenue mécanique de l'assemblage, mais génère d'importantes pressions de matage sous tête et pressions de contact à l'interface qui sont néfastes à la durée de vie de l'assemblage.

- **Coefficient de frottement :**

Nous avons vu dans les chapitres précédents l'importance du coefficient de frottement, notamment lors des expériences menées avec et sans mastic. Le choix du coefficient de frottement à l'interface des différents éléments constituant l'assemblage et le choix des lois de frottement sont délicats. La complexité des phénomènes physiques de contact pendant les cycles de chargement est fonction de la précontrainte appliquée, mais aussi de certaines zones de contact qui peuvent être à la fois en glissement, en adhérence ou alternant entre les deux états. Par ailleurs, nous avons vu que le coefficient de frottement impacte directement la part de l'effort transmis par le contact.

On remarque toutefois, que le coefficient de frottement n'agit pas de la même manière pour des assemblages préchargés à des niveaux différents (Figure 5.16). Cette évolution peut s'expliquer en termes d'effort transféré par frottement par rapport à l'effort total. Une précharge faible associée à un coefficient de frottement de plus en plus élevé fait augmenter la durée de vie de façon linéaire (courbe correspondant à une précontrainte de 5,9kN), on remarque également que le point de rupture est toujours localisé au point de concentration de contrainte en bord du trou, ce qui signifie que la portion de l'effort total transmise par frottement n'est pas maximale. En doublant la précharge, on voit que la première partie de la courbe augmente de façon linéaire puis atteint un seuil à partir d'un coefficient de frottement de 0,4 un coefficient de frottement plus important ne modifie pratiquement plus la durée de vie. Cette constance de durée de vie est également observée pour la précharge de 17,6kN, indépendamment du coefficient de frottement. Une analogie peut être exprimée sur le comportement de l'assemblage en fonction de l'effort transféré par frottement. Si l'on considère la courbe à 11,7kN comme une courbe de référence, la courbe à 5,9kN peut constituer une extension de cette courbe à gauche puis la courbe à 17,6kN à droite. Il est à souligner que le seuil marque le passage d'une rupture en section nette à une section courante.

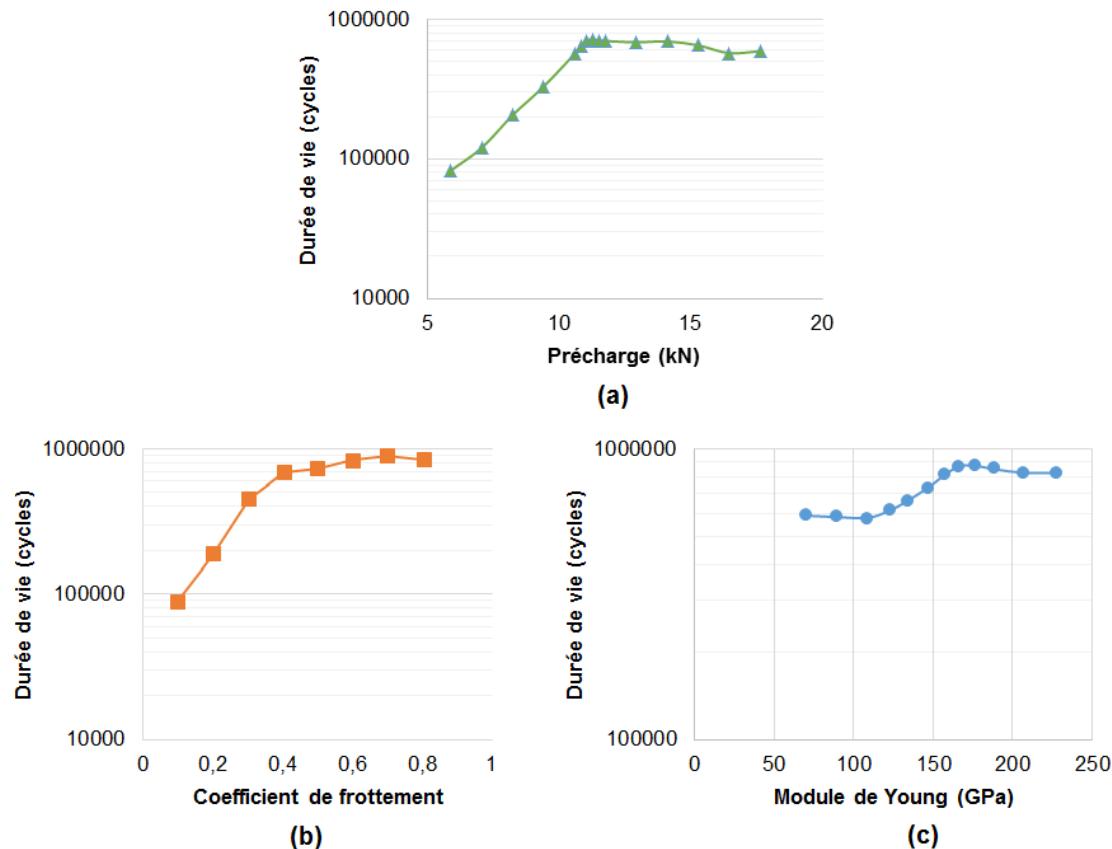


Figure 5.15: Effet de la précontrainte (a), du coefficient de frottement à l'interface (b) et du module d'élasticité des fixations (c) sur la durée de vie de l'assemblage de référence pour un chargement de 160MPa

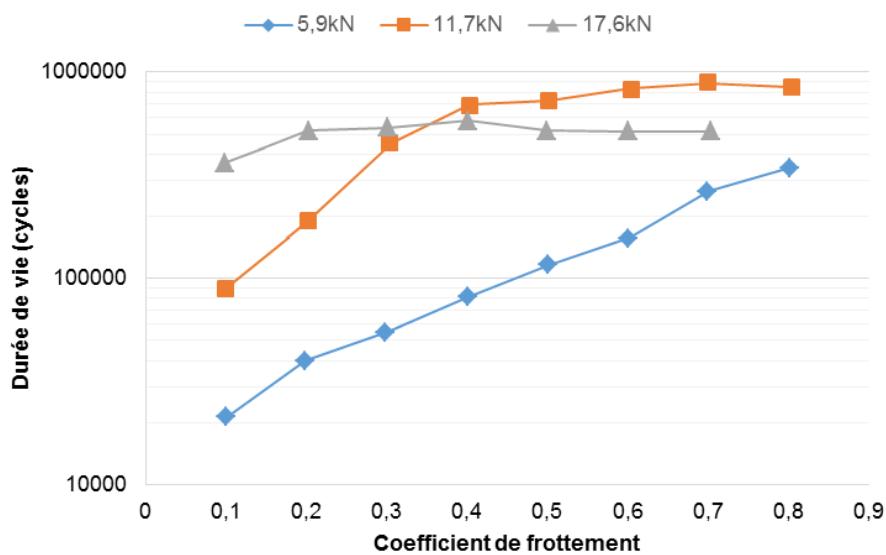


Figure 5.16 : Effet du coefficient de frottement à l'interface sur la durée de vie pour un chargement de 160MPa et pour différents niveaux de précontrainte

- **Module d'élasticité des fixations :**

Un autre paramètre important concerne le matériau des fixations. Les fixations couramment utilisées pour les éclissages en aéronautique sont en Titane Ta6V mais certaines fixations fortement sollicitées sont en Inconel 718. L'effet de la rigidité de la fixation est important sur des assemblages à simple recouvrement, mais il nous a semblé intéressant de regarder l'influence du module d'Young des fixations sur la durée de vie de l'assemblage de référence. On rappelle que la Figure 5. 15.c donne les durées de vie en fonction du module d'Young pour un assemblage de référence de diamètre 6,35mm, de contrainte maximale $\sigma_{max}=160MPa$, de prétension 11,7kN avec un coefficient de frottement à l'interface égal à 0,4. On observe sur cette figure que la durée de vie reste sensiblement constante jusqu'à une valeur de E égal à 110GPa puis augmente pour atteindre une valeur maximale autour de 170GPa. L'augmentation du module de Young au-delà de cette valeur n'influe quasiment plus la durée de vie. L'écart relatif entre les deux portions horizontales est de 1,5 environ ce qui n'est pas négligeable.

L'effet de la rigidité des fixations (Figure 5. 15.c) peut être analysé en visualisant la répartition entre les modes de transfert par frottement et par adhérence de l'assemblage de référence, et ce pour différents modules de Young. On considère pour cette comparaison un effort de précontrainte de 11,7kN et un coefficient de frottement de 0,4 à l'interface ainsi qu'un effort externe de 160MPa. La Figure 5.17 indique cette répartition et montre que sous l'effet de la rigidité de la fixation, on observe une meilleure répartition entre les modes de transfert par frottement et par cisaillement pour des modules de Young plus élevés. Dans cette configuration, on exploite le potentiel de transfert d'effort par frottement et, par conséquent, on réduit la sévérité des contraintes vues par les plaques et transférées par cisaillement des fixations. La Figure 5.18 présente un aperçu des déformations des fixations composés de matériaux à modules de Young différents : (a) 116GPa et (b) 200GPa. Son interprétation indique qu'à iso-précontrainte et à iso chargement, le taux de cisaillement des fixations est réduit, si la fixation est composée d'un matériau plus rigide. Cette condition améliore l'efficacité du taux de transfert par frottement.

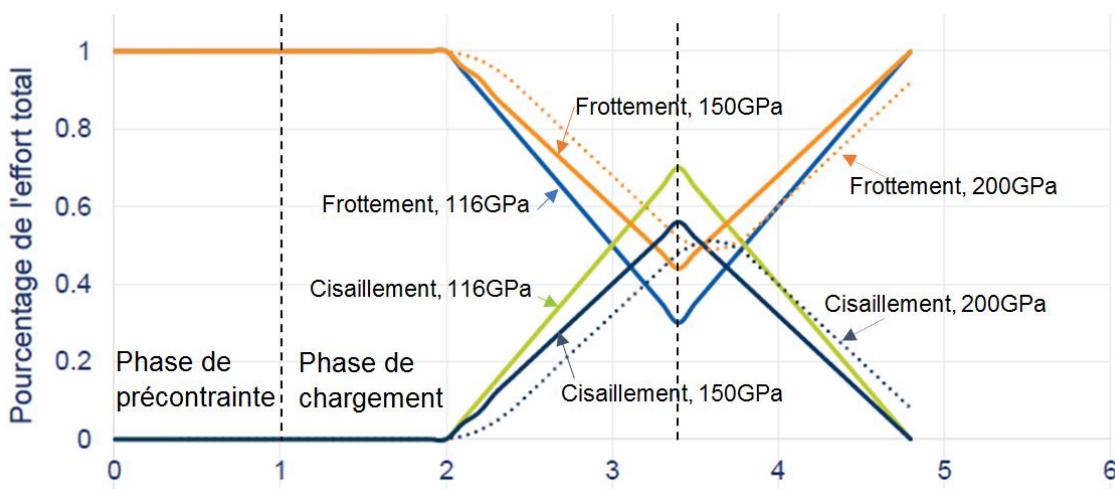


Figure 5.17 : Répartition de l'effort externe pour différents modules de Young de la fixation

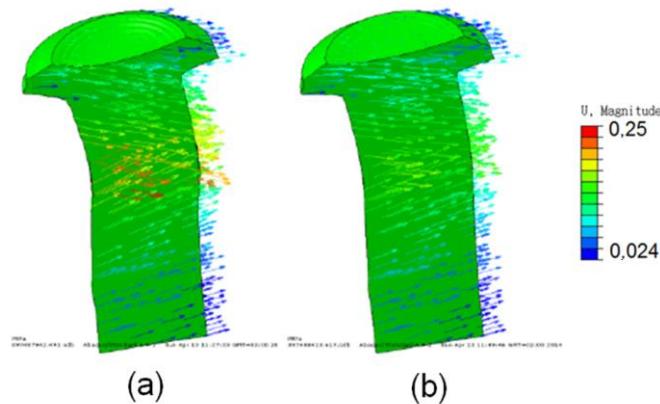


Figure 5.18 : Champs de déplacement des fixations composées par un matériau de module de Young différent (a) 116GPa et (b) 200GPa

- **Précontrainte :**

Si on focalise à nouveau sur l'effet de la précontrainte, pour les mêmes configurations que la Figure 5. 15.a, on obtient le réseau de courbes de Wöhler donné dans la Figure 5.19.a. Le tracé pour différents niveaux de chargement extérieur est donné dans la Figure 5.19.b. On remarque que l'allure de ces courbes est semblable à celle donnée dans la Figure 5. 15.a, confirmant qu'une précontrainte de 11kN représente une valeur de précontrainte optimale pour ce type d'assemblage. La visualisation des courbes de Wöhler, donnée dans la Figure 5.19.a, indique la même tendance pour les autres niveaux de chargement.

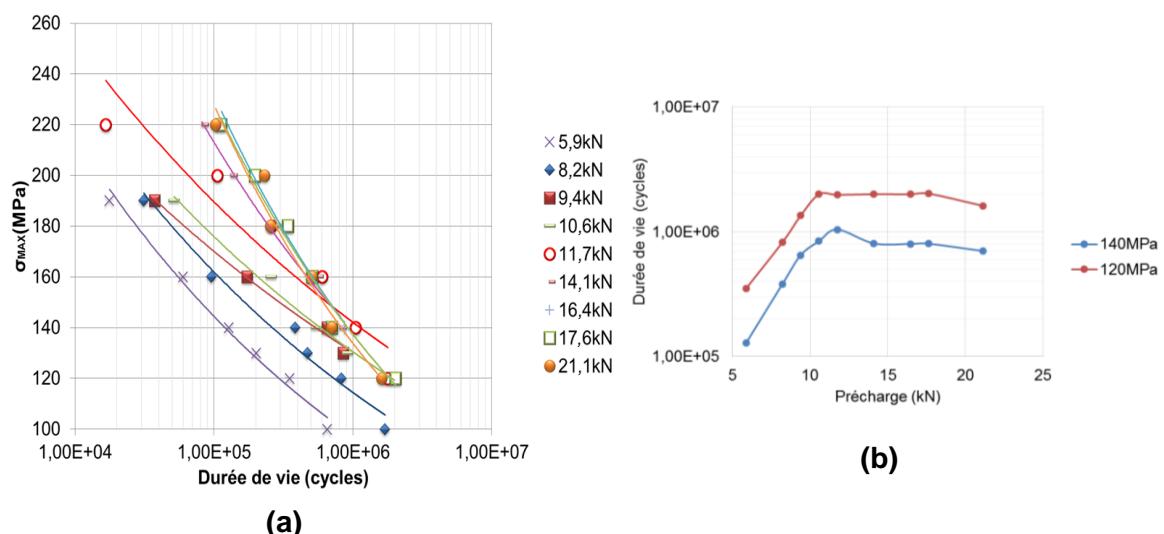


Figure 5.19 : (a) Réseau de Wöhler pour différents niveaux de prétension et (b) effet de la précharge sur la durée de vie de l'assemblage de référence pour 140MPa et 120MPa

5.4.1.2. Lien avec la technique de serrage

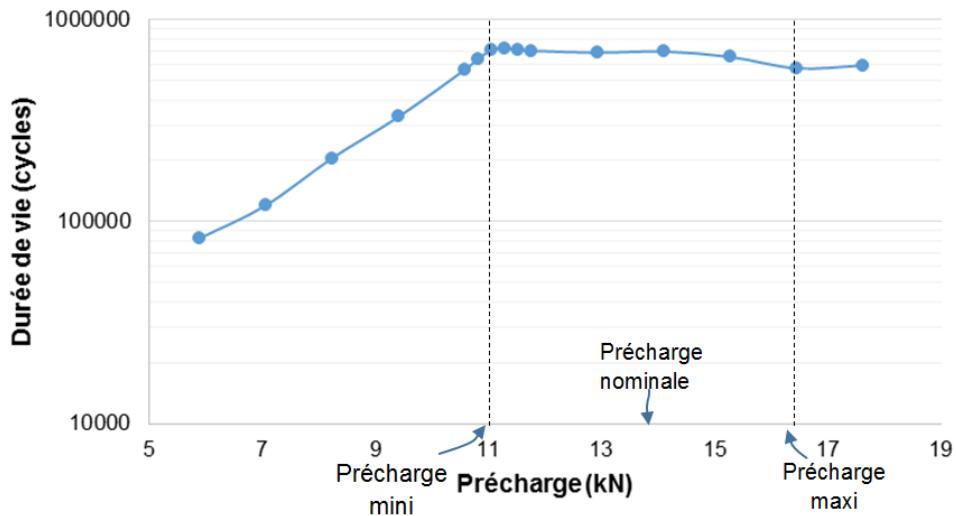


Figure 5.20 : Détermination de la pré-tension nominale et de l'incertitude sur la pré-tension pour une durée de vie optimale

Les résultats obtenus à partir de la simulation numérique, à l'instar de celle décrite dans la Figure 5.18, permettent de déterminer pour un chargement donné et pour des conditions d'assemblage données, la précharge nominale ainsi que les seuils mini et maxi afin d'obtenir une durée de vie optimale. La précharge minimale correspond à la valeur optimale de la durée de vie (ici 11kN pour une contrainte maximale de 160MPa). La précharge maximale est liée à la résistance des fixations et au problème de matage sous tête. Entre ces deux valeurs, pour l'exemple considéré, diverses techniques de serrage peuvent être mises en place pour permettre un serrage contrôlé (voir Tableau 1). Cette information stratégique pour l'industriel permet d'optimiser la tenue mécanique au moyen de serrage de l'assemblage de référence.

5.4.2. Assemblage en simple cisaillement à deux fixations

On s'intéresse, d'un point de vue industriel, aux performances de la précontrainte sur l'assemblage en simple cisaillement composé de deux fixations et dont le ratio géométrique est $T/D=0,6$ (Figure 4. 20). Les évaluations de performance dans la suite de ce chapitre sont réalisées en fonction de l'AFI de l'assemblage considéré. Les points numériques et expérimentaux présentés ci-dessous représentent le point de l'intersection de la courbe de Wöhler, préalablement prédite ou obtenue à l'issue de tests physiques, avec la ligne verticale représentant la durée de vie à 10^5 cycles.

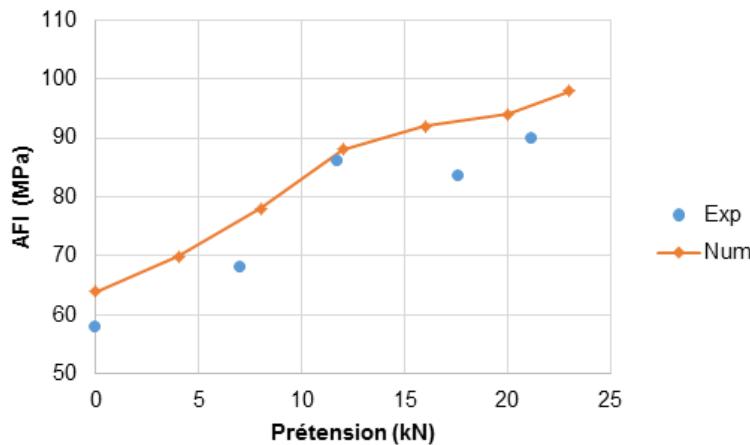


Figure 5.21 : Effet de la prétension sur l'AFI

La Figure 5.21 indique l'effet de la prétension sur l'AFI et ce pour l'assemblage $T/D=0,6$. On observe une bonne corrélation entre les résultats prédits et les résultats physiques, indiquant l'effet bénéfique de la prétension sur la contrainte admissible à 10^5 cycles. L'avantage de la simulation numérique réside dans la capacité d'évaluer beaucoup plus de configurations que les tests physiques. Cette souplesse d'investigation permet de dégager les tendances de manière plus précise comme le montre la Figure 5.21 et la Figure 5.22. Cette dernière figure présente l'effet du module de Young de la fixation sur l'AFI de l'assemblage considéré pour une précontrainte de 7kN. Concernant l'effet de la précontrainte, on observe que serrer à une précontrainte encore plus importante que les valeurs testées en expérimental peut potentiellement apporter un gain additionnel, mais on risque de s'approcher dangereusement des limites de la fixation en titane en matière de tenue en traction.

Nous avons vu lors de l'étude expérimentale l'effet bénéfique des fixations en Inconel pour les assemblages à simple recouvrement. Le saut de performance observé expérimentalement entre les fixations en titane et en inconel présente une limite d'un point de vue numérique puisque, de la même manière que pour les assemblages à double recouvrement, le gain en durée de vie se situe entre les valeurs de module de Young de 116GPa et 190GPa. On peut conclure de ces simulations que si l'on disposait d'un matériau encore plus rigide que l'inconel, on ne généreraient pas de gain de vie potentiel. La simulation numérique montre que l'allure de la courbe représentant l'AFI en fonction du module de Young présente une première zone où l'AFI semble insensible par rapport au module d'élasticité pour des faibles valeurs de celui-ci (i.e. ≤ 116 GPa). Par contre, la courbe présente ensuite une forte augmentation de l'AFI entre 116GPa et 190GPa puis stagne à nouveau au-delà de cette valeur.

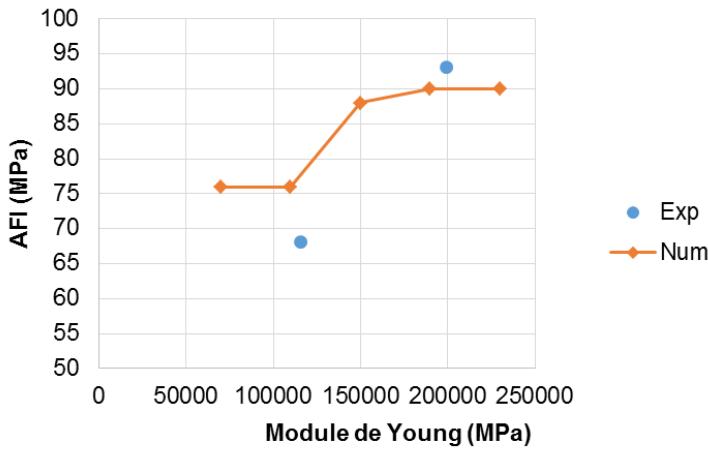


Figure 5.22 : Effet du module de Young sur l'AFI

La Figure 5.23 présente un récapitulatif des prévisions et des données expérimentales pour la configuration considérée ($T/D=0,6$). A partir de la comparaison numérique/expérimentale satisfaisante pour les matériaux testés, on étend l'étude numérique à d'autres niveaux de précontrainte ou d'autres matériaux comme indiqué dans la Figure 5.22. On a pu tester des précontraintes plus importantes pour les fixations inconel et des matériaux dont les modules de Young sont égaux à 150 et 230GPa. On en déduit que l'AFI optimal pour cette configuration d'assemblage est autour de 135MPa, pouvant être obtenu à partir de fixations en inconel et pour une précontrainte de 20kN. Le lien avec la technique du serrage peut être également établi à partir de cette caractérisation. Dans cet exemple, si l'on considère un AFI numérique cible de 130MPa au minimum, l'utilisation de fixations en inconel doit être couplée avec un moyen de serrage permettant de garantir une précontrainte de $21,5 \pm 3,5$ kN, soit une incertitude de 16% au maximum. Le serrage au couple apparaît donc inapproprié pour cette application qui nécessite d'avoir recours à des techniques de serrage alternatives pour atteindre un niveau de dispersion réduit sur la valeur de précontrainte installée.

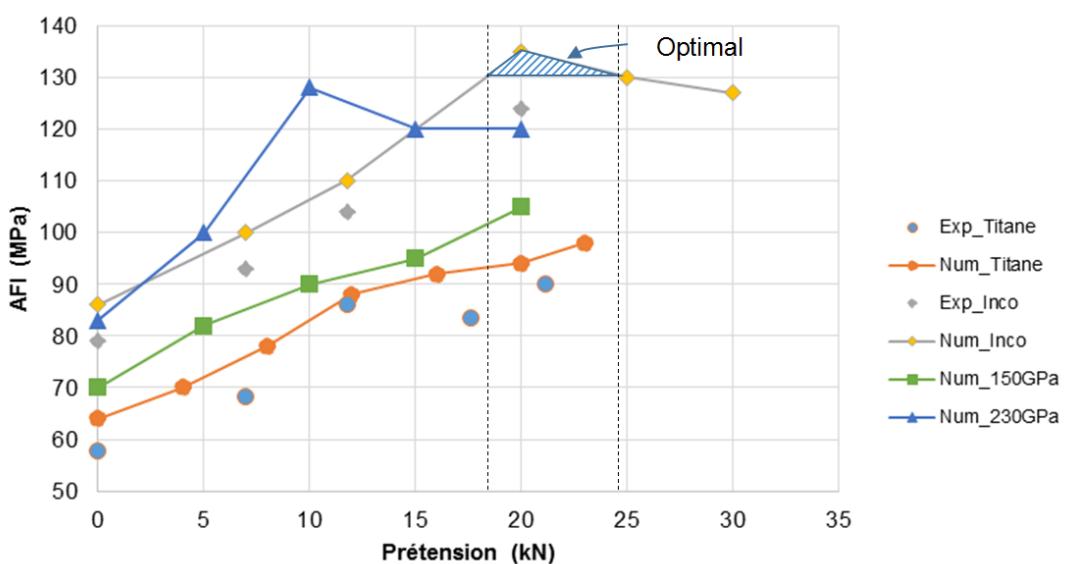


Figure 5.23 : Effet du module de Young et de la précharge sur l'AFI

Ces résultats prometteurs, jusqu'à 100% de gain en AFI par rapport à une configuration conventionnelle, permettent d'envisager une réduction de masse significative par la mise en place d'une précontrainte précise et de matériaux adaptés au vu des améliorations constatées en terme d'AFI et sous conditions de ne pas altérer d'autres fonctionnalités de l'assemblage (résistance sous chargement statique, coût d'assemblage...).

5.4.3. Assemblage en double cisaillement à neuf fixations

L'évaluation de l'intérêt de la précontrainte sur l'assemblage en double cisaillement composé de neuf fixations et dont le ratio géométrique est $E/D=2$ (Figure 4. 16) sera réalisée en lien avec l'interférence radiale, afin de contrôler le domaine de validité du modèle en présence d'interférence radiale. De la même façon que pour le paragraphe précédent, on s'intéresse maintenant à la définition d'une précontrainte optimale mais aussi d'un niveau d'interférence numérique permettant de maximiser la tenue de l'assemblage considéré.

La Figure 5.24 indique l'effet de l'ajustement radial sur l'AFI, et ce pour une précontrainte de 7kN. On observe une bonne corrélation entre les résultats prédicts et les résultats physiques à partir d'une interférence de $-50\mu\text{m}$, indiquant l'effet bénéfique d'une importante interférence radiale sur la contrainte admissible à 10^5 cycles. Néanmoins, le modèle numérique ne pas prédire correctement l'augmentation de l'AFI réalisée entre la configuration avec jeu et la configuration avec une interférence de $-50\mu\text{m}$. En effet, le modèle ne prédit pas de bénéfice pour un ajustement radial de $-50\mu\text{m}$ par rapport à une configuration de référence avec jeu, or on a constaté un gain significatif par l'expérimentation. Le modèle permet aussi de prédire qu'au-delà d'une certaine valeur d'ajustement radial, le gain en AFI a tendance à se stabiliser.

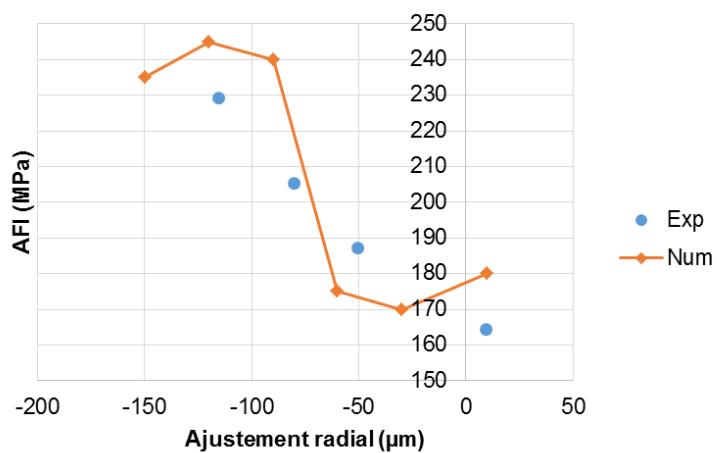


Figure 5.24 : Effet de l'ajustement radial sur l'AFI

Comme pour la précédente section, l'avantage de la simulation numérique réside dans le fait que l'on peut évaluer plus de configurations que les tests physiques, afin de dégager les tendances de manière plus précise comme le montre la Figure 5.25. Dans ce cas, on s'intéresse à l'effet de la précontrainte sur l'AFI de l'assemblage considéré avec jeu. On observe que l'influence de la précontrainte n'est pas aussi linéaire que le montre l'expérimentation, mais l'évolution présente trois zones. On distingue un accroissement important de la performance de l'assemblage dans la

zone médiane et un accroissement moins important pour des précontraintes faibles (<7kN) ou très importantes (>17,5kN).

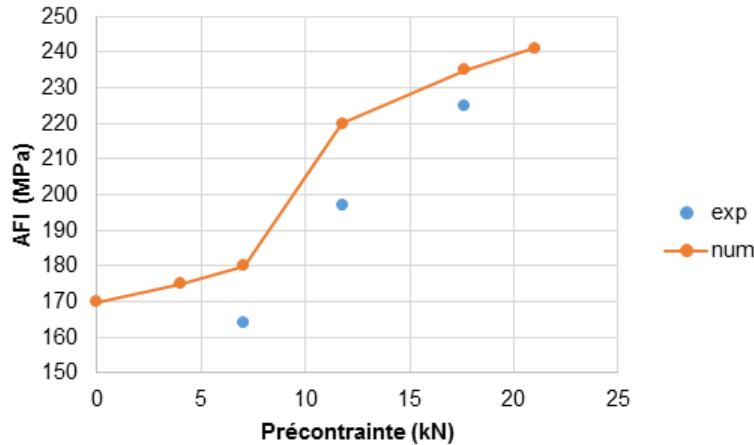


Figure 5.25 : Effet de la précontrainte sur l'AFI

La Figure 5.26 indique le récapitulatif des prévisions et des données expérimentales pour la configuration considérée ($E/D=2$). Les tendances sont globalement identiques pour tout niveau de précontrainte. A partir de la comparaison numérique/expérimentale, pour les paramètres technologiques testés, on déduit que l'AFI optimal est autour de 250MPa. Cette valeur cible peut être obtenue pour une précontrainte de 17,5kN et une interférence de $-85\pm25\mu\text{m}$. Pour cet exemple, l'association d'une forte précontrainte à un fort niveau d'interférence améliorerait de manière très significative l'AFI et prédirait un gain de quasiment 50%.

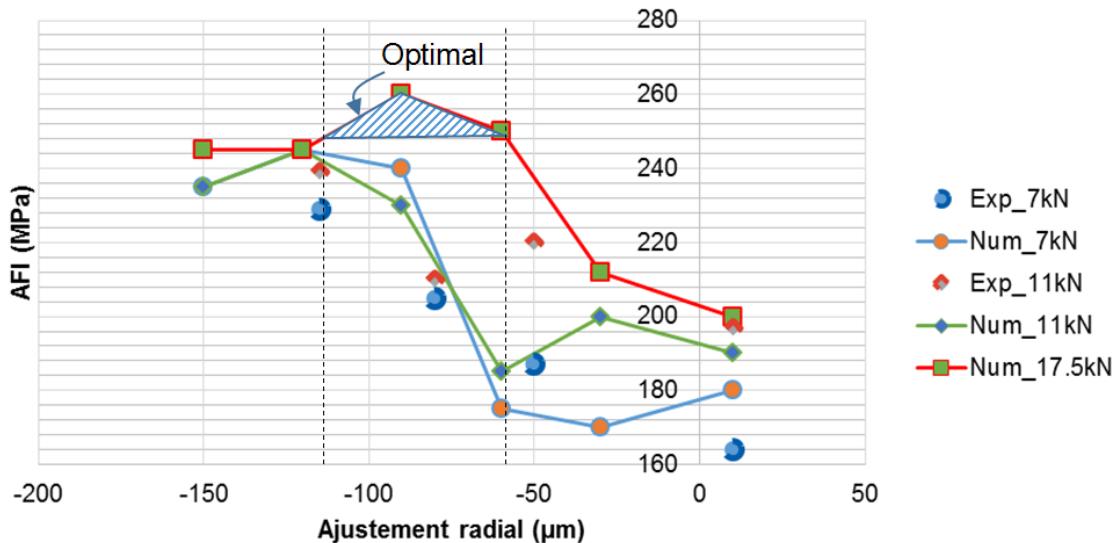


Figure 5.26 : Effet combiné de la précontrainte et de l'ajustement radial sur l'AFI

5.5. Conclusion

Ce chapitre avait pour objectif d'exploiter le modèle numérique pour plusieurs configurations d'assemblages afin que, d'une part, s'assurer de son domaine de validité et, d'autre part, d'explorer de nouvelles valeurs de conception et de démontrer l'intérêt d'avoir développé un tel modèle numérique. Les résultats numériques sont globalement en accord avec les résultats expérimentaux, permettant ainsi de tester de nouveaux jeux de paramètres en lien avec la pré-tension, tels que le coefficient de frottement, le matériau de la fixation ou l'interférence radiale.

Ces résultats prometteurs permettent d'envisager une réduction de masse significative par la mise en place d'une précontrainte précise au vu des améliorations constatées en terme d'AFI. La combinaison d'une pré-tension précise à d'autres techniques (matériaux plus rigides, interférence radiale...) générerait des gains encore plus significatifs comme démontrés par la modélisation numérique et les tests physiques.

Conclusion générale et perspectives

Le travail de recherche présenté dans ce mémoire s'intéresse à l'évaluation de l'effet de la pré-tension sur la tenue mécanique des assemblages métalliques travaillant en cisaillement. Pour cela, une approche hybride basée sur la modélisation numérique et l'expérimentation a été adoptée afin d'analyser l'effet de la pré-tension sur différentes configurations d'assemblages aéronautiques.

Dans le premier chapitre, nous avons dressé un état de l'art des différents travaux réalisés pour caractériser le comportement des assemblages boulonnés, mais aussi de qualifier les paramètres permettant leur optimisation. Les travaux traitant de l'effet du serrage axial dans la littérature sont, pour la plupart, basés sur l'application d'un couple de serrage et de l'estimation indirecte de la pré-tension. Or la relation couple-tension étant dispersive, l'effet d'une pré-tension précise et contrôlée sur la tenue mécanique d'assemblages boulonnés n'a jusqu'ici jamais été documentée de façon rigoureuse. Cette étude bibliographique a permis de mettre en évidence le besoin de comprendre d'une manière plus approfondie l'effet du serrage maîtrisé des fixations, mais aussi l'influence des paramètres technologiques reliés à ce serrage tel que le frottement à l'interface des pièces assemblées, l'ajustement radial ou encore le module d'élasticité des fixations.

La première partie de notre travail s'est orientée vers la compréhension de l'effet de la pré-tension sous chargement statique, en particulier son effet sur les modes de transfert d'effort. Pour ce faire, diverses configurations d'assemblages boulonnés ont été modélisées par éléments finis. Ces modèles prennent en compte les phénomènes de contact, de non linéarité géométrique, de non linéarité matériau, mais aussi de mise en place de la pré-tension. Cette phase de modélisation nous a permis de définir l'effet de différents paramètres technologiques sur les modes de transfert d'effort, en particulier la pré-tension, le coefficient de frottement à l'interface des plaques assemblées et le jeu radial entre les fixations et les alésages des plaques chargées.

Pour construire le modèle de prédiction de durées de vie, nous nous sommes basés sur le critère de Crossland qui a été adapté au cas des assemblages vissés. Une première application du critère a été détaillée puis son application sur l'assemblage de référence a permis d'établir un gain important en terme de durée de vie lorsque la précontrainte appliquée croît. La visualisation des modes de rupture prédits démontre une modification de la zone d'amorce de fissure, passant de la section nette pour une précontrainte faible à la section courante de l'éprouvette pour des précontraintes plus élevées. La modification de l'état et de l'amplitude de la pression hydrostatique ainsi que la contrainte de cisaillement octaédrique maximale, suite aux contraintes de compression axiales induisant une modification des modes de transfert de charge, permet ainsi de protéger la zone de concentration de contrainte initialement générée par le perçage et de déporter la zone critique vers la section courante des plaques assemblées.

En parallèle, une démarche d'expérimentation extensive a été adoptée afin de mettre en évidence de façon physique les gains potentiels apportés par la technique de la pré-tension. Un protocole expérimental novateur, dans lequel on a eu recours exclusivement à des techniques de serrages alternatifs, nous a permis de mieux cerner l'effet d'un serrage précis sur la tenue des assemblages boulonnés. On a pu générer une base expérimentale étendue, permettant l'étude de l'effet de la pré-tension sur différentes configurations d'assemblages aéronautiques. Cette phase

d'expérimentation a permis de prouver qu'une pré-tension maîtrisée étend de façon significative la durée de vie des assemblages boulonnés. On a aussi pu définir les configurations pour lesquelles l'effet de pré-tension peut être limité. C'est le cas pour les assemblages en double cisaillement qui présentent une épaisseur serrée très grande par rapport au diamètre des fixations. Plusieurs hypothèses ont été émises pour comprendre l'origine de cette limite. La caractérisation expérimentale a permis de désigner l'hypothèse la plus viable, à savoir que pour être efficace la pré-tension installée doit permettre de générer un état d'adhérence relativement étendu lors de l'application de l'effort externe. On a également testé et proposé la technologie de l'interférence radiale qui s'avère être une technologie complémentaire au serrage axial. La combinaison de ces deux technologies engendre une extension de la durée de vie non négligeable. Les travaux menés dans cette thèse permettent de délimiter les meilleurs choix de technologie à implémenter suivant la configuration architecturale et géométrique de l'assemblage.

La comparaison des données numériques avec les résultats expérimentaux est satisfaisante tant pour les aspects caractérisation de la pression de contact que pour la tenue statique des assemblages uni et multi-boulonnés. Une bonne corrélation des résultats de prédiction du modèle avec les résultats expérimentaux a été obtenue pour l'assemblage de référence. Une étude de sensibilité a été ensuite réalisée pour mieux comprendre l'effet des différents paramètres intervenants dans le calcul de durée de vie. Une légère correction du critère de durée de vie a été proposée pour obtenir de meilleures prédictions de durées de vie tout en restant « légèrement » conservatif pour une application future en bureau d'études. Ce critère a été validé pour plusieurs configurations d'assemblages qui présentent une sensibilité différente vis-à-vis de la pré-tension installée. Il valide l'approche numérique développée. Il permet, également, de prédire et d'optimiser la réponse des assemblages boulonnés en fonction des paramètres technologiques de l'assemblage.

Une première proposition d'optimisation de la tenue de l'assemblage de référence est développée, en fonction de la pré-tension, du coefficient de frottement et du matériau de la fixation. La génération de la démarche aux assemblages multi-boulonnés est également donnée et est comparée aux résultats expérimentaux. Enfin, l'extension de l'étude aux assemblages composites est réalisée et démontre que l'effet de la pré-tension est relativement limité sur la tenue en fatigue des assemblages composites en simple cisaillement. Ce constat est lié aux modes de ruptures générés (rupture de la fixation pour tous les niveaux de précontrainte testées), mais aussi de la relaxation de la pré-tension observée et quantifiée.

Perspectives de l'étude :

Sur le plan expérimental :

- Il serait intéressant de pouvoir caractériser les paramètres A_N et B_N et p sous une forte pression hydrostatique. Sous l'effet d'une forte précontrainte, il faudrait envisager de pouvoir vérifier la validité de l'hypothèse de droites parallèles définie dans la Figure 3. 9.

Sur le plan numérique :

- Les perspectives les plus immédiates portent sur la validation du modèle pour différents trajets hors-phasés ou non proportionnels (aussi à amplitude variable). Son application à d'autres

Influence de la précharge sur la tenue statique et fatigue des assemblages boulonnés

configurations d'assemblages avec une confrontation aux essais expérimentaux est indispensable pour son utilisation en bureaux d'études.

Enfin, on peut envisager d'intégrer les éléments numériques de notre étude dans le cadre d'un outil industriel permettant de définir, à partir d'une architecture ou configuration d'assemblage donnée, le gain pouvant être obtenu par l'application d'une prétraction contrôlée. La détermination de l'incertitude sur la valeur de la prétraction permettant d'optimiser la durée de vie de l'assemblage sera à coupler aux contraintes industrielles. Il s'agit de prendre en compte les exigences d'accessibilité, les contraintes de maintenance... pour pouvoir, par la suite, déterminer les technologies de prétraction les plus adaptées pour l'application considérée. La Figure C. 1 indique l'implémentation imaginée pour un tel outil.

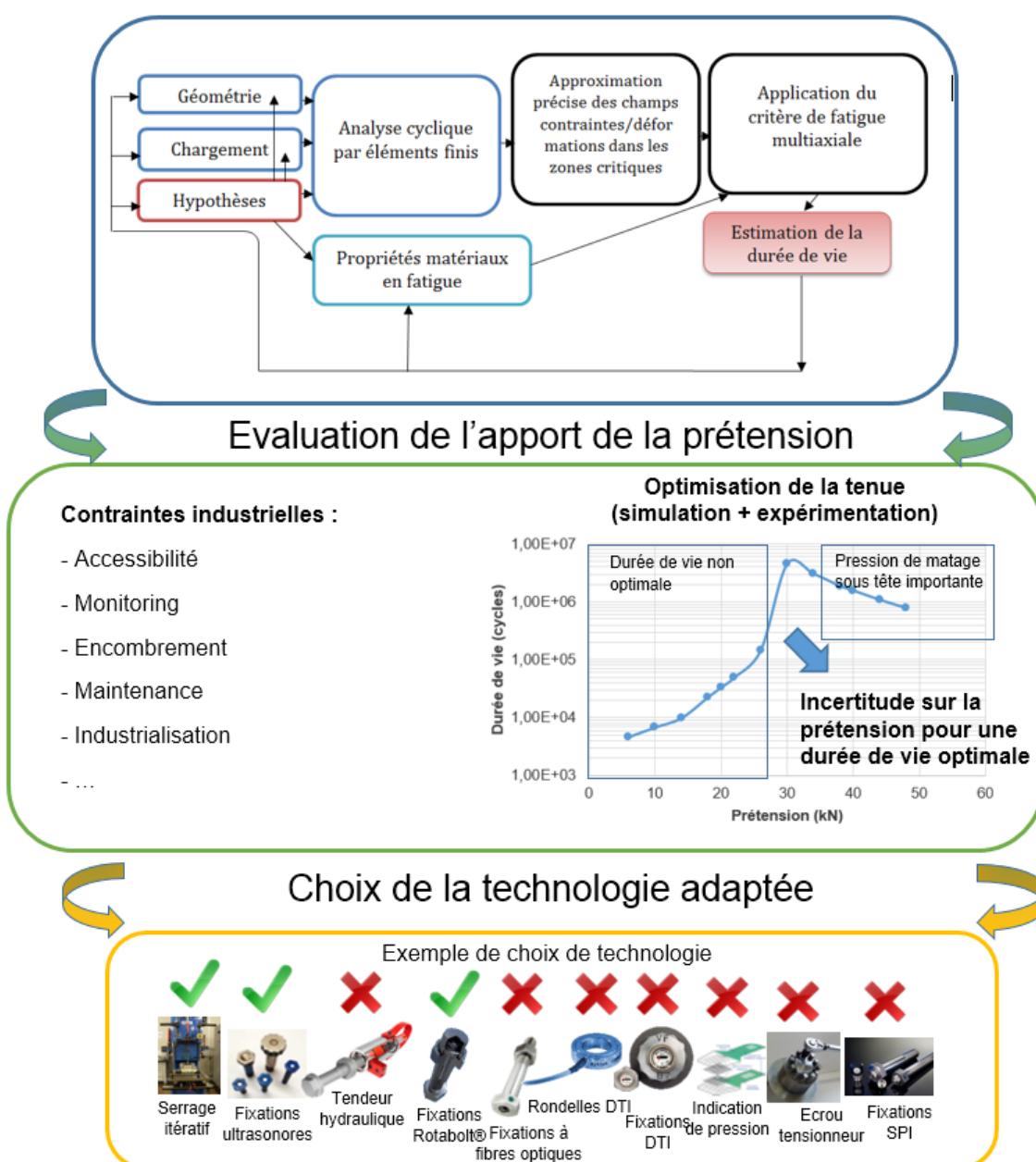


Figure C. 1: Exemple d'application de l'étude réalisée

Références bibliographiques

- [Akt1]** Aktaş A., Imrek H., Cunedioğlu Y. (2009). Experimental and numerical failure analysis of pinned-joints in composite materials. *Composite Structures*, 89, 459–466. doi:10.1016/j.compstruct.2008.09.009.
- [Alk1]** Alkatan F., Andriamampianina J., Stéphan P., Guillot J. (2013). Flexibility of hybrid load transfer assemblies: influence of tightening pre-stress. *Aerospace Science and Technology*, 25(1), 84-92.
- [Ami1]** Amiable, S., Chapuliot, S., Constantinescu, A., Fissolo, A. (2006). A comparison of lifetime prediction methods for a thermal fatigue experiment. *International Journal of Fatigue*, 28(7), 692–706. doi:10.1016/j.ijfatigue.2005.09.002.
- [And1]** Andriamampianina J., Alkatan F., Stéphan P., Guillot J. (2012). Determining load distribution between the different rows of fasteners of a hybrid load transfer bolted joint assembly. *Aerospace Science and Technology*, 23(1), 312-320.
- [Bar1]** Barrios W. (1978). Stresses and displacements due to load transfer by fasteners in structural assemblies. *Engineering fracture mechanics*, 10, 115-176.
- [Bic1]** Bickford J. H. (1997). *An Introduction to the Design and Analysis of Bolted Joints*, 3rd ed., Marcel Dekker.
- [Bon1]** Boni L., Lanciotti, A. (2011), Fatigue behaviour of double lap riveted joints assembled with and without interfacial sealant. *Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures*, 34: 60–71.
- [Cha1]** Chakherlou T. N., Oskouei R. H., Vogwell J. (2008). Experimental and numerical investigation of the effect of clamping force on the fatigue behaviour of bolted plates. *Engineering Failure Analysis*, 15(5), 563-574.
- [Cha2]** Chakherlou T. N., Abazadeh B. (2012). Experimental and numerical investigations about the combined effect of interference fit and bolt clamping on the fatigue behavior of Al 2024-T3 double shear lap joints. *Materials & Design*, 33, 425–435.
- [Cha3]** Chakherlou T. N., Shakouri M., Akbari A., Aghdam A. B. (2012). Effect of cold expansion and bolt clamping on fretting fatigue behavior of Al 2024-T3 in double shear lap joints. *Engineering Failure Analysis*, 25, 29–41.
- [Cha4]** Chakherlou T. N., Abazadeh B. (2011). Estimation of fatigue life for plates including pre-treated fastener holes using different multiaxial fatigue criteria. *International Journal of Fatigue*, 33(3), 343-353.
- [Che1]** Chessa, J., Arias, C., Huerta, M., Beard, M. (2006). A Verified and Validated Study of Quasi-Static Bolted Lap Joints. In: *Conference Proceedings of the Society for Experimental Mechanics Series*.
- [Cia1]** Chastel, J. M., Rey, D. (1996). Method for monitoring and controlling stress in a threaded member. *Ciandar Patent*.
- [Chu1]** Chung K.F., Ip K.H. (2001). Finite element investigation on the structural behaviour of cold formed steel bolted connections. *Engineering structures*, 23(9), 1115-1125.
- [Cre1]** Crevoisier J., Swiergiel N., Champaney L., Hild F. (2012). Identification of In Situ Frictional Properties of Bolted Assemblies with Digital Image Correlation. *Experimental Mechanics*, 52(6), 561-572.
- [Cro1]** Crossland, B. (1956) .Effect of large hydrostatic pressures on the torsional fatigue strength of an alloy steel. In: *Proceedings of the International Conference on Fatigue of Metals*, Institution of Mechanical Engineers.
- [Dan1]** Dang-Van, K., Griveau, B. (2013). On a new multiaxial fatigue limit criterion: theory and application. In *ICBMFF2*.
- [Dan2]** Dang-Hoang, T. (2009). *Rupture et endommagement d'un assemblage boulonné : approche expérimentale et simulation numérique*. Thèse de doctorat de l'Université Lille 1.
- [Din1]** Dinger G., Friedrich C. (2011). Avoiding self-loosening failure of bolted joints with numerical assessment of local contact state. *Engineering Failure Analysis*, 18(8), 2188-2200. doi:10.1016/j.engfailanal.2011.07.012.

- [Dup1] Duprat D., Campassens D., Balzano M., Boudet R. (1996). Fatigue life prediction of interference fit fastener and cold worked holes. *International Journal of Fatigue*, 18(8), 515–521. doi:10.1016/S0142-1123(96)00044-8.
- [Ekh1] Ekh J., Schön J. (2008). Finite element modeling and optimization of load transfer in multi-fastener joints using structural elements. *Composite Structures*, 82(2), 245–256.
- [Esm1] Esmaeili F., Chakherlou T. N., Zehsaz M. (2014). Prediction of fatigue life in aircraft double lap bolted joints using several multiaxial fatigue criteria. *Materials & Design*, 59, 430–438. doi:10.1016/j.matdes.2014.03.019.
- [Fee1] Feeney, J., McMillan, J. C., Wei, R. (1970). Environmental fatigue crack propagation of aluminum alloys at low stress intensity levels. *Metallurgical Transactions*, 1(6), 1741–1757. doi:10.1007/BF02642025.
- [For1] Foreman R., Rumpf J. (1961). Static tension tests of compact bolted joints. *Transactions ASCE*, 126(August), 228–254.
- [Geo1] Geoffrey J., Turvey A., Pu Wang B. (2008). An FE analysis of the stresses in pultruded GRP single-bolt tension joints and their implications for joint design. *Computers and structures*, 86(9), 1014–1021.
- [Gir1] Girard, C., Dano, M.-L., Picard, A., Gendron, G. (2003). Bearing Behavior of Mechanically Fastened Joints in Composite Laminates--Part I: Strength and Local Strains. *Mechanics of Advanced Materials and Structures*, 10(1), 1–21. doi:10.1080/15376490306740.
- [Gui1] Guillot, J. (2010). Calcul des assemblages vissés Assemblages de pièces planes de faibles épaisseurs. Partie 1. Techniques de l'ingénieur Assemblages et fixations mécaniques, base documentaire (ref. article : bm5564).
- [Gui2] Guillot, J. (2011). Calcul des assemblages vissés Assemblages de pièces planes de faibles épaisseurs. Partie 2. Techniques de l'ingénieur Assemblages et fixations mécaniques, base documentaire (ref. article : bm5565).
- [Hah1] Hahn G. T., Rubin C. A. (2005). Structural shear joints: analyses, properties and design for repeated loadings. ASME Press.
- [Har1] Hartman A., Jacobs F.A., de Rijck P. (1962). Tests on the effect of the size of the specimen on the fatigue strength of 2024-T3 Alclad double row riveted single lap joints. Report NLR M.2104.
- [Hei1] Heistermann, C. (2011). Behaviour of Pretensioned Bolts in Friction Connections. Thèse de License de Luleå University of Technology.
- [Her1] Hertel, H. (1969). Ermüdungsfestigkeit der Konstruktionen. Springer.
- [Hut1] Huth H. (1986). Influence of fastener flexibility on the prediction of load transfer and fatigue life for multiple row joints. In: Fatigue in mechanically fastened composite and metallic joints: a symposium.
- [Hor1] Horbach S. (2013). Advances in Sustainable and Competitive Manufacturing Systems. 23rd International Conference on Flexible Automation & Intelligent Manufacturing, 379–387. Doi: 10.1007/978-3-319-00557-7.
- [Hor2] Horn, W.J., Schmitt, R.R. (1990). Viscoelastic relaxation in bolted thermoplastic composite joints. In: 35th international SAMPE symposium and exhibition.
- [Hor3] Hörauf L., Müller R., Bauer J., Neumann H. (2013). Development of an intelligent bolt tensioning system and adaptive process for the automated pitch bearing assembly of wind turbines. *Advances in Sustainable and Competitive Manufacturing Systems, Lecture Notes in Mechanical Engineering*, 651–663.
- [Hua1] Huang Y. H., Liu L., Yeung T. W., Hung Y. Y. (2009). Real-time monitoring of clamping force of a bolted joint by use of automatic digital image correlation. *Optics & Laser Technology*, 41(4), 408–414. doi:10.1016/j.optlastec.2008.08.010.
- [Iye1] Iyer K., Xue M., Kasinadhuni R., Bastias P.C., Rubin C.A., Wert J.J., Hahn G. (1996). Contribution of Fretting to the Fatigue and Corrosive Deterioration of a Riveted Lap Joint. In Proc. Air Force 3rd Aging Aircraft Conference (pp. 191–225).
- [Ire1] Ireman, T. (1998). Three-dimensional stress analysis of bolted single-lap composite joints. *Composite Structures*, 43(3), 195–216.
- [Jag1] Jaglinski T., Nimityongskul A., Schmitz R., Lakes R. S. (2007). Study of Bolt Load Loss in Bolted Aluminum Joints. *Journal of Engineering Materials and Technology*, 129(1), 48.
- [Kep1] Kephart A. R. (2000). Fatigue Acceptance Test Limit Criterion for Larger-Diameter Rolled Test Fasteners. In *Structural Integrity of Fasteners: Second Volume*.

- [Kha1] Khashaba U. A., Sallam H. E. M., Al-Shorbagy A. E., Seif M. A. (2006). Effect of washer size and tightening torque on the performance of bolted joints in composite structures. *Composite Structures*, 73(3), 310–317. doi:10.1016/j.compstruct.2005.02.004.
- [Kid1] Kiddle, F.E. (1977). Fatigue behavior of bolted joints in RR58 aluminium alloy with and without interfacial sealant. RAE 1369 Technical report.
- [Kul1] Kulak G. L., Fisher J. W., Struik J. H. A. (2001). Guide to Design Criteria for Bolted and Riveted Joints Second Edition. 2nd edition, American institute of steel construction.
- [Kun1] Kuno, M., Waterhouse, R. B., Nowell, D., Hills, D. A. (1989). Initiation and growth of fretting fatigue cracks in the partial slip regime. *Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures*, 12(5), 387–398. doi:10.1111/j.1460-2695.1989.tb00547.x.
- [Laz1] Lazzarin P., Atzori B. (1997). A re-analysis on fatigue data of aluminium alloy bolted joints. *International journal of fatigue*, 19(7), 579-588.
- [Lam1] Lam, Y. C. (1993). A comparative study on the effects of interference fit and cold expansion on the fatigue life of cracked holes. *Scripta Metallurgica et Materialia*, 28(2), 191–195. doi:10.1016/0956-716X(93)90561-6.
- [Lee1] Lee, S.B. (1985). A criterion for fully reversed out-of-phase torsion and bending. *Multiaxial fatigue*, ASTM STP 853.
- [Li1] Li Q. M., Mines R. A. W., Birch R. S. (2001). Static and dynamic behaviour of composite riveted joints in tension. *International Journal of Mechanical Sciences*, 43, 1591–1610. doi:10.1016/S0020-7403(00)00099-0.
- [Lig1] Liggins, A. B., Hardie, W. R., Finlay, J. B. (1995). The spatial and pressure resolution of fuji pressure-sensitive film. *Experimental Mechanics*, 35(2), 166–173. doi:10.1007/BF02326476.
- [Liu1] Liu L., Zhang J., Chen K., Wang H. (2014). Combined and interactive effects of interference fit and preloads on composite joints. *Chinese Journal of Aeronautics*, 27(3), 716–729. doi:10.1016/j.cja.2014.04.014.
- [Mar1] Marshall M. B., Lewis R., Dwyer-Joyce R. S. (2006). Characterization of contact pressure distribution in bolted joints. *Strain*, 42(1), 31–43. doi:10.1111/j.1475-1305.2006.00247.x.
- [Mcc1] McCarthy M., McCarthy C., Lawlor V., Stanley W. (2005). Three-dimensional finite element analysis of single-bolt, single-lap composite bolted joints: part I—model development and validation. *Composite Structures*, 71(2), 140–158.
- [Mcc2] McCarthy C., McCarthy M. (2005). Three-dimensional finite element analysis of single-bolt, single-lap composite bolted joints: Part II—effects of bolt-hole clearance. *Composite Structures*, 71(2), 159–175.
- [Mil1] Milella, P. P. (2013). *Fatigue and Corrosion in Metals*. Springer. doi:10.1007/978-88-470-2336-9
- [Min1] Minguez J., Vogwell J. (2006). Effect of torque tightening on the fatigue strength of bolted joints. *Engineering Failure Analysis*, 13(8), 1410–1421.
- [Mon1] Montgomery, J. (2008). *Methods for Modeling Bolts in the Bolted Joint*. Technical report.
- [Mul1] Muller, R.P.G. (1995). An Experimental and Analytical Investigation on the Fatigue Behavior of Fuselage Riveted Lap Joints: The significance of the Rivet Squeeze Force and a Comparison of 2024-T3 and Glare3. Thèse de doctorat de l'université technique de Delft.
- [Mun1] Munroe J., Wilkins K., Gruber M., Domack M. S. (2000). *Integral Airframe Structures (IAS): Validated Feasibility Study of Integrally Stiffened Metallic Fuselage Panels for Reducing Manufacturing Costs*. Technical Report: NASA/CR-2000-209337.
- [Nas1] Nassar S. A., Meng A. (2007). Optical Monitoring of Bolt Tightening Using 3D Electronic Speckle Pattern Interferometry. *Journal of Pressure Vessel Technology*, 129(February 2007), 89. doi:10.1115/1.2389024.
- [Niu1] Niu, M. C. Y. (1997). *Airframe Stress Analysis and Sizing* (3rd Edition). AD Adaso/Adastral Engineering LLC.
- [Oku1] Okutan B. (2002). The effects of geometric parameters on the failure strength for pin-loaded multi-directional fiber-glass reinforced epoxy laminate. *Composites Part B: Engineering*, 33, 567–578. Doi:10.1016/S1359-8368(02)00054-9.
- [Old1] Oldersma, A., Wanhill, R.J.H. (1996). Variability of fatigue crack growth properties for 2024 T-3 aluminium alloy. Report NLR TP 96038 L.

- [Osk1] Oskouei R. H., Chakherlou T. N. (2009). Reduction in clamping force due to applied longitudinal load to aerospace structural bolted plates. *Aerospace Science and Technology*, 13(6), 325–330.
- [Pak1] Pakdil M. (2009). Failure analysis of composite single bolted-joints subjected to bolt pretension. *Indian Journal of Engineering and Materials Sciences*, 16(April), 79–85.
- [Pal1] Paletti L., Rans C., Benedictus R. (2009). An analytical model for load transfer in a mechanically fastened, double-lap joint. *25th ICAF Symposium*, 987–1004.
- [Pap1] Papadopoulos, I. V. (1987). Fatigue polycyclique des métaux: une nouvelle approche. Thèse de doctorat de l'Ecole des Ponts et Chaussées.
- [Par1] Paredes M., Nefissi N., Sartor M. (2012). Study of an interference fit fastener assembly by finite element modelling, analysis and experiment. *International Journal on Interactive Design and Manufacturing*, 6(3), 171–177.
- [Par2] Park G., Muntges D. E., Inman D. J. (2003). Self-Repairing Joints Employing Shape Memory Alloy. *Journal of Metals*, 55(12), 33–37.
- [Par3] Paroissien, E. (2006). Contribution aux assemblages hybrides (boulonnés/collés). Thèse de doctorat de l'Université Toulouse III.
- [Pra1] Pratt J. D., Pardo G. (2002). Numerical Modeling of Bolted Lap Joint Behavior. *Journal of aerospace engineering*, 15(1), 20–31.
- [Rad1] Radhakrishnan, V. M. (1995). Multiaxial fatigue — An overview. Springer.
- [Sav1] Savage W. (2013). Joining of advanced materials. Messler.
- [Sch1] Schijve J., Campoli G. (2009). Fatigue of structures and secondary bending in structural elements. *International Journal of Fatigue*, 31(7), 1111–1123.
- [Sch2] Schijve J. (2009). Fatigue of structures and materials. 2nd edition, Springer.
- [Sch3] Schmidt, H.-J., Brandbecker, B.: (1997). The effect of environmental conditions and load frequency on the crack initiation life and crack growth in aluminium structure. In: *FAA/NASA Symposium on Continued Airworthiness of Aircraft Structures*.
- [Sen1] Sen F., Pakdil M., Sayman O., Benli S. (2008). Experimental failure analysis of mechanically fastened joints with clearance in composite laminates under preload. *Materials and Design*, 29, 1159–1169. doi:10.1016/j.matdes.2007.05.009.
- [Sha2] Sharp, M. L., Menzemer, C. C., Nordmark, G. E. (1996). Fatigue design of aluminum components and structures. New York: McGraw-Hill.
- [Sha1] Shankar K., Dhamari R. (2002). Fatigue behaviour of aluminium alloy 7075 bolted joints treated with oily film corrosion compounds. *Materials & Design*, 23(2), 209–216.
- [Sho1] Shoberg B. R. S. (n.d.). *Engineering Fundamentals of Threaded Fastener Design and Analysis*. PCB load and torque, 1–39.
- [Sin1] Sines, G. (1981). Fatigue criteria under combined stresses or strains. *Journal of Engineering Materials and Technology*, 103(2), 82–90.
- [Sko1] Skorupa A., Skorupa M. (2012). *Riveted lap joints in Aircraft fuselage*, Springer.
- [Smi1] Smith, B. L., Saville, P. A., Mouak, A., Myose, R. Y. (2000). Strength of 2024-T3 Aluminum Panels with Multiple Site Damage. *Journal of Aircraft*, 37(2), 325–331.
- [Sta1] Starikov R. (2004). Fatigue behaviour of mechanically fastened aluminium joints tested in spectrum loading. *International Journal of Fatigue*, 26(10), 1115–1127.
- [Sto1] Stocchi, C., Robinson, P., Pinho, S. T. (2013). A detailed finite element investigation of composite bolted joints with countersunk fasteners. *Composites Part A: Applied Science and Manufacturing*, 52, 143–150. doi:10.1016/j.compositesa.2012.09.013
- [Sto2] Stocchi, C., Robinson, P., Pinho, S. T. (2012). Using Strain Gauges to Monitor Bolt Clamping Force and Fracture in Composite Joints during Fatigue Tests. In *15th European Conference on Composite Materials (ECCM15)*.
- [Sus1] Susmel L. (2009). *Multiaxial notch fatigue*. (W. Publishing, Ed.).
- [Sus2] Susmel, L. (2008). The theory of critical distances: a review of its applications in fatigue. *Engineering Fracture Mechanics*, 75(7), 1706–1724. doi:10.1016/j.engfracmech.2006.12.004.
- [Szo1] Szolwinski M. P., Farris T. N. (1998). Observation, analysis and prediction of fretting fatigue in 2024-T351 aluminum alloy. *Wear*, 221(1), 24–36. doi:10.1016/S0043-1648(98)00264-6.

- [Tat1] Tate M.B., Rosenfeld S.J. (1946). Preliminary investigation on loads carried by individual bolts in bolted joints. NACA TN- 1051. National Advisory committee for aeronautics, Washington DC.
- [Tay1] Taylor D. (1999). Geometrical effects in fatigue: a unifying theoretical model. International Journal of Fatigue, 21(5), 413–420.
- [Tho1] Thoppul S. D., Finegan J., Gibson, R. F. (2009). Mechanics of mechanically fastened joints in polymer-matrix composite structures – A review. Composites Science and Technology, 69(3-4), 301–329. doi:10.1016/j.compscitech.2008.09.037.
- [Val1] Valtinat G., Hadrych I. (2000). Strengthening of riveted and bolted steel constructions under fatigue loading by preloaded fasteners-experimental and theoretical investigations. Steel Structures IV, AISC and, (July), 464–473.
- [Vli1] Vlieger, H., Ottens, H.H. (1997). Results on uniaxial and biaxial tests on riveted fuselage lap joint specimens. Report NLR CR 97319 L.
- [Vog1] Vogt F. (1947). The load distribution in bolted or riveted joints in light-alloy structures. NACA Technical memorandum N°1135, National Advisory committee for Aeronautics, Washington, DC.
- [Wag1] Wagle S., Kato H. (2009). Ultrasonic detection of fretting fatigue damage at bolt joints of aluminum alloy plates. International Journal of Fatigue, 31(8-9), 1378–1385.
- [Wat1] Waterhouse R. B. (1981). Avoidance of Fretting Fatigue Failures. Fretting Fatigue, Applied Science Publishers, 221–240.
- [Wat2] Waterhouse R. B., (1992). Fretting Wear. ASM Metals Handbook, No. 18, 242–256.
- [Web1] Weber B., Carmet A., Robert J.L. (2011). Les critères de fatigue multiaxiaux : Application au dimensionnement en fatigue de structures métalliques. Editions universitaires européennes.
- [Yon1] Yongshou L., Xiaojun S., Jun L., Zhufeng Y. (2010). Finite element method and experimental investigation on the residual stress fields and fatigue performance of cold expansion hole. Materials & Design, 31(3), 1208–1215.
- [Zha1] Zhang X. (2003). Fatigue life improvement in fatigue-aged fastener holes using the cold expansion technique. International Journal of Fatigue, 25(9-11), 1249–1257.
- [Zia1] Ziada, H. H., Abd El Latif, A. K. (1980). Loading Conditions in Bolted and Riveted Joints Affected by Plate Thickness Ratio. Journal of Mechanical Design, 102(4), 851–857.
- [Abq1] Manuel de documentation, Abaqus V6.12.
- [Int1] <http://www.intellifast.de/fr/anwendung/technik>
- [Fuj1] <http://www.fujifilm.com/products/prescale/prescalefilm/>

Liste des figures

Chapitre 1:

Figure 1. 1 :(a) Localisation des éclissages dans un fuselage aéronautique (b) Concentration des contraintes à proximité d'un trou sollicité en traction uniaxiale (source Airbus)	9
Figure 1. 2: (a) Vue de coupe d'éclissage en double cisaillement (b) Vue de coupe d'éclissage en simple cisaillement (c) Vue de dessus d'éclissage en simple/simple/double cisaillement	10
Figure 1. 3 : Comportement en statique d'un éclissage	10
Figure 1. 4 : Modes de rupture des éclissages boulonnés, adaptée de [Par3]	11
Figure 1. 5 : Modes de rupture rencontrés en fatigue	13
Figure 1. 6 : Assemblage vissé simplifié.....	17
Figure 1. 7 : Cône de compression suite à l'application de la pré-tension	17
Figure 1. 8 : Relation couple tension	19
Figure 1. 9 : Procédure de la génération du couple d'autofreinage (source Airbus)	19
Figure 1. 10 : Répartition de l'effort transféré entre frottement et matage-cisaillement pour un chargement de 6300N [Pal1].....	22
Figure 1. 11 : Rupture en section courante due à l'application d'une précharge importante [Hah1]	22
Figure 1. 12 : Modes de rupture en fonction de la présence (a) ou de la non présence (b) du mastic d'interposition [Bon1]	25
Figure 1. 13 : Evolution de la précharge lors d'un chargement quasi-statique [Osk1]	25
Figure 1. 14 : (a) Evolution du coefficient de frottement dans un assemblage métallique [Sta1] (b) et un assemblage métallique composite [Cre1]	27
Figure 1. 15 : Allure de la relaxation pour assemblages métalliques (notées S) et assemblages composites (notées C) [Gib1]	29
Figure 1. 16 : Représentation graphique des cycles de chargement et des courbes de Wöhler.....	30
Figure 1. 17 : Prédictions numériques de la durée de vie d'une plaque serrée, par la technique d'AFGROW [Cha2] et par la technique de fatigue multiaxiale basée sur un critère empirique [Cha3]	36
Figure 1. 18 : Approches basées sur la théorie de distance critique (DCT) [Sus2].....	38

Chapitre 2 :

Figure 2. 1 : (a)Type de chargements considérés (b) Dimensions de l'assemblage de référence	43
Figure 2. 2 : Exemples des modèles développés	44
Figure 2. 3 : Détails de l'assemblage de référence	45
Figure 2. 4: Définition de la loi élastoplastique de l'Aluminium 2024T351	46
Figure 2. 5: Effet du maillage et effet sur le facteur de concentration de contraintes	47
Figure 2. 6: Flux de simulation sous Insight	49
Figure 2. 7 : Analyse du comportement statique des assemblages en double cisaillement	50
Figure 2. 8 : Analyse de la distribution de contrainte axiale pour une précontrainte de 17,6kN et pour un ratio E/D=2.....	50
Figure 2. 9 : Le pourcentage de transfert d'effort entre mécanismes de frottement et d'adhérence sous chargement externe statique.....	52
Figure 2. 10 : Schématisation des transferts d'efforts sous faible et haute pré-tension.....	53
Figure 2. 11 : Relation entre la contrainte normale axiale au sein de la fixation et le chargement extérieur pour différents niveaux de précontrainte.....	53

Figure 2. 12 : La relaxation de la précontrainte due à l'effet de poisson en relation avec le niveau de précontrainte pour une épaisseur de 12,5mm et 25mm	54
Figure 2. 13 : Effet de la prétension sur le comportement statique de l'assemblage de référence.....	55
Figure 2. 14 : Effet du coefficient du frottement sur le comportement statique de l'assemblage de référence : formulation de type Coulomb isotropique.....	57
Figure 2. 15 : Différence schématisée entre le contact tangentiel de type penalty et Lagrange	57
Figure 2. 16 : Effet du coefficient du frottement sur le comportement statique de l'assemblage de référence : (a) formulation de type Lagrange (b) formulation exponentielle	58
Figure 2. 17 : Effet du jeu radial sur le comportement statique de l'assemblage de référence	59
Figure 2. 18: (a) Définition des chemins d'analyse des contraintes (b) définition du chargement appliqué sur la section courante	60
Figure 2. 19 : Evolution des contraintes σ_{33} suivant le chemin PT_s en fonction de la précontrainte pour un chargement de 100MPa sur la section nette.....	61
Figure 2. 20 : Evolution des contraintes σ_{11} suivant le chemin PA en fonction de la précontrainte pour un chargement extérieur de 100MPa sur la section nette	62
Figure 2. 21 : Evolution des contraintes σ_{11} suivant les chemins PCi et PTi en fonction de la précontrainte pour un chargement extérieur de 100MPa sur la section nette	62
Figure 2. 22 : Evolution des contraintes σ_{11} suivant le chemin PA en fonction de la précontrainte et de l'épaisseur pour un chargement extérieur de 100MPa.....	63
Figure 2. 23 : Evolution des contraintes σ_{11} suivant le chemin PA en fonction de la précontrainte et de l'interférence pour un chargement extérieur de 100MPa	64
Figure 2. 24 : Taux de transfert de charge pour les 2 rangées d'assemblage à 2 fixations	65
Figure 2. 25 : Taux de transfert de charge pour les 3 rangées d'assemblage à 9 fixations	66
Figure 2. 26 : Taux de transfert de charge pour les 2 rangées d'assemblage à 2 fixations	67

Chapitre 3 :

Figure 3. 1 : Démarche de la prédiction de durée de vie (inspirée par [Bis1])	71
Figure 3. 2 : Zone d'étude : cas général	71
Figure 3. 3 :Cycle de chargement.....	72
Figure 3. 4 : Multiaxialité des contraintes principales pour deux niveaux de précontrainte	72
Figure 3. 5 : Calcul de $T_{eq,a}$ pour le cas 1	74
Figure 3. 6 : Calcul de $T_{eq,a}$ pour le cas 2	75
Figure 3. 7 :Recherche du plan octaédrique critique pour les incrémentés $1 \leq i \leq 11$	76
Figure 3. 8 : Zone d'étude pour les assemblages considérés	77
Figure 3. 9: Détermination du coefficient directeur $-p$	78
Figure 3. 10 : Variation du coefficient directeur en fonction de la condition de l'assemblage [Laz1]	79
Figure 3. 11 : Définition du vecteur normal au plan octaédrique $P_{0,i}$	80
Figure 3. 12 : Courbes de Wöhler prédites pour 3 niveaux de précontrainte	82
Figure 3. 13 : Effet de la précontrainte sur la durée de vie pour un chargement de 160MPa.....	82
Figure 3. 14 : Tracé des trajets de chargement correspondant à la variation du cisaillement pour deux niveaux de précontrainte : (a) : 5.9kN – (b) : 17.6kN	83
Figure 3. 15 : Evolution de la pression hydrostatique pendant le cycle de chargement pour deux niveaux de précontrainte.....	84
Figure 3. 16 : Evolution des zones de glissement/adhérence pour trois niveaux de précontrainte sous un chargement de 160MPa	84
Figure 3. 17: Modification de la zone d'initiation en fonction de la précontrainte (vue de la plaque inférieure)	85

Chapitre 4 :

Figure 4. 1 : Moyen de serrage itératif.....	90
Figure 4. 2 : Relation couple-angle pour un comportement réel et idéalisé.....	91
Figure 4. 3 : Relation couple-tension lors d'une opération de serrage itératif.....	92
Figure 4. 4 : Machine d'essai statique	93
Figure 4. 5 : Exemples d'essais de caractérisation réalisés : (a) essais de fretting, (b) essais de suivi de pré-tension ultrasonore	94
Figure 4. 6 : Assemblage à 1 fixation de diamètre 6,35mm (dimensions en mm).....	95
Figure 4. 7 : Courbe effort-déplacement - assemblage à 1 fixation de diamètre 6,35mm.....	96
Figure 4. 8 : Courbes de Wöhler - assemblage à 1 fixation de diamètre 6,35mm	97
Figure 4. 9 : Modes de rupture : (a) : faible pré-tension ; (b) : moyenne pré-tension ; (c) : haute pré-tension	98
Figure 4. 10 : Observation de l'état de surface à l'interface	98
Figure 4. 11 : Courbes de Wöhler : assemblage à 1 fixation de diamètre 9,52mm	99
Figure 4. 12 : Influence de la présence du mastic d'interposition sur l'AFI de l'assemblage	100
Figure 4. 13 : Courbes de Wöhler : assemblage à 1 fixation de diamètre 6,35mm, R=-1.....	101
Figure 4. 14 : Assemblage à 2 fixations (dimensions en mm).....	102
Figure 4. 15 : Courbes de Wöhler pour les assemblages en double cisaillement composés de 2 fixations : effet de la précontrainte et de l'interférence	103
Figure 4. 16 : Assemblage à 9 fixations (dimensions en mm).....	104
Figure 4. 17 : Courbes de Wöhler pour les assemblages en double cisaillement composés de 9 fixations : effet de la précontrainte et de l'interférence	106
Figure 4. 18 : Assemblage à 9 fixations d'épaisseur 12,7mm – exemple de rupture en section nette.....	107
Figure 4. 19 : Influence de la pré-tension et de l'interférence en fonction de l'épaisseur	109
Figure 4. 20 : Assemblage à 2 fixations en simple cisaillement (dimensions en mm)	110
Figure 4. 21 : Courbes de Wöhler pour les assemblages en simple cisaillement à différentes épaisseurs (a) T/D=0,3 (b) T/D=0,6 (c) T/D=1.....	111
Figure 4. 22 : Effet de la pré-tension sur l'AFI des assemblages testés	111
Figure 4. 23 : Mode de rupture à faible précharge en section nette (a) et à haute précharge en section courante (b) pour les assemblages en simple cisaillement avec deux fixations illustrant l'effet de la précontrainte	112
Figure 4. 24 : Effet du matériau de la fixation sur le site d'initiation pour une précontrainte de 20kN.....	113
Figure 4. 25 : Architecture du moyen de suivi dynamique de pré-tension	114
Figure 4. 26 : Eléments composant le système de suivi dynamique de pré-tension	115
Figure 4. 27 : Eprouvettes considérées pour l'évaluation de la perte de pré-tension	116
Figure 4. 28 : Evolution de la pré-tension pendant le cyclage (a) 7,05kN, (b) 11,7kN, (b) 17,6kN	117
Figure 4. 29 : Observation du faciès de rupture d'une plaque au MEB	118
Figure 4. 30 : Eprouvettes considérés pour le comptage de cycles de propagation	119
Figure 4. 31 : Exemple de comptage de cycles de propagation pour les éprouvettes A, B, J et I	120
Figure 4. 32 : Assemblage à 2 fixations en simple cisaillement (dimensions en mm)	121
Figure 4. 33 : Disposition expérimentale d'essais.....	122
Figure 4. 34 : Courbes de Wöhler pour les assemblages composite en simple cisaillement à différentes épaisseurs (a) T/D=0,8 (b) T/D=1	123
Figure 4. 35 : Modes de rupture observés : (a) rupture dans le premier filet en prise, (b) rupture sous la tête de fixation	123
Figure 4. 36 : Simulation numérique indiquant les zones de concentration de contrainte, T/D=1	124

Chapitre 5 :

Figure 5. 1 : (a) Modèle numérique pour la mesure de la pression de contact, (b) comparaison numérique/expérimental	129
Figure 5. 2 : Comparaison entre les pressions de contact numériques et expérimentales pour une prétension de 17,6kN.....	130
Figure 5. 3 : Evolution de la pression de contact en fonction de la prétension et de l'épaisseur serrée	131
Figure 5. 4 : (a) Comparaison entre le comportement statique numérique et expérimental pour deux niveaux de prétension (b) Zoom sur la zone élastique	132
Figure 5. 5 : Définition des grandeurs mécaniques caractérisant le comportement statique.....	132
Figure 5. 6 : Comparaison entre le comportement statique numérique et expérimental pour un assemblage en simple cisaillement ajusté (a) et avec interférence de -50µm (b)	134
Figure 5. 7 : Modes de rupture (a) $T/D=0,3$; (b) $T/D=1$	134
Figure 5. 8 : Comparaison entre le comportement statique numérique et expérimental pour un assemblage en double cisaillement ajusté (a) et avec interférence de -50µm (b)	135
Figure 5. 9 : Modes de rupture pour un assemblage multi-boulonné sous chargement statique, $E/D=4$...	135
Figure 5. 10 : Comparaison des courbes de Wöhler expérimentales et numériques pour l'assemblage de référence.....	137
Figure 5. 11 : Comparaison expérimentale/ numérique des durées de vie de l'assemblage de référence et évaluation du conservatisme.....	138
Figure 5. 12 : Plan d'expériences (cas 2-9) et effet sur les durées de vie	141
Figure 5. 13 : Plan d'expériences (cas 10-16) et effet sur les durées de vie	142
Figure 5. 14 : Comparaison expérimentale/ numérique des durées de vie, 3 configurations d'assemblages considérées.....	144
Figure 5. 15: Effet de la précontrainte (a), du coefficient de frottement à l'interface (b) et du module d'élasticité des fixations (c) sur la durée de vie de l'assemblage de référence pour un chargement de 160MPa.....	146
Figure 5.16 : Effet du coefficient de frottement à l'interface sur la durée de vie pour un chargement de 160MPa et pour différents niveaux de précontrainte	146
Figure 5.17 : Répartition de l'effort externe pour différents modules de Young de la fixation	147
Figure 5.18 : Champs de déplacement des fixations composées par un matériau de module de Young différent (a) 116GPa et (b) 200GPa.....	148
Figure 5.19 : (a) Réseau de Wöhler pour différents niveaux de prétension et (b) effet de la précharge sur la durée de vie de l'assemblage de référence pour 140MPa et 120MPa.....	148
Figure 5.20 : Détermination de la prétension nominale et de l'incertitude sur la prétension pour une durée de vie optimale.....	149
Figure 5.21 : Effet de la prétension sur l'AFI	150
Figure 5.22 : Effet du module de Young sur l'AFI	151
Figure 5.23 : Effet du module de Young et de la prétension sur l'AFI	151
Figure 5.24 : Effet de l'ajustement radial sur l'AFI.....	152
Figure 5.25 : Effet de la précontrainte sur l'AFI	153
Figure 5.26 : Effet combiné de la précontrainte et de l'ajustement radial sur l'AFI.....	153

Liste des tableaux

Introduction :

Tableau 1 : Quelques techniques permettant le serrage maîtrisé des fixations (évaluation Airbus)	4
--	---

Chapitre 2:

Tableau 2. 1 : Liste des modèles développés, le modèle de référence est encadré	44
Tableau 2. 2 : Propriétés élastiques des matériaux considérés	46
Tableau 2. 3 : Données et ressources numériques des différents modèles	48
Tableau 2. 4 : Configurations de frottement considéré	56
Tableau 2. 5 : Configurations du jeu considéré	59
Tableau 2. 6 : Chemins de mesure de contraintes mécaniques	61

Chapitre 4:

Tableau 4. 1 : Evolution de l'AFI en fonction de la prétension	97
Tableau 4. 2 : Evolution de l'AFI en fonction de la prétension	99
Tableau 4. 3 : Récapitulatif du comptage de cycles de propagation pour les éprouvettes définies dans la figure 4.29	119

Chapitre 5:

Tableau 5. 1 : Comparaison numériques/expérimentales des caractéristiques mécaniques de la tenue statique	133
Tableau 5. 2 : Comparaison numériques/expérimentales des efforts et déplacements au glissement macroscopique	133
Tableau 5. 3 : Paramètres numériques et expérimentaux du modèle de référence	136
Tableau 5. 4 : Plan d'expérience complet défini pour l'étude de l'influence des paramètres du critère de fatigue	139
Tableau 5. 5 : Paramètres numériques et expérimentaux du modèle de référence	143
Tableau 5. 6 : Paramètres numériques et expérimentaux des modèles multiboulonnés	143

Annexe 1

Cet annexe a pour objectif de compléter les investigations menées au chapitre 2 concernant l'effet de la précontrainte sur l'assemblage de référence. Pour rappel, la Figure A1. 1 présente les chemins d'analyse de contrainte considérés dans cette étude.

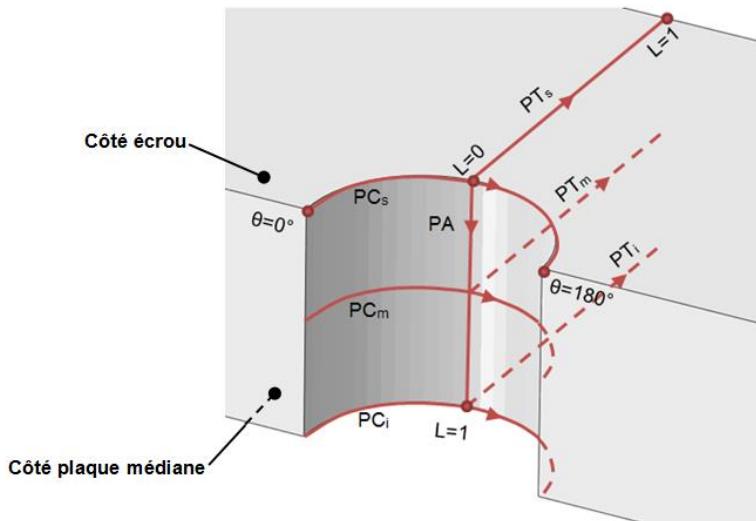


Figure A1. 1 : Chemins d'analyse de contrainte mécanique (assemblage de référence)

Effet de la précontrainte en relation avec l'épaisseur

Dans ce paragraphe, on souhaite évaluer l'effet de la précontrainte sur les contraintes mécaniques générées au sein de l'assemblage et ce pour deux épaisseurs serrées différentes. On considère ainsi pour une meilleure lisibilité deux niveaux de précontrainte : 5,9kN et 17,6kN ainsi que deux épaisseurs serrées : 12,5mm et 25mm. On s'intéressera aux contraintes longitudinales de traction sur les chemins PC_s , PC_m , PC_i et PA suite à la phase de prétension puis la phase de chargement extérieur, considéré égal à 100MPa et calculé sur la section nette de l'éprouvette.

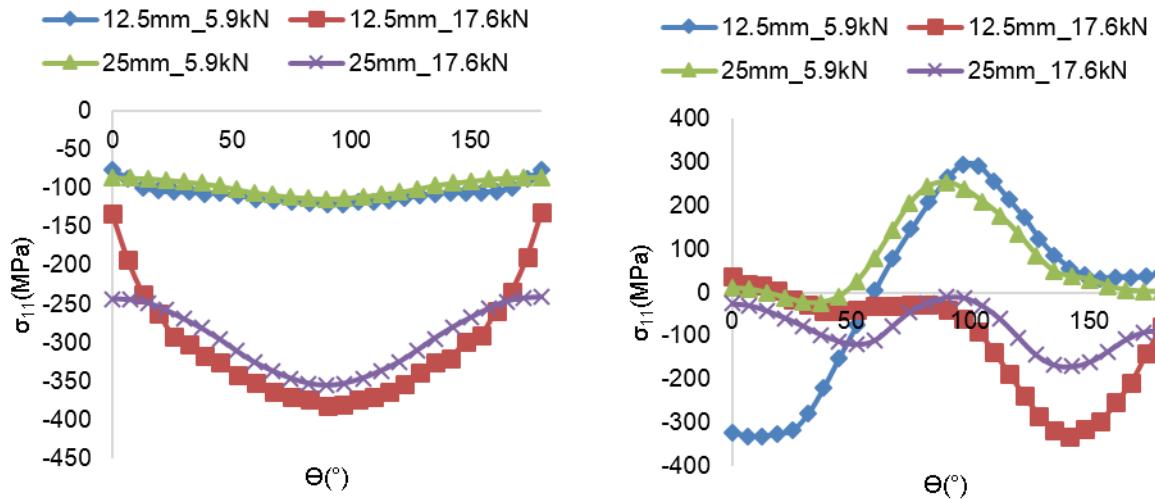


Figure A1.2 : Evolution des contraintes σ_{11} suivant le chemin PC_s en fonction de la précontrainte et de l'épaisseur : phase de la précontrainte (à gauche) et du chargement extérieur (à droite)

La Figure A1.2 indique l'évolution des contraintes σ_{11} le long du chemin PC_s pour deux niveaux de précontrainte et deux épaisseurs serrées. On note que les contraintes de compression longitudinale sont plus importantes pour une précontrainte de 17,6kN. Pour une même précontrainte, on observe une légère différence de la distribution des contraintes en fonction de l'épaisseur serrée. Les contraintes de compression longitudinale présentent une magnitude légèrement plus importante pour l'épaisseur de 12,5mm pour les angles $20^\circ \leq \theta \leq 160^\circ$ et ce pour les 2 niveaux de précontrainte appliqués. A l'inverse, pour des valeurs de $\theta \leq 20^\circ$ et $\theta \geq 160^\circ$, la magnitude des contraintes de compression, pour l'épaisseur de 25mm, est plus importante que celle de 12,5mm.

Après application du chargement extérieur, on observe que les contraintes de traction longitudinale maximales sont enregistrées pour les faibles précontraintes, et ce pour les deux épaisseurs serrées. A l'inverse, le chargement appliqué n'engendre pas de concentration de contrainte au niveau du point A, pour les fortes précontraintes.

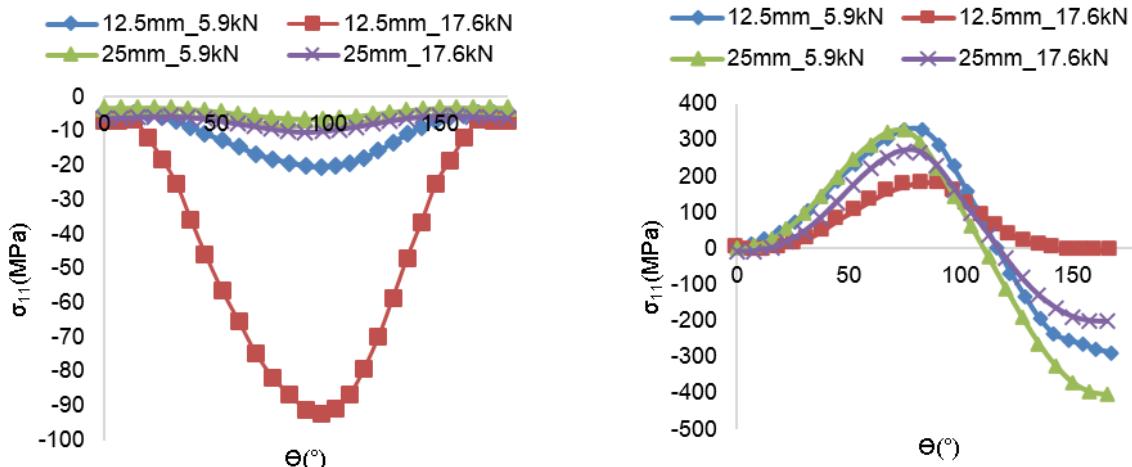


Figure A1.3 : Evolution des contraintes σ_{11} suivant le chemin PC_m en fonction de la précontrainte et de l'épaisseur : phase de la précontrainte (à gauche) et du chargement extérieur (à droite)

La Figure A1. 3 représente l'évolution des contraintes σ_{11} le long du chemin PC_m pour les deux niveaux de précontrainte et les deux épaisseurs serrées décrits précédemment. On remarque que sur ce chemin circonférentiel médian, les contraintes de compression longitudinales sont plus importantes pour l'épaisseur de 12,5mm, et ce indépendamment de la précontrainte appliquée. Cette observation est donc en opposition avec celle donnée dans la Figure A1. 2, pour laquelle la précontrainte jouait un rôle majeur dans la magnitude des contraintes de compressions longitudinales enregistrées. En effet, pour l'épaisseur de 25mm, on observe que l'amplitude de la précontrainte n'a que très peu d'influence sur les contraintes générées à ce niveau de l'assemblage.

Après application du chargement extérieur, on observe que les contraintes de traction longitudinales maximales sont enregistrées pour les faibles précontraintes, et ce pour les deux épaisseurs serrées. Là aussi, on constate une différence avec la Figure A1. 2. Les contraintes de traction longitudinales mesurées, pour la configuration d'assemblage sous forte précontrainte à et forte épaisseur, ont tendance à devenir proches de celles enregistrées de celles à faible précontrainte. On suppose une perte de l'efficacité du serrage sur ce chemin pour les fortes épaisseurs.

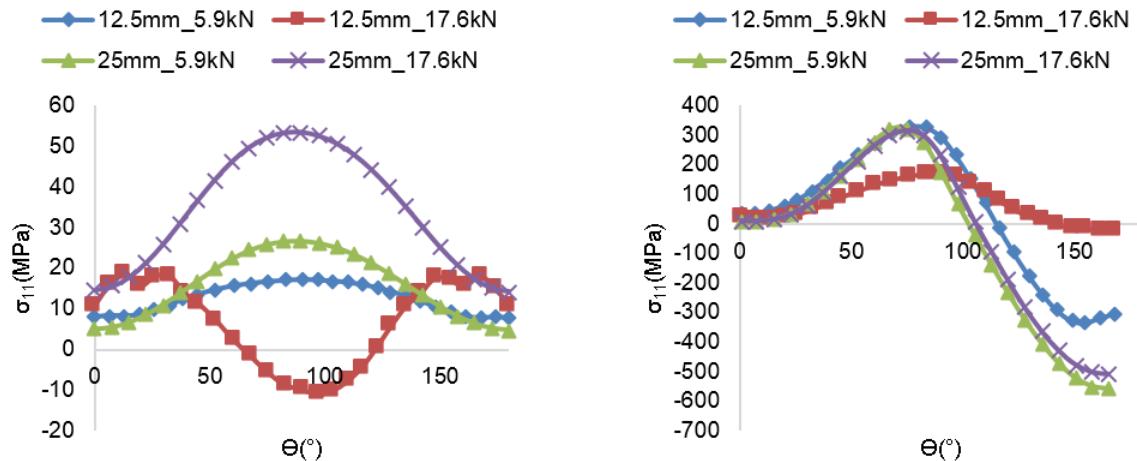
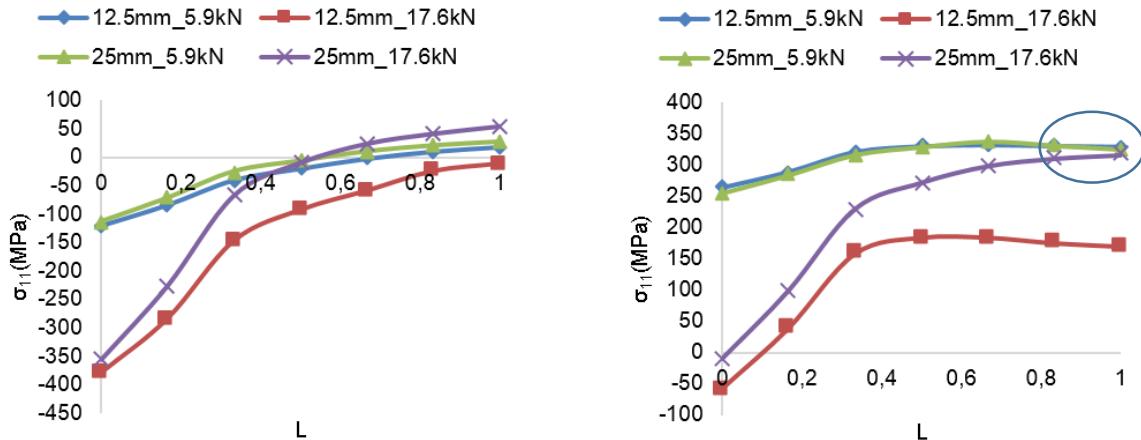


Figure A1. 4 : Evolution des contraintes σ_{11} suivant le chemin PC_i en fonction de la précontrainte et de l'épaisseur : phase de la précontrainte (à gauche) et du chargement extérieur (à droite)

La Figure A1. 4 représente l'évolution des contraintes σ_{11} le long du chemin PC_i pour les deux niveaux de précontrainte et les deux épaisseurs serrées décrites précédemment. Sur ce chemin circonférentiel inférieur, les contraintes de compression longitudinales sont enregistrées uniquement pour l'épaisseur de 12,5mm, à forte précontrainte et pour un angle $65^{\circ} \leq \theta \leq 120^{\circ}$. Pour toutes les autres configurations, on observe un état initial composé de contraintes de traction longitudinales, avec des amplitudes plus ou moins marquées en fonction de la précontrainte et de l'épaisseur. La distribution est en opposition avec celle donnée dans la Figure A1. 2, pour laquelle la précontrainte jouait un rôle majeur dans la magnitude des contraintes de compressions longitudinales enregistrées. Sur cette figure, on observe que le comportement de l'épaisseur est prépondérant sur l'effet de la précontrainte introduite initialement.

Après application du chargement extérieur, on observe que les contraintes de traction longitudinales maximales sont enregistrées pour les faibles précontraintes, et ce pour les deux épaisseurs serrées, mais aussi pour l'assemblage à forte précontrainte et à forte épaisseur.

L'hypothèse de perte de l'efficacité du serrage sur les fortes épaisseurs observées sur la Figure A1. 3 est donc confirmée sur ce chemin.



Comme détaillé à la section précédente, on s'intéressera aux contraintes longitudinales de traction sur les chemins PC_s , PC_m , PC_i et PA suite à la phase de prétension et d'interférence, puis la phase de chargement extérieur, considérée égal à 100MPa et calculée sur la section nette de l'éprouvette.

- Assemblage d'épaisseur 12,5mm :

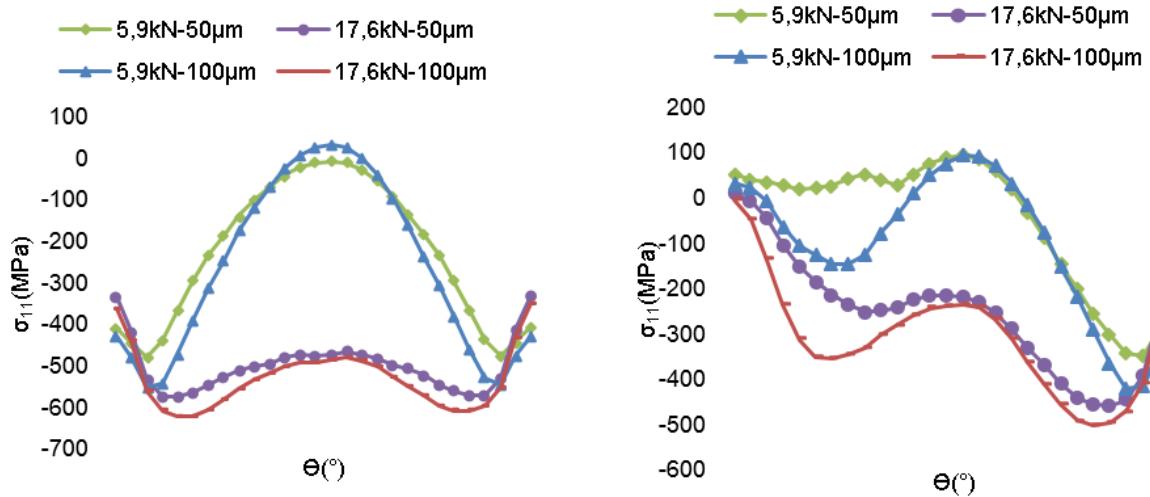


Figure A1. 6 : Evolution des contraintes σ_{11} suivant le chemin PC_s en fonction de la précontrainte et de l'interférence : phase de la précontrainte (à gauche) et du chargement extérieur (à droite)

La Figure A1. 6 indique l'évolution des contraintes σ_{11} le long du chemin PC_s pour les deux niveaux de précontrainte et les deux ajustements avec interférence, on note que les contraintes de compression longitudinales sont plus importantes pour une précontrainte de 17,6kN. Pour une même précontrainte, on observe une légère différence de la distribution des contraintes en fonction de l'ajustement radial. Les contraintes de compression longitudinale présentent une magnitude légèrement plus importante pour l'ajustement de $-100\mu\text{m}$ pour les angles $\theta \leq 70^\circ$ et $\theta \geq 110^\circ$, et ce, pour les 2 niveaux de précontrainte appliqués. A l'inverse, pour des valeurs de $70^\circ \leq \theta \leq 110^\circ$, la magnitude des contraintes de compression, pour l'ajustement de $-100\mu\text{m}$, est légèrement plus importante ou égale que celle de $-50\mu\text{m}$.

Après application du chargement extérieur, on observe que les contraintes de traction longitudinales maximales sont enregistrées pour les faibles précontraintes, pour les deux niveaux d'interférence considérés. A l'inverse, le chargement appliqué ne génère pas de concentration de contrainte au niveau du point A pour les fortes précontraintes. Néanmoins, les contraintes de traction longitudinale générées pour toutes les configurations ne dépassent pas 100MPa sur tout le chemin de mesure, ce qui indique l'efficacité des deux procédés sur ce chemin de mesure.

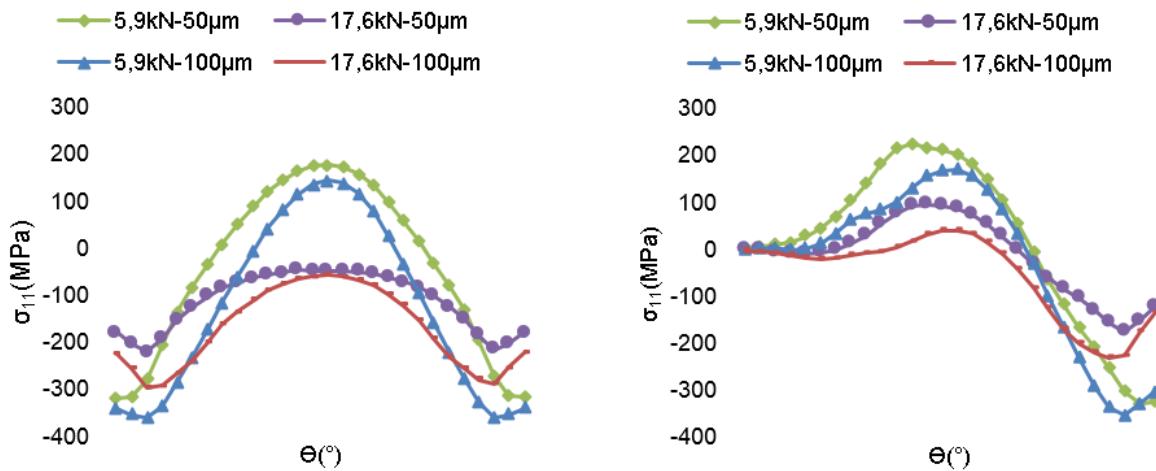


Figure A1. 7 : Evolution des contraintes σ_{11} suivant le chemin PC_m en fonction de la précontrainte et de l'interférence : phase de la précontrainte (à gauche) et du chargement extérieur (à droite)

La Figure A1. 7 représente l'évolution des contraintes σ_{11} le long du chemin PC_m pour les deux niveaux de précontrainte et les deux ajustements avec interférence définis précédemment. Sur ce chemin circonférentiel médian, les contraintes de compression longitudinales sont enregistrées sur tout le chemin pour les assemblages à forte prétraction. Il en est de même pour les assemblages à faible prétraction pour des angles $\theta \leq 30^\circ$ et $\theta \geq 150^\circ$. Pour des valeurs de $30^\circ \leq \theta \leq 150^\circ$, on observe des contraintes de traction longitudinales, de magnitude quasiment similaire, pour les assemblages à faible interférence.

Après application du chargement extérieur, on observe que les contraintes de traction longitudinales maximales sont enregistrées pour les faibles précontraintes, et ce pour les deux niveaux d'interférence considérés. Dans cet exemple, on suppose que la précontrainte a une influence prépondérante sur la tenue de l'assemblage comparé à l'interférence.

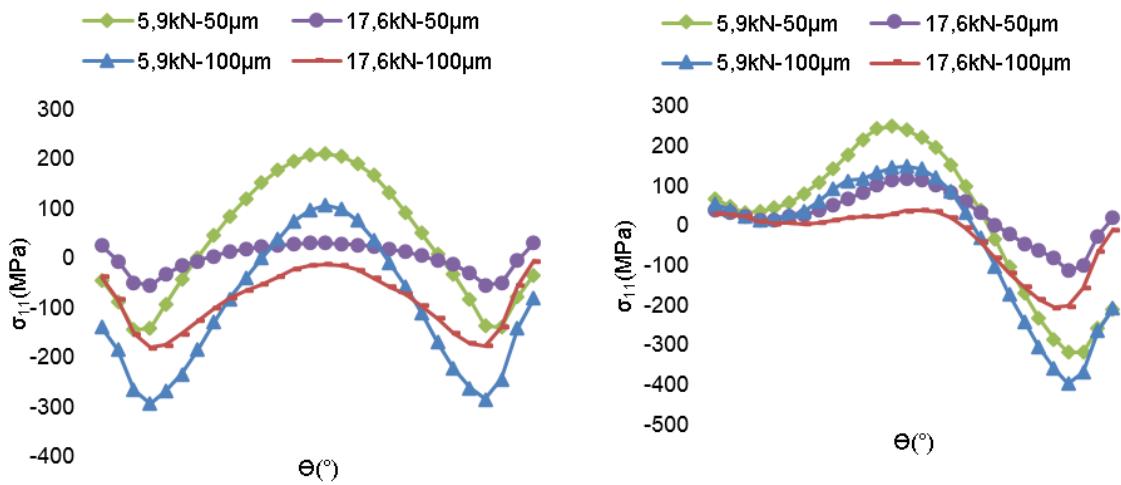


Figure A1. 8 : Evolution des contraintes σ_{11} suivant le chemin PC_i en fonction de la précontrainte et de l'interférence : phase de la précontrainte (à gauche) et du chargement extérieur (à droite)

La Figure A1. 8 représente l'évolution des contraintes σ_{11} le long du chemin PC_i pour les deux niveaux de précontrainte et les deux ajustements avec interférence définis précédemment. Sur ce chemin circonférentiel inférieur, les contraintes de compression longitudinales sont enregistrées sur tout le chemin pour les assemblages à forte prétension, avec une magnitude plus importante pour les assemblages à forte interférence. De la même manière, les assemblages à faible prétension pour des angles angles $\theta \leq 30^\circ$ et $\theta \geq 150^\circ$ présentent des contraintes de compression plus importantes pour le niveau d'interférence important, à l'inverse, pour des valeurs de θ autour de 90° , on observe des contraintes de traction longitudinales, de magnitude plus importante pour les assemblages à faibles interférences.

Après application du chargement extérieur, Les contraintes de traction longitudinales maximales sont enregistrées pour les faibles précontraintes, et ce pour les deux niveaux d'interférence considérés. Dans cet exemple, on peut supposer que la précontrainte a un effet prépondérant sur la tenue de l'assemblage comparé à l'interférence.

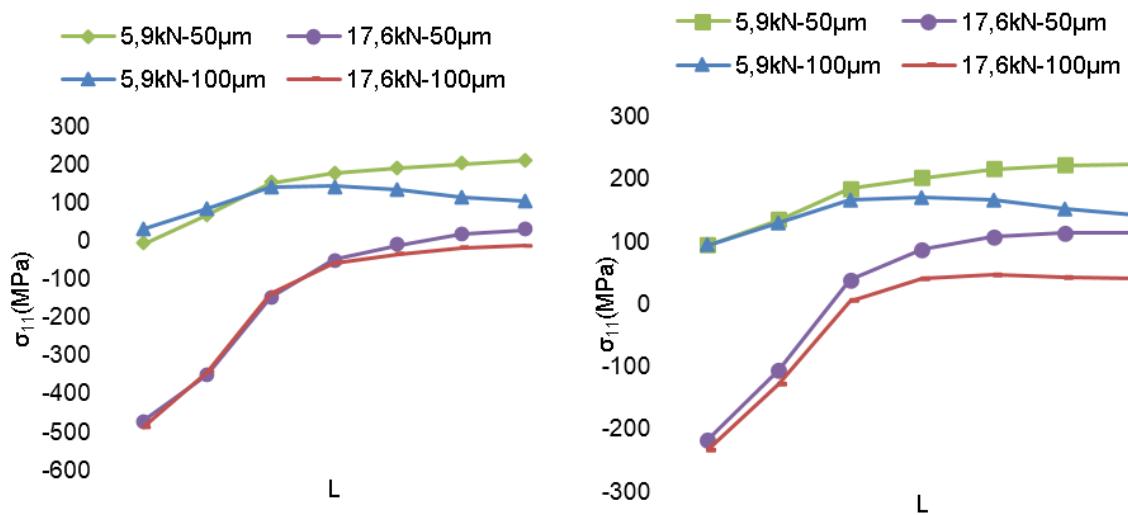


Figure A1. 9 : Evolution des contraintes σ_{11} suivant le chemin PA en fonction de la précontrainte et de l'interférence : phase de la précontrainte (à gauche) et du chargement extérieur (à droite)

La Figure A1. 9 représente l'évolution des contraintes σ_{11} le long du chemin PA pour les deux niveaux de précontrainte et les deux interférences décrites précédemment. Elle reprend les observations décrites précédemment, pour la ligne axiale passant par le point A suivant l'épaisseur de la plaque. On note que sur ce chemin axial, aucune perte de l'efficacité de serrage n'est constatée, pour les configurations d'assemblages considérées. Néanmoins, on peut observer que la précontrainte est plus efficace que l'interférence sur tous les chemins critiques décrits auparavant. Les simulations réalisées indiquent que pour cette faible épaisseur, appliquer une interférence plus importante permet d'apporter un gain moindre que celui apporté par la prétension.

- Assemblage d'épaisseur 25,4mm

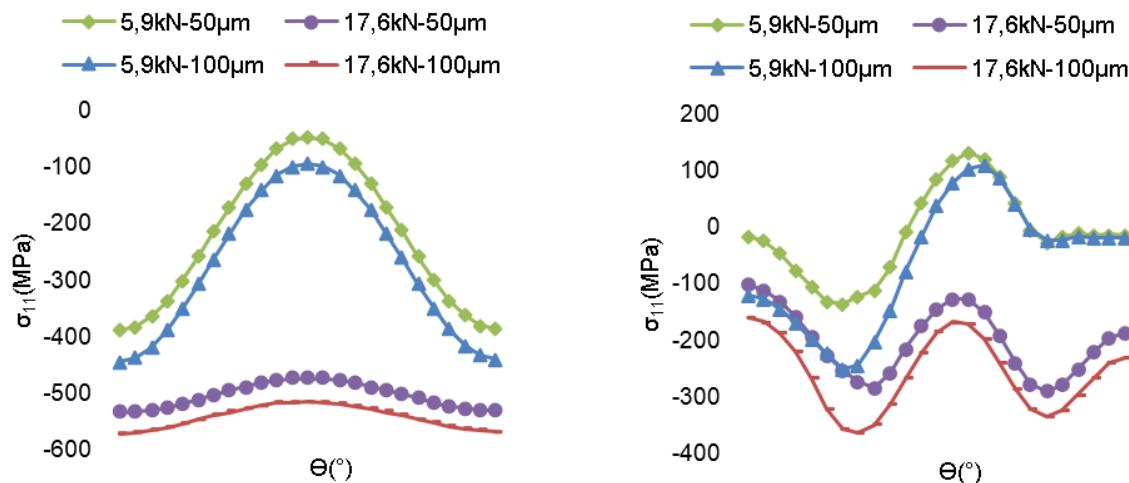


Figure A1. 10 : Evolution des contraintes σ_{11} suivant le chemin PC_s en fonction de la précontrainte et de l'interférence : phase de la précontrainte (à gauche) et du chargement extérieur (à droite)

La Figure A1. 10 indique l'évolution des contraintes σ_{11} le long du chemin PC_s pour les deux niveaux de précontrainte et les deux ajustements avec interférence, on note que les contraintes de compression longitudinales sont plus importantes pour une précontrainte de 17,6kN. Pour une même précontrainte, on observe une légère différence de la distribution des contraintes en fonction de l'ajustement radial. Les contraintes de compression longitudinale présentent une magnitude légèrement plus importante pour l'ajustement de -100μm et ce pour les 2 niveaux de précontrainte appliqués.

Après application du chargement extérieur, Les contraintes de traction longitudinales maximales sont enregistrées pour les faibles précontraintes, et ce pour les deux niveaux d'interférence considérés. A l'inverse, le chargement appliqué ne génère pas de concentration de contrainte au niveau du point A pour les fortes précontraintes. Les contraintes de traction longitudinale générées pour toutes les configurations ne dépassent pas 100MPa sur tout le chemin de mesure, ce qui indique l'efficacité des deux procédés sur ce chemin de mesure.

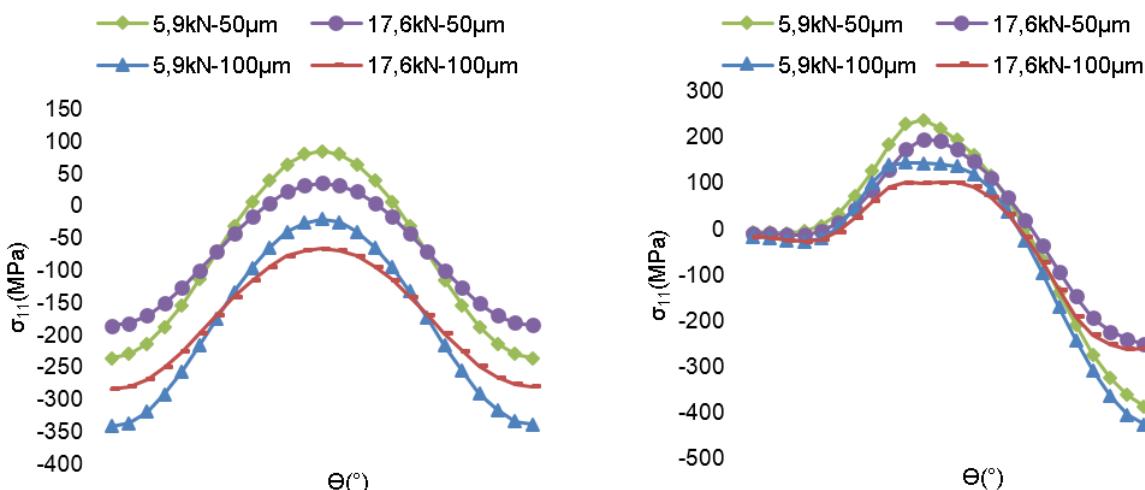
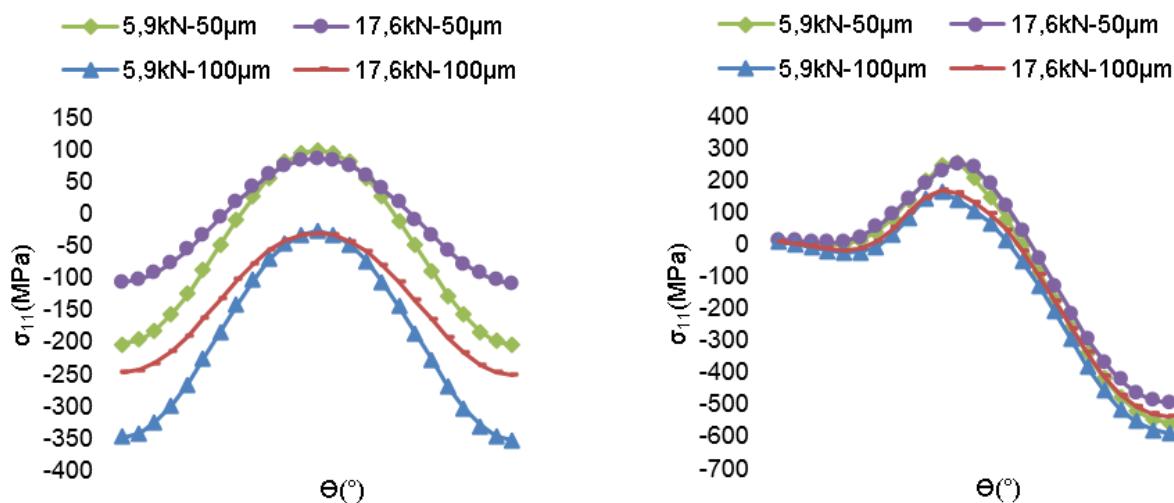


Figure A1. 11 : Evolution des contraintes σ_{11} suivant le chemin PC_m en fonction de la précontrainte et de l'interférence : phase de la précontrainte (à gauche) et du chargement extérieur (à droite)

La Figure A1. 11 présente l'évolution des contraintes σ_{11} le long du chemin PC_m pour les deux niveaux de précontrainte et les deux ajustements avec interférence définis précédemment. Sur ce chemin circonférentiel médian, les contraintes de compression longitudinales sont enregistrées sur tout le chemin pour les assemblages à forte interférence, de même que pour les assemblages à faible interférence pour des angles $\theta \leq 70^\circ$ et $\theta \geq 110^\circ$. A l'inverse, pour des valeurs de $70^\circ \leq \theta \leq 110^\circ$, on observe des contraintes de traction longitudinales, de magnitude quasiment similaire pour les assemblages à faible précontrainte.

Après application du chargement extérieur, on observe que les contraintes de traction longitudinales maximales sont enregistrées pour les faibles interférences, et ce pour les deux niveaux de précontrainte considérés. Dans cet exemple, on peut supposer que l'interférence a un effet prépondérant sur la tenue de l'assemblage comparé à la précontrainte.



La Figure A1. 12 schématisise l'évolution des contraintes σ_{11} le long du chemin PC_i pour les deux niveaux de précontrainte et les deux ajustements avec interférence définis précédemment, on note que sur ce chemin circonférentiel inférieur, les contraintes de compression longitudinales sont enregistrées sur tout le chemin pour les assemblages à forte interférence, avec une magnitude plus importante pour les assemblages à faible précontrainte. De la même manière, les assemblages à faible interférence pour des angles $\theta \leq 65^\circ$ et $\theta \geq 115^\circ$ présentent des contraintes de compression plus importantes pour le niveau d'interférence important, à l'inverse, pour des valeurs de $65^\circ \leq \theta \leq 115^\circ$, on observe des contraintes de traction longitudinale, de magnitude quasi similaire pour les deux niveaux de précontrainte.

Après application du chargement extérieur, on observe que les contraintes de traction longitudinale maximales sont enregistrées pour les faibles interférences, et ce pour les deux niveaux de précontrainte considérés. Dans cet exemple, on peut supposer que l'interférence a un effet prépondérant sur la tenue de l'assemblage comparé à la précontrainte.

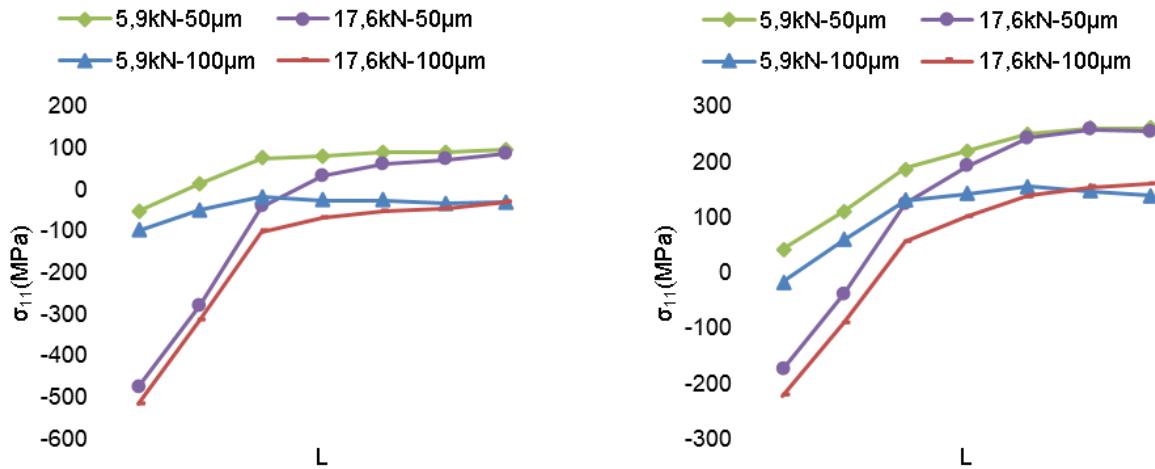


Figure A1. 13 : Evolution des contraintes σ_{11} suivant le chemin PA en fonction de la précontrainte et de l'interférence : phase de la précontrainte (à gauche) et du chargement extérieur (à droite)

La Figure A1. 13 représente l'évolution des contraintes σ_{11} le long du chemin PA pour les deux niveaux de précontrainte et les deux interférences décrits précédemment et résume ainsi les observations décrites précédemment, pour la ligne axiale passant par le point A suivant l'épaisseur de la plaque. On note que sur ce chemin axial, la perte de l'efficacité de serrage est constatée pour les configurations d'assemblages à 17,6kN et -50μm d'interférence. On remarque que, à l'inverse de l'épaisseur considéré précédemment, l'interférence est plus efficace que la précontrainte sur tous les chemins critiques décrits auparavant. Les simulations réalisées indiquent que pour cette forte épaisseur, appliquer une précontrainte plus importante permet d'apporter un gain moindre que celui apporté par l'interférence.

Annexe 2

Afin de permettre le serrage à une pré-tension contrôlée, un moyen de serrage basé sur la technique du serrage itératif a été utilisé pour l'ensemble des essais présentés dans ce travail de thèse (voir figure 4.1). Ce système est breveté sous le nom du procédé CIANDAR [Cia1]. Comme brièvement expliqué dans le chapitre 4, le principe du serrage itératif consiste à appliquer une succession de serrages et de desserrages pour s'affranchir de la valeur du couple généré par frottement entre les surfaces en contact (écrou/plaque, vis/plaque et vis/écrou). Une fois le couple de plaque dépassé (accommodation des jeux mécaniques et géométriques de contact), la relation couple tension est linéaire [Bic1]. L'exploration de la courbe linéaire en serrage-desserrage permet de calculer les coefficients de frottement de manière plus précise et d'estimer les valeurs de tension de manière graduelle continue (correction d'erreurs résiduelle). L'opération d'assemblage étant réalisée dans le domaine élastique des éléments composant la liaison, l'énergie utile accumulée dans l'assemblage suite au vissage « utile » est donnée par l'équation (A2.1).

$$Eu = (F_0 \delta L)/2 = \pi C_u \delta L/p \quad (\text{A2.1})$$

Avec $\delta L = L_f - L_i$

La différence de longueur entre la fixation serrée à la pré-tension F_0 et la fixation à l'état libre et p étant le pas de la fixation (voir Figure A2. 1).

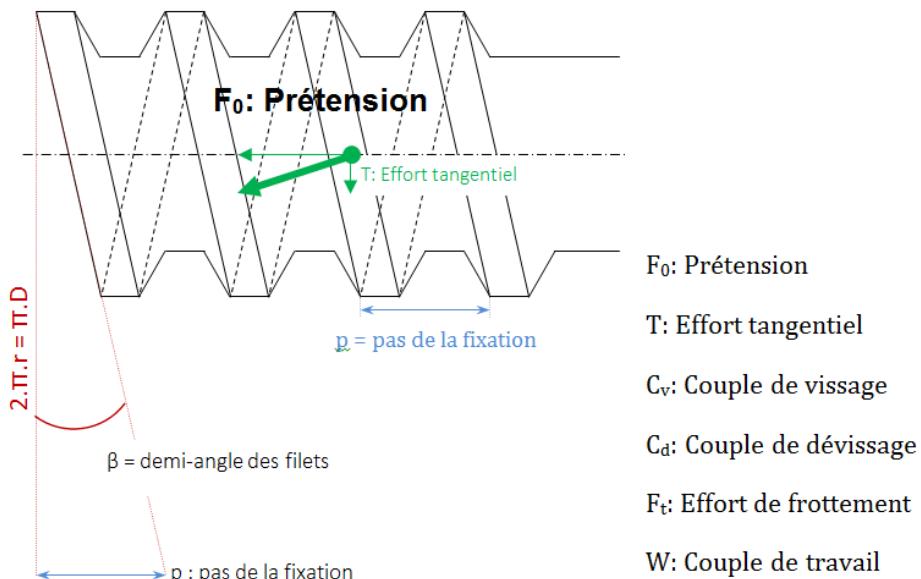


Figure A2. 1 : Notations utilisée

Cette énergie ne représente qu'une fraction de l'énergie totale appliquée et ne tient pas en

compte des énergies consommées pour vaincre le frottement aux interfaces vis/écrou (notée $Efi1$), écrou/plaque (notée $Efi2$) et vis/plaque (notée $Efi3$). L'énergie totale nécessaire durant l'opération de vissage est donnée par L'équation (A2.2) :

$$Ev = Eu + Efi1 + Efi2 + Efi3 \quad (\text{A2.2})$$

Le modèle théorique de serrage itératif, décrit dans [Cia1] consiste à supposer que l'énergie dissipée par frottement pendant le visage est équivalente à celle dissipée pendant le dévissage, vu que les surfaces en contact sont les mêmes pendant ces 2 opérations. Ainsi, en dévissage, l'énergie totale restituée est donnée par L'équation (A2.3) :

$$Ed = -Eu + Efi1 + Efi2 + Efi3 \quad (\text{A2.3})$$

La combinaison de l'équation (A2.2) et (A2.3) permet de déterminer la relation entre l'énergie utile et les énergies de vissage et de dévissage, comme indiqué dans l'équation (A2.4) :

$$Eu = \frac{(Ev - Ed)}{2} \quad (\text{A2.4})$$

En dérivant l'équation (A2.4), on obtient que la puissance utile (transformée en tension F_0) est égale à la moitié de la différence entre la puissance délivrée au vissage et la puissance appliquée au dévissage. En supposant une vitesse de rotation identique lors du vissage et du dévissage, on peut déduire la relation entre les couples, définie dans l'équation (A2.5) :

$$Cu = \frac{(Cv - Cd)}{2} \quad (\text{A2.5})$$

En combinant l'équation (A2.5) et (A2.1), on obtient la relation (A2.6) permettant de lier la tension requise F_0 aux couples appliqués au serrage et au desserrage via une constante géométrique directement liée au pas de la fixation :

$$F_0 = \frac{\pi(Cv - Cd)}{p} \quad (\text{A2.6})$$

Résumé

La maîtrise de la prétension revêt d'une grande importance pour garantir la tenue mécanique des assemblages boulonnés, et ce quel que soit le mode de sollicitations auquel ils sont soumis. En particulier, pour les chargements transverses et sous sollicitations de fatigue, un niveau de prétension insuffisant ne permet pas d'exploiter la capacité de transfert d'effort des interfaces entre pièces assemblées. Un niveau de prétension très important n'est pas souhaitable non plus, car cela génère des phénomènes de fatigue de contact ou de matage excessif sous tête qui ont un effet néfaste sur la durée de vie des assemblages et des structures aéronautiques. Le serrage contrôlé des fixations permet ainsi de produire et de maintenir un équilibre entre les modes de transfert d'effort, permettant ainsi d'exploiter pleinement leur potentiel et obtenir une tenue optimale de l'assemblage. L'objectif de ce travail est d'apporter une contribution à la compréhension et à l'exploitation des assemblages boulonnés à serrage contrôlé. Une approche hybride a été adoptée afin de démontrer l'effet bénéfique d'une prétension contrôlée. La modélisation numérique a permis de comprendre les mécanismes de transfert d'effort et de prédire la tenue mécanique des assemblages aéronautiques de façon satisfaisante. La démarche expérimentale a été exclusivement basée sur des techniques dites de serrages alternatifs. L'objectif est d'avoir une faible incertitude sur la valeur de la précontrainte installée, permettant d'évaluer la performance mécanique des assemblages boulonnés. La tenue en fatigue des assemblages boulonnés, travaillant en matage-cisaillement, est largement améliorée grâce à l'application d'une précontrainte précise. La maîtrise des paramètres intrinsèques au maintien de la force axiale de serrage tel que la nature de l'interface entre pièces assemblées, la rigidité des fixations et la nature de l'ajustement, permet également d'esquisser un potentiel d'optimisation non négligeable des assemblages boulonnés.

Mots Clés : assemblage boulonné – approche expérimentale – simulation numérique- fatigue des assemblages – prétension contrôlée - serrage alternatif.

Abstract

Axial preload is a fundamental parameter that needs to be correctly mastered in order to ensure the mechanical strength of bolted joints. In the case of bolted shear joints under fatigue solicitations, a low preload does not allow to exploit the load carrying capacity of the friction interfaces. A high preload is undesirable as it can generate fretting fatigue phenomena or excessive under head contact pressure that may lead to decrease fatigue lives of aeronautical joints and structures. Controlled preload application generates and maintains equilibrium of load transfer mechanisms, inducing a full use of their potential and leading to an optimal fatigue life of the joint. This study focuses on aeronautical preloaded joints with the objective of understanding the effects of controlled preload over the mechanics of shear joints and exploiting the contribution of preload to enhance their fatigue lives. For this purpose, a hybrid approach has been adopted to demonstrate the beneficial effect of controlled preload. Numerical modelling has been carried out to better understand the preload influence but also to predict the mechanical strength of bolted joints. The experimental database has been generated using exclusively alternative tightening techniques, in order to reduce the scatter on final preload and therefore evaluate the effect of controlled preload in a more accurate way. The fatigue strength of bolted shear joints has been significantly improved for most of tested configurations due to the application of accurate axial preload. The effects of many other parameters, as the nature of interface, the stiffness of fasteners or the radial adjustment has also been assessed and permits to identify an additional potential optimization of bolted joints.

Keywords: Bolted joints – experimental behavior – numerical simulation – fatigue of assemblies – controlled preload – alternative tightening techniques.