



THÈSE

En vue de l'obtention du

DOCTORAT DE L'UNIVERSITÉ DE TOULOUSE

Délivré par l'Institut National des Sciences appliquées de Toulouse
Discipline ou spécialité : Génie Mécanique.

Présentée et soutenue par Naoufel NEFISSI

Le 24 Septembre 2012

Titre : Modélisation et mesure des efforts axiaux le long d'une fixation montée avec interférence. Application aux structures aéronautiques

Jury

M. DAIDIE Alain, Professeur - INSA de Toulouse	Président
M. DAMMAK Maher, Professeur - IPEIS, Sfax	Rapporteur
M. IMAD Abdelatif, Professeur - Université de Lille	Rapporteur
M. ZGHAL Ali, Professeur - ESST, Tunis	Examineur
M. SARTOR Marc, Professeur - INSA de Toulouse	Directeur de thèse
M. PAREDES Manuel, Maître de Conférences HdR - INSA de Toulouse	Co-Directeur de thèse
Mme MORGUE Patricia, Ingénieur - Airbus	Invitée

Ecole doctorale : MEGeP

Unité de recherche : Institut Clément Ader

« Il est vrai que l'on ne peut trouver la pierre philosophale,
mais il est bon qu'on la cherche »

Bernard Le Bovier de Fontenelle

Remerciements

Au moment de mettre un point final à ce mémoire, je tiens à remercier toutes celles et ceux qui m'ont accompagné au fil de ces années de thèse. L'exercice n'est pas solitaire et ce sont de nombreuses personnes que je me dois de remercier.

Je remercie mon directeur de thèse, Monsieur Marc SARTOR, pour sa bienveillante supervision.

Je tiens à remercier également Monsieur Manuel PAREDES, mon Co-Directeur de thèse, la complémentarité et l'excellence scientifique de l'encadrement qu'il m'a offert participent pour beaucoup à la qualité du travail présenté dans ce mémoire. J'ai énormément appris à son contact.

Je remercie tout particulièrement Monsieur Ali ZGHAL à qui je dois beaucoup.

Cette thèse ayant été effectuée dans le cadre d'un projet collaboratif avec AIRBUS, je tiens à remercier Madame Patricia MORGUE pour m'avoir permis de découvrir pleinement le monde de l'aéronautique.

J'ai une pensée toute particulière pour le président de ce jury, Monsieur Alain DAIDIE.

Je dédie ce mémoire à mes parents, Ali et Majida, mes frères Anis et Ilyes ainsi que ma sœur Souhir.

Pour finir, comment ne pas remercier ma femme Rim qui m'a soutenu, supporté (et parfois peut-être même porté) au cours de ces années de thèse. Merci mes petits *coucous* Aرسالène et Chehinez, sources d'inspiration et d'espoir.

Résumé : *Les assemblages à base de fixations montées avec interférence et prétension sont largement utilisés dans le domaine de la construction aéronautique, notamment dans les zones structurales fortement chargées et soumises à des sollicitations de fatigue. Les performances de ces assemblages sont sensibles à de nombreux paramètres liés à la géométrie et aux matériaux mis en jeu. Pour optimiser la qualité de ces liaisons et atteindre les gains de durée de vie attendus, il est important de disposer de modèles à la fois rapides et fiables qui permettent, dès la phase de conception, d'évaluer l'influence des paramètres d'entrée sur les efforts caractéristiques de l'assemblage. Les travaux s'attachent, dans un premier temps, en s'appuyant sur une modélisation par éléments finis très détaillée du processus d'assemblage, à bien identifier les phénomènes mécaniques les plus caractéristiques des liaisons étudiées. Une approche analytique de premier niveau est ensuite développée. Elle conduit à un modèle d'estimation des efforts et de contraintes présentes dans les pièces assemblées qui produit des résultats très voisins de ceux obtenus avec le modèle de référence. Un modèle numérique dédié, basé sur des éléments finis axisymétriques et codé sous Matlab, est ensuite proposé. Il est apte à évaluer l'influence des variations des paramètres le long de l'interface entre les pièces tout en considérant les effets de bords. Une étude expérimentale basée sur une instrumentation de l'assemblage avec des fibres optiques à réseaux de Bragg est présentée. Les corrélations entre les résultats expérimentaux et ceux issus des modélisations sont très satisfaisantes.*

Mots clés : *Assemblage avec interférence, conception préliminaire, modèles épurés, FORB, aéronautique*

Title: *Experimental study and modelling of axial loads in interference fit fasteners with focus on aircraft structures.*

Abstract: *Assemblies based on interference fit fastener and preload are widely used in the field of aircraft construction, especially on structures heavily loaded and subjected to fatigue stresses. The performances of these assemblies are sensitive to many parameters related to the geometry and to the constitutive materials. To improve the quality of these assemblies and achieve the lifetime gains expected, it is important to use, from the early design phase, fast and reliable models in order to evaluate the influence of input parameters on the most significant efforts that take place around the fastener. In a preliminary phase, the work focuses on clearly identifying the mechanical phenomena characterizing the behavior of the mechanical connections under study, using a very detailed finite element reference model of the assembly process. An analytical approach is then developed. It leads to a first level model for estimating loads and stresses in the*

assembled parts. This simple model produces results very similar to those obtained with the reference model. A dedicated numerical model, based on axisymmetric finite elements and developed using Matlab code, is also proposed. It is able to evaluate the influence of parameter variations along the interface between the parts while considering the side effects. An experimental study based on an assembly instrumented with Fiber Bragg Gratings is presented. The correlations between the experimental results and those from the models are very satisfactory.

Keywords: *Interference fit fastener, preliminary design, modeling, FBG, aeronautics.*

Laboratoire d'accueil : Institut Clément Ader, 135 avenue de Rangueil, 31077 Toulouse, France, www.institut-clement-ader.org

Sommaire

1. INTRODUCTION.....	9
2. ETUDE BIBLIOGRAPHIQUE	15
2.1 Contexte du travail	15
2.2 Etude des assemblages avec interférence.....	17
2.3 Etude des fixations sans interférence	24
2.4 Techniques de mesure adaptées.....	24
2.4.1 Description du fonctionnement des fibres optiques à réseaux de Bragg	25
2.4.2 Mesure d'un gradient de déformation	27
2.5 Orientation des travaux.....	27
3. MODELES POUR LE CALCUL RAPIDE DES PERTES DE PRETENSION	29
3.1 Introduction	29
3.2 Modèle EF 2D de référence.....	29
3.2.1 Introduction	29
3.2.2 Bases de simulation	29
3.2.3 Simulation implicite ou explicite ?	31
3.2.4 Maillage.....	32
3.2.5 Analyse de la phase d'introduction.....	37
3.2.6 Analyse des phénomènes influents en vue de la préparation d'un modèle analytique performant	38
3.3 Modèle analytique	40
3.3.1 Introduction	41
3.3.2 Modèle analytique simplifié	41
3.3.3 Mise en place du modèle tranche.....	43
3.3.4 Illustration des résultats obtenus.....	45
3.3.5 Evaluation des performances	47
3.4 Modèle numérique dédié, à base d'éléments finis 2D-axisymétriques	49
3.4.1 Introduction	49
3.4.2 Données utiles à la définition du modèle	49
3.4.3 Bases du modèle éléments finis	52
3.4.4 Conditions aux limites	53
3.4.5 Formulation et technique de résolution utilisées.....	54
3.4.6 Illustration des résultats obtenus.....	58
3.4.7 Validation du code par comparaison à un code commercial	61
3.4.8 Evaluation des performances	64
3.5 Conclusion.....	68
4. ETUDES DE SENSIBILITE.....	69
4.1 Introduction	69
4.2 Sensibilité aux paramètres principaux	70
4.3 Exploitation du modèle et des sensibilités en phase de conception.....	74
4.4 Sensibilité à la variation axiale de l'interférence.....	75
4.5 Sensibilité à la variation axiale du frottement.....	80
4.6 Conclusion.....	83
5. ETUDE DE FAISABILITE DE L'INSTRUMENTATION DES FIXATIONS PAR FORB	85
5.1 Contexte du travail	85
5.1.1 Introduction	85
5.1.2 Adaptation à notre problématique : mesure d'un gradient de déformation	85
5.2 Travaux de faisabilité et d'étalonnage	85
5.2.1 Présentation des essais.....	85
5.2.2 Extrait des résultats obtenus	89
5.2.3 Conclusion sur les essais de faisabilité : technique retenue	93
5.2.4 Essai de préparation sur éprouvette cylindrique	93
5.3 Campagne d'essais complète : essais de référence	95
5.3.1 Description des essais.....	95
5.3.2 Principaux résultats.....	97

5.4. Utilisation du modèle dédié 2D-Axisymétrique pour identifier l'interférence et le frottement par optimisation.....	101
5.5. Conclusions.....	103
6. CONCLUSIONS ET PERSPECTIVES.....	105
7. RÉFÉRENCES BIBLIOGRAPHIQUES.....	107
8. ANNEXE : DETAILS DE L'ETUDE DE SENSIBILITE AVEC LE MODELE 2D-AXISYMETRIQUE DEDIE.....	111
8.1. Sensibilité à l'épaisseur des pièces.....	111
8.2 Sensibilité au diamètre extérieur des pièces.....	112
8.3 Sensibilité au module d'élasticité de la vis et de l'écrou.....	113
8.4 Sensibilité au module de Poisson de la vis et de l'écrou.....	114
8.5 Sensibilité au module d'élasticité des pièces.....	115
8.6 Sensibilité au module de Poisson des pièces.....	116

1. Introduction

Quand des structures mécaniques sont de grandes dimensions, il est souvent nécessaire, pour des raisons techniques ou économiques, de les concevoir sous la forme d'un ensemble de parties plus petites assemblées les unes aux autres. On a alors recours aux techniques d'assemblage. Celles-ci peuvent aussi être retenues pour répondre à d'autres préoccupations : construire des géométries complexes qu'il serait difficile, voire impossible, de créer à partir d'une pièce brute de départ, combiner des matériaux ayant des caractéristiques et des propriétés différentes... Opter pour un assemblage n'est pas sans conséquence car chaque technique sous-tend des contraintes et des limites qui ont une influence directe sur les propriétés de l'ensemble à construire. Par exemple, le soudage ne peut pas être envisagé sans passer par une étape où les constituants subissent des gradients thermiques importants, lesquels peuvent provoquer des déformations des pièces, et de ce fait peuvent générer des problèmes de précision difficilement maîtrisables, ou altérer les propriétés mécaniques et anticorrosives des pièces constitutives.

Les assemblages peuvent être classés en deux grandes catégories, selon que la liaison réalisée est temporaire ou permanente. Ici, les termes « temporaire » et « permanente » ne se définissent pas par rapport à une échelle de temps, mais décrivent plutôt la possibilité ou non de démonter l'ensemble, après l'avoir constitué, sans détruire la matière. Les liaisons à base d'éléments mécaniques (vis, rivets...), qui exploitent les forces de friction, sont typiques d'un assemblage temporaire, alors que le collage ou le soudage conduisent à des liaisons permanentes puisqu'il est impossible de démonter la structure finale sans altérer le joint qui lie les pièces élémentaires. D'autres critères peuvent servir à établir des classifications :

- le positionnement relatif des pièces. Chaque technique d'assemblage (collage, soudage, brasage,...) conduit intrinsèquement à un positionnement, mais le niveau de précision qu'il est possible d'atteindre et le coût induit sont très variables d'une technique à l'autre.
- la transmission des actions mécaniques. Les performances en termes d'efforts transmissibles sont fortement liées à la nature de la liaison retenue. Si on considère le ratio du poids additionnel par l'effort transmis, le soudage arrive en tête. Néanmoins, le choix d'une méthode d'assemblage est tributaire des conditions d'usage sous laquelle l'action mécanique doit être transmise : la température, la présence de liquides solvants ou corrosifs, etc.
- la continuité de matière qui permet la transmission de chaleur et de courant. Certains procédés comme le brasage ont des propriétés très intéressantes vis-à-vis de la conduction électrique et thermique. Quand les liaisons doivent être démontables, les assemblages boulonnés sont aussi très intéressants de ce point de vue. Le secteur de la microélectronique n'existerait pas si les brasages tendres ne garantissaient pas aussi une bonne conductivité électrique.
- l'étanchéité. Elle est indispensable dans de nombreuses applications, comme les réservoirs ou les chambres à vide. Alors que les différents joints permanents sont généralement étanches par nature, les joints démontables nécessitent eux la mise en œuvre de composants additionnels (mastics, garnitures).

Les exigences fonctionnelles imposées à l'assemblage, telles que la démontabilité, la conductivité, l'étanchéité, la résistance (mécaniquement et contre l'attaque chimique) et la sensibilité à la chaleur, sont donc des critères à prendre en compte dans le choix du type d'assemblage à retenir et du procédé à mettre en œuvre pour le réaliser.

Dans certains cas, comme ceux relatifs aux structures aéronautiques, une autre classe d'exigence occupe une place de première importance : la tenue des liaisons aux sollicitations de fatigue. C'est encore un domaine de recherche en mécanique de la rupture qui intéresse particulièrement les constructeurs d'aéronefs et les opérateurs de flotte.

L'un des soucis majeurs des industriels aéronautiques est l'augmentation de la durée de vie en fatigue des pièces et la satisfaction, à un prix acceptable, des attentes des clients en matière de performance et de durabilité [HUE 97]. En effet, pour être plus compétitif, il est intéressant de pouvoir diminuer les frais de maintenance et le temps d'immobilisation des appareils. Pour cela, les constructeurs favorisent l'utilisation, quand cela est possible, du concept « safe life » : ils augmentent la durée de vie des pièces assemblées par introduction de contraintes résiduelles de compression ou de tension. A ce titre, on assiste de plus en plus à l'utilisation des « assemblages avec interférence ». Cette méthode permet non seulement de ralentir la propagation des fissures mais parfois de les stopper. Généralement l'évolution des fissures par fatigue détermine la durée de vie des structures [CAL 98].

Ce mode d'assemblage contribue à limiter l'utilisation des portes de visite, lesquelles diminuent la résistance des structures des avions. Ces portes de visite sont obligatoires dans la conception « fail safe » qui nécessite des visites périodiques et une accessibilité des pièces.

Nous nous intéressons, dans le cadre de ce travail, à un assemblage démontable particulier : celui constitué à partir de **vis montées avec interférence**. Il s'agit d'une technique très utilisée en aéronautique dans les zones structurales fortement chargées et soumises à des sollicitations de fatigue (figure 1).

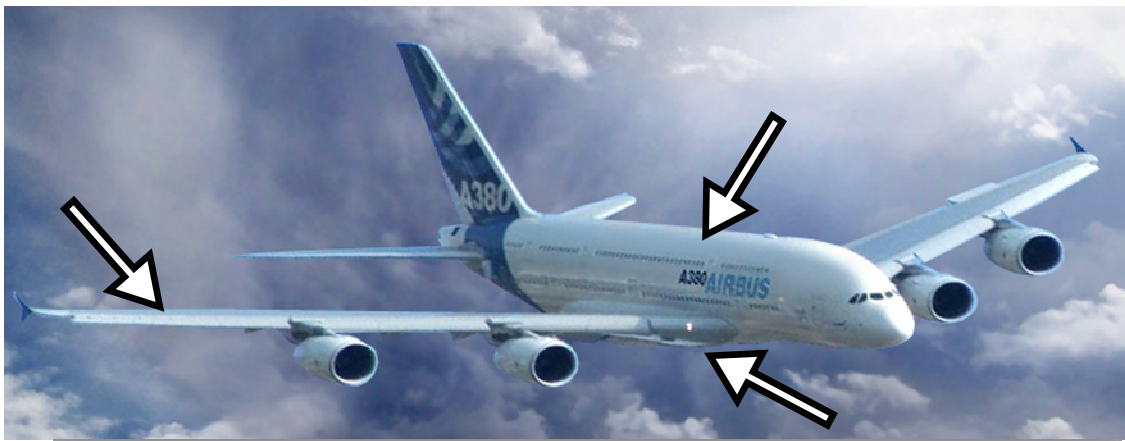


Figure 1 - Utilisation des vis montées avec interférence dans un avion

Ces fixations ont la particularité d'être montées dans des alésages dont le diamètre est inférieur à celui de la vis. Elles sont donc montées en force, soit en poussant, soit en tirant. Lorsque la vis est tirée, une queue est présente en bout de vis, sa longueur étant telle que celle-ci dépasse des pièces à assembler avant la phase d'introduction. Un outillage spécifique vient ensuite s'adapter sur l'extrémité et tire la vis au travers des pièces. La queue est ensuite cassée et l'écrou de serrage mis en place (voir figure 2).



Figure 2 - Exemple de vis et outillage associé

La mise en œuvre de ce type de fixation présente l'avantage de créer un champ de contrainte au niveau de la zone de contact vis/pièces qui est de nature à augmenter la durée de vie en fatigue de la structure. De nombreux travaux se sont attachés à quantifier, par des méthodes expérimentales ou par simulation, le gain obtenu. Mais, si la durabilité de ces liaisons avec interférence est un élément de contexte important de notre étude, il n'en constitue pas pour autant le cœur du sujet traité dans ce mémoire.

Nous nous focalisons sur une problématique opérationnelle qui se pose en phase de conception, plus particulièrement au moment des prédimensionnements, celle que doit résoudre le concepteur lorsqu'il a à définir une valeur de serrage tout en maîtrisant les effets qu'elle aura sur les composants du montage : un niveau d'interférence ayant été envisagé, dans le but d'atteindre une durée de vie requise, l'objectif est **d'évaluer l'intensité des interefforts** entre les éléments mis en jeu dans l'assemblage, i.e. les pièces, la vis et l'écrou, interefforts qui seraient obtenus à l'issue d'une opération de montage, l'effort de serrage étant donné.

Cette question est une question récurrente au moment de la conception des assemblages aéronautiques. Pour y répondre dans le cadre des phases de conception préliminaire, où il faut être très réactif, il serait bon de **disposer de modèles de calcul adaptés**, c'est-à-dire **interactifs** (capables d'apporter une réponse dans un temps très court) et offrant un bon niveau de précision (typiquement, une estimation à $\pm 5\%$ est généralement suffisante aux tous premiers stades de définition). Or, à notre connaissance, de tels modèles ne sont pas disponibles aujourd'hui pour des assemblages avec interférence. C'est ce manque qui a motivé le développement des travaux présentés dans ce mémoire, en partenariat avec un grand constructeur d'avions civils et militaires.

Nous avons donc entrepris de chercher à construire des modèles capables d'aider les concepteurs à répondre très vite à certaines questions qu'ils se posent après avoir choisi un niveau d'interférence. Elles sont très pragmatiques :

- La force qui sera générée au moment du serrage de l'écrou suffira-t-elle pour **amener la tête de la vis en contact avec son appui**, et à générer un effort de traction significatif sur la pièce à serrer ? En effet, les vis frottent le long du contact. La tension axiale dans la vis diminue donc lorsqu'on s'éloigne de l'écrou et que l'on remonte vers la tête de la vis. Pour un montage mal conçu, il pourrait arriver que le frottement latéral absorbe complètement la charge appliquée par l'écrou et que, dans un cas extrême, il reste un jeu entre la tête de vis et son appui sur la pièce à serrer. Ce type de situation est évidemment à proscrire. De forts niveaux d'interférence pourraient conduire à de telles situations.

- Quelle valeur aura la **résultante des forces normales de contact entre les deux pièces assemblées après serrage** ?

Notre objectif est donc de développer et d'évaluer des modèles de comportement d'un assemblage mettant en jeu une fixation montée avec interférence, en nous focalisant sur l'état atteint à l'issue de l'opération de serrage. Les modèles doivent permettre un traitement rapide et conduire à des résultats suffisamment précis. Ces modèles doivent savoir tenir compte des nombreux paramètres d'entrée qui définissent la liaison, comme l'illustre la figure 3.

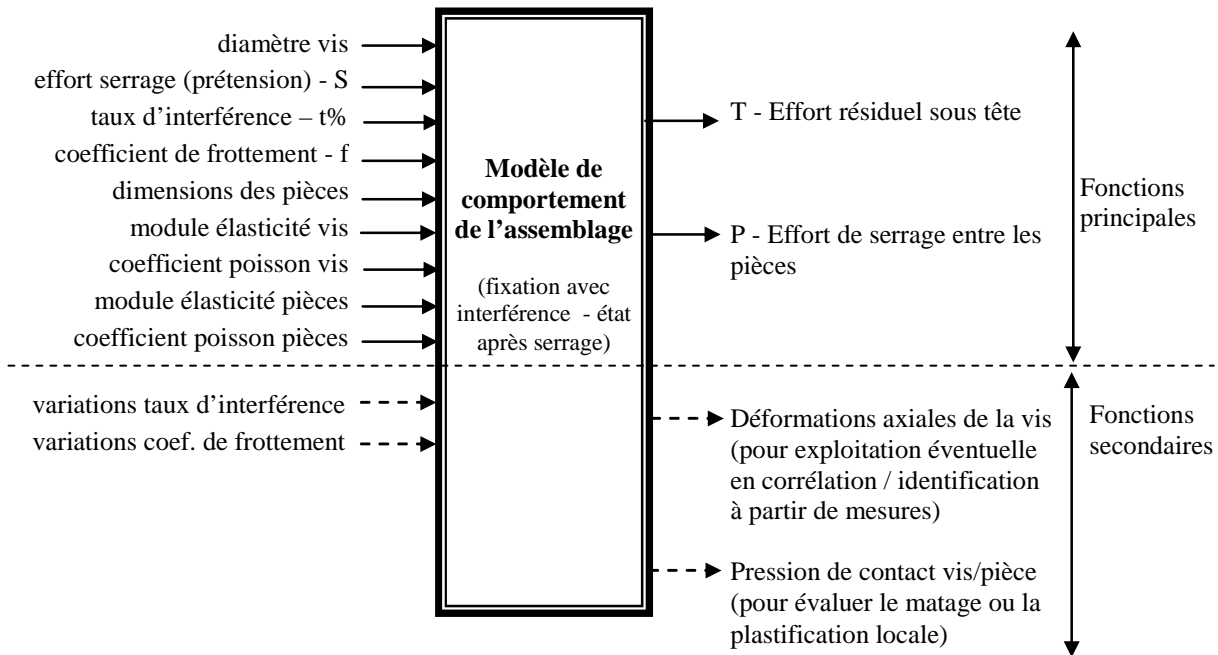


Figure 3 – Objectifs des travaux

Au-delà des fonctions principales, représentées sur la partie haute de la figure 3, qui sont de produire, à partir des paramètres caractéristiques, une estimation des efforts T (effort sous Tête) et P (effort de serrage entre les Pièces) déjà présentés, l'étude pourra s'intéresser, dans la mesure du possible, à la capacité des modèles à remplir les fonctions secondaires suivantes :

- Calculer les déformations axiales le long de la vis qui est l'information expérimentale que nous espérons pouvoir exploiter.
- Etre mis en œuvre pour évaluer l'influence relative des différents paramètres, notamment ceux qui sont d'emblée considérés comme de première importance : le taux d'interférence ($t\%$), le coefficient de frottement vis/pièces (f) et l'intensité de l'effort de serrage introduit au niveau de l'écrou (S).
- Etre mis en œuvre pour mesurer l'impact que les variations, le long de l'axe de la vis, des paramètres $t\%$ et f pourraient avoir sur les facteurs de sortie T et P. En effet, l'expérience laisse penser que l'existence de défauts de forme (alésage) ou de fluctuation des forces de frottement pourraient avoir un impact non négligeable sur T et P,
- Evaluer l'état de contrainte dans la zone de contact et en particulier la pression de contact latérale vis-pièce pour vérifier que les matériaux restent dans leur domaine élastique et qu'il n'y aura pas de matage.

Nous commencerons, dans le chapitre 2, par développer une étude bibliographique, en nous efforçant de balayer les différents thèmes qui seront abordés ensuite. Celle-ci nous a conforté

dans l'idée qu'il n'existait pas de modèle répondant directement au besoin énoncé ci-avant, et donc qu'il était louable d'essayer d'en produire.

Le chapitre 3 développera les travaux de modélisation réalisés. Après avoir introduit un modèle numérique de référence, nous présenterons deux modèles dédiés susceptibles de répondre au besoin.

Dans le chapitre 4, nous mènerons une étude de sensibilité sur tout le périmètre d'un domaine de conception tiré du secteur des applications aéronautiques, avec pour objectif d'identifier les paramètres d'entrée les plus influents sur les efforts calculés. Nous montrerons que de tels modèles peuvent, une fois intégrés dans un outil d'assistance, apporter une aide précieuse en phase de conception préliminaire. Nous exploiterons le modèle le plus précis pour analyser l'effet de certains défauts de forme et des fluctuations éventuelles du frottement.

Le chapitre 5 portera sur les mesures des déformations le long de l'axe de la vis qui seront ensuite corrélées avec les simulations numériques pour valider nos modèles.

Enfin, les conclusions et perspectives seront présentées dans le chapitre 6.

2. Etude bibliographique

2.1 Contexte du travail

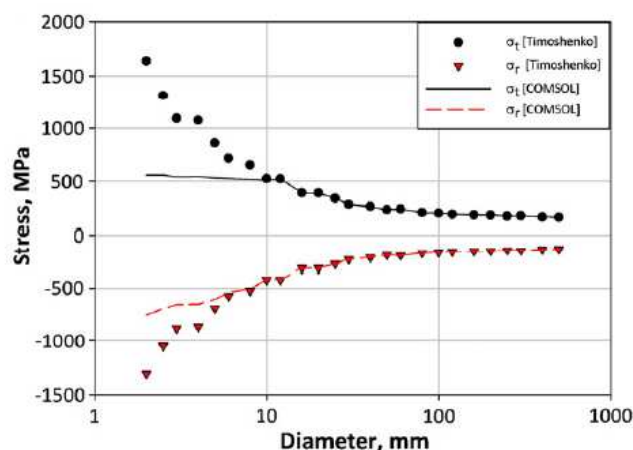
D'une manière usuelle, un frettage a pour but de réaliser uniquement par serrage la transmission d'un couple ou d'un effort axial, sans glissement entre un arbre et le moyeu qui le reçoit. Il permet de réaliser des assemblages par ajustement serré. Ces solutions sont intéressantes si l'assemblage arbre/moyeu n'est jamais démonté. En effet, démonter une frette conduit généralement à détériorer la liaison. On parle dans la littérature de deux modes de montage :

- montage à force ou emmanchement forcé réalisés à la presse ou par un dispositif équivalent. Les deux pièces sont assemblées à la même température. La réussite dépend de la précision des formes, de l'état des surfaces et du mode opératoire ;
- montage par frettage utilisé quand les assemblages exigent une certaine précision, une manipulation délicate, ou quand un montage à la presse n'est pas envisageable. Le frettage est basé sur le changement des dimensions des objets suite à une variation contrôlée de la température. On note trois cas : le frettage par contraction de l'arbre, le frettage par dilatation du logement et le frettage par combinaison des deux. La contraction ou la dilatation de l'une des pièces rend l'assemblage possible. Le serrage est obtenu dès que les deux pièces retrouvent la même température (la température ambiante). Cette technique est largement utilisée dans le domaine de la construction automobile, surtout pour les pièces de transmission [KIM 07].

Dans la suite de notre étude, nous utiliserons le mot « frettage » pour désigner, d'une manière générale, tout assemblage avec interférence, quel que soit le type de montage.

Dans tous les cas, le frettage installe une pression à l'interface de l'arbre et du moyeu. Les contraintes présentes au sein de chacune des deux pièces frettées, à n'importe quelle position radiale, peuvent être calculées en utilisant les équations basées sur la théorie des parois cylindriques épaisses, développée par Lamé et Clapeyron en 1833, puis généralisée par Timoshenko en 1956.

Des études menées par Zhang et al. [ZHA 00] sur la répartition des contraintes à l'interface d'un roulement à billes et de l'arbre support ont montré, se basant sur la méthode des éléments finis, que les équations de Lamé présentent quelques limitations, notamment aux bords de la liaison. Plus récemment, Volkan [VOL 11] a mis en évidence l'évolution de l'écart entre la contrainte maximale obtenue analytiquement par les équations de Timoshenko et celle obtenue par simulation numérique lorsqu'on se rapproche d'un bord libre (figure 4).



Maximum stress values obtained from FEM and Lamé's equation for H7/u6

Figure 4 – Contrainte maximale obtenue analytiquement et par simulation numérique [VOL 11]

Les équations utilisées sont celles qui découlent de l'étude de cylindres à paroi épaisse connectés via des ajustements serrés, d'un état de contraintes bidimensionnel, et d'un comportement purement élastique. Il est possible de s'interroger sur l'intérêt que pourrait avoir cette approche dans le cas qui nous intéresse, i.e. celui des fixations des structures aéronautiques montées avec interférence. Les effets de bord, nécessairement présents au voisinage des orifices d'entrée et de sortie des pièces, doivent se traduire par des variations de la pression dans la direction axiale, variations que cette approche, qui conduit à une pression nominale, ne peut pas évaluer.

Les variations de la pression peuvent aussi être dues à des discontinuités géométriques, comme par exemple dans le cas de deux pièces faites de matériaux différents, ou dans le cas d'un axe avec épaulement et un moyeu cannelé... D'après Gamer et al. [GAM 83], ce dernier procédé est couramment utilisé dans l'industrie surtout pour l'assemblage des petites pièces qui nécessitent une très grande précision, quand d'autres méthodes ne sont pas applicables.

Notre étude fait suite à des travaux préliminaires déjà réalisés par notre laboratoire dans le cadre d'un programme partenarial. Crouzeix et al. [CRO 04] ont étudié de manière théorique, expérimentale et par simulation, la perte de charge sous tête dans le cas d'un montage simplifié où le moyeu est un cylindre de faible épaisseur (figure 5).

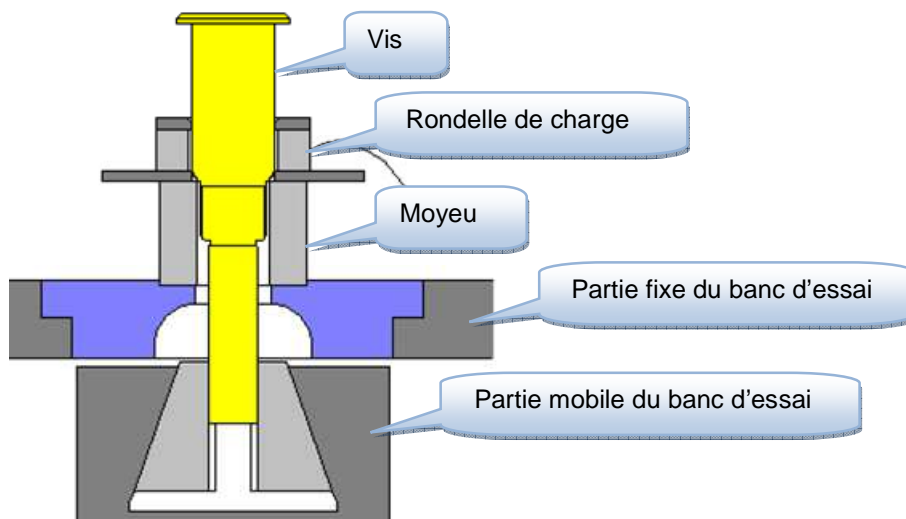


Figure 5 – Montage expérimental [CRO 04]

Ils ont montré que les approches analytiques semblent pouvoir conduire à une estimation des pertes sous tête assez performante pour envisager de les exploiter en phase de prédimensionnement. Des simulations ont permis de mettre en évidence la présence de phénomènes locaux lors de la mise en place de la vis, phénomènes différents selon qu'il s'agisse de vis à tirer ou de vis à pousser. Le dispositif expérimental utilisé n'a pas permis de mesurer la distribution de la perte de charge le long de la vis. Seules les mesures issues de la rondelle de charge sous tête ont pu être exploitées. Les résultats étant encourageants, nous avons poursuivi les travaux sur un assemblage complet (une vis et deux pièces), plus représentatif d'une application industrielle, et en évitant cette fois, si possible, de perturber l'assemblage par le dispositif de mesure (la rondelle de charge introduit une souplesse parasite). L'exploitation d'une technique de mesure permettant de s'approcher davantage de la configuration réelle des montages présents sur avion serait à préférer.

2.2 Etude des assemblages avec interférence

Historiquement, c'est depuis les années 1954 que le phénomène de fatigue des structures dans l'aéronautique a été identifié, malheureusement suite à une série d'accidents en plein vol du « De Havilland Comet », premier avion civil et commercial propulsé par des turboréacteurs et développé dès 1946.

Dès 1977, Buch [BUC 77] a étudié expérimentalement le comportement en fretting et en fatigue d'assemblages avec et sans interférence (figure 6). Il a en particulier pu mettre en évidence les niveaux de charge à partir desquels l'interférence a un effet bénéfique sur la tenue de la structure.

Dimensions (in mm) of the investigated aluminium alloy 2024-T3 lugs

d	a	c	w	K_t
10	7	5	20	2.65
30	21	15	60	2.65
10	10	10	30	3.70

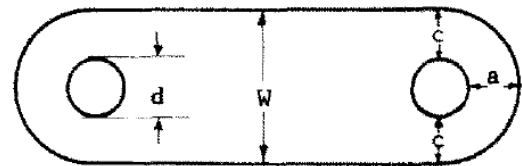


Figure 6 – Caractéristiques des éprouvettes testées par Buch

En 1993, Lam [LAM 93] a publié une étude comparative sur le comportement en fatigue de trous fissurés en exploitant soit des goupilles montées avec interférence, soit une expansion à froid. L'étude porte sur des plaques en alliage d'aluminium et des goupilles en acier. Pour réaliser l'expansion à froid, les goupilles sont tirées à travers le trou jusqu'à ce qu'elles ressortent complètement alors que pour le montage avec interférence, elles restent dans le trou.

Testing Conditions and % Interference.

Case No.	Loading Conditions				% Interference	
	R	Pmax (kN)	Pmin (kN)	2a (mm)	Interference Fit	Cold Expansion
1	0.02	25	0.5	12	-	-
2	0.02	25	0.5	12	Test 1: 5.0396 Test 2: 5.1958	Test 1: 5.0421 Test 2: 4.6757
3	0.375	40	15	12	Test 1: 5.2491 Test 2: 5.1714	5.250
4	0.02	25	0.5	18	5.1748	5.1792

Figure 7 – Conditions expérimentales de l'étude menée par Lam

Les résultats (figure 7) montrent que pour un ratio R (P_{\min} / P_{\max}) faible et une faible fissure de départ, le fretting n'est pas aussi efficace que l'expansion à froid pour prolonger la durée de vie. Par contre, le fretting 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.

En 1996, Duprat et al. [DUP 96] ont étudié la tenue en fatigue d'assemblages montés avec interférence et des trous expansés à froid (figure 8). Ils ont réalisé une étude à la fois expérimentale et numérique par éléments-finis. Ils ont montré une bonne corrélation entre les résultats expérimentaux et ceux obtenus par simulation (figure 9).

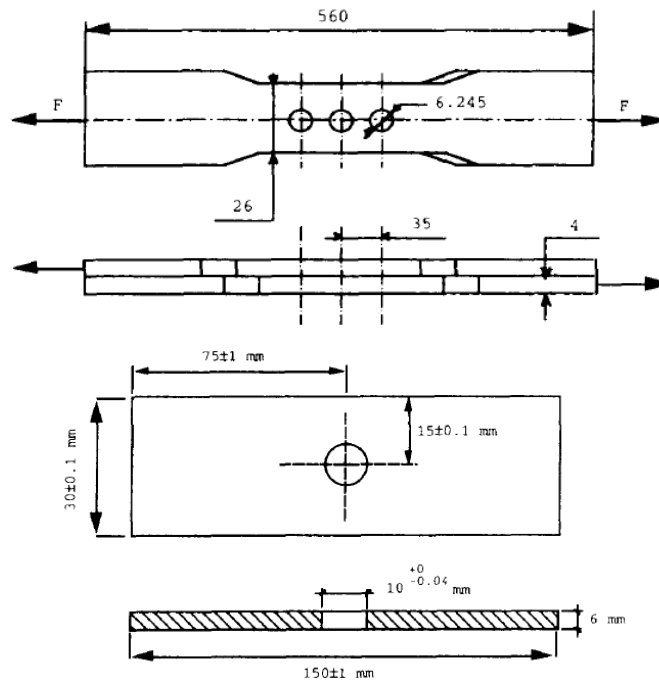


Figure 8 – Eprouvettes testées par Duprat et al.

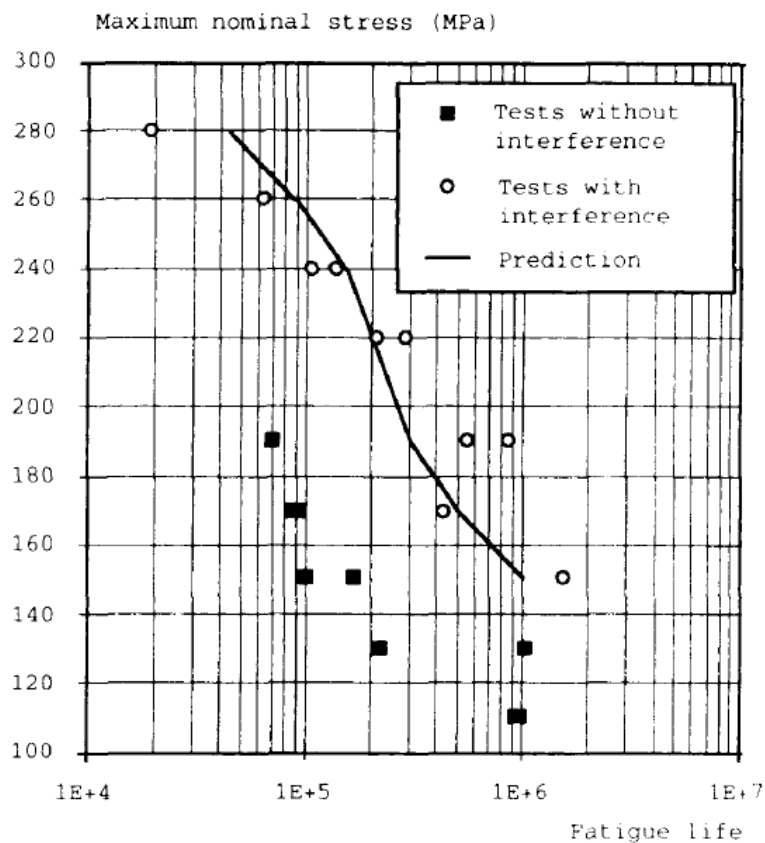


Figure 9 – Résultats obtenus par Duprat et al. [DUP 96].

Plus récemment, Chakherlou et al. [CHA 09] ont étudié le comportement d'un joint en double cisaillement comportant une vis et une goupille (figure 10).

Ils ont mené des investigations sur des pièces en alliage d'aluminium liées par des éléments en acier.

Ils ont montré en particulier l'influence du niveau d'interférence sur la tenue en fatigue. Dans leur étude, pour un faible niveau de chargement externe, plus l'interférence est grande, plus la

durée de vie est importante. Par contre, le niveau d'interférence n'a pas d'influence pour un chargement externe important (figure 11).

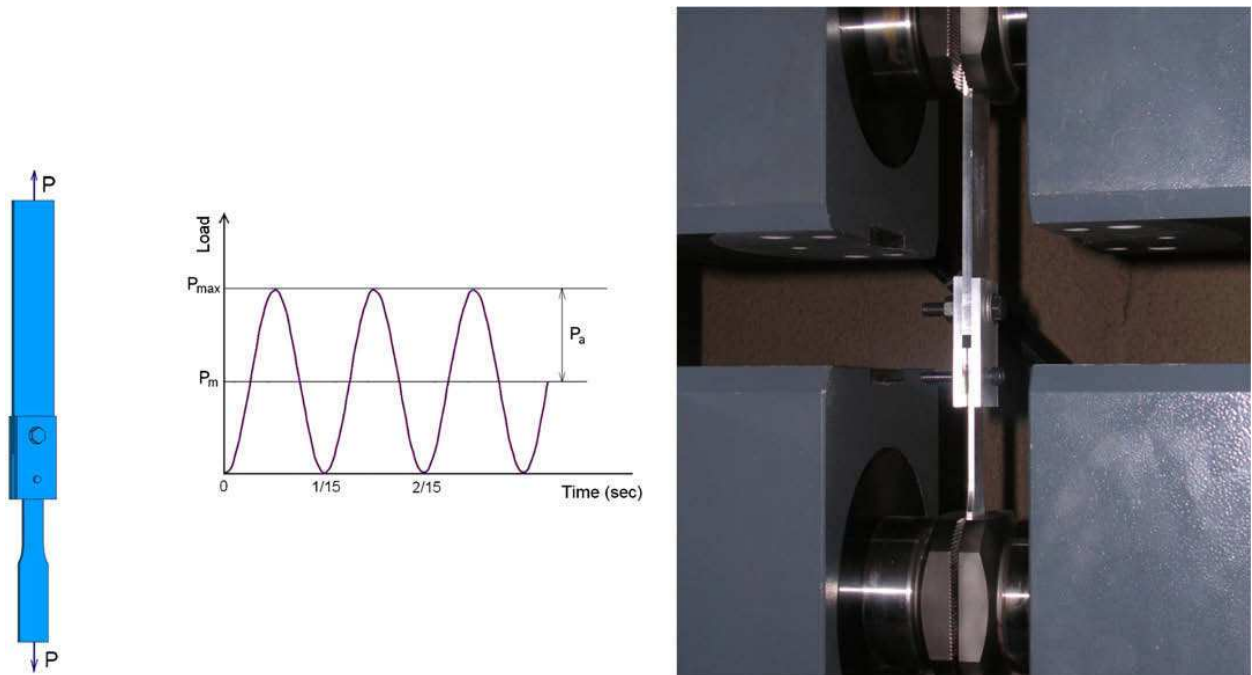


Figure 10 – Expérimentations menées sur des joints en double cisaillement

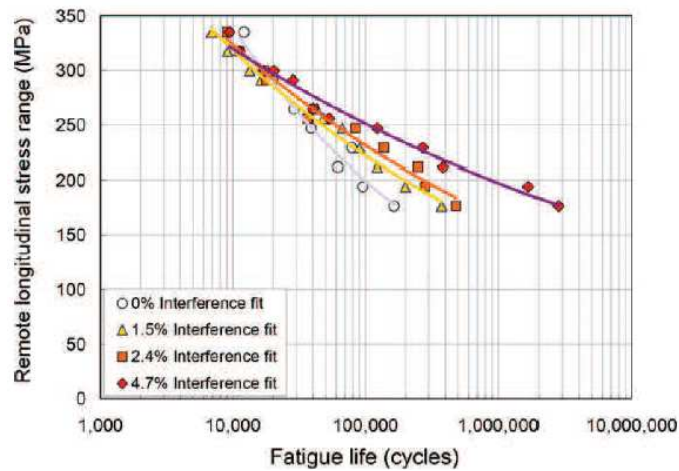


Figure 11– Augmentation de la durée de vie en fatigue en fonction du taux d'interférence[CHA09]

Divers moyens pour limiter la propagation de fissures ont également été étudiés par Shkarayev [SHK 03]. Ce dernier a en outre examiné l'influence de l'interférence à l'aide d'expérimentations, de simulations aux éléments-finis et de modèles de mécanique de la rupture. Il a montré qu'une structure réparée peut avoir une durée de vie comparable à la structure initiale non endommagée (figure 12).

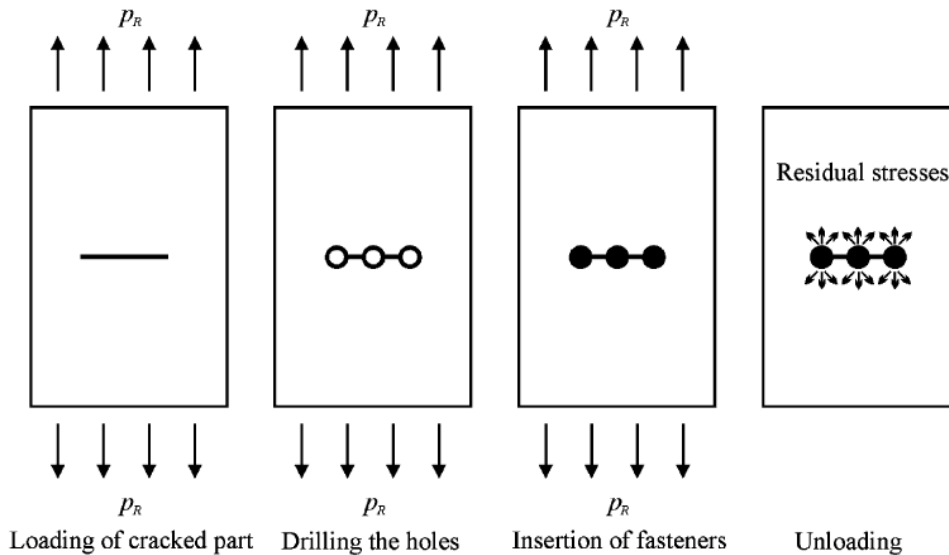


Figure 12 – Modélisation du processus de réparation de pièces fissurées

Des travaux expérimentaux menés par Chakherlou [CHA 10] et portant sur le problème d'initiation de fissures en fatigue, ont mis en évidence (figure 13) que, sous certaines conditions, le frettage contribue à l'augmentation de la durée de vie de la liaison en retardant la propagation des fissures.

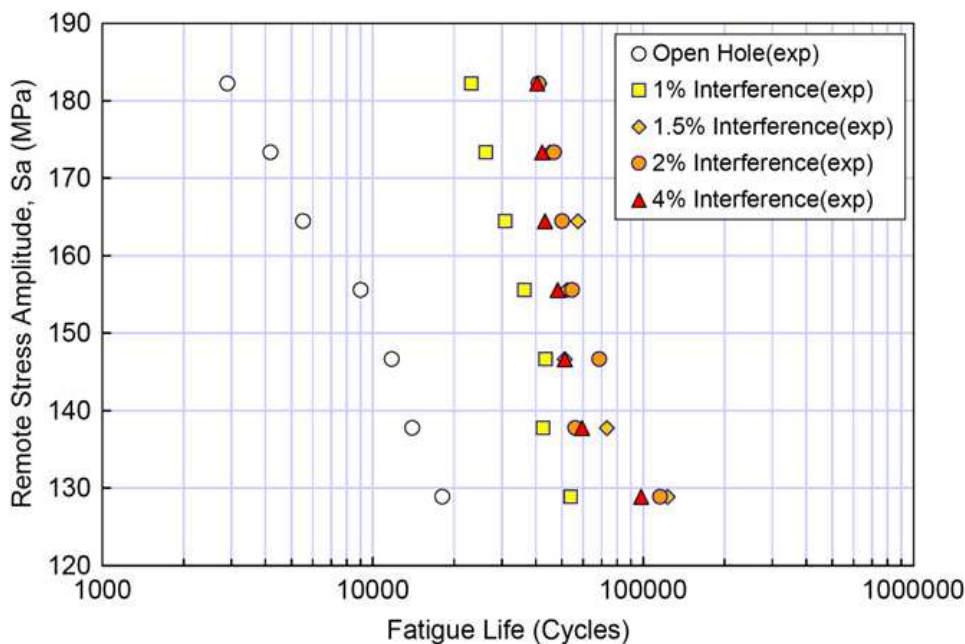


Figure 13 – Durées de vie en fatigue obtenues à partir d'essais expérimentaux [CHA 10]

D'autres chercheurs ont étudié de manière spécifique le cas des vis montées par interférence en analysant le comportement sous charge d'un joint en double cisaillement [SUN 95] (figure 14). Ils ont développé un outil EF spécifique pour analyser le contact entre les pièces lorsque la vis est fléchie par le chargement. Ils n'ont pas cherché à observer la répartition de pression sur les flancs de la vis ni l'évolution de la tension axiale.

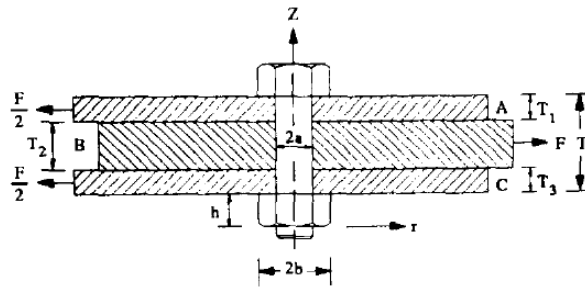


Figure 14 – Montage en double cisaillement [SUN 95]

De nombreuses études ont porté, dans un contexte plus général, sur les assemblages frettés impliquant 2 pièces (un arbre et un moyeu). Des approches analytiques basées sur les équations de Lamé y sont utilisées, soit dans le but d'évaluer un coefficient de frottement par corrélation avec des expérimentations [BOO 08], soit dans le cadre d'une analyse comparative avec des modèles aux éléments finis [OZE 05, ZHA 00]. Les équations analytiques semblent conduire à une assez bonne estimation des pressions radiales, sans toutefois prendre en compte les effets de bord. L'étude de l'effet de défauts de forme sur la périphérie du contact a également fait l'objet de nombreux travaux [YAN 02, YAN 01, FON 98, FON 98b]. Ces travaux ont mis en évidence, en particulier, que la force d'extraction d'un assemblage augmente avec la rugosité des surfaces. Pour limiter les pertes au contact latéral vis-pièce, toutes conditions égales par ailleurs, il convient donc de préconiser des états de surface de qualité. Cela est déjà naturellement l'usage dans le contexte industriel et ces études en confirment la pertinence.

Les techniques d'amélioration de la tenue de vie en fatigue sont de plus en plus utilisées car elles contribuent à réduire les frais d'exploitation.

L'apparition de microfissures étant souvent un facteur important de limitation de la vie d'une structure, les exploitants s'intéressent particulièrement aux solutions qui sont aptes à retarder la progression de ces microfissures. Callinan [CAL 99] a mis en évidence l'intérêt des trous expansés à froid suivi par une insertion avec interférence sur les structures aéronautiques (figure 15).

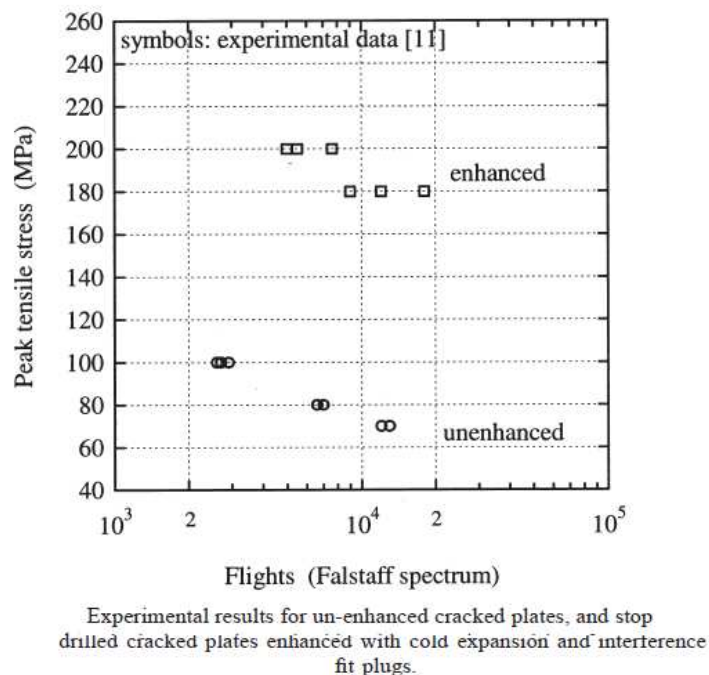


Figure 15 – Augmentation de la vie en fatigue des structures aéronautiques [CAL 99]

D'un point de vue analytique, la méthode des tranches, appelée aussi théorie élémentaire, peut être intéressante pour notre étude. Cette méthode est basée sur l'expression des équations d'équilibre de tranches de matière. Elle pourrait être à la base d'une évaluation de l'effort d'assemblage ainsi que des contraintes moyennes à l'intérieur des pièces.

Cette méthode est une approche classique pour l'analyse des problèmes de formage. Elle a été employée avec succès pour calculer les efforts et les charges pendant le procédé de forgeage [ALT 71, MUL 79]. Des études plus récentes sur le calcul des efforts et des charges pendant le procédé de laminage [KUM 05] (figure 16) ont montré une très bonne concordance entre les résultats expérimentaux et les résultats analytiques (figure 17).

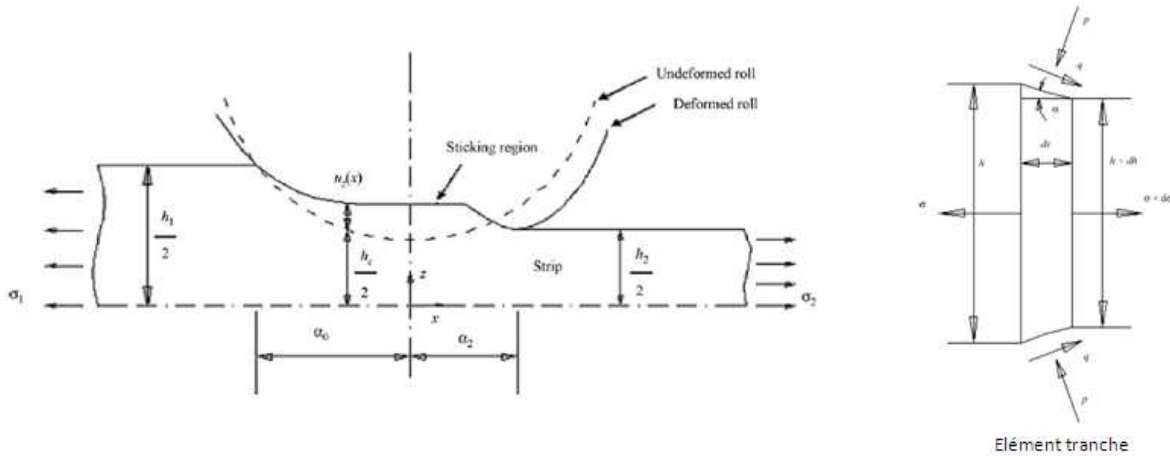


Figure 16 – Procédé de laminage [Kum 05]

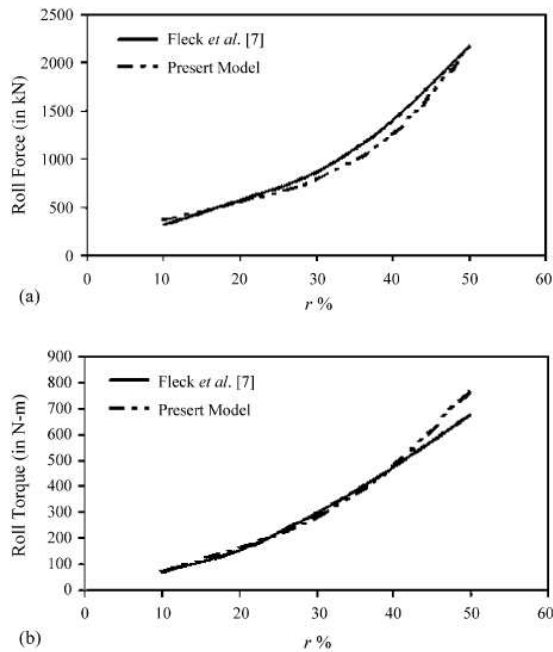


Fig. 3. Comparison with the result of Fleck et al. [7]. (a) Roll force, (b) roll torque, for $h_1 = 0.0427$ mm, $(Y_s)_0 = 230.0$ MPa, $\mu = 0.03$, $\nu_s = \nu_R = 0.3$, $R = 89.0$ mm, $E_s = 88$ GPa, $E_R = 253$ GPa.

Figure 17 – Confrontation des résultats expérimentaux et analytiques [Kum 05]

Les méthodes empiriques, qui traduisent généralement les phénomènes observés à l'aide de formules ou de monogrammes simples, se sont avérées insuffisantes pour décrire les charges et l'évolution des pièces forgées. Dans ce cas, l'utilisation de la méthode des tranches a donné de très bons résultats surtout pour la prédiction des efforts nécessaires au forgeage des pièces simples [MET 11, NEF 08].

Lors d'une étude du formage des composants en T, Zhang et al. [ZHA10] ont montré qu'il existe une bonne corrélation, sous certaines conditions, entre les résultats obtenus par la méthode des tranches et ceux par EF (code commercial DEFORME) pour la détermination de la hauteur des nervures. Ce procédé est aussi largement utilisé dans l'industrie aéronautique pour la fabrication par chargement local isotherme des nervures à âmes de grande taille en alliage de titane.

Le procédé de roulage asymétrique a été analysé avec succès par la méthode des tranches [HWA 96, TIA 09] en vue de la détermination analytique des différents paramètres qui pilotent ce procédé, tels la pression de roulage, les champs de contraintes et les efforts horizontaux.

Cette méthode, qui peut s'étendre à des cas plus complexes, comme le formage des bagues par compression et matrice tournante [TZO 06], a permis de concevoir des modèles simples qui sont faciles à mettre en œuvre et qui sont bien adaptés quand une implantation dans des programmes d'application temps réel est envisagée. Ainsi une étude du procédé faite par simulation numérique sous Superform, analytiquement par la méthode des tranches (figure 18) et expérimentalement a montré une très bonne concordance des résultats (figure 19), d'où l'intérêt de cette méthode.

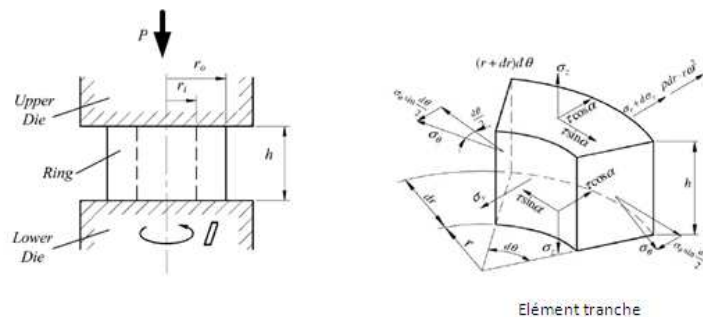


Figure 18 – Procédé d'estampage des bagues à matrice tournante [TZO 06]

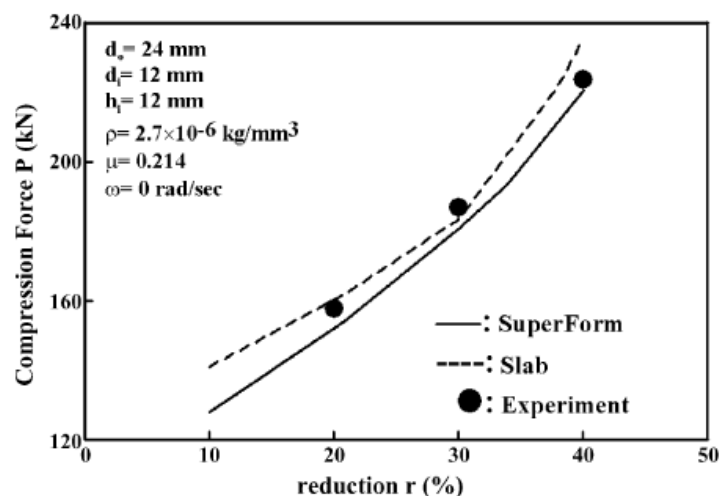


Figure 19 – Comparaison des résultats [TZO 06]

A notre connaissance, la méthode des tranches n'a jamais été utilisée pour le calcul analytique des assemblages montés avec interférence et prétension.

2.3 Etude des fixations sans interférence

Un autre champ d'investigation concerne la simulation du comportement des assemblages par vis ou par boulons montés sans interférence. Une approche assez complète est présentée par Daidié [DAI 07]. Il montre notamment que la torsion de la vis et des pièces peut souvent être négligée et que la partie filetée de la vis peut avantageusement être remplacée par une zone cylindrique en particulier lorsqu'il n'y a pas de flexion. Lorsque les simulations impliquent de nombreuses liaisons, il est alors possible de développer des méthodes numériques spécifiques, par exemple pour trouver la souplesse d'un assemblage impliquant quatre fixations [GAN 11], ou encore pour arriver à intégrer les incertitudes dans les liaisons tout en gardant des coûts de calcul acceptables [BLA 04]. Notre étude étant limitée à une seule fixation, les simulations devraient pouvoir être obtenues de manière directe à l'aide d'un code de calcul du commerce.

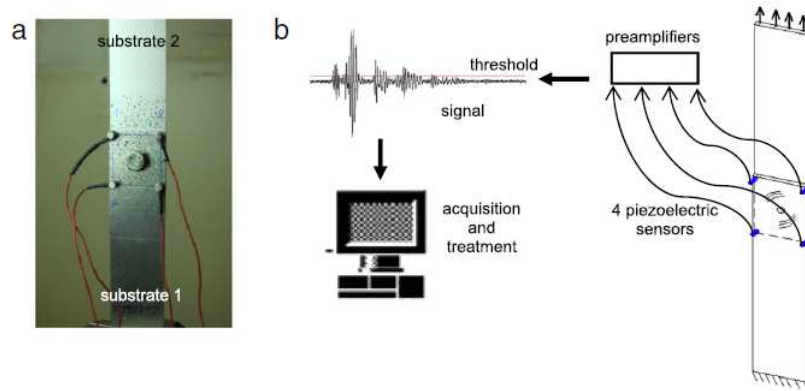
2.4 Techniques de mesure adaptées

Pour obtenir des informations locales d'un point de vue expérimental plusieurs techniques peuvent être utilisées. En ce qui concerne la surveillance des structures, il est possible d'utiliser des capteurs avec des jauges de déformation, des piézo-électriques, la corrélation d'images ou des fibres optiques [LOD 02, FRI 99]. Plus particulièrement en ce qui concerne les vis, les capteurs piézo-électriques peuvent être placés sous la tête de la vis ou contre l'écrou pour mesurer la tension axiale mais la souplesse induite par leur grande épaisseur fait qu'ils impactent significativement le comportement de la liaison.

Les jauges de déformation sont généralement placées sur la périphérie de la vis, laquelle est souvent légèrement réusinée pour tenir compte de l'épaisseur des jauges et des fils [CHA 07, ALK 07]. Cette technique paraît assez inappropriée dans le cas d'un montage avec interférence car nous devons, autant que possible, conserver l'intégrité du contact latéral vis-pièces.

La corrélation d'images est un moyen séduisant pour le mécanicien des solides [SAN 08]. Elle est rapide, précise, sensible, dotée d'une grande résolution spatiale et d'une dynamique de niveaux de gris de plus en plus étendue, autorisant le traitement de chargement rapides ou l'analyse en temps réel. Le traitement d'images fait appel à la notion de corrélation déjà opérationnelle depuis les développements de la VIP « Vélocimétrie par Imagerie de Particule » en mécanique des fluides. Elle peut également être adaptée à la mesure de déplacement en mécanique des solides. Dans ce cas le champ de déplacement plan est obtenu par intercorrélation d'une série d'images de référence et d'images de la surface déformée. Il s'agit d'apparier des couples d'images et leur décalage correspond au déplacement plan que l'on recherche.

Une étude [DAN 10] portant sur les mécanismes de ruptures d'assemblages boulonnés (figure 20) faite expérimentalement et par couplage de l'émission acoustique et des mesures de champs de déplacements par corrélation d'images numériques a permis de distinguer huit phases décrivant le comportement mécanique de l'assemblage.



(a) Image of test-specimen with sensors, (b) principle of A.E. technique.

Figure 20 – Montage expérimental [DAN 10]

Ces outils permettent donc aujourd'hui d'appréhender simplement un champ de déplacements avec précision et peuvent donc fournir sur un essai mécanique un nombre considérable d'informations cinématiques (i.e. relatives au champ des déplacements). Les deux seules limitations actuelles sont:

- obligation d'observer des surfaces planes (ou presque planes),
- impossibilité d'avoir des informations sur les déformations sous la surface, et donc au cœur de la matière.

Malheureusement, l'évaluation des déplacements en surface ne permet pas d'apporter des réponses satisfaisantes à toutes les questions que soulève la modélisation d'un assemblage.

Enfin, des fibres optiques peuvent être insérées dans un trou (voir figure 21) sur l'axe de la vis [PRA 02]. Cette technique a fait l'objet d'un brevet américain [HAY 97]. Elle présente l'avantage d'être faiblement intrusive et de ne pas impacter la zone de contact. Elle paraît donc bien adaptée à notre problématique.

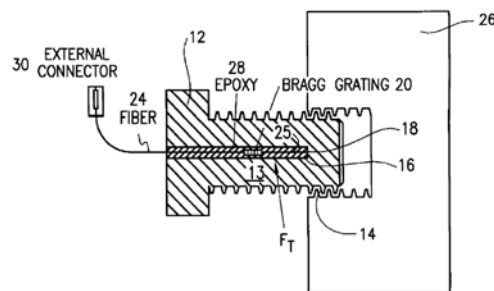


Figure 21 – Vis équipée avec une fibre optique [HAY 97]

2.4.1 Description du fonctionnement des fibres optiques à réseaux de Bragg.

Le fonctionnement des fibres optiques à réseaux de Bragg est largement décrit par Ferdinand dans les Techniques de l'Ingénieur [FER 99]. Nous allons en détailler les principaux aspects. Une fibre optique est constituée d'un cœur entouré d'une gaine. Les indices de réfraction étant différents pour le cœur et la gaine, les signaux lumineux sont confinés dans le cœur et peuvent ainsi être exploités (figure 22).

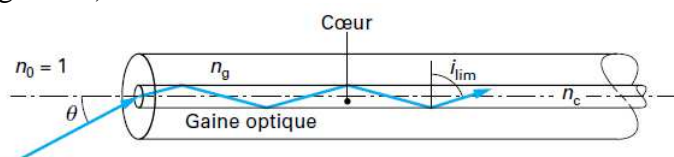


Figure 22 – Structure d'une fibre optique

Un réseau de Bragg consiste en une structure périodique formée par modulation de l'indice de réfraction du cœur. Plusieurs procédés d'inscription peuvent être exploités comme l'utilisation des miroirs de Lloyd ou d'un masque de phase (figure 23).

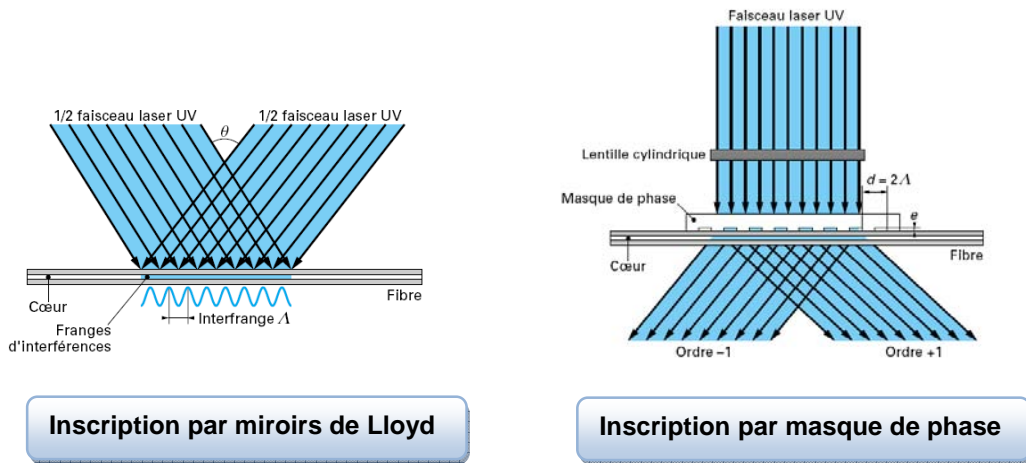


Figure 23 – Différents procédés d'inscription des réseaux de Bragg

La propriété première est qu'un réseau de Bragg agit comme un miroir pour une longueur d'onde bien précise et est insensible aux autres. Ainsi, plusieurs réseaux peuvent être placés sur une même fibre sans qu'il y ait d'interaction (figure 24).

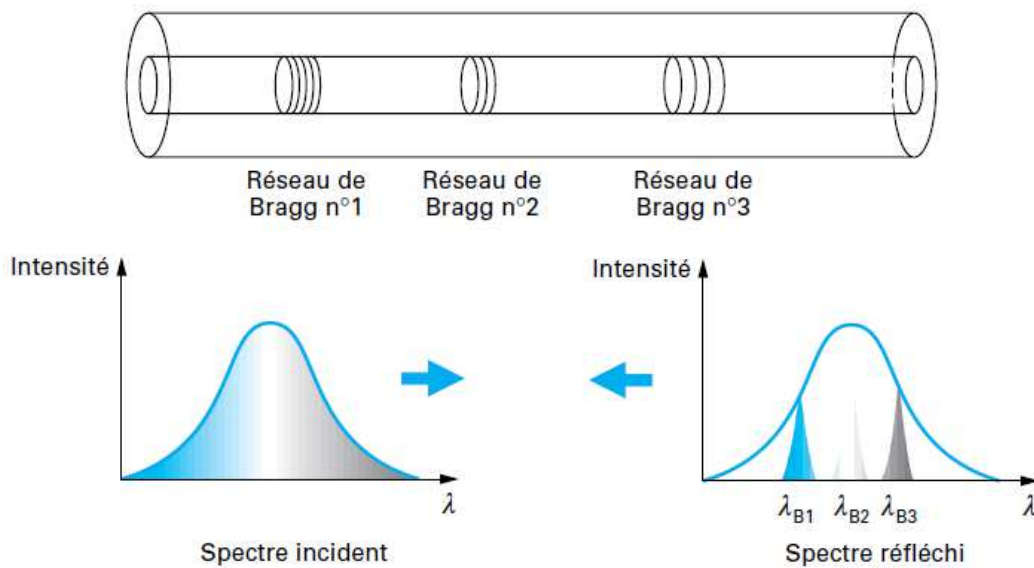


Figure 24 – Fibre optique à réseaux de Bragg

De plus, compte-tenu de la relation de Bragg, la longueur d'onde caractéristique d'un réseau n'est pas constante mais varie en fonction de la température et de l'état de contrainte auquel le réseau est soumis. L'usage consiste à séparer trois contributions : la température T , l'allongement axial ϵ et la pression hydrostatique P :

$$\frac{\Delta\lambda_B}{\lambda_B} = a\Delta T + b\epsilon + c\Delta P$$

Ainsi les réseaux de Bragg sont des transducteurs qui peuvent être exploités pour traduire un allongement axial en variation de longueur d'onde réfléchie. C'est cette propriété principale que nous chercherons à exploiter.

2.4.2 Mesure d'un gradient de déformation.

La mesure de gradients de déformation à l'aide de fibres optiques à réseaux de Bragg a fait l'objet de nombreuses études. Le principe consiste à déterminer un gradient de déformation au sein d'un réseau de Bragg. De nombreux dispositifs expérimentaux (figure 25) ont été mis au point pour générer un gradient de déformation. Soit le dispositif est en traction et les pièces présentent des variations de section qui induisent le gradient recherché [PET 00] soit le gradient est généré par flexion d'une poutre [DON 02] ou d'une pièce en traction excentrée [PET 01]. Dans tous les cas, il est nécessaire de connaître a priori la forme du gradient pour arriver à extraire les informations. Pour notre étude la forme du gradient est inconnue, donc nous ne pouvons pas envisager d'exploiter un unique réseau de Bragg.

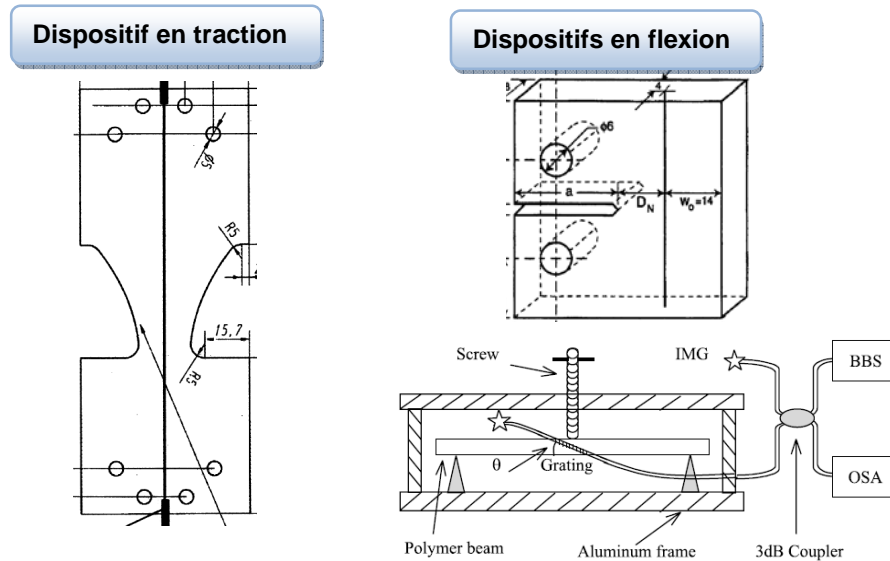


Figure 25 – Divers dispositifs expérimentaux pour générer un gradient de déformation

2.5 Orientation des travaux

Nous limitons notre champ d'investigation à l'étude de la phase d'assemblage des vis à tirer. Nous allons chercher à marier l'approche numérique, l'approche analytique, et l'approche expérimentale pour évaluer l'influence de l'interférence et du frottement sur la perte de charge le long de l'axe d'une vis montée avec interférence.

Compte-tenu du champ d'investigation retenu, l'approche numérique sera menée à partir de simulations par éléments-finis axisymétriques.

Concernant l'approche analytique, la méthode des tranches semble beaucoup plus adaptée à notre problématique que la simple exploitation des équations de Lamé. Nous allons donc tester sa pertinence.

Enfin, l'approche expérimentale se révèle assez complexe à mettre en œuvre. Afin d'être faiblement intrusif, nous allons tester une instrumentation à base de fibres optiques à réseaux de Bragg.

3. Modèles pour le calcul rapide des pertes de prétension

3.1 Introduction

Dans ce chapitre, nous travaillons à définir des approches de modélisation avec pour objectif d'en trouver une qui pourrait répondre aux besoins qui ont été présentés dans l'introduction : constituer la base d'un outil assistance en phase de conception préliminaire, donc intégrer les impératifs de rapidité en restant à un niveau de précision acceptable.

Avant de développer deux modèles épurés susceptibles d'apporter une réponse aux attentes, nous allons commencer par développer une approche numérique relativement lourde, le but étant d'une part de se familiariser avec le problème en décortiquant, par la simulation, les différentes phases du procédé d'assemblage, et d'autre part, de construire une modélisation de référence qui nous servira ensuite pour évaluer les modèles simplifiés.

3.2 Modèle EF 2D de référence

Remarque : il est bien entendu que l'expression « de référence » utilisée ici ne signifie pas que le modèle considéré est exempt de défaut ou d'incertitude. Dans notre esprit, il s'agit seulement de se doter d'un « point de repère » auquel il sera possible de se référer pour mener des études comparatives.

3.2.1 Introduction

La construction du modèle éléments-finis de référence se fera de manière progressive, en testant plusieurs configurations possibles afin de poser des bases saines pour les réflexions menées dans notre étude. Parmi les résultats des calculs, nous examinerons en particulier le champ de pression sur les flancs de la vis puisqu'il est intimement lié, via le frottement, au phénomène que nous souhaitons étudier : la perte de tension dans la vis.

Nous chercherons également à identifier les déformées axiales le long de l'axe de la vis car ce sont des informations qui pourront être mesurées expérimentalement (objet du chapitre V), et il est important de bien comprendre leurs liens de dépendance avec les autres paramètres du problème.

3.2.2 Bases de simulation

Compte-tenu de la géométrie des pièces, nous nous orientons vers l'exploitation d'un modèle axisymétrique. De plus, avec pour intention de départ de bien comprendre les phénomènes mis en jeu à tous les stades du processus d'assemblage, l'ensemble des phases d'installation sont modélisées : introduction de la vis, relâchement de l'outillage, serrage de l'écrou.

La simulation est faite en utilisant le code ABAQUS, avec les données suivantes :

- une vis en titane ($E = 110 \text{ GPa}$, $\nu = 0,32$) de rayon 6,35 mm de longueur 70 mm,
- deux pièces cylindriques en aluminium ($E = 72 \text{ GPa}$, $\nu = 0,35$), de même épaisseur 25 mm, de rayon extérieur 60 mm,
- un taux d'interférence $t\% = 0,8\%$,
- un coefficient de frottement au niveau des surfaces de contact vis-pièces $f = 0,04$.

La définition du taux d'interférence utilisée ici est :

$$t\% = \frac{\text{diamètre vis} - \text{diamètre alésage}}{\text{diamètre vis}} = \frac{\Delta}{\text{diamètre vis}}$$

Sachant que la zone où se situe l'interférence entre la vis et les pièces est celle qui connaîtra de forts gradients de contraintes et de déformation, la géométrie y est modélisée de manière assez fine (figure 26).

Ce modèle étant destiné à nous servir également de support pour l'étude de résultats expérimentaux, nous prévoyons de modéliser le trou de petit diamètre réalisé au centre de la vis et de pouvoir y faire siéger les divers éléments qui serviront à la mesure de la déformée axiale (colle, fibre optique...).

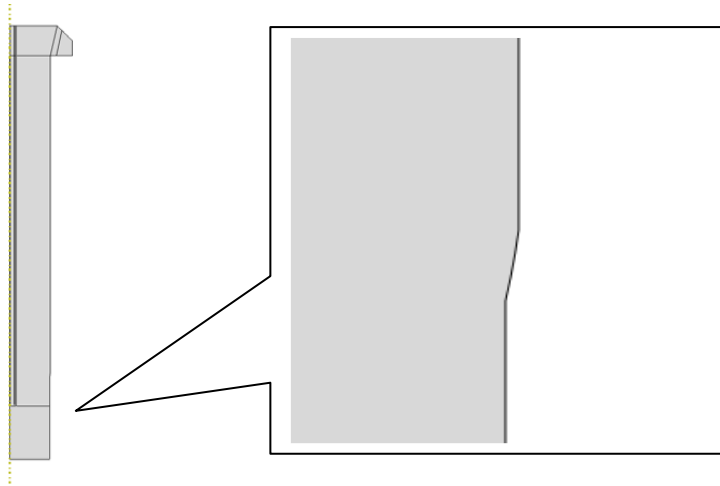


Figure 26 – Détail du modèle exploité

Diverses partitions sont mises en place pour obtenir un maillage aussi régulier que possible. L'interférence vis/pièces est directement ajustée par modification du diamètre extérieur de la vis. Cela permet de ne modifier qu'une grandeur sur l'ensemble du modèle, les cotes des pièces demeurant inchangées, et de réduire ainsi les sources d'erreur.

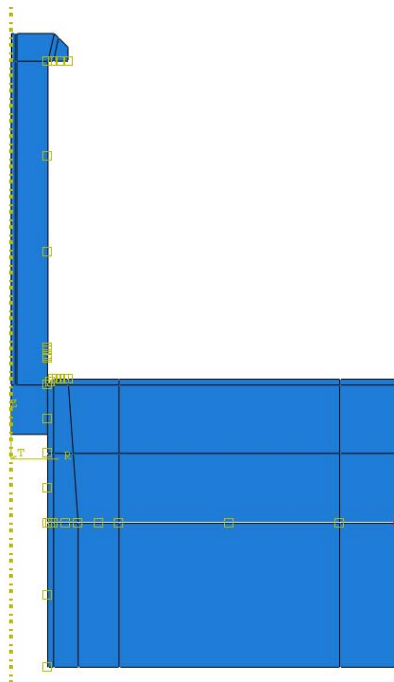


Figure 27 – Nœuds bloqués pour éviter tout déplacement d'ensemble

De manière à éviter les déplacements d'ensemble au début de la simulation (en particulier avant que la vis n'entre en interférence avec les pièces), deux nœuds sur la périphérie des pièces sont bloqués (figure 27).

Dans ce mémoire, la vis est toujours en titane, et les pièces en aluminium. L'étude est limitée à un comportement linéaire des matériaux, ceux-ci étant considérés comme élastiques et isotropes. Les résines utilisées au centre de la vis ont une influence négligeable sur le comportement de la structure. Leur caractère viscoplastique n'est pas pris en compte.

Le contact est géré sur les 4 zones qui sont illustrées sur la figure 28 :

- entre la surface latérale de la vis et la face interne de la pièce haute,
- entre la surface latérale de la vis et la face interne de la pièce basse,
- entre les pièces (surfaces horizontales),
- entre la tête de la vis et la pièce haute (à partir de l'étape 2).

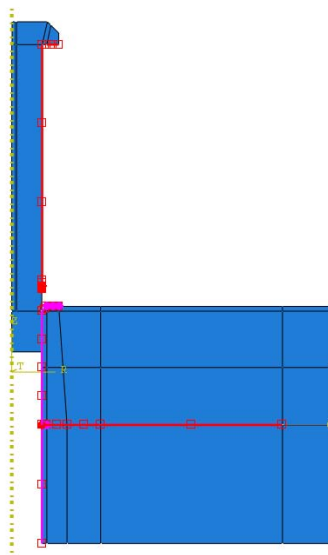


Figure 28 – Visualisation des zones de contact prises en compte

Le frottement est considéré comme constant sur chaque zone de contact. La valeur du frottement entre la vis et les pièces peut être différente de celle entre les pièces.

La simulation prend en compte plusieurs étapes (steps sous Abaqus). Elles sont illustrées sur les figures 29 et 30 :

1. Introduction de la vis par contrôle du déplacement de la partie basse de la vis,
2. Mise en œuvre d'un effort par tension latérale sur la zone de la vis correspondant au filetage, simulant l'action de l'outillage,
3. Relâchement de cet effort,
4. Mise en œuvre d'un effort de serrage final par tension latérale sur le filetage de la vis.

3.2.3 Simulation implicite ou explicite ?

Le premier questionnement sur la mise au point du modèle consiste à identifier le type de calcul à mener : implicite (standard) ou explicite. Le choix de la procédure à privilégier doit se référer aux caractéristiques dynamiques du problème à l'étude (vitesses, accélérations...) et leur impact sur les phénomènes observés. Dans le procédé étudié, les vitesses de déplacement relatives entre les différents constituants sont faibles (l'étape d'introduction est assez lente), et l'état obtenu in

fine peut être considéré comme indépendant de la dynamique du procédé. Bien qu'il y ait des grands déplacements et des non-linéarités de contact, une procédure s'appuyant sur des calculs implicites convient tout-à-fait, du moment que celle-ci permet d'accéder à des temps de calcul tout-à-fait raisonnables.

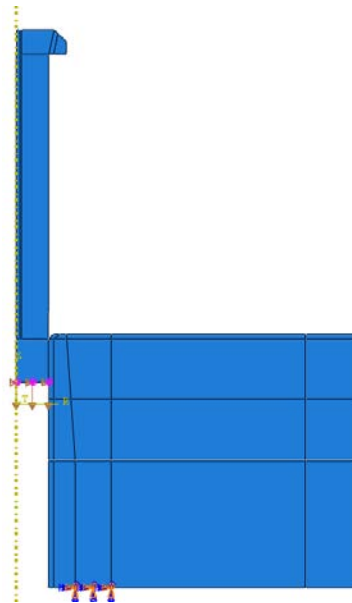


Figure 29 – Conditions aux limites et chargement en phase d'introduction

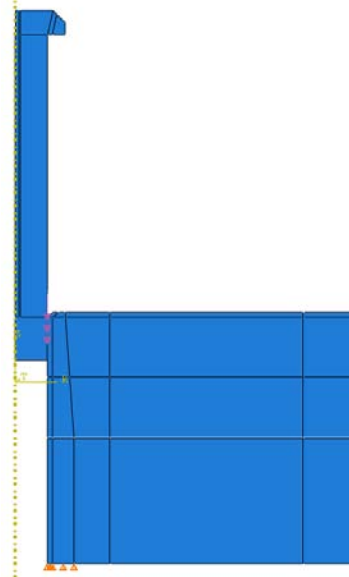


Figure 30 – Conditions aux limites et chargement en phase de serrage

3.2.4 Maillage

La densité du maillage conditionne également fortement le nombre de degrés de liberté à gérer et donc le temps de calcul. Un maillage très lâche amènera un temps de simulation rapide mais peu précis tandis qu'un maillage très resserré doit améliorer la précision au détriment du temps de calcul. Pour trouver le bon compromis, nous avons réalisé une étude comparative sur 4 maillages de densités très différentes présentés sur les figures 31 à 34.

	<i>Maillage 1</i>	<i>Maillage 2</i>	<i>Maillage 3</i>	<i>Maillage 4</i>
Nombre de nœuds	920	3097	5475	11494
Nombre de variables	1758	6034	10710	22588

Les figures 31 à 34 montrent les maillages d'ensemble ainsi que ceux réalisés à proximité de la tête de la vis de chacun des cas testés. Les éléments exploités sont de type CAX4R linéaires.

Pour comparer les modèles, nous souhaitons nous appuyer sur des aspects qualitatifs et quantitatifs. En conséquence, nous ne comparons pas les modèles sur la base des résultats relatifs aux fonctions principales (effort résiduel sous tête et effort de serrage entre les pièces) mais sur celle des résultats relatifs aux fonctions secondaires, plus riches en information :

1. l'évolution de la déformée axiale au centre de la vis qui est l'information expérimentale à exploiter,
2. l'évolution de la pression radiale sur le bord de la vis qui nous permet de calculer la perte de charge le long de la vis.

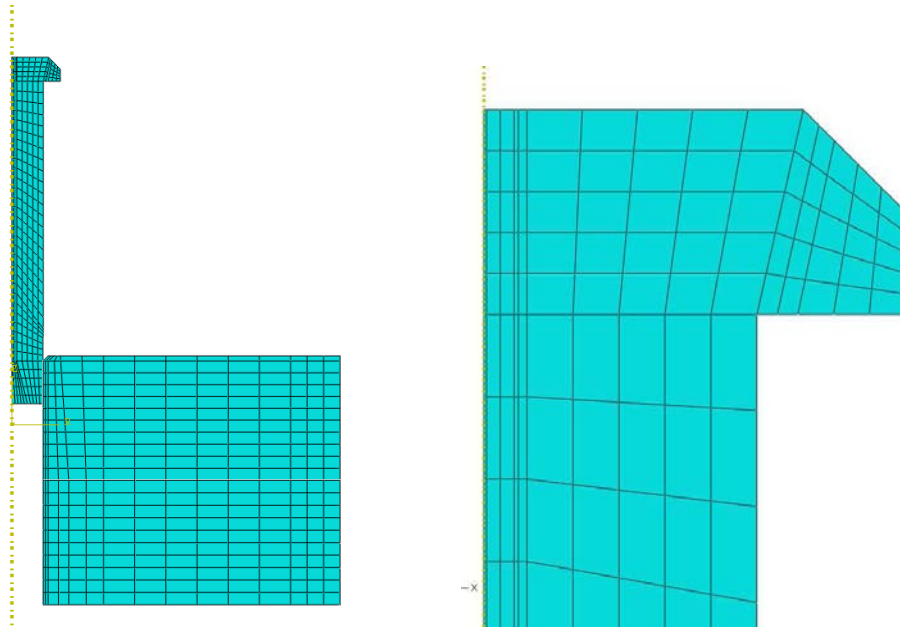


Figure 31 – Maillage 1

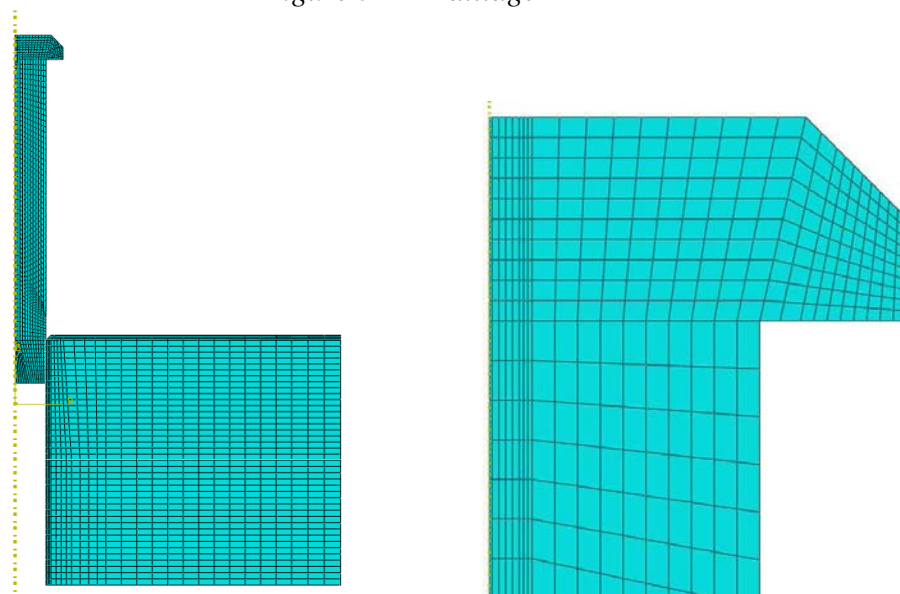


Figure 32 – Maillage 2

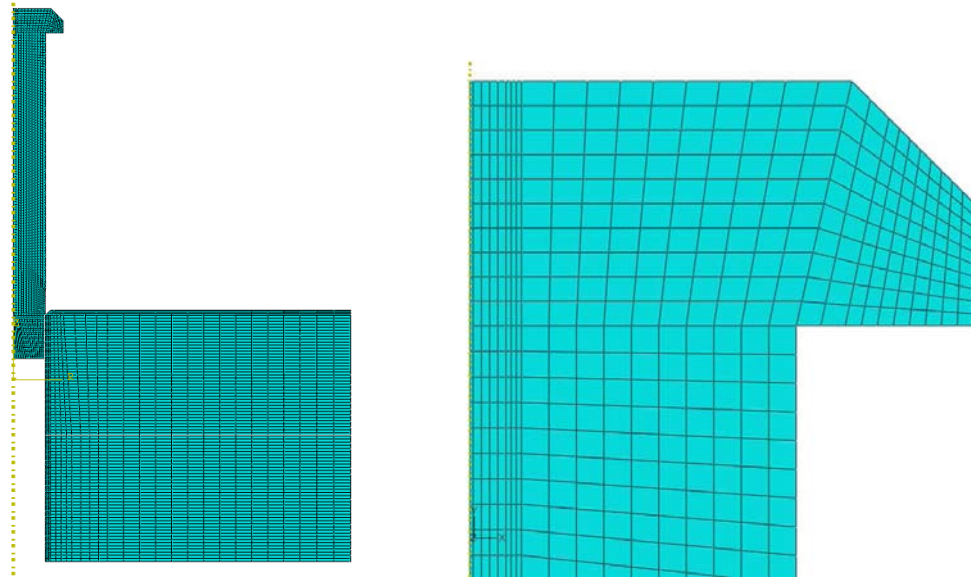


Figure 33 – Maillage 3

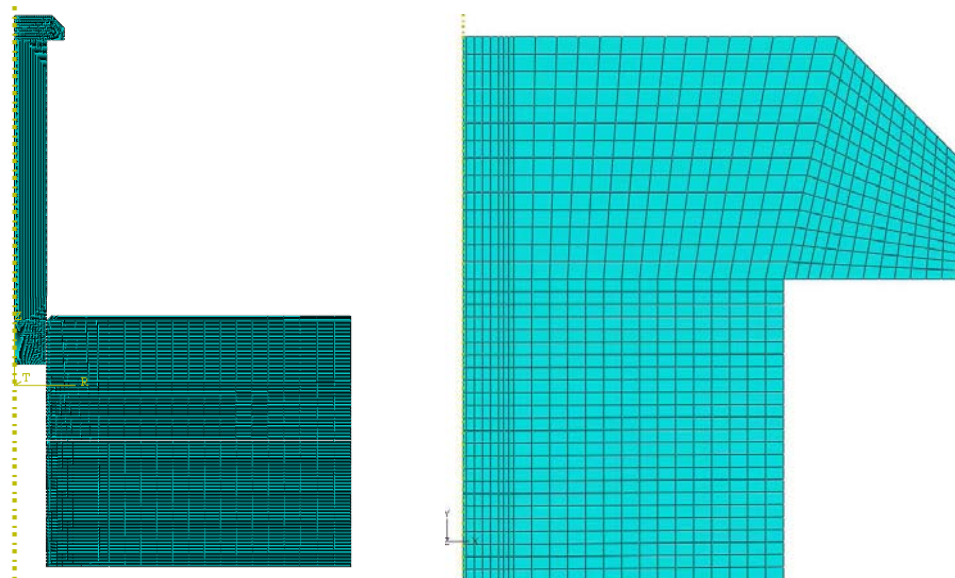


Figure 34 – Maillage 4

En premier lieu, nous comparons les déformées axiales au centre de la vis (figure 35). Les courbes obtenues montrent que tous les maillages donnent des résultats assez cohérents.

Tout d'abord, nous pouvons observer une diminution de la déformation axiale lorsqu'on remonte vers la tête de la vis. Cela témoigne de la perte de tension tout au long du contact avec les pièces. Le phénomène que nous souhaitons étudier est donc bien observable.

Nous remarquons ensuite des effets de bords assez importants côté tête de vis et côté écrou. Ce phénomène a déjà été identifié dans les études sur le frettage, il est logique de le retrouver ici. Par contre, nous pourrions nous attendre à une évolution linéaire de la déformation axiale dans la zone centrale de la vis. Ici, tous les modèles mettent en évidence un effet de bord au passage d'une pièce à l'autre. A notre connaissance, c'est la première fois que ce phénomène est mis en lumière.

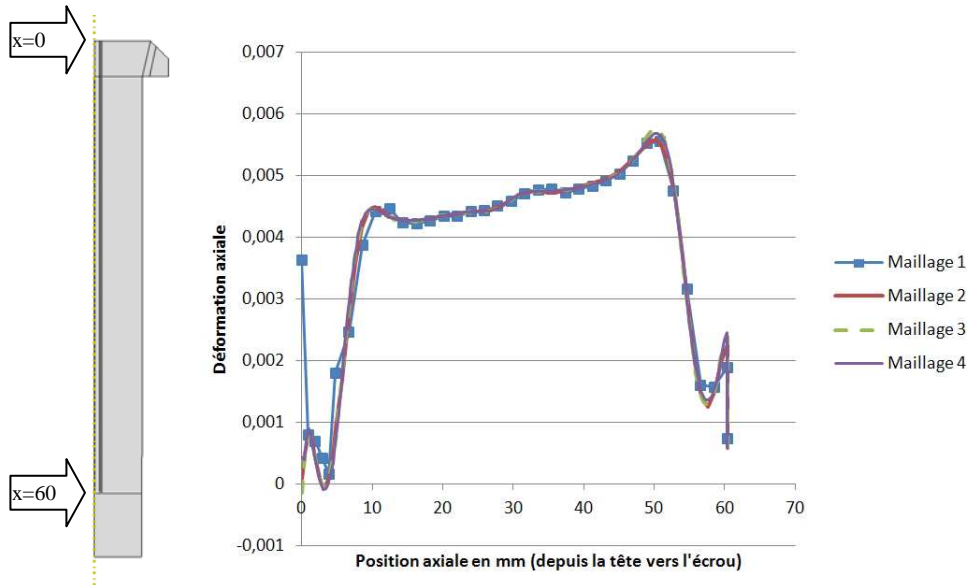


Figure 35 – Déformations axiale en phase de serrage pour les 4 maillages considérés

Cette variation de la déformation au passage d'une pièce à l'autre combinée aux effets de bords importants amène à considérer la nécessité d'avoir un maillage assez dense pour rester précis. Le maillage 1 semble donc à éviter.

Pour aller plus loin, nous nous intéressons à l'évolution de la pression le long de la surface latérale de la vis pour les quatre modèles présentés (figure 36). La connaissance de ce champ de pression est indispensable pour évaluer la perte de tension le long de la vis.

Les effets de bords précédemment identifiés apparaissent à nouveau clairement. Il est clair que la pression normale n'est pas constante le long du contact. Nous pourrions a priori imaginer qu'un maillage plus dense serait de nature à améliorer la précision du calcul de la pression de contact, or ce n'est pas le cas. Pour le maillage 4 (le plus dense) le calcul montre une instabilité dans l'évaluation de la pression. Notons que les paramètres utilisés ici pour modéliser le contact sous Abaqus sont les paramètres proposés par défaut.

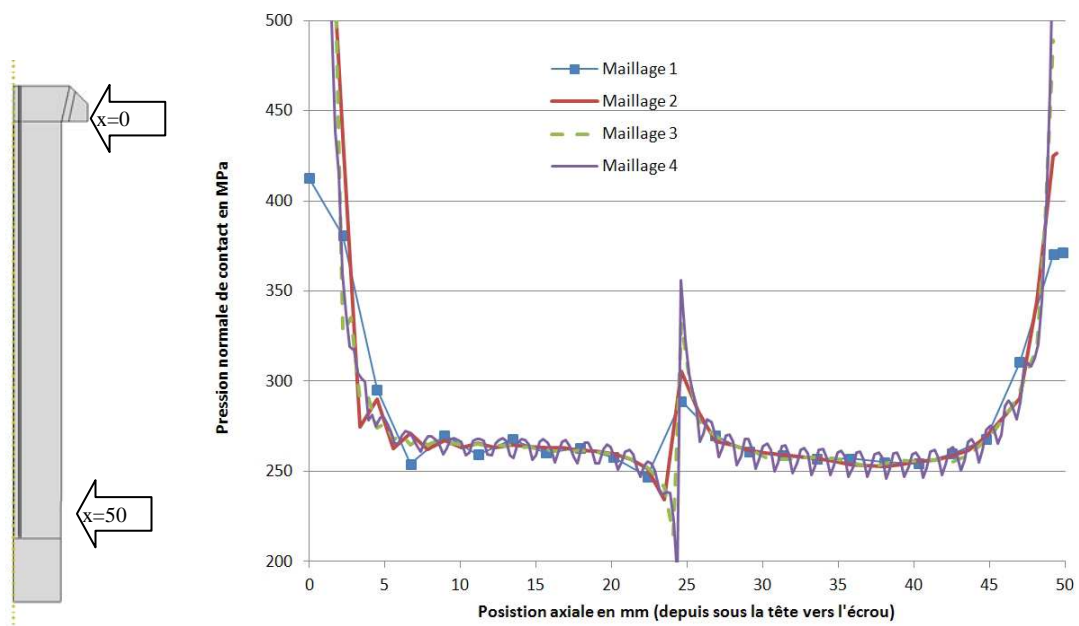


Figure 36 – Evolution de la pression radiale sur la vis pour les 4 maillages considérés

Il est possible de modifier l'algorithme de calcul du contact pour essayer d'améliorer la gestion du contact et éliminer l'oscillation du champ de pression. Nous avons par exemple exploité un calcul du contact par le Lagrangien augmenté avec un « stiffness scale factor » de 1E-005. Cela permet d'éliminer l'oscillation mais, l'interpénétration autorisée étant importante, cela fait également chuter la pression de contact de manière considérable (figure 37).

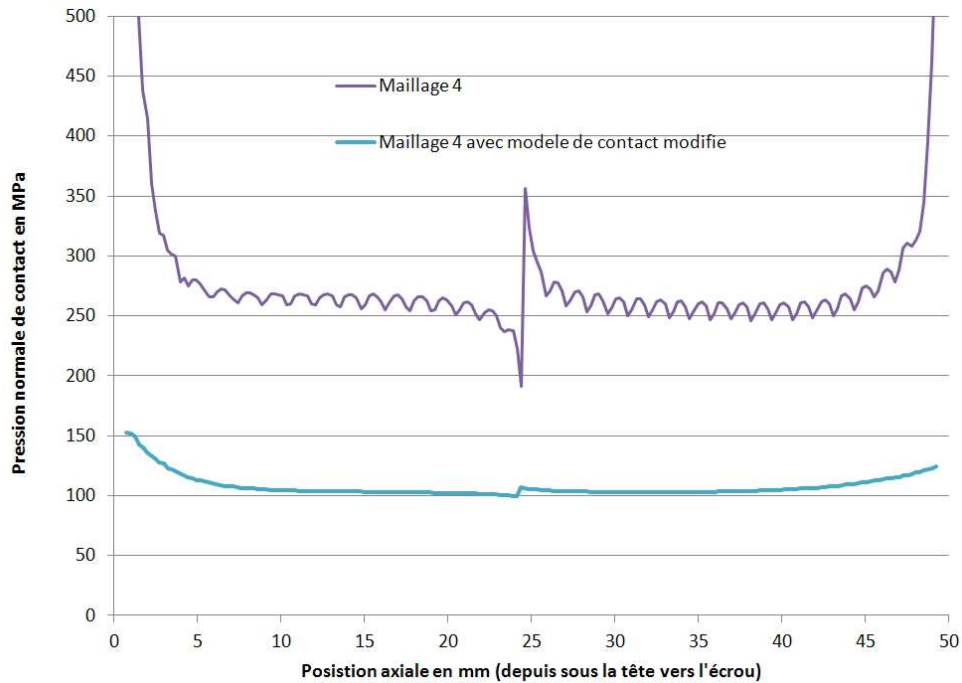


Figure 37 – Pression radiale sur la vis pour deux modèles de contact avec le maillage 4

L'interpénétration constatée est visible sur la figure 38 et peut être comparée aux résultats obtenus dans les conditions initiales de contact (figure 39).

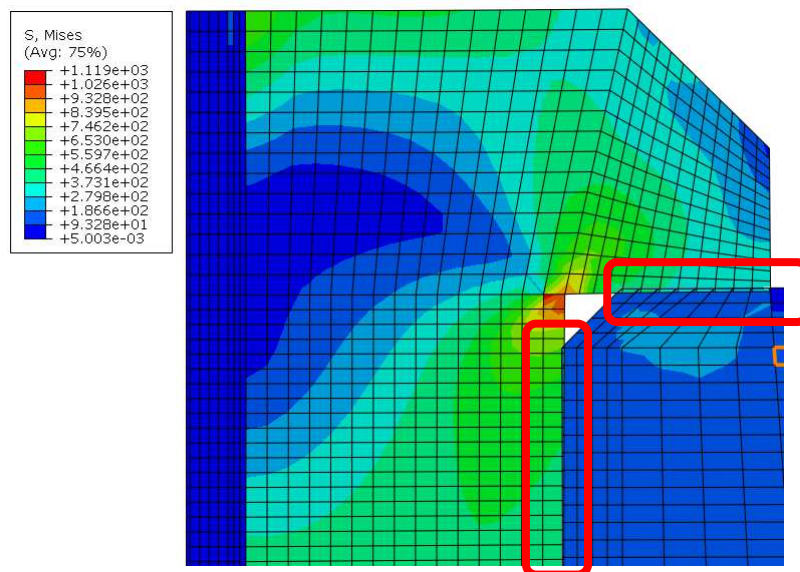


Figure 38 – Interpénétration pour le maillage 4 avec contact par Lagrangien augmenté

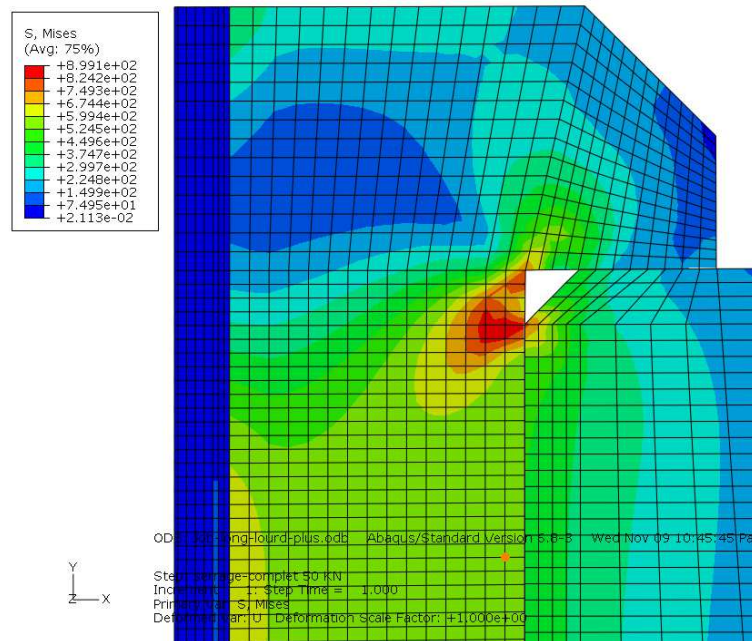


Figure 39 – Contact pour le maillage 4 avec les paramètres de contact par défaut

Pour ces diverses considérations, nous exploiterons dans cette étude le maillage 2 qui donne un bon compromis entre prise en compte des effets de bords et précision du champ de pression.

3.2.5 Analyse de la phase d'introduction

La modélisation que nous mettons en œuvre permet de simuler la phase d'introduction. A priori, pour analyser l'état serré qui est notre principal objectif d'étude, il pourrait sembler suffisant d'observer uniquement l'état final. Cependant, notre objectif étant de mener une analyse détaillée, il nous semble pertinent d'observer également la phase d'insertion de manière à avoir une vue complète du processus d'assemblage et d'identifier, le cas échéant, des phénomènes caractéristiques mis en jeu. Voici ci-après plusieurs représentations de l'état des contraintes de Von Mises au cours de la phase d'introduction (figure 40).

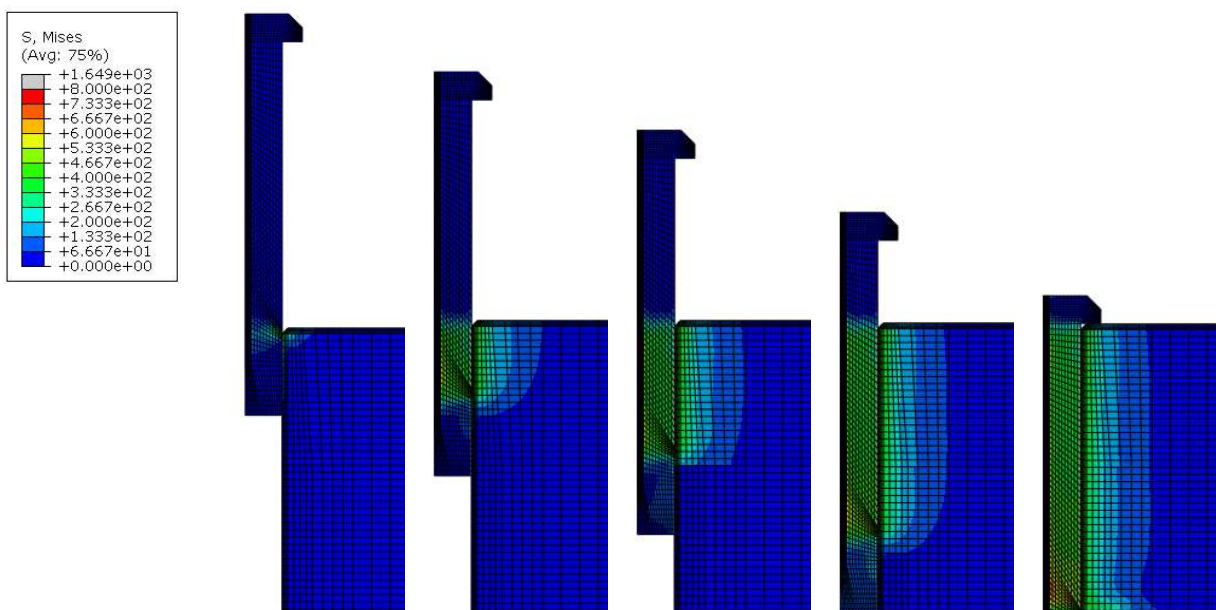


Figure 40 – Contraintes de Von Mises lors de la phase d'introduction

En début de simulation, lors de l'entrée en contact de la vis avec la pièce supérieure, la simulation montre une contrainte très élevée et très localisée en bord de chanfrein sur la pièce (figure 41). Dans la pratique, il y aura une légère plastification de la pièce au début de la zone de contact. Cela devrait se traduire par une modération du niveau de la pression. Notre modèle considérant que les solides sont élastiques, les effets de cette plastification ne sont pas simulés.

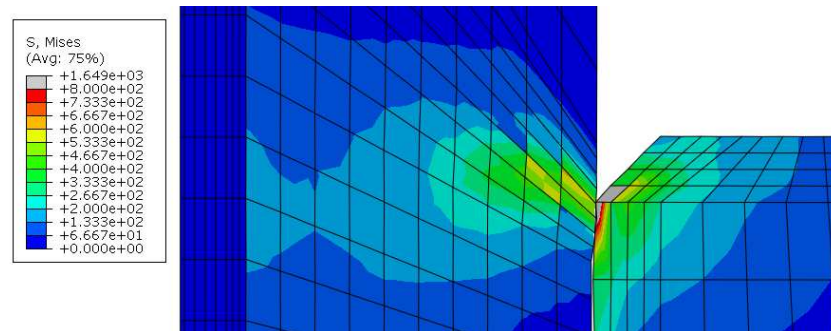


Figure 41 – Gradient de contrainte en bord de trou au début du contact

3.2.6 Analyse des phénomènes influents en vue de la préparation d'un modèle analytique performant

Pour pouvoir bâtir un modèle analytique pertinent, il est essentiel de bien identifier les phénomènes les plus influents. A ce titre, le modèle Abaqus de référence est une source d'informations cruciale que nous allons exploiter.

Le premier phénomène influent pour notre étude est l'état de traction axiale. Ce phénomène est aisément mis en évidence par l'analyse de la déformée axiale de la vis. Voici donc en premier lieu la comparaison stricte de l'état de déformation axiale au centre de la vis en traction simple et de la même vis installée pour une même tension exercée au niveau de l'écrou.

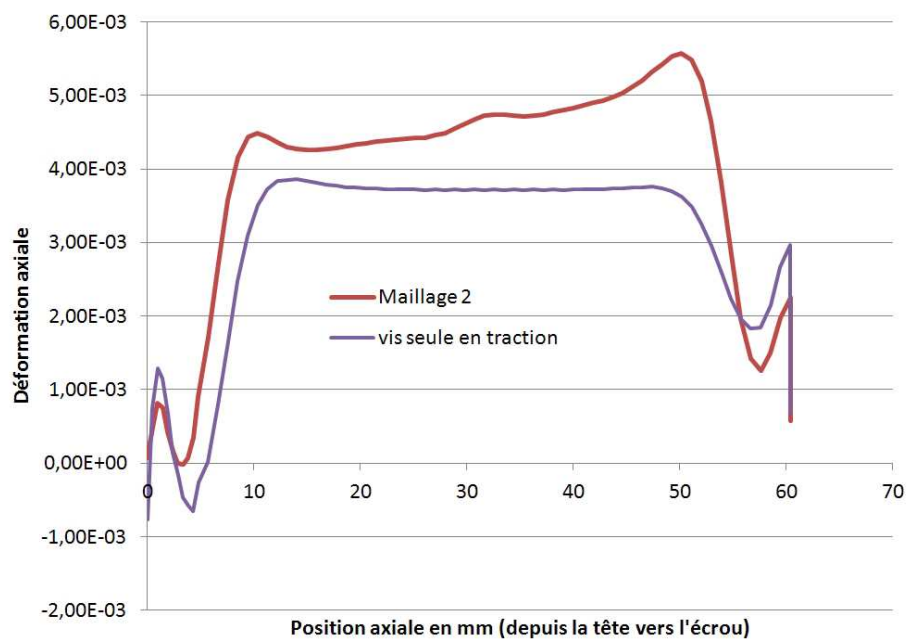


Figure 42 – Comparaison entre le modèle initial et la vis en traction simple

La figure 42 présente la déformation axiale pour le modèle complet avec le maillage 2 et pour la même vis et le même effort mais en traction simple (sans les pièces en aluminium). Il apparaît clairement un écart significatif entre les deux états. De plus, le niveau de déformation de la vis installée est très supérieur à celui de la vis en traction simple. Or nous nous attendions plutôt au contraire puisque la vis installée subit une perte de tension lorsqu'on remonte vers la tête de la vis.

Pour mieux identifier la source de divergence, nous considérons la vis prise isolément, à laquelle nous appliquons les différentes actions mécaniques qui la sollicitent. Nous considérons ici les trois actions mécaniques suivantes (figure 43) :

1. La force de tension associée au serrage par l'écrou,
2. Les actions tangentielles au niveau du contact dues à l'effet combiné de l'interférence et du frottement,
3. La pression radiale due à l'interférence.

Le contact entre la tête de la vis et la pièce haute est simulé par un blocage axial des nœuds concernés (figure 43).

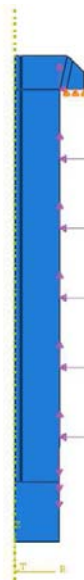


Figure 43 – Modèle vis seule, actions mécaniques et conditions aux limites

Dans un premier temps, afin de valider notre approche, nous confrontons les déformations axiales de la vis seule soumise aux trois actions mécaniques à celles de la vis assemblée avec interférence (nous reprenons ici les résultats obtenus précédemment à partir du maillage 2). Cette fois, comme le montrent les courbes de la figure 44, les résultats sont très proches. Nous pouvons donc considérer que le modèle simplifié de la vis seule soumise aux trois actions considérées est bien représentatif du modèle complet de la vis installée. L'avantage du modèle où la vis est prise seule est que nous pouvons l'utiliser pour isoler les contributions individuelles de chaque action mécanique.

En particulier, nous pouvons mettre en évidence l'influence significative de la pression radiale sur la déformation axiale (figure 45).

Cette analyse met donc en évidence que c'est la pression radiale qui est ici la source de divergence principale entre les déformations axiales obtenues avec le modèle complet et celles obtenues avec le modèle de la vis seule en traction simple.

Le modèle analytique à construire doit donc, dans la mesure du possible, tenir compte des effets de la pression radiale.

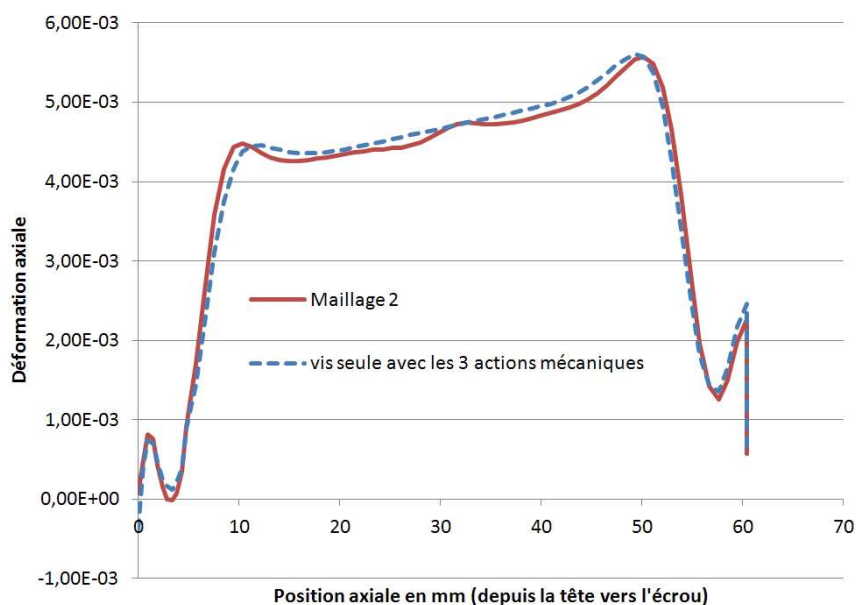


Figure 44 – Comparaison entre le modèle initial et la vis seule soumise à 3 actions mécaniques

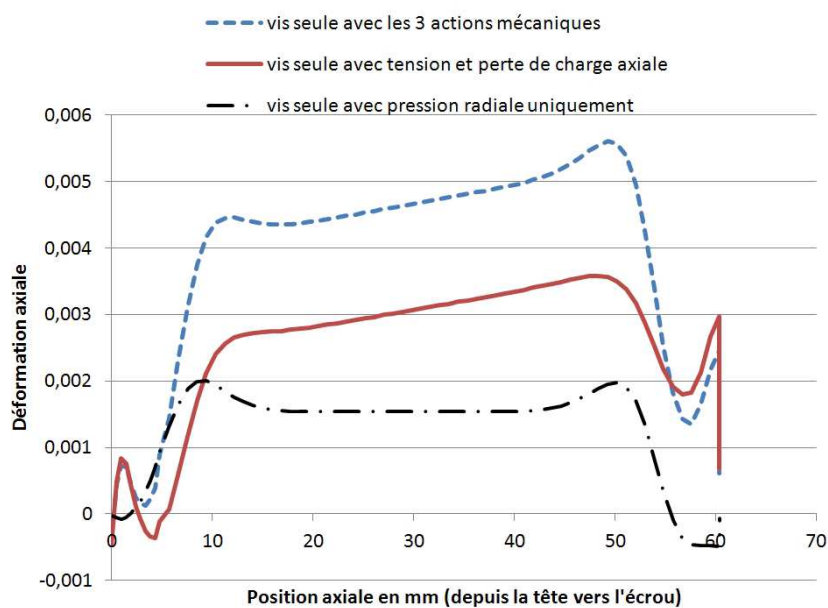


Figure 45 – Vis seule soumise à diverses actions mécaniques

3.3 Modèle analytique

Les notations utilisées dans cette partie sont les suivantes :

- d Diamètre extérieur de la vis,
- d_i Diamètre intérieur de la vis,
- D Diamètre extérieur de la pièce,
- E_i Module d'Young de la vis,
- E_e Module d'Young de la pièce,
- S Effort de prétenion applique au niveau de l'écrou,
- h Longueur de la surface de contact vis-pièce,

- $I(z)$ Interférence sur les diamètres après prétension à la cote z ,
- ν_i Coefficient de Poisson de la vis,
- ν_e Coefficient de Poisson de la pièce,
- f Coefficient de frottement entre la vis et la pièce sur la surface de contact,
- Δ Interférence sur les diamètres avant prétension.

3.3.1 Introduction

Nous souhaitons développer un modèle susceptible d'être au cœur d'un outil d'analyse interactif exploitable en bureau d'études. Un modèle analytique serait à ce stade très intéressant.

L'ajustement serré est obtenu en forçant la vis à prendre place dans un alésage de diamètre légèrement plus petit. Pour réaliser ce serrage, la vis doit se contracter radialement et l'alésage se dilater, provoquant une pression de contact radiale à l'interface des deux pièces.

Lorsque la tension de serrage S est appliquée au niveau de l'écrou, la vis se met en tension. Mais du fait de l'interférence, la tension n'est pas uniforme dans la vis. En effet, par l'action combinée de la pression de contact et du coefficient de frottement le long du flanc de la vis, la tension a tendance à diminuer progressivement comme illustré sur la figure 46. Ainsi l'effort sous tête T est inférieur à la tension S exercée au niveau de l'écrou. Tout l'enjeu de l'approche analytique est d'arriver à évaluer correctement cette perte de tension.

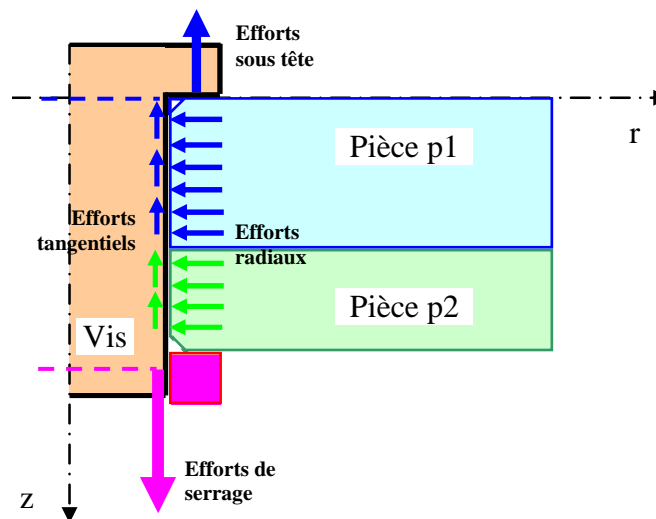


Figure 46 – Illustration de la perte de tension le long de la vis

L'étude bibliographique a montré qu'un modèle analytique basé uniquement sur l'analyse d'un comportement purement radial est assez perfectible. Néanmoins, la présentation de ce modèle que nous appelons « modèle analytique simplifié » permet de poser les bases de la construction du modèle analytique plus évolué : le « modèle tranche » qui sera présenté dans un deuxième temps.

3.3.2 Modèle analytique simplifié

Pour modéliser le problème d'une vis montée avec interférence, le cas le plus simple généralement exploité dans la littérature considère que les deux pièces sont cylindriques, concentriques et de même longueur, où le cylindre intérieur est complètement enveloppé par le cylindre extérieur. Les contraintes axiales sont supposées nulles, et la pression d'interférence constante dans la direction axiale. Cela limite l'étude à des pièces de forte épaisseur, et néglige

les effets de la tension de la vis, plus particulièrement la diminution de son rayon par le biais du coefficient de Poisson.

Considérons tout d'abord le cas d'un tube soumis à l'effet combiné d'une pression interne et d'une pression externe illustré sur la figure 47.

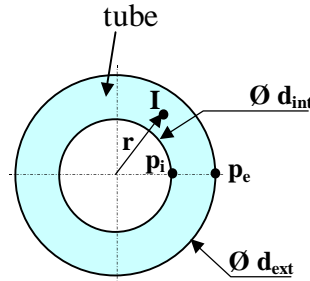


Figure 47 – Modèle d'équilibre d'un tube sous pression

Dans ce contexte, il est possible de calculer le déplacement radial d'un point I situé sur un rayon r à partir de l'équation suivante :

$$u_{I(r)} = \frac{1-\nu}{E} \frac{d_{int}^2 \cdot p_i - d_{ext}^2 \cdot p_e}{d_{ext}^2 - d_{int}^2} \cdot r + \frac{1+\nu}{E} \frac{d_{int}^2 \cdot d_{ext}^2 \cdot (p_i - p_e)}{4 \cdot (d_{ext}^2 - d_{int}^2)} \cdot r \quad (1)$$

Ce modèle, appliqué à la vis permet de connaître le déplacement radial de la vis au niveau du contact sous l'effet de la pression de contact p . De manière à pouvoir comparer les résultats avec ceux du modèle de référence, nous considérons une vis qui contient potentiellement un trou d_i sur son axe pour modéliser le dispositif expérimental (exploité au chapitre V).

$$u_i = -\frac{1-\nu_i}{2 \cdot E_i} \frac{d^3 \cdot p}{d^2 - d_i^2} - \frac{1+\nu_i}{E_i} \frac{d_i^2 \cdot d \cdot p}{2 \cdot (d^2 - d_i^2)} \quad (2)$$

L'équation (1), appliquée ensuite à la pièce permet de calculer le déplacement radial de la pièce au niveau du contact sous l'effet de la pression p .

$$u_e = \frac{1-\nu_e}{2 \cdot E_e} \frac{d^3 \cdot p}{D^2 - d^2} \cdot r + \frac{1+\nu_e}{E_e} \frac{d \cdot D^2 \cdot p}{2 \cdot (D^2 - d^2)} \quad (3)$$

Pour que ces déplacements radiaux soient compatibles il faut qu'ils compensent l'interférence initiale sur les diamètres ce qui conduit à l'équation suivante :

$$\frac{\Delta}{2} = u_e - u_i \quad (4)$$

Ces trois équations (2, 3, 4) permettent de calculer la pression de contact en fonction de l'interférence :

$$p = \frac{\Delta}{\frac{d}{E_e} \cdot \left(\frac{D^2 + d^2}{D^2 - d^2} + \nu_e \right) + \frac{d}{E_i} \cdot \left(\frac{d^2 + d_i^2}{d^2 - d_i^2} - \nu_i \right)} \quad (5)$$

En considérant une pression constante le long de l'assemblage, on peut évaluer la tension dans la vis à une position axiale quelconque :

$$F(z) = S - d \cdot \pi \cdot p \cdot f \cdot (h - z) \quad (6)$$

avec $z = 0$ sous la tête de la vis et $z = h$ au niveau du contact avec l'écrou.

Dans cette modélisation de premier niveau, la pression est considérée constante. Cependant, lors de l'application d'une force d'insertion sur la vis l'effet du coefficient de Poisson va produire une modification du diamètre de la vis et donc une variation de la pression d'interférence. Nous proposons donc une extension de cette approche pour tenir compte de l'effet du coefficient de Poisson.

3.3.3 Mise en place du modèle tranche

L'étude bibliographique a montré que les modèles simplement basés sur une approche de frettage sont assez peu précis. Pour essayer d'être plus performant, nous allons exploiter la méthode des tranches, appelée aussi théorie élémentaire [MET 11, HWA 96, ZHA 10, TIA 09, NEF 08]. Elle est basée sur l'expression des équations d'équilibre des tranches de matière et fournit une évaluation de l'effort d'assemblage ainsi que des contraintes moyennes à l'intérieur de la pièce. Cependant, elle ne peut s'appliquer que sous certaines hypothèses :

1. la géométrie des pièces est considérée axisymétrique (cylindre de section circulaire),
2. le frottement à l'interface arbre-moyeu est constant et n'induit pas de contraintes de cisaillement à l'intérieur d'une tranche.

Dans cette modélisation de la vis montée avec interférence et prétension nous allons considérer l'effet de la tension de la vis sur la pression de frettage. Les deux cylindres sont de longueur égale avec un emmanchement complet. Les contraintes axiales induites par la tension de la vis sont supposées constantes dans n'importe quelle section normale plane de la tranche. Elles ne dépendent que de la position axiale.

Dans un premier temps la vis est montée dans la pièce avec interférence. Cette interférence sur les diamètres est notée Δ . Ensuite on applique une prétension à la vis (figure 48).

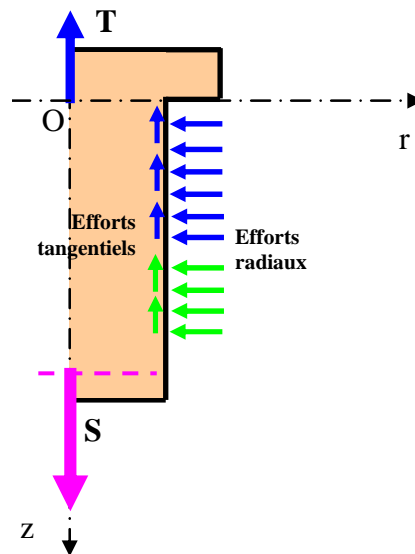


Figure 48 – Vis montée avec interférence et prétension

Le principe de calcul consiste à superposer la situation en traction simple avec la situation en frettage simple. On isole une fine tranche d'épaisseur dz de la vis (figure 49) pour mettre en évidence les différents efforts auxquels elle est soumise.

L'équilibre d'une tranche se traduit par :

$$f \cdot p(z) \cdot d \cdot \pi \cdot dz + F\left(z - \frac{dz}{2}\right) = F\left(z + \frac{dz}{2}\right) \quad (7)$$

On tire $p(z)$

$$p(z) = \frac{1}{d \cdot f \cdot \pi} \frac{dF(z)}{dz} \quad (8)$$

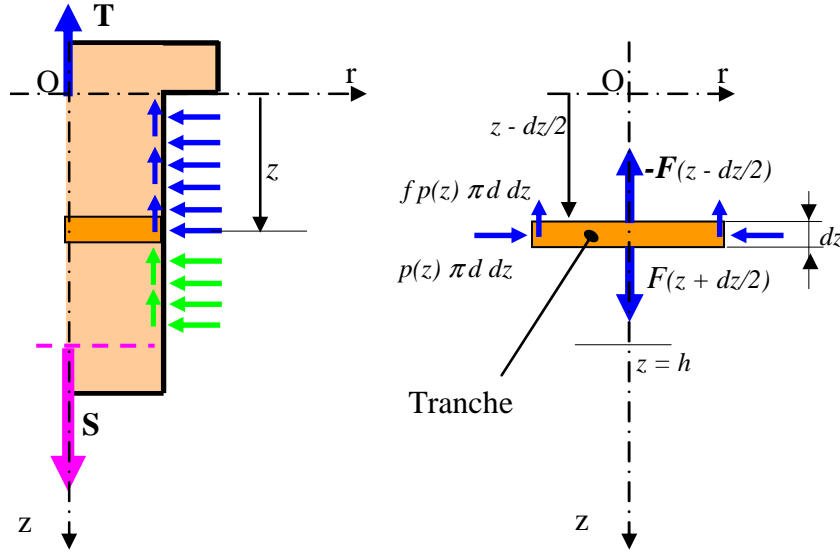


Figure 49 – Efforts appliqués à une tranche de la vis après interférence et prétension

Sous l'effort normal de traction $F(z)$, la vis s'allonge et par effet de Poisson son diamètre diminue de δ comme indiqué dans l'équation (9).

$$\delta_{(z)} = -\nu_i \cdot \frac{4 \cdot d}{E_i \cdot \pi \cdot (d^2 - d_i^2)} \cdot F_{(z)} \quad (9)$$

L'interférence à la cote (z) après serrage de la vis est donc diminuée d'autant :

$$I(z) = \Delta - \nu_i \cdot \frac{4 \cdot d}{E_i \cdot \pi \cdot (d^2 - d_i^2)} \cdot F_{(z)} \quad (10)$$

L'équation (5) permet de déterminer la pression d'interférence $p(z)$ en fonction de l'interférence résiduelle.

$$p(z) = \frac{I(z)}{\frac{d}{E_e} \cdot \left(\frac{D^2 + d^2}{D^2 - d^2} + \nu_e \right) + \frac{d}{E_i} \cdot \left(\frac{d^2 + d_i^2}{d^2 - d_i^2} - \nu_i \right)} \quad (11)$$

En remplaçant $I(z)$ par sa valeur de l'équation (10) dans l'équation (11) et la valeur de $p(z)$ dans l'équation (8) on retrouve l'équation différentielle suivante :

$$\frac{dF(z)}{dz} + K_1 \cdot F(z) = K_2 \cdot \Delta \quad (12)$$

Avec

$$K_1 = \frac{\left(\frac{4 \cdot d \cdot f \cdot \nu_i}{E_i \cdot (d^2 - d_i^2)} \right)}{\frac{1}{E_e} \cdot \left(\frac{d^2 + D^2}{D^2 - d^2} + \nu_e \right) + \frac{1}{E_i} \cdot \left(\frac{d^2 + d_i^2}{d^2 - d_i^2} - \nu_i \right)} \quad (13)$$

Et

$$K_2 = \frac{f \cdot \pi}{\frac{1}{E_e} \cdot \left(\frac{d^2 + D^2}{D^2 - d^2} + \nu_e \right) + \frac{1}{E_i} \cdot \left(\frac{d^2 + d_i^2}{d^2 - d_i^2} - \nu_i \right)} \quad (14)$$

La résolution de l'équation différentielle (12) nous donne la valeur de la tension dans la vis à une position axiale quelconque $F(z)$.

$$F(z) = \left(S - \frac{K_2}{K_1} \cdot \Delta \right) e^{K_1 \cdot (h-z)} + \frac{K_2}{K_1} \cdot \Delta \quad (15)$$

Soit $T = F(0)$ l'effort restant sous tête, il vaut :

$$T = F(0) = \left(S - \frac{K_2}{K_1} \cdot \Delta \right) e^{K_1 \cdot h} + \frac{K_2}{K_1} \cdot \Delta \quad (16)$$

Finalement, la fonction secondaire d'allongement axial de la vis peut être calculée en ajoutant l'allongement axial de la vis sous l'effet de la traction à l'allongement axial engendré par la pression à l'interface vis/pièce.

$$\varepsilon(z) = 2 \cdot \frac{F(z) + \nu \cdot \pi \cdot d^2 \cdot p(z)}{E_i \cdot \pi \cdot (d^2 - d_i^2)} \quad (17)$$

3.3.4 Illustration des résultats obtenus

Afin d'illustrer les performances obtenues, nous pouvons reprendre le cas du modèle de référence (Abaqus) et comparer les résultats obtenus.

Sur Abaqus, l'évolution de la tension axiale se calcule en additionnant les forces tangentielles au niveau du contact latéral vis/pièces. Pour évaluer les approches analytiques, l'équation (6) est exploitée pour le modèle simplifié et l'équation (15) pour le modèle tranche.

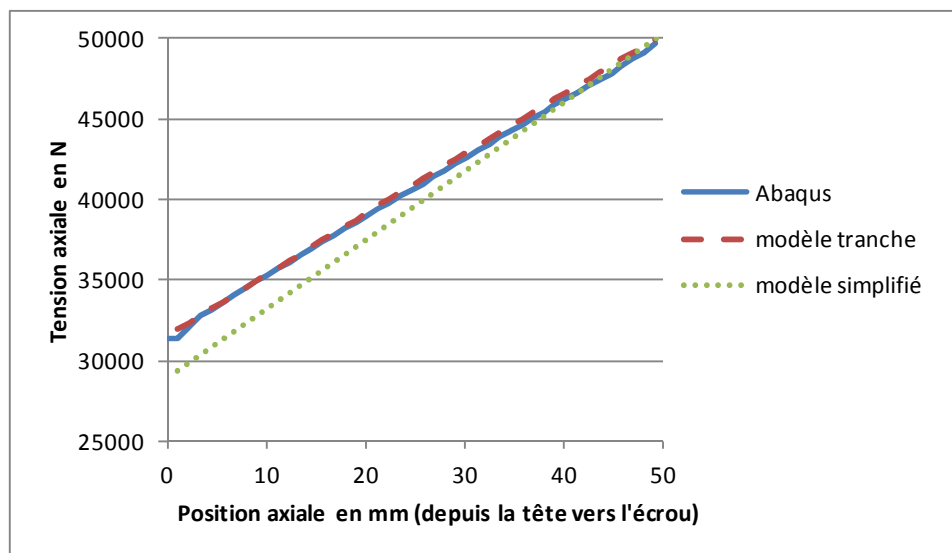


Figure 50 – Evolution de la tension axiale dans la vis pour le cas de référence

Comme le montre la figure 50, le modèle tranche donne des résultats très proches de ceux issus du modèle de référence, ce qui est très encourageant. Comme attendu, le modèle simplifié donne des résultats assez éloignés de ceux issus de la simulation Abaqus. Le modèle tranche montre toute sa pertinence.

Le modèle tranche permet également d'obtenir l'évolution de l'interférence (figure 51) le long de l'axe de la vis à l'aide de l'équation (10). C'est une information que nous ne pouvons pas extraire de la simulation Abaqus.

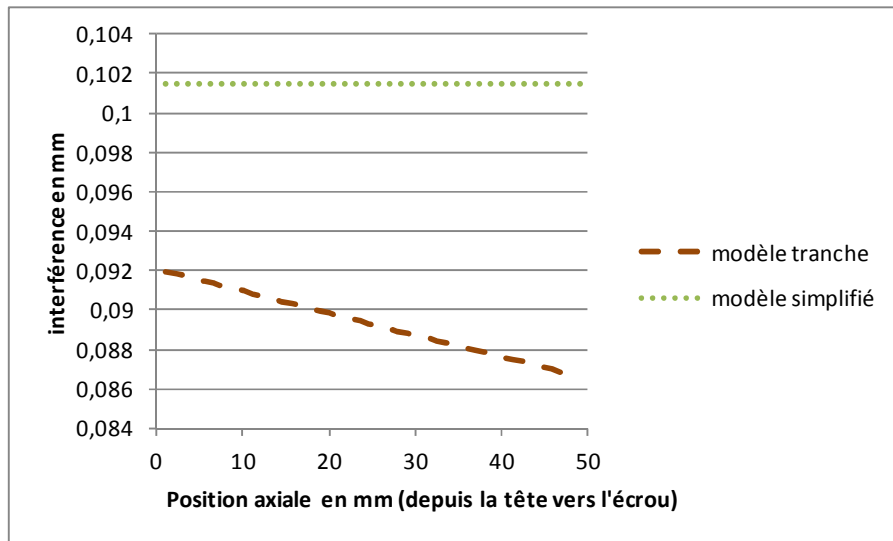


Figure 51 – Evolution de l'interférence dans la vis pour le cas de référence

Il est intéressant de noter que l'interférence calculée avec le modèle tranche a tendance à diminuer lorsqu'on se rapproche de l'écrou ce qui est assez logique puisque le niveau de tension dans la vis augmente. D'autre part, il apparaît que le niveau d'interférence maximum (0,093mm) reste inférieur au niveau d'interférence géométrique initialement considéré et pris en compte dans le modèle simplifié (ici 0,101mm). L'effet de la traction dans la vis est donc clairement significatif et peut expliquer les faiblesses des modèles analytiques simplifiés qui considèrent uniquement les effets radiaux directs en négligeant les effets axiaux combinés au coefficient de Poisson.

Il est enfin possible de comparer les niveaux de pression obtenus analytiquement (équations (5) et (11)) avec ceux obtenus numériquement avec le modèle développé sous Abaqus (figure 52).

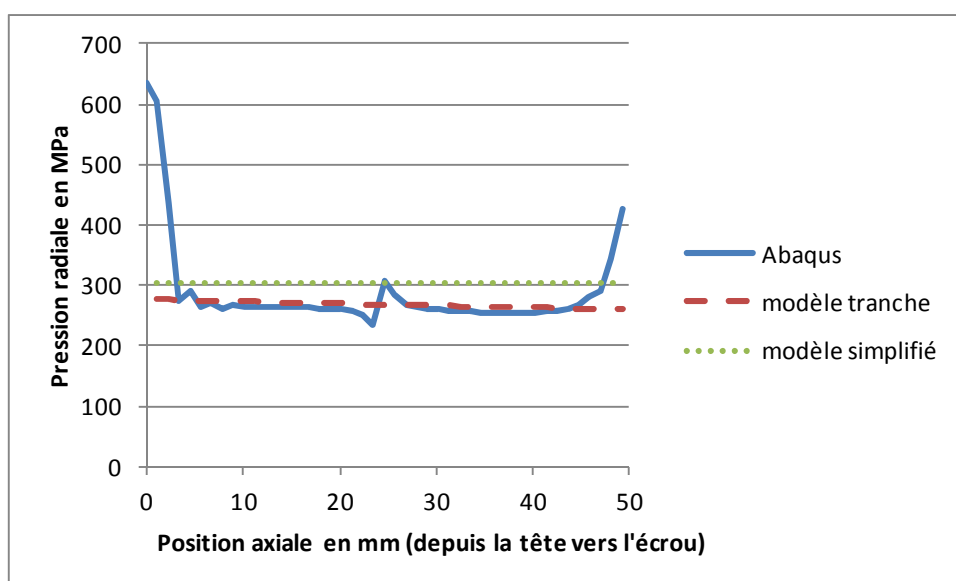


Figure 52 – Evolution de la pression radiale sur la vis pour le cas de référence

Les résultats montrent clairement que le modèle tranche arrive à donner une très bonne estimation de la pression en négligeant les effets de bords tandis que le modèle simplifié surestime le niveau moyen de la pression. Le modèle tranche semble donc pouvoir être exploité efficacement dans le cas des configurations où les effets de bords ont une influence assez faible (vis longues comme c'est le cas ici). Par contre, le modèle tranche pourrait être mis en défaut dans le cas des configurations où les effets de bords deviendraient prépondérants (vis courtes).

3.3.5 Evaluation des performances

Nous cherchons ici à évaluer les performances du modèle dans un domaine de conception qui pourrait correspondre au domaine d'application d'un outil d'assistance associé dans un contexte industriel. Il n'est pas apparu possible de faire varier indépendamment tous les paramètres d'entrée, car cela conduisait à une explosion combinatoire.

Aussi, un couple de matériaux a été choisi et considéré ici comme invariable :

- vis et écrou en titane : $E = 110 \text{ GPa}$ et $\nu = 0,3$
- pièces serrées en aluminium : $E = 72 \text{ GPa}$ et $\nu = 0,33$.

En accord avec notre partenaire industriel, nous avons choisi de faire varier 5 paramètres, jugés importants, entre deux niveaux délimitant l'espace de conception envisagé :

- diamètre des fixations d_{fix} , deux valeurs considérées comme standard : 6,35 mm, 12,7 mm,
- taux d'interférence $t\%$, deux niveaux limites : 0,8 %, 1,2 %,
- épaisseur des pièces 1 et 2, deux niveaux limites : 6 mm, 24 mm (chacune),
- diamètre extérieur des pièces, deux niveaux limites : $2 \cdot d_{\text{fix}}$, $10 \cdot d_{\text{fix}}$,
- coefficient de frottement, deux niveaux limites : 0,02, 0,06.

La valeur du serrage S est elle considérée comme directement dépendante du diamètre de la fixation. On se place à environ 50% de la charge à la rupture (avec hypothèse $R_m = 895 \text{ MPa}$), soit une traction de 15000 N exercée en bout (écrou) sur les vis de diamètre 6,35 mm et une traction de 60000 N exercée sur les vis de diamètre 12,7 mm.

Pour les diamètres, épaisseurs de tête, et autres dimensions caractéristiques, on s'appuie sur des dimensions voisines de celles de vis existantes (rayon de tête = 5,5 mm et épaisseur de tête = 2,5 mm pour les vis de diamètre 6,35 mm, rayon de tête = 10 mm et épaisseur de tête = 5 mm pour les vis de diamètre 12,7 mm).

Nous aboutissons à un plan à 5 facteurs et 2 niveaux. Ce plan conduirait à $2^5 = 32$ expériences. C'est beaucoup compte-tenu de la lourdeur du développement de chaque modèle de référence sous Abaqus. Nous optons pour un plan fractionnaire, et plus particulièrement pour un plan factoriel fractionnaire 25-2 :

Numéro de l'expérience	Facteur 1 (diamètre fixation)	Facteur 2 (interférence)	Facteur3 (épaisseur des pièces)	Facteur4 (diamètre extérieur des pièces)	Facteur 5 (coefficient de frottement)
Fr1	-	-	-	+	+
Fr2	-	-	+	+	-
Fr3	-	+	-	-	+
Fr4	-	+	+	-	-
Fr5	+	-	-	-	-
Fr6	+	-	+	-	+
Fr7	+	+	-	+	-
Fr8	+	+	+	+	+

Le tableau ci-après donne les résultats obtenus pour le cas $d_{fix} = 6,35$ mm (le diamètre de vis est notre facteur 1).

Cas d'étude				Numéro expériences	Effort sous tête T			Serrage pièces P		
Interférence (%)	épaisseur pièces (mm)	diamètre extérieur (mm)	coef. Frottement		Modèle analytique	Référence ABAQUS	ECART %	Modèle analytique	Référence ABAQUS	ECART %
0,80%	6	12,7	0,02	1						
			0,06	2						
		63,5	0,02	3						
			0,06	4 - Fr1	11068	11090	-0,20	13058	13071	-0,10
	24	12,7	0,02	5						
			0,06	6						
		63,5	0,02	7 - Fr2	9713	9741	-0,29	12400	12423	-0,19
			0,06	8						
1,20%	6	12,7	0,02	9						
			0,06	10 - Fr3	10406	10685	-2,61	12724	12870	-1,14
		63,5	0,02	11						
			0,06	12						
	24	12,7	0,02	13 - Fr4	8837	9164	-3,57	11956	12150	-1,60
			0,06	14						
		63,5	0,02	15						
			0,06	16						

Résultats pour $d_{fix} = 6,35$ mm

Le tableau suivant donne les résultats obtenus pour le cas $d_{fix} = 12,7$ mm.

Cas d'étude				Numéro expériences	Effort sous tête T			Serrage pièces P		
Interférence (%)	épaisseur pièces (mm)	diamètre extérieur (mm)	coef. Frottement		Modèle analytique	Référence ABAQUS	ECART %	Modèle analytique	Référence ABAQUS	ECART %
0,80%	6	25,4	0,02	17 - Fr5	58110	58186	-0,13	59057	59129	-0,12
			0,06	18						
		127	0,02	19						
			0,06	20						
	24	25,4	0,02	21						
			0,06	22 - Fr6	36552	38322	-4,62	48488	49561	-2,16
		127	0,02	23						
			0,06	24						
1,20%	6	25,4	0,02	25						
			0,06	26						
		127	0,02	27 - Fr7	55901	55733	0,30	57955	57911	0,07
			0,06	28						
	24	25,4	0,02	29						
			0,06	30						
		127	0,02	31						
			0,06	32 - Fr8	8516	8521	-0,06	34892	34907	-0,04

Résultats pour $d_{fix} = 12,7$ mm

L'analyse du plan d'expériences réalisé montre que dans la plupart des cas, les résultats analytiques sont très proches de ceux obtenus par simulation numérique puisque l'écart relatif est inférieur à 1 % dans 10 des 16 cas.

L'écart maximal relatif obtenu est de l'ordre de 5 %. C'est une précision qui est tout à fait intéressante pour un modèle analytique dans un contexte d'avant-projet. Ce modèle donne donc

pleinement satisfaction pour les fonctions principales (évaluation de la perte de serrage sous tête et entre pièce). Concernant les fonctions secondaires, le modèle analytique donne des résultats très honorables. Toutefois, il ne parvient pas à traduire les effets de bords qui peuvent prendre une part importante dans le comportement global pour certaines configurations. Nous continuons donc nos investigations avec pour objectif d'augmenter la finesse des modèles.

3.4 Modèle numérique dédié, à base d'éléments finis 2D-axisymétriques

3.4.1 Introduction

Pour pouvoir répondre de manière satisfaisante aux objectifs suivants, s'ajoutant aux objectifs déjà énoncés (exploitation sans avoir à modifier le modèle, hormis les données spécifiques au cas d'étude, calcul instantané) :

- pouvoir représenter correctement les effets de bords (en effet, il existe de fortes variations des déformations axiales au voisinage des entrées et des sorties des pièces),
- être apte à considérer, si possible, un niveau d'interférence variable le long de l'axe de la vis,
- être apte à considérer, si possible, un coefficient de frottement variable le long de la vis,

il nous a semblé que la meilleure stratégie était de développer une approche numérique dédiée, à base d'éléments finis, en cherchant à se limiter à des formulations susceptibles d'être résolues par des algorithmes simples, robustes et rapides. Nous avons donc développé un modèle, et une maquette d'outil d'assistance associée, en nous appuyant sur une modélisation par éléments finis axisymétriques linéaires des deux pièces assemblées, de la vis et de l'écrou. La stratégie retenue est de se placer directement dans la configuration nominale qui est normalement attendue à la fin de la phase de serrage (et qui doit être indépendante de l'historique du chargement) : celle qui se caractérise par l'existence du contact sous-tête et la présence d'un glissement relatif au niveau des surfaces en contact entre la vis et les pièces.

En effet, dans ces conditions, le problème peut être formulé comme un problème linéaire, et résolu facilement et rapidement à l'aide d'outils de calcul communs.

La maquette, concrétisation numérique du modèle, a été codée sous Matlab. Nous donnons dans ce qui suit des détails relatifs aux choix qui ont été faits durant sa construction.

3.4.2 Données utiles à la définition du modèle

a. Géométrie et interférence

Le paramétrage géométrique retenu est décrit sur la figure 53.

L'objectif étant de réaliser un calcul de pré-dimensionnement, seules les dimensions principales des pièces impliquées ont été retenues. Les détails de forme sont ignorés (arrondis, forme précise de l'écrou).

Dans le modèle proposé, les paramètres géométriques r_v , ch , rt , r_{pe} (selon r , direction radiale) et z_t , z_{p1} , z_{p2} et z_e (selon z , direction axiale) sont pris en compte. L'interférence t est considérée comme une donnée. Dans cette partie relative au modèle dédié, elle est considérée comme la différence des rayons de la vis et de l'alésage :

$$t = \frac{\Delta}{2} = r_v - r_a.$$

Le rayon de l'alésage r_a peut donc être calculé à partir des deux autres paramètres d'entrée :

$$r_a = r_v - t$$

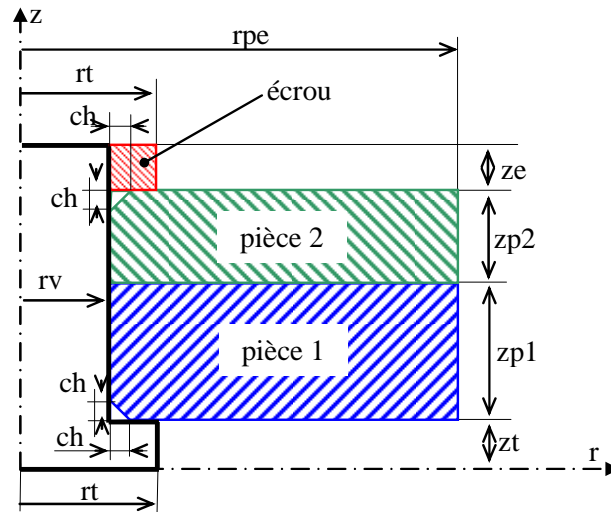


Figure 53 - Géométrie retenue pour le modèle matlab

Un des avantages du modèle dédié que nous avons développé est qu'il permet de modéliser une variation linéaire du niveau d'interférence selon z . Une étude de sensibilité des facteurs de sortie en fonction des variations de ce paramètre selon z ayant été envisagée, nous avons choisi de permettre la modélisation de différentes configurations qui pourraient être induites par les variations du rayon de l'alésage de chacune des deux pièces (la fixation est généralement supposée, elle, de rayon constant r_v). Les 6 valeurs considérées (figure 54), exprimées en termes de différence de rayons (en mm) sont :

- les trois paramètres t_{p1_e} (entrée de pièce 1), t_{p1_m} (milieu de la zone alésée de la pièce p1) et t_{p1_s} (sortie de pièce 1)
- les trois paramètres t_{p2_e} (entrée de pièce 2), t_{p2_m} (milieu de la zone alésée de la pièce p2) et t_{p2_s} (sortie de pièce 2).

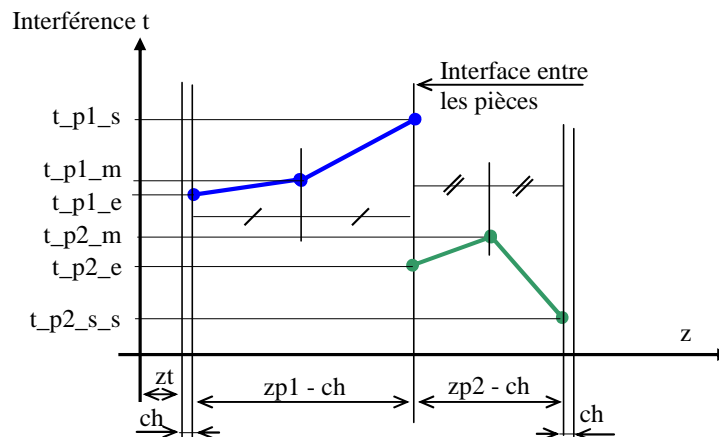


Figure 54 – Modélisation de l'interférence t

En jouant sur les valeurs de ces paramètres, on peut analyser, entre autres, les cas simples suivants :

- les deux pièces sont alésées au même diamètre constant, on prendra alors :
 $t_{p1_e} = t_{p1_m} = t_{p1_s} = t_{p2_e} = t_{p2_m} = t_{p2_s}$,

- les deux pièces sont alésées à des diamètres différents, mais constants :
 $t_{p1_e} = t_{p1_m} = t_{p1_s}$ d'une part et $t_{p2_e} = t_{p2_m} = t_{p2_s}$ d'autre part,

- les deux pièces sont alésées avec une forme conique :
 $t_{p1_m} = (t_{p1_e} + t_{p1_s})/2$ d'une part et $t_{p2_m} = (t_{p2_e} + t_{p2_s})/2$ d'autre part.

Le rayon de l'alésage (ra) à la cote z est calculé par interpolation linéaire à partir des rayons aux 6 points cités plus haut, à partir des valeurs en ces points qui découlent du rayon de la vis (rv) et de l'interférence « t_{pi_x} » :

$$ra_{pi_x} = rv - t_{pi_x} \quad (\text{par exemple : } ra_{p1_e} = rv - t_{p1_e})$$

La possibilité ainsi offerte de faire varier l'interférence sera exploitée au chapitre 4 où on cherchera à évaluer l'impact de défauts de forme simples des alésages.

b. Matériaux

Les paramètres concernant les matériaux sont le module d'élasticité (E) et le coefficient de Poisson (ν) de la vis (E_v, ν_v), de la pièce 1 (E_{p1}, ν_{p1}), de la pièce 2 (E_{p2}, ν_{p2}) et de l'écrou (E_e, ν_e).

Exemple :

- pour une vis et un écrou en titane : $E_v = E_e = 110$ GPa et $\nu_v = \nu_e = 0,3$
- pour des pièces 1 et 2 en aluminium : $E_{p1} = E_{p2} = 72$ GPa et $\nu_{p1} = \nu_{p2} = 0,33$.

c. Frottement

Il a été considéré que seul le frottement présent entre la vis et les pièces, au niveau de la zone d'interférence, aurait un impact significatif sur les paramètres observés en sortie. Différentes simulations réalisées à l'aide des modèles de référence (Abaqus) ont montré en effet que l'intensité du frottement installé dans les autres zones de contact (appui sous sous-tête, appui plan entre pièces, appui sous écrou) avait un impact très faible sur les résultats calculés.

Le seul frottement considéré dans le modèle dédié est donc celui présent dans la zone d'interférence. Le modèle de frottement retenu est celui de Coulomb : forces tangentielles proportionnelles aux forces normales, et opposées au sens du glissement. Le modèle proposé permet de représenter une variation linéaire du coefficient de frottement selon z d'une face à l'autre de la pièce concernée. On doit nécessairement fournir au modèle les 4 valeurs suivantes :

- des deux paramètres f_{p1_e} (entrée de pièce 1) et f_{p1_s} (sortie de pièce 1)
- et des deux paramètres f_{p2_e} (entrée de pièce 2) et f_{p2_s} (sortie de pièce 2).

Les valeurs du coefficient de frottement sont établies à chaque nœud du maillage de manière à obtenir une répartition linéaire en fonction de z conformément à la figure suivante :

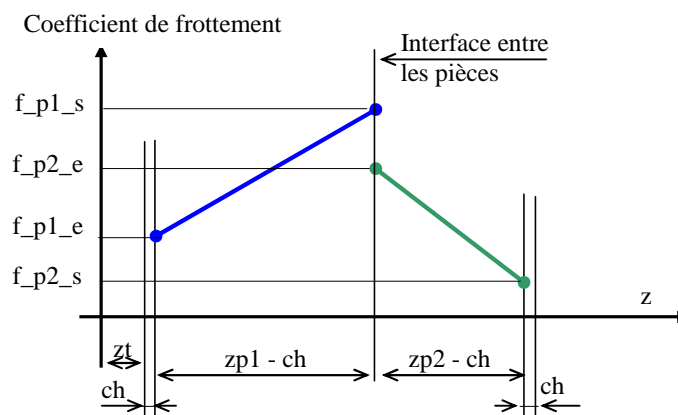


Figure 55 – Modélisation du frottement

A partir de ces valeurs, il est possible de modéliser des cas simples de variation. Ces fonctionnalités seront mises en œuvre au chapitre 4 dans le cadre d'une étude de sensibilité.

d. Serrage

Un effort de serrage (ou précontrainte) doit être spécifié. Il représente la précontrainte appliquée en bout de vis par le biais de l'écrou. En général, des préconisations de serrage accompagnent chaque application (par exemple, une charge qui conduit à contraindre le corps de la vis à 50 % de sa limite à rupture). Après résolution, il sera possible de savoir, à travers les résultats obtenus, si la valeur de serrage donnée en entrée est suffisante pour générer l'effort sous-tête requis (ce qui n'est pas garanti à l'avance compte-tenu des pertes par frottement le long du contact).

3.4.3 Bases du modèle éléments finis

Nous supposons que toutes les pièces considérées admettent l'axe de la vis comme axe de symétrie (les pièces serrées 1 et 2 seront donc modélisées par des formes cylindriques équivalentes). Les éléments axisymétriques retenus sont les éléments linéaires les plus simples : Q4AX (quadrangles à 4 nœuds, 8ddl) et T3AX (triangles à 3 nœuds, 6ddl). Une méthode d'intégration numérique basée sur les points de Gauss a été retenue (4 points pour les Q4AX et 3 points pour les T3AX). La figure 56 précise la nature des partitions et le paramétrage du maillage qui ont été retenus.

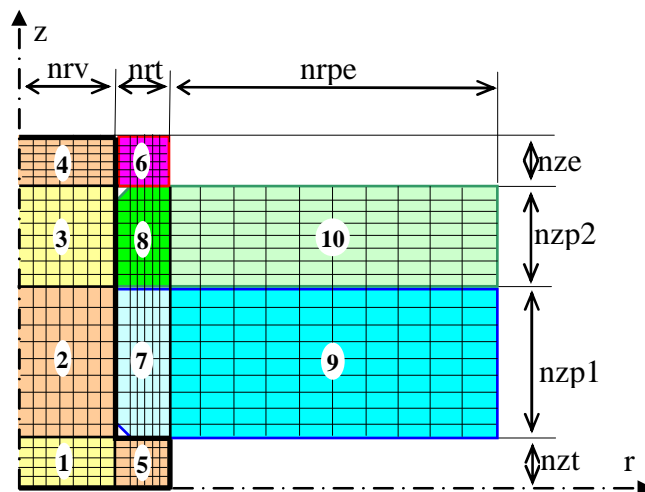


Figure 56 – Partitions et maillage par zone

La vis a été divisée en 5 parties (1 à 5). La pièce 1 en deux parties (7 et 9) ainsi que la pièce 2 (8 et 10). L'écrou est en une seule partie 6.

Les parties sont maillées en respectant les nombres d'éléments nrp1, nrp2, nze, nzt, nrt et nrpe selon r et nzt, nzp1, nzp2 et nze selon z.

Les éléments utilisés sont donc soit des éléments de forme rectangulaire, soit des éléments de forme triangulaire (le modèle n'en compte que deux, situés au niveau des chanfreins d'entrée et sortie).

Nous énonçons ci-après les hypothèses qui ont été retenues (elles sont de nature à construire un problème se limitant à un système d'équations linéaires dont la résolution est rapide) :

- pas de frottement au niveau des appuis plans, c'est-à-dire sous-tête (entre 5 et 7), à l'interface des deux pièces (entre 7 et 8, 9 et 10) et sous écrou (entre 6 et 8)
- présence d'un intereffort de compression entre la tête de la vis et la pièce d'appui, et d'un régime de glissement dans les zones de contact avec frottement. On se place donc de fait dans une situation où le niveau de serrage est considéré suffisant pour produire

un glissement tout le long du contact vis/pièces. Notons que cette hypothèse est celle d'un fonctionnement normal de la liaison : le serrage produit normalement une tension dans la vis d'un niveau supérieur à celui développé par l'outillage de mise en place de la fixation. Si la liaison est bien dimensionnée, l'effort de serrage doit produire une augmentation de l'effort sous-tête, et cela ne peut se produire que si la vis glisse dans son alésage sur toute la longueur du contact.

Le chargement est modélisé à l'interface latérale vis/écrou par un déplacement axial relatif imposé entre les nœuds de la vis et leurs vis-à-vis sur l'écrou.

3.4.4 Conditions aux limites

Le modèle proposé comporte 7 séries de conditions aux limites. En utilisant les mêmes repères que ceux de la figure 57, ces conditions sont :

- CL1. Couplage cinématique des déplacements selon z des nœuds coïncidents impliqués dans l'appui plan entre la tête de vis et la pièce p1, parties 5 et 7 (contact sans frottement) :

$$w_{p1} = w_v \quad (19)$$

- CL2. Couplage cinématique des déplacements selon z des nœuds coïncidents impliqués dans l'appui plan entre les deux pièces, parties 7 et 8, 9 et 10 (contact sans frottement) :

$$w_{p2} = w_{p1} \quad (20)$$

- CL3. Couplage cinématique des déplacements selon z des nœuds coïncidents impliqués dans l'appui plan entre l'écrou et la pièce p2, parties 6 et 8 (contact sans frottement) :

$$w_{p2} = w_{p1} \quad (21)$$

- CL4. Couplage cinématique avec terme constant selon r des nœuds coïncidents impliqués dans le montage avec interférence entre la vis et p1, parties 2 et 7, où t représente l'écart initial entre les rayons de la vis et de l'alésage (la matérialisation des forces de frottement sera explicitée dans le paragraphe suivant) :

$$u_{p1} = t + u_v \quad (22)$$

- CL5. Couplage cinématique avec terme constant selon r des nœuds coïncidents impliqués dans le montage avec interférence entre la vis et p2, parties 3 et 8, où t représente l'écart initial entre les rayons de la vis et de l'alésage (la matérialisation des forces de frottement sera explicitée dans le paragraphe suivant) :

$$u_{p2} = t + u_v \quad (23)$$

- CL6. Couplage cinématique avec terme constant selon z des nœuds coïncidents impliqués dans la zone de liaison vis-écrou (filetage), parties 4 et 6, où w_s matérialise un déplacement axial relatif concrétisant l'effet du serrage :

$$w_e = w_v - w_s \quad (24)$$

- CL7. Blocage d'un nœud de la vis selon z pour empêcher le mouvement d'ensemble selon z :

$$w_v = 0 \quad (25)$$

avec :

- (u, w) sont respectivement les déplacements des nœuds selon r et z ,
- l'indice v est relatif à la vis, e à l'écrou, $p1$ à la pièce p1 et $p2$ à la pièce p2.

Le chargement radial (frettage) est donc généré par le biais d'un déplacement radial relatif (t = interférence radiale au rayon) et le chargement axial (serrage, ou prétension) par le biais d'un déplacement axial relatif (ws).

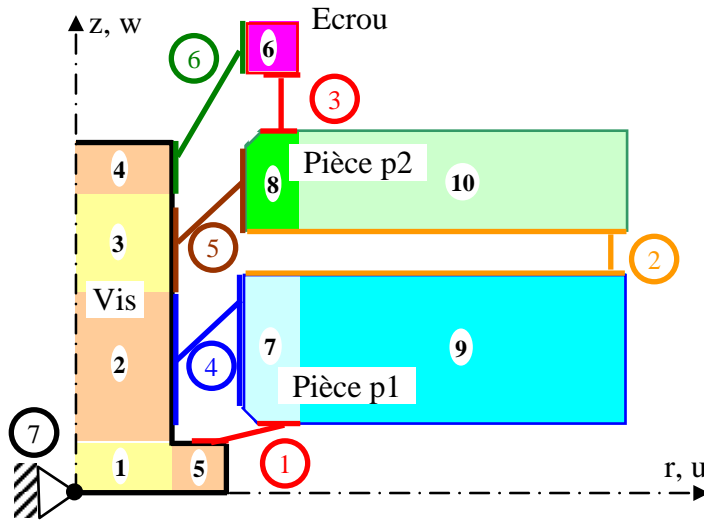


Figure 57 – Conditions aux limites

3.4.5 Formulation et technique de résolution utilisées

Nous utilisons une approche classique par éléments finis (méthode des déplacements) pour construire un système linéaire de départ que l'on peut noter sous la forme :

$$K \cdot q = F \quad (26)$$

Avec

K : matrice de raideur de l'ensemble,

$q^T = [u_1 \ w_1 \ u_2 \ w_2 \ \dots \ u_N \ w_N]$: vecteur des déplacements

F : vecteur des forces extérieures appliquées.

Au départ, avant la prise en compte des conditions aux limites, les différentes pièces constitutives de l'ensemble sont indépendantes, et le système global est la juxtaposition des systèmes relatifs à chaque pièce.

$$[K] = \begin{bmatrix} K_{vis} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & K_{p1} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & K_{p2} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & K_{écrou} \end{bmatrix} \quad (27)$$

a. Prise en compte du frottement

Dans le vecteur F du système (26) apparaissent les forces dues aux interactions entre les pièces, inconnues a priori, mais rendues dépendantes par les couplages cinématiques (dans le système

non réduit de départ, il y a à la fois des inconnues de déplacement et des inconnues d'effort). Focalisons-nous sur les forces s'exerçant sur deux nœuds en vis-à-vis impliqués dans le contact vis-pièce (nœud i côté vis et nœud j côté pièce), induites par l'interférence et le frottement. Elles sont de la forme :

$$F^T = \begin{bmatrix} \cdot & N_i & T_i & \cdot & \cdot & N_j & T_j & \cdot & \cdot \end{bmatrix}$$

où N est une composante normale associée à un degré de liberté u (selon r) et T une composante tangentielle associée à un degré de liberté w (selon z). Si nous considérons un frottement de Coulomb, et une situation de glissement liée à l'action de serrage (l'écrou remontant le long de la vis), nous obtenons, en tenant compte du principe de l'action et de la réaction :

$$F^T = \begin{bmatrix} \cdot & N_i & -f_i \cdot N_i & \cdot & \cdot & -N_i & f_i \cdot N_i & \cdot & \cdot \end{bmatrix}$$

où f_i est le coefficient de frottement au niveau des nœuds i et j .

Le système (26) peut donc être vu sous la forme :

$$\begin{bmatrix} \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot \\ \cdot & k_l^l & k_l^{l+1} & \cdot & \cdot & k_l^p & k_l^{p+1} & \cdot & \cdot \\ \cdot & k_{l+1}^l & k_{l+1}^{l+1} & \cdot & \cdot & k_{l+1}^p & k_{l+1}^{p+1} & \cdot & \cdot \\ \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot \\ \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot \\ \cdot & k_p^l & k_p^{l+1} & \cdot & \cdot & k_p^p & k_p^{p+1} & \cdot & \cdot \\ \cdot & k_{p+1}^l & k_{p+1}^{l+1} & \cdot & \cdot & k_{p+1}^p & k_{p+1}^{p+1} & \cdot & \cdot \\ \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \cdot \\ u_i \\ w_i \\ \cdot \\ \cdot \\ u_j \\ w_j \\ \cdot \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cdot \\ N_i \\ -f_i \cdot N_i \\ \cdot \\ \cdot \\ -N_i \\ f_i \cdot N_i \\ \cdot \end{bmatrix} \begin{matrix} (l) \\ (l+1) \\ \\ (p) \\ (p+1) \end{matrix} \quad (28)$$

Les lignes l et p sont dépendantes à la fois au niveau des efforts (couplage statique) et au niveau des déplacements (le couplage cinématique CL5 introduit une relation directe entre u_i et u_j). Ces liens seront pris en compte plus loin par la mise en œuvre de la technique d'élimination des degrés de liberté dépendants. Cette technique traite simultanément les deux couplages, cinématique et statique associé. Ici, les composantes N inconnues seront éliminés au bénéfice de l'inconnue de déplacement u_i dans le système réduit final qui sera à résoudre.

Par contre les déplacements w_i et w_j sont indépendants. Nous proposons d'utiliser une simple technique de substitution pour retirer du système (28) les inconnues d'effort tangentiel des lignes $(l+1)$ et $(p+1)$. A partir de l'expression de N_i tirée de la ligne (l) , le système peut être mis sous la forme suivante :

$$\begin{bmatrix} \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot \\ \cdot & k_l^l & k_l^{l+1} & \cdot & \cdot & k_l^p & k_l^{p+1} & \cdot & \cdot \\ \cdot & k_{l+1}^l + f_i \cdot k_l^l & k_{l+1}^{l+1} + f_i \cdot k_l^{l+1} & \cdot & \cdot & k_{l+1}^p + f_i \cdot k_l^p & k_{l+1}^{p+1} + f_i \cdot k_l^{p+1} & \cdot & \cdot \\ \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot \\ \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot \\ \cdot & k_p^l & k_p^{l+1} & \cdot & \cdot & k_p^p & k_p^{p+1} & \cdot & \cdot \\ \cdot & k_{p+1}^l - f_i \cdot k_l^l & k_{p+1}^{l+1} - f_i \cdot k_l^{l+1} & \cdot & \cdot & k_{p+1}^p - f_i \cdot k_l^p & k_{p+1}^{p+1} - f_i \cdot k_l^{p+1} & \cdot & \cdot \\ \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \cdot \\ u_i \\ w_i \\ \cdot \\ \cdot \\ u_j \\ w_j \\ \cdot \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cdot \\ N_i \\ 0 \\ \cdot \\ \cdot \\ -N_i \\ 0 \\ \cdot \end{bmatrix} \begin{matrix} (l) \\ (l+1) \\ \\ (p) \\ (p+1) \end{matrix} \quad (29)$$

Ce système est de la forme générale :

$$K' \cdot q = F' \quad (30)$$

où le vecteur q est inchangé, mais où K et F ont changé. En l'absence de forces purement extérieures, et compte-tenu de l'élimination à venir des forces liées à des couplages statiques, le vecteur F' peut être initialisé à 0.

b. Elimination des termes constants.

Les relations (22), (23) et (24) des conditions aux limites sont des relations linéaires qui lient chacune deux degrés de liberté, mais en faisant intervenir un terme constant. En dissociant, au sein du vecteur q , la partie inconnue de la partie constante connue, il vient :

$$q = q' + qc \quad (31)$$

où q' ne fait plus apparaître que des déplacements de valeur inconnue et qc des déplacements constants connus (à base des valeurs de t et de w_s). Par exemple, conformément à (22), à partir de la relation $u_j = t + u_i$

$$q^T = \begin{bmatrix} \dots & u_i & \dots & t + u_i & \dots \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \dots & u_i & \dots & u_i & \dots \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \dots & 0 & \dots & t & \dots \end{bmatrix}$$

Le système (30) peut alors être transformé pour prendre la forme :

$$K' \cdot q' = F'' \quad (32)$$

avec :

$$\begin{aligned} & q' \text{ vecteur des déplacements} \\ & F'' = F' - K' \cdot qc \end{aligned} \quad (33)$$

Dans q' , de nombreuses variables dépendent directement d'autres variables par une relation d'égalité.

c. Elimination des degrés de liberté dépendants.

On exploite maintenant toutes les relations de dépendance existantes entre les degrés de liberté (celles qui découlent des relations (19) à (24)) pour passer du vecteur q' de rang N à un vecteur q'' de rang $N-M$.

$$q' = R \cdot q'' \quad (34)$$

où q'' est appelé le vecteur des déplacements nodaux indépendants et R est une matrice de réduction.

$$\begin{array}{c} \updownarrow \\ \text{N} \end{array} \begin{bmatrix} q'_1 \\ q'_2 \\ \vdots \\ q'_N \end{bmatrix} = \begin{array}{c} \updownarrow \\ \text{N} \end{array} \begin{bmatrix} \\ \\ \\ \\ \\ \\ \\ \\ \\ \phantom{q''_{10}} \end{bmatrix} \begin{array}{c} \left[\begin{array}{c} q''_1 \\ \vdots \\ q''_{N-M} \end{array} \right] \updownarrow \\ \text{N-M} \end{array}$$

$\leftarrow \text{N-M} \rightarrow$

On a alors :

$$q^T = q''^T \cdot R^T \quad (35)$$

L'énergie potentielle totale du système étudié s'exprimant ainsi :

$$V = \frac{1}{2} \cdot q'^T \cdot K' \cdot q' - q'^T \cdot F''$$

Elle peut être développée sous la forme suivante :

$$V = \frac{1}{2} \cdot q''^T \cdot R^T \cdot K' \cdot R \cdot q'' - q''^T \cdot R^T \cdot F''$$

$$V = \frac{1}{2} \cdot q''^T \cdot K'' \cdot q'' - q''^T \cdot F'''$$

avec :

$$\begin{aligned} K'' &= R^T \cdot K' \cdot R && \text{matrice (N-M)*(N-M)} \\ F''' &= R^T \cdot F'' && \text{vecteur (N-M)} \end{aligned} \quad (36)$$

Le vecteur q'' qui minimise V est le vecteur tel que :

$$K'' \cdot q'' = F''' \quad (37)$$

La dernière condition aux limites, relation (25), est traitée à ce niveau par une simple technique de pénalisation (les paramètres de raideur de la ligne associée au degré de liberté considéré sont tous mis à 0 sauf celui pondérant ce degré de liberté, qui lui est pris égal à 1). Le système devient :

$$K''' \cdot q'' = F''' \quad (38)$$

d. Résolution du problème.

Le système (38) est un système linéaire conventionnel. Il peut être résolu à partir d'un algorithme dédié, certains outils numériques, tel Matlab, étant extrêmement performants dans cet exercice.

$$q'' = [K''']^{-1} \cdot F'''$$

L'intérêt d'avoir utilisé une technique de réduction, dans un contexte où on souhaite un temps de traitement court, est qu'elle a conduit à réduire l'expression du problème à sa taille minimale. Après résolution, connaissant le vecteur q'' des déplacements nodaux indépendants, on peut calculer le vecteur q' à l'aide de la relation (34), puis q à partir de (31). Connaissant K et q , on obtient F à partir de (24).

Il reste à définir la procédure qui nous permettra d'obtenir le niveau de serrage souhaité quand celui-ci est exprimé sous la forme d'une force S en Newton par le concepteur. La technique est simple :

- on fait un premier calcul avec une valeur de déplacement axial w_{s1} arbitraire (par exemple 0,05 mm),
- on calcule, par post-traitement, à partir des composantes de F , la valeur de serrage $S1$ induite en termes de force,
- on fait un deuxième calcul avec une valeur de déplacement axial w_{s2} arbitraire, différente de w_{s1} (par exemple 0,1 mm),
- on calcule, par post-traitement, à partir des composantes de F , la valeur de serrage $S2$ induite en termes de force,

- sachant que le comportement est linéaire, on établit la valeur de w_s qui conduira à la valeur de serrage S spécifiée, puis on procède au calcul définitif :

$$w_s = w_{s1} + (w_{s2} - w_{s1}) \cdot \frac{S - S1}{S2 - S1}$$

3.4.6 Illustration des résultats obtenus

Une maquette d'outil d'assistance à la conception a été réalisée sous Matlab pour évaluer les performances qui peuvent être tirées du modèle dédié défini ci-avant. Le code développé compte environ 2000 lignes. Le traitement est quasi instantané sur un PC de bureau conventionnel. Nous illustrons ci-après les résultats fournis par cette maquette. Nous prenons à titre d'exemple le jeu de données suivant :

Dimensions :

- $r_v = 6,35$ mm,
- $ch = 0,5$ mm,
- $rt = 10$ mm,
- $r_{pe} = 50$ mm,
- $zt = 4$ mm,
- $z_{p1} = 12$ mm,
- $z_{p2} = 6$ mm,
- $ze = 8$ mm.

Nous nous plaçons dans le cas d'une interférence constante et identique pour les deux contacts vis/pièces :

$$t_{p1_e} = t_{p1_m} = t_{p1_s} = t_{p2_e} = t_{p2_m} = t_{p2_s} = 0,05 \text{ mm}$$

Matériaux.

Nous utilisons les données déjà fournies plus haut (vis et écrou en titane, pièces en aluminium).

Frottement.

Nous nous plaçons dans le cas d'un coefficient de frottement constant et identique pour les deux contacts vis/pièces : $f_{p1_e} = f_{p1_s} = f_{p2_e} = f_{p2_s} = 0,04$

Serrage.

Considérons dans un premier temps une valeur de serrage (prétension) assez grande pour satisfaire les hypothèses, soit : $S = 20000$ N.

Maillage.

Nous retenons les valeurs suivantes pour les paramètres de maillage :

- $n_{rv} = 8$ éléments (pour 6,35 mm de rayon des zones concernées),
- $n_{rt} = 4$ éléments (pour $10 - 6,35 = 3,65$ mm),
- $n_{rpe} = 10$ éléments (pour $50 - 10 = 40$ mm de rayon des zones concernées),
- $n_{zt} = 4$ éléments (pour 4 mm d'épaisseur des zones concernées),
- $n_{z_{p1}} = 13$ éléments (pour 11,5 mm d'épaisseur des zones concernées),
- $n_{z_{p2}} = 7$ éléments (pour 5,5 mm d'épaisseur des zones concernées),
- $n_{ze} = 8$ éléments (pour 8 mm d'épaisseur des zones concernées).

Les résultats obtenus sont les suivants :

- dans la fenêtre de commande de Matlab :

. L'effort résiduel sous tête : 11169 Newton

. L'effort de serrage entre les 2 pièces : 17034 Newton

. L'évolution de la tension de la vis, selon l'axe de la vis depuis le plan d'appui de la tête jusqu'au plan d'appui de l'écrou. Voir le tableau de gauche ci-après et la figure 58 :

. L'évolution de la pression sur le corps de la vis, selon l'axe z, depuis le plan d'appui de la tête jusqu'au plan d'appui de l'écrou. Voir le tableau de droite ci-après et la figure 58 :

z (mm)	Tension vis (N)
0	1.1170e+004
5.0000e-001	1.1170e+004
9.7917e-001	1.1792e+004
1.9375e+000	1.2330e+004
2.8958e+000	1.2796e+004
3.8542e+000	1.3248e+004
4.8125e+000	1.3694e+004
5.7708e+000	1.4138e+004
6.7292e+000	1.4582e+004
7.6875e+000	1.5026e+004
8.6458e+000	1.5470e+004
9.6042e+000	1.5916e+004
1.0563e+001	1.6364e+004
1.1521e+001	1.6812e+004
1.2000e+001	1.7034e+004
1.2458e+001	1.7237e+004
1.3375e+001	1.7639e+004
1.4292e+001	1.8045e+004
1.5208e+001	1.8460e+004
1.6125e+001	1.8894e+004
1.7042e+001	1.9406e+004
1.7500e+001	2.0000e+004
1.8000e+001	2.0000e+004

z (mm)	Pression vis (MPa)
0	NaN
5.0000e-001	NaN
7.3958e-001	8.1412e+002
1.4583e+000	3.5167e+002
2.4167e+000	3.0482e+002
3.3750e+000	2.9559e+002
4.3333e+000	2.9147e+002
5.2917e+000	2.9021e+002
6.2500e+000	2.9001e+002
7.2083e+000	2.9026e+002
8.1667e+000	2.9077e+002
9.1250e+000	2.9153e+002
1.0083e+001	2.9264e+002
1.1042e+001	2.9337e+002
1.2000e+001	2.8395e+002
1.2917e+001	2.7466e+002
1.3833e+001	2.7739e+002
1.4750e+001	2.8396e+002
1.5667e+001	2.9666e+002
1.6583e+001	3.4996e+002
1.7271e+001	8.1170e+002
1.7500e+001	NaN
1.8000e+001	NaN

. L'évolution de la pression sur le corps des deux pièces, selon l'axe z, depuis le plan d'appui de la tête jusqu'au plan d'appui de l'écrou. Voir les tableaux suivants et la figure 58 :

z (mm)	Pression pièce 1 (MPa)
0	NaN
5.0000e-001	NaN
7.3958e-001	8.1412e+002
1.4583e+000	3.5167e+002
2.4167e+000	3.0482e+002
3.3750e+000	2.9559e+002
4.3333e+000	2.9147e+002
5.2917e+000	2.9021e+002
6.2500e+000	2.9001e+002
7.2083e+000	2.9026e+002
8.1667e+000	2.9077e+002
9.1250e+000	2.9153e+002
1.0083e+001	2.9264e+002
1.1042e+001	2.9337e+002
1.1760e+001	2.9031e+002
1.2000e+001	NaN
1.2229e+001	NaN
1.2917e+001	NaN
1.3833e+001	NaN
1.4750e+001	NaN

z (mm)	Pression pièce 2 (MPa)
0	NaN
5.0000e-001	NaN
7.3958e-001	NaN
1.4583e+000	NaN
2.4167e+000	NaN
3.3750e+000	NaN
4.3333e+000	NaN
5.2917e+000	NaN
6.2500e+000	NaN
7.2083e+000	NaN
8.1667e+000	NaN
9.1250e+000	NaN
1.0083e+001	NaN
1.1042e+001	NaN
1.1760e+001	NaN
1.2000e+001	NaN
1.2229e+001	2.7730e+002
1.2917e+001	2.7466e+002
1.3833e+001	2.7739e+002
1.4750e+001	2.8396e+002

1.5667e+001	NaN
1.6583e+001	NaN
1.7271e+001	NaN
1.7500e+001	NaN
1.8000e+001	NaN

1.5667e+001	2.9666e+002
1.6583e+001	.4996e+002
1.7271e+001	8.1170e+002
1.7500e+001	NaN
1.8000e+001	NaN

- des figures associées aux tableaux présentés ci-avant :

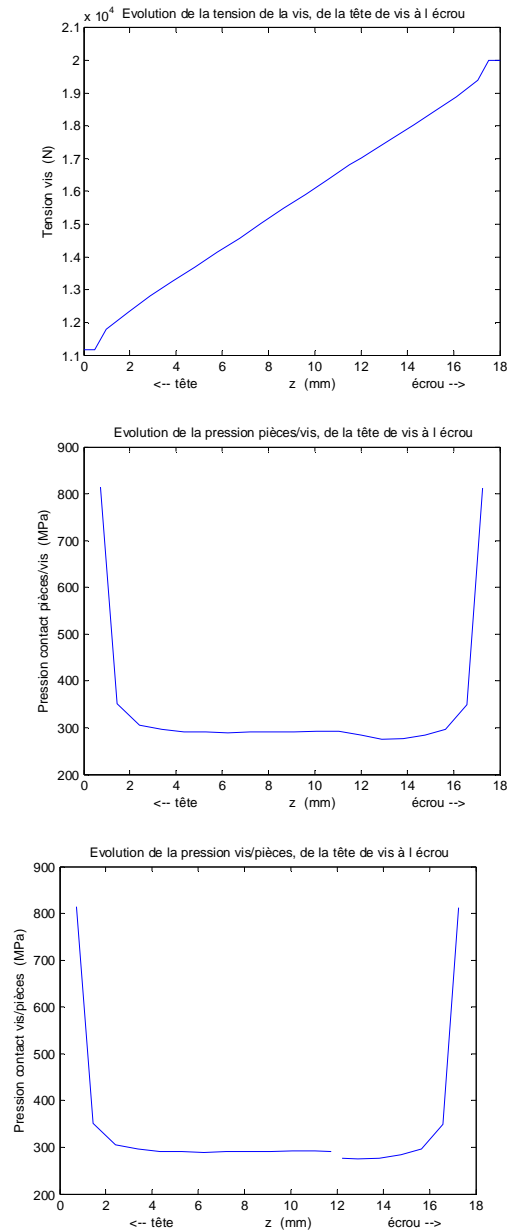


Figure 58 – Figures produites par l’outil d’assistance

Les résultats permettent donc à l'utilisateur d'obtenir une estimation de l'effort sous-tête (11170 N), ainsi que de l'effort de serrage des pièces atteint au niveau de l'interface (17034 N), pour le niveau de serrage donné en entrée ($S = 20000$ N).

Cas d'une spécification de serrage insuffisante/hypothèses.

Considérons maintenant une valeur de serrage trop faible pour satisfaire les hypothèses, soit serrage = 5000 N.

Les calculs définis ci-avant conduisent alors à une valeur négative de l'effort sous tête, et il est possible de produire un message du type suivant :

Attention, dans vos données, l'effort de serrage spécifié est insuffisant.

Ce modèle de calcul simplifié suppose qu'il existe un glissement tout le long du contact ajusté vis/pièces. L'effort de serrage spécifié doit être suffisant pour induire ce glissement.

Pour information, l'effort de serrage minimal compatible avec vos données est : 9023 Newton

Prière de reprendre le calcul avec un effort de serrage supérieur à cet effort minimal.

L'utilisateur du modèle peut donc être prévenu quand ses données ne sont pas compatibles avec les hypothèses. Cela signifie implicitement que le niveau de serrage qu'il a proposé ne permettrait pas d'atteindre un effort sous-tête positif. Le modèle permet, de plus, de prédire le niveau minimal de serrage (ou de traction), ici égal à 9023 N, qu'il faut appliquer pour commencer à générer un effort sous-tête. Il s'agit d'une information très intéressante pour le concepteur.

3.4.7 Validation du code par comparaison à un code commercial

Nous cherchons maintenant à vérifier, dans un premier temps, que le modèle proposé, codé sous Matlab, est viable. A cet effet, une modélisation est réalisée avec le code commercial Ideas-V12 (figures 59 et 60) en essayant d'adopter, autant que faire se peut, les mêmes hypothèses que celles utilisées dans la modélisation Matlab : on traite en une seule fois le chargement introduit par l'interférence et par le serrage sans considérer l'historique de la mise en place de la fixation. Le modèle s'appuie sur des éléments gap avec frottement pour la partie frettée, sur des couplages cinématiques au niveau des appuis plans (sous-tête, entre les 2 pièces et entre la pièce 2 et l'écrou – le frottement est donc supposé nul dans ces zones). Pour introduire le serrage, il n'a pas été possible de le faire strictement comme dans le modèle dédié car le solveur Ideas n'accepte pas de gérer à la fois des éléments gap et des MPC (équations cinématiques avec terme constant – elles sont nécessaires ici pour introduire un déplacement relatif entre la vis et l'écrou). Le serrage est introduit par le biais d'une combinaison de MPC s'appuyant sur un nœud auxiliaire, nœud auquel un déplacement est imposé (correspondant au déplacement relatif écrou/vis).

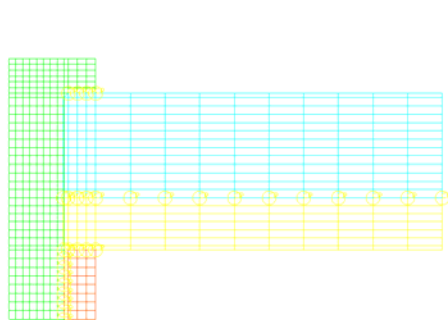


Figure 59 – Modèle IDEAS

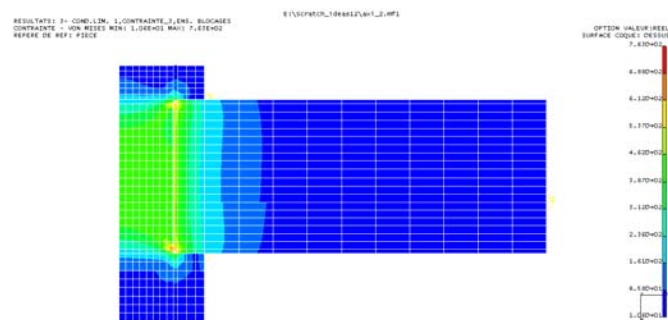


Figure 60 – Contraintes VM après chargement

Pour l'exemple défini au paragraphe précédent, les résultats obtenus sont très voisins de ceux obtenus avec le modèle dédié codé sous Matlab :

- effort résiduel sous tête : 11196 N (contre 11170 N)
- effort de serrage entre les 2 pièces : 17067 N (contre 17034 N)

Au niveau de la répartition de pression, la correspondance est très bonne comme le montre la figure 61 et le tableau ci-après.

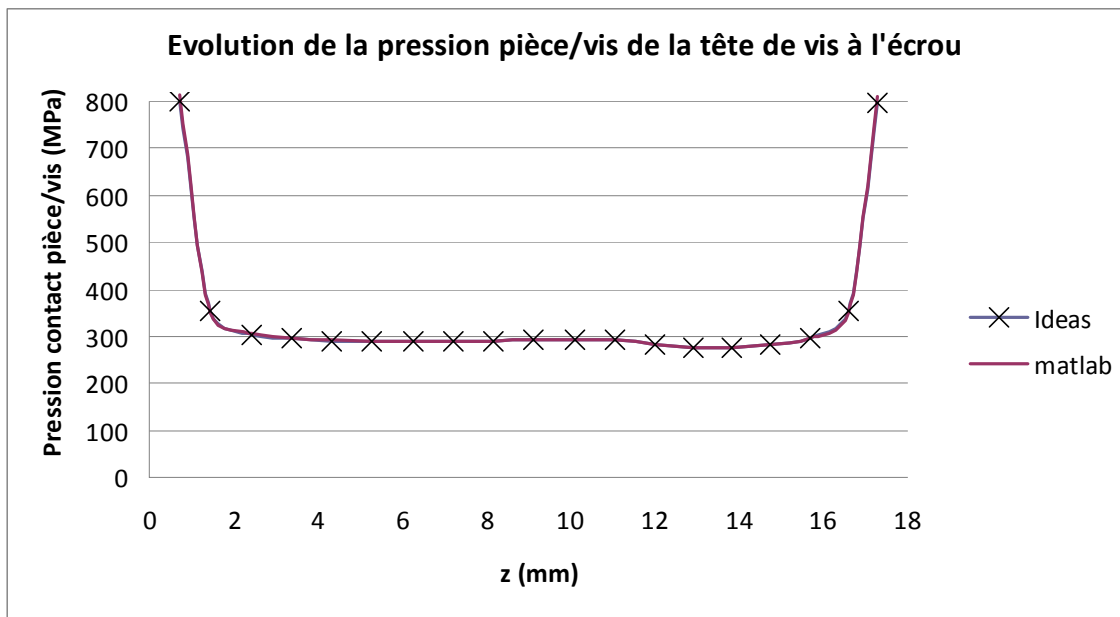


Figure 61 – Comparaison des pressions IDEAS / Matlab

z (mm)	Ideas (MPa)	Matlab (MPa)	Ecart (%)
0,74	800	814	1,8
1,46	356	352	-1,1
2,42	304	305	0,2
3,38	295	296	0,2
4,33	291	291	0,2
5,29	290	290	0,2
6,25	290	290	0,2
7,21	290	290	0,2
8,17	290	291	0,1
9,13	291	292	0,2
10,08	292	293	0,1
11,04	293	293	0,2
12,00	283	284	0,2
12,92	274	275	0,1
13,83	277	277	0,3
14,75	283	284	0,2
15,67	296	297	0,2
16,58	355	350	-1,3
17,27	797	812	1,8

Nous cherchons maintenant à nous assurer que l'adéquation observée pour un cas d'étude continue d'exister quand les paramètres d'entrée varient. Pour ce faire, nous utilisons le plan d'expériences numériques déjà introduit au paragraphe 3.3.4.

Pour les diamètres et épaisseurs de têtes, et autres dimensions caractéristiques, nous nous

appuyons sur des dimensions voisines de celles des vis existantes ($r_t = 5,5$ mm et $z_t = 2,5$ mm pour les vis de diamètre 6,35 mm, $r_t = 10$ mm et $z_t = 5$ mm pour les vis de diamètre 12,7 mm). Un chanfrein de 0,5 mm est considéré dans tous les cas à l'entrée de la pièce 1 et à la sortie de la pièce 2.

Nous retenons les valeurs suivantes pour les paramètres de maillage :

- nrv = 8 éléments,
- nrt = 4 éléments,
- nrpe = 8 éléments,
- nzt = 6 éléments,
- nzp1 = 11 éléments,
- nzp2 = 11 éléments,
- nze = 8 éléments.

Le tableau ci-après donne les résultats obtenus pour le cas $d_{fix} = 6,35$ mm (le diamètre de vis est notre facteur 1). Le déplacement imposé entre la vis et l'écrou est calculé dans chaque cas de manière à induire une traction de 15000 N en bout de vis.

Cas d'étude				Numéro expériences	Effort sous tête T			Serrage pièces P		
Interférence (%)	épaisseur pièces (mm)	diamètre extérieur (mm)	coef. Frottement		Modèle dédié 2D-axi	IDEAS	ECART %	Modèle dédié 2D-axi	IDEAS	ECART %
0,80%	6	12,7	0,02	1						
			0,06	2						
		63,5	0,02	3						
			0,06	4 - Fr1	10941	10952	-0,11	12992	12994	-0,02
	24	12,7	0,02	5						
			0,06	6						
		63,5	0,02	7 - Fr2	9614	9646	-0,33	12351	12371	-0,16
			0,06	8						
1,20%	6	12,7	0,02	9						
			0,06	10 - Fr3	10576	10597	-0,20	12813	12829	-0,12
		63,5	0,02	11						
			0,06	12						
	24	12,7	0,02	13 - Fr4	9075	9094	-0,21	12092	12106	-0,12
			0,06	14						
		63,5	0,02	15						
			0,06	16						

Résultats pour $d_{fix} = 6,35$ mm

Le tableau suivant est relatif au cas $d_{fix} = 12,7$ mm, la traction en bout de vis étant de 60000 N.

Cas d'étude				Numéro expériences	Effort sous tête T			Serrage pièces P		
Interférence (%)	épaisseur pièces (mm)	diamètre extérieur (mm)	coef. Frottement		Modèle dédié 2D-axi	IDEAS	ECART %	Modèle dédié 2D-axi	IDEAS	ECART %
0,80%	6	25,4	0,02	17 - Fr5	58114	58112	0,00	59064	59062	0,00
			0,06	18						
		127	0,02	19						
			0,06	20						
	24	25,4	0,02	21						
			0,06	22 - Fr6	37924	37939	-0,04	49229	49237	-0,02
		127	0,02	23						
			0,06	24						
1,20%	6	25,4	0,02	25						
			0,06	26						
		127	0,02	27 - Fr7	55555	55565	-0,02	57785	57788	-0,01
			0,06	28						
	24	25,4	0,02	29						
			0,06	30						
		127	0,02	31						
			0,06	32 - Fr8	6906	7135	-3,21	33940	34042	-0,30

Résultats pour $d_{fix} = 12,7$ mm

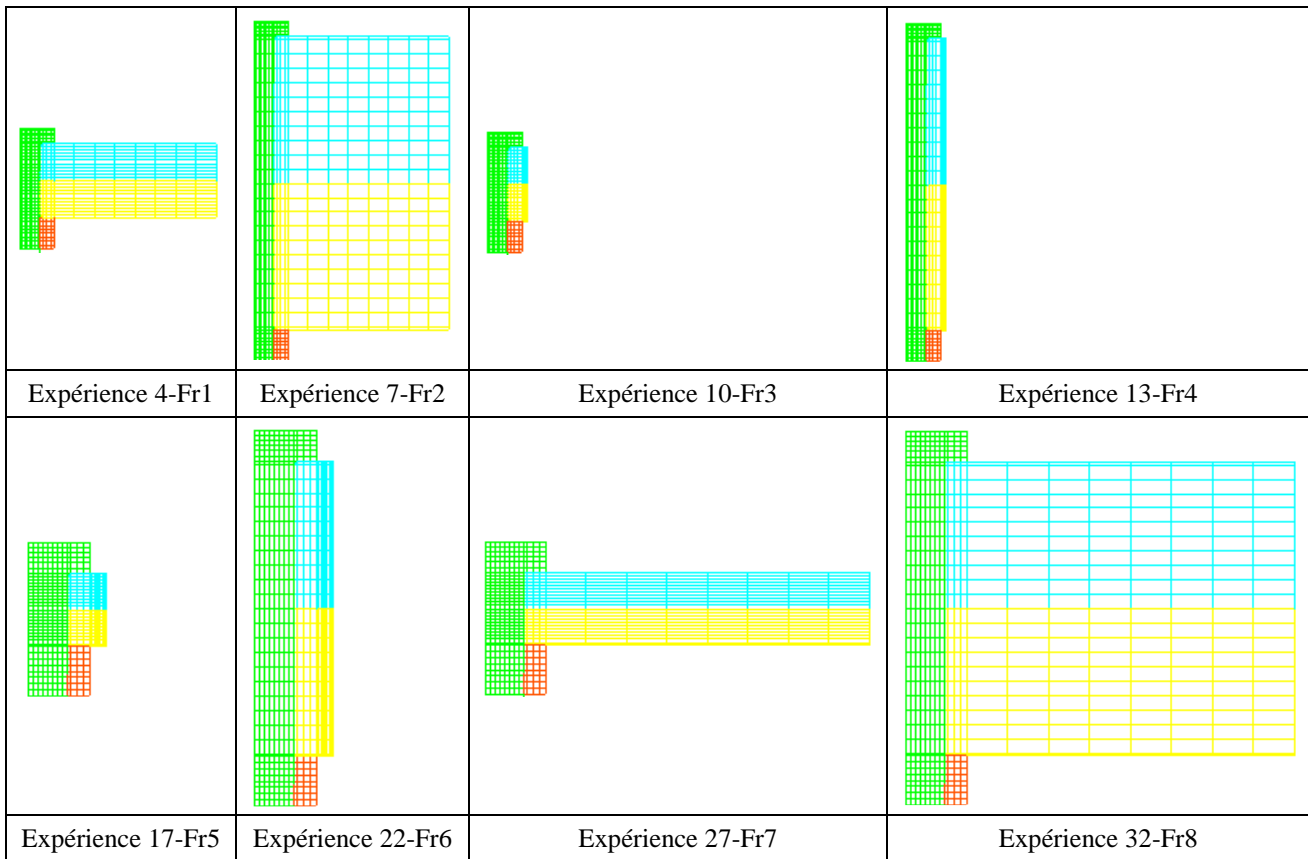


Figure 62 – Modèles du plan d'expériences

La figure 62 donne un aperçu des différents modèles réalisés sous Ideas et représentés à la même échelle.

La très bonne concordance des résultats nous permet de conclure que les bases qui sous-tendent le modèle dédié proposé sont saines, au moins dans le domaine du plan d'expériences. Les petites différences constatées peuvent être dues notamment à la formulation utilisée pour les éléments finis, ainsi qu'au traitement du contact (MPC sous Matlab, élément « Gap » sous Ideas avec algorithme à base de coefficients de pénalisation). La seule différence notable qui apparaît est celle obtenue pour l'expérience 32-Fr8. La concernant, il faut noter que l'écart indiqué dans le tableau porte sur la valeur résiduelle de l'effort sous-tête, laquelle est faible dans le cas de l'expérience 32-Fr8 vis-à-vis de l'effort de traction imposé à la vis (60000 N). Si on avait fait le choix de mesurer la performance de l'outil Matlab en mesurant l'écart observé sur la valeur de la perte d'effort le long de la partie en interférence, on aurait alors obtenu :

- Perte évaluée avec le modèle dédié = 53094 N,
- Perte évaluée avec le modèle Ideas = 52865 N,
- Ecart sur la perte = 0,43 %.

Ce qui nous ramène à un niveau d'écart inférieur à 1 %.

3.4.8 Evaluation des performances

De manière à juger de la pertinence de la maquette réalisée sous Matlab, nous comparons maintenant les résultats obtenus avec ceux du modèle de référence réalisé sous Abaqus. Rappelons que ce dernier considère le processus d'introduction complet, puis le processus de chargement. Le chargement (correspondant à l'action de serrage de l'écrou) est modélisé par une pression tangentielle uniforme sur la zone de contact latérale avec l'écrou. De manière à équilibrer les efforts, la même pression mais de sens opposée est appliquée sur la face latérale interne de l'écrou. Afin d'éviter un mouvement d'ensemble, le déplacement axial d'un nœud de

l'écrou est imposé égal à zéro.

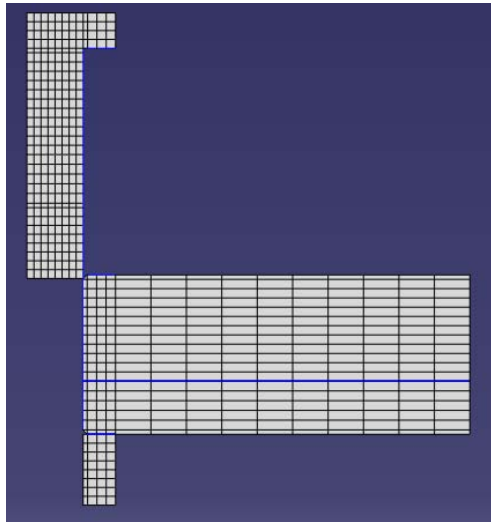


Figure 63 – Position initiale

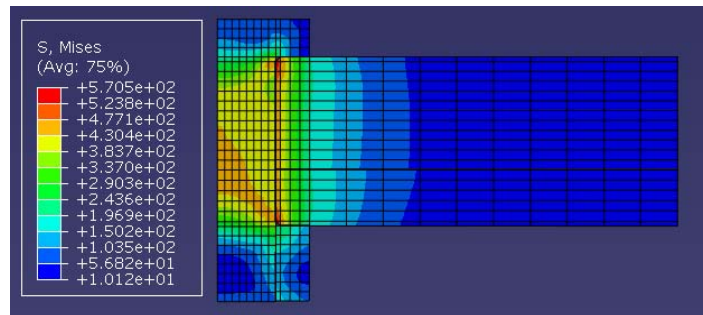


Figure 64 – Position finale

Dans la configuration étudiée, le modèle réalisé avec Abaqus (voir figures 63 et 64) conduit à un effort sous tête de 11000 N et un effort axial entre pièces de 17100 N. Les écarts entre ces résultats et ceux obtenus avec le modèle dédié sont inférieurs à 1 %. Les deux modèles conduisent donc à des valeurs très voisines des paramètres principaux T et P que l'on cherche à évaluer. Une analyse plus fine peut-être réalisée en comparant les courbes de pression (figure 65) obtenues entre le modèle développé sous Abaqus et le modèle développé sous Matlab.

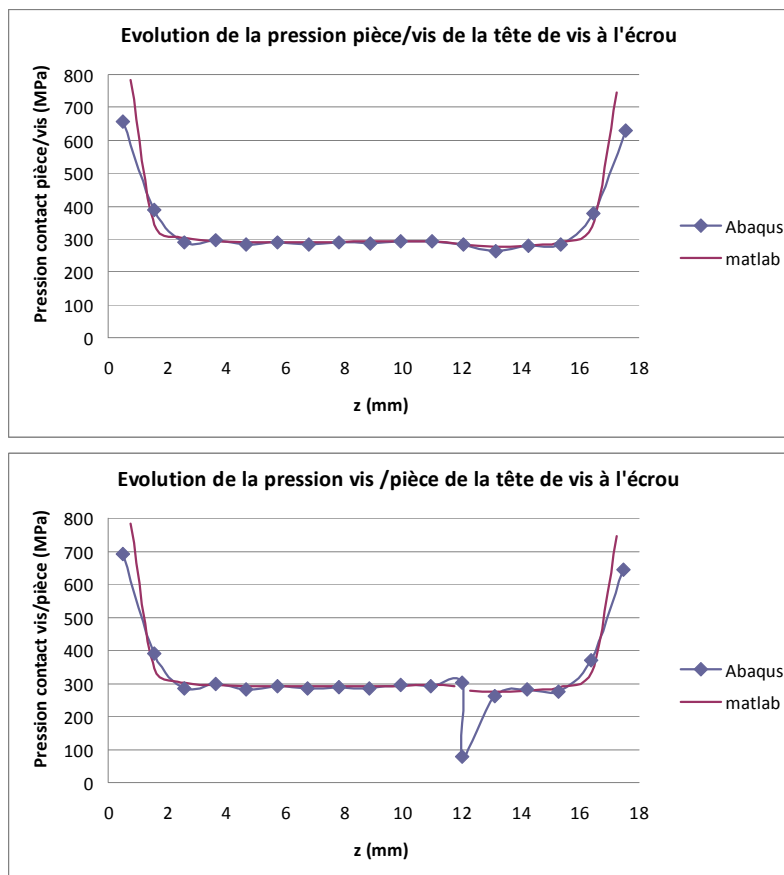


Figure 65 – Comparaison des pressions Abaqus / Matlab

Il est intéressant de constater que les niveaux de pression sont très similaires. Il est normal d'observer une disparité au niveau des extrémités car ce sont les lieux de fortes singularités. De plus, la discontinuité de la pression au niveau du passage d'une pièce à l'autre est plus visible sur le modèle Abaqus car les résultats de pression sont indiqués sur chaque nœud, alors que le calcul de la pression est effectué au milieu de chaque élément dans le modèle développé sous Matlab.

Nous confrontons maintenant les résultats obtenus par le modèle dédié à ceux obtenus avec le modèle de référence Abaqus sur le périmètre du plan d'expériences numériques déjà introduit au paragraphe 3.3.4. Pour que la comparaison soit plus représentative,

- le maillage utilisé avec le modèle dédié a été affiné pour obtenir une densité de maillage équivalente à celle des modèles Abaqus (d'où une légère différence des valeurs reportées ci-après par rapport à celles des tableaux précédents consacrés à une validation du code par comparaison à des modèles développés sous IDEAS)
- l'écrou est ajouté au modèle Abaqus.
- le chargement sous Abaqus est effectué en appliquant des pressions tangentielles uniformes et opposées sur la vis et l'écrou dans les zones correspondant aux filetages.

Pour éviter tout déplacement d'ensemble, un nœud de l'écrou est également bloqué en translation axiale dans le modèle Abaqus.

Le tableau ci-après donne les résultats obtenus pour le cas $d_{fix} = 6,35$ mm (le diamètre de vis est notre facteur 1).

Cas d'étude				Numéro expériences	Effort sous tête T			Serrage pièces P		
Interférence (%)	épaisseur pièces (mm)	diamètre extérieur (mm)	coef. Frottement		Modèle dédié 2D-axi	Référence ABAQUS	ECART %	Modèle dédié 2D-axi	Référence ABAQUS	ECART %
0,80%	6	12,7	0,02	1						
			0,06	2						
		63,5	0,02	3						
			0,06	4 - Fr1	10988	11090	-0,92	13005	13071	-0,50
	24	12,7	0,02	5						
			0,06	6						
		63,5	0,02	7 - Fr2	9670	9741	-0,73	12376	12423	-0,38
			0,06	8						
1,20%	6	12,7	0,02	9						
			0,06	10 - Fr3	10574	10685	-1,04	12807	12870	-0,49
		63,5	0,02	11						
			0,06	12						
	24	12,7	0,02	13 - Fr4	9059	9164	-1,15	12083	12150	-0,55
			0,06	14						
		63,5	0,02	15						
			0,06	16						

Résultats pour $d_{fix} = 6,35$ mm

Le tableau suivant est relatif au cas $d_{fix} = 12,7$ mm.

Cas d'étude				Numéro expériences	Effort sous tête T			Serrage pièces P		
Interférence (%)	épaisseur pièces (mm)	diamètre extérieur (mm)	coef. Frottement		Modèle dédié 2D-axi	Référence ABAQUS	ECART %	Modèle dédié 2D-axi	Référence ABAQUS	ECART %
0,80%	6	25,4	0,02	17 - Fr5	58117	58186	-0,12	59066	59129	-0,11
			0,06	18						
		127	0,02	19						
			0,06	20						
	24	25,4	0,02	21						
			0,06	22 - Fr6	37995	38322	-0,85	49268	49561	-0,59
		127	0,02	23						
			0,06	24						
1,20%	6	25,4	0,02	25						
			0,06	26						
		127	0,02	27 - Fr7	55629	55733	-0,19	57822	57911	-0,15
			0,06	28						
	24	25,4	0,02	29						
			0,06	30						
		127	0,02	31						
			0,06	32 - Fr8	7950	8521	-6,70	34441	34907	-1,33

Résultats pour $d_{fix} = 12,7 \text{ mm}$

Les écarts entre les résultats des deux modèles sont très faibles. Seul le cas 32-Fr8 présente un écart relatif des efforts résiduels assez important. Il faut noter que ce cas précis est un cas extrême car l'interférence, le frottement et les épaisseurs sont à leur niveau le plus élevé. Cela engendre une perte de charge axiale significative. Remarquons que si l'écart avait été calculé ici sur la perte elle-même, et non sur la valeur résiduelle de l'effort, il ne serait que de 1,1 %. L'indicateur utilisé dans les tableaux ci-avant est donc à interpréter avec prudence, notamment quand l'effort résiduel sous-tête s'approche de 0.

De manière à s'assurer qu'il n'y ait pas une source de divergence que nous n'ayons pas détectée sur l'expérience 32-Fr8, nous avons également comparé les déformations axiales au centre de la vis entre Matlab et Abaqus (figure 66).

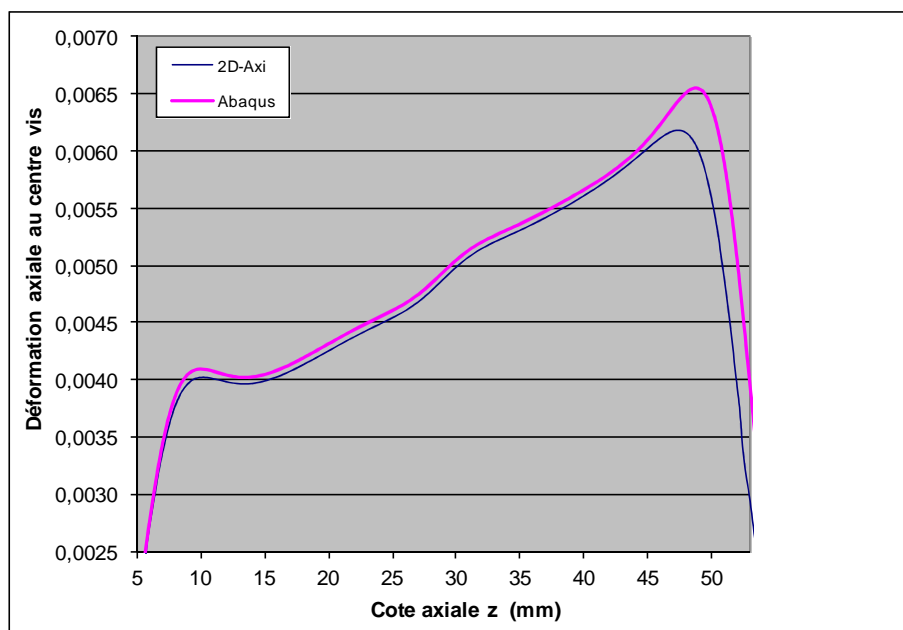


Figure 66 – Comparaison des déformations axiales Abaqus / Matlab pour l'expérience 32-Fr8

Nous retrouvons les mêmes remarques que celles faites pour l'évolution de la pression : l'évolution générale est bonne, les effets de bords sont présents et très sensibles à la modélisation.

Au niveau de l'interface pièce/écrou la différence observée vient du fait que les conditions aux limites ne sont pas introduites de la même manière dans les deux modèles : déplacement relatif imposé vis/écrou sous Matlab et effort relatif imposé vis/écrou sous Abaqus.

3.5 Conclusion

Nous atteignons, avec le modèle EF axisymétrique dédié, un niveau de performance très intéressant tout en bénéficiant d'une mise en œuvre beaucoup plus interactive qu'avec le modèle Abaqus.

Il est intéressant de constater que nous avons pu répondre de manière satisfaisante aux objectifs suivants :

- exploitation sans avoir à modifier le modèle, hormis les données spécifiques au cas d'étude, calcul instantané,
- atteindre un niveau de précision satisfaisant, et donc pouvoir représenter correctement les effets de bords,
- être apte à considérer un niveau d'interférence variable le long de l'axe de la vis,
- être apte à considérer un coefficient de frottement variable le long de la vis.

Ce modèle nous semble être tout à fait apte à constituer le cœur d'un outil d'assistance qui serait mis au service d'un concepteur en phase de dimensionnement préliminaire.

4. Etudes de sensibilité

4.1 Introduction

Nous rappelons ci-après la figure 3 qui situe le cadre des travaux et les paramètres à considérer.

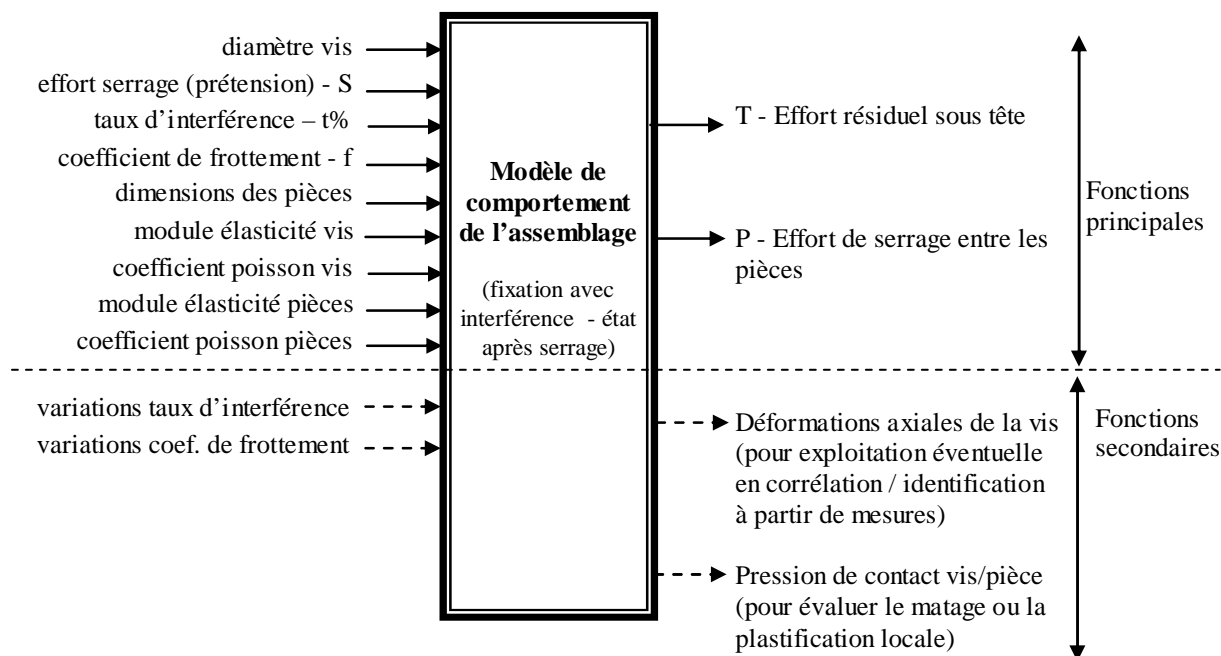


Figure 3 (bis) – Objectifs des travaux

Le diamètre de la vis est un paramètre maîtrisé au sens où, dans le cadre de notre étude, seulement deux diamètres bien définis, de type « catalogue », sont considérés : 6,5 mm et 12,7 mm.

Nous proposons d'analyser la sensibilité des paramètres de sortie aux variations des autres paramètres d'entrée, en commençant par ceux qui sont au cœur des fonctions principales attendues. Ces paramètres peuvent être classés en différentes catégories :

- un paramètre qui apparaît ajustable, dans certaines limites, autour d'une valeur préconisée, mais qu'il est difficile d'installer avec précision : le niveau de serrage,
- un paramètre qu'on voudrait pouvoir faire varier pour satisfaire des critères de tenue : l'interférence. Notons qu'il n'est pas si facile de bien maîtriser ce paramètre. En effet, lorsqu'on additionne les tolérances imposées aux fixations à celles de l'alésage, on obtient une valeur qui est loin d'être négligeable par rapport à la valeur de l'interférence elle-même. Cela signifie que l'incertitude sur la valeur de l'interférence est relativement importante.
- un paramètre qui n'est connu qu'approximativement, et dont la valeur peut changer de manière assez arbitraire d'un assemblage à l'autre : le frottement
- des paramètres figurant parmi les données intrinsèques du cas d'études, qu'il n'est pas possible de modifier sans répercussion sur le reste de l'étude, mais dont les valeurs pourront être relativement bien maîtrisées (les tolérances sont faibles comparées aux valeurs considérées) : dimensions des pièces (épaisseurs, diamètre extérieur), données des matériaux.

Compte-tenu des latitudes diverses qui existent en phase de conception préliminaire, et des incertitudes inhérentes à certaines données d'entrée, le concepteur trouvera intérêt à connaître l'influence relative des différents paramètres. En effet, ce sont autant de potentiomètres sur lesquels il sera amené à agir lorsqu'il faudra modifier les choix de départ pour atteindre une situation acceptable en termes d'efforts de serrage sous tête et entre pièces. De plus, l'analyse de sensibilité peut aider à identifier d'éventuelles zones à risque, et à entrevoir l'impact sur les facteurs de sortie que pourraient avoir les incertitudes inhérentes à certains paramètres d'entrée.

Compte-tenu de sa plus grande précision, à des temps de mise en œuvre et de calcul non limitatifs, nous choisissons d'exploiter le modèle numérique dédié 2D-Axisymétrique.

4.2 Sensibilité aux paramètres principaux

Le coût du calcul étant devenu très faible, nous pouvons ici choisir d'explorer tout le périmètre de l'espace de conception, et, pour ce faire, utiliser le plan d'expériences complet défini au paragraphe 3.3.4. Pour chaque cas d'étude du plan, nous calculons les deux efforts de sortie T et P, puis nous faisons varier tour à tour chaque paramètre d'entrée en lui ajoutant 1 % par rapport à sa valeur nominale, et nous mesurons la variation que cela induit sur chacun des deux paramètres de sortie. Le diamètre de la vis est un paramètre maîtrisé qui prend deux valeurs distinctes. Il n'est pas utile d'évaluer la sensibilité de T et de P par rapport aux variations de ce paramètre. Nous nous limitons à présenter ci-après la sensibilité de T et de P par rapport aux variations des 3 paramètres qui ne sont pas des données intrinsèques du cas d'études :

- le niveau de serrage S,
- l'interférence t,
- le frottement f.

Les résultats liés aux autres paramètres sont reportés en Annexe.

Les intensités de maillage retenues dans le cadre de cette étude sont les mêmes que celles du paragraphe 3.4.7 (leur utilisation dans les travaux de validation a montré qu'elles permettent d'obtenir une bonne précision).

a. Sensibilité au niveau de serrage S

Les deux tableaux ci-après donnent les variations en % des deux efforts de sortie quand le niveau de serrage S subit une augmentation de 1% par rapport à sa valeur initiale, tous les autres paramètres restant égaux à ceux définissant le cas d'étude du plan d'expériences.

Nous pouvons remarquer tout d'abord que 3 des 32 cas d'étude conduisent à une impasse (voir les 3 lignes en rouge du premier tableau) : pour ces trois cas, le modèle conduit à trouver un état de traction au contact entre la tête de vis et la pièce serrée, ce qui est contraire aux hypothèses d'un fonctionnement normal de l'installation de l'assemblage. Dans ces trois cas, le contact sous-tête ne sera pas atteint. Il s'agit de cas où les conditions sont particulièrement défavorables :

- vis de plus petit diamètre, donc soumise à un effort de serrage assez faible (15000 N),
- pièces à serrer d'épaisseur la plus large ($2 \cdot 24 = 48$ mm), donc pertes sur une grande longueur,
- interférence forte pour les deux derniers cas,
- interférence faible pour le premier cas, mais avec une raideur de pièce importante puisque le diamètre extérieur des pièces à serrer est maximal.

Cela signifie que des zones de l'espace de travail retenu sont à proscrire. Ces constatations sont de nature à justifier le déploiement d'un outil d'assistance dans un bureau d'études, et la

nécessité de le doter des fonctionnalités qui permettront au concepteur d'anticiper les problèmes, et qui l'aideront à trouver une solution voisine acceptable.

L'absence de contact sous tête est assurément un critère de rejet, mais il est courant de se donner un critère à satisfaire plus sévère : par exemple, s'astreindre à ce que l'effort sous tête T soit au moins égal à la moitié de l'effort de serrage S. Dans ces conditions, si on s'en tient aux valeurs de serrage préconisées (15000 N pour la vis de 6,35 mm, et 60000 N pour celle de 12,7 mm), cinq autres bornes de l'espace de conception passent aussi en dehors du domaine des solutions réalisables : voir les cinq lignes en rose sur les tableaux ci-après.

Cas d'étude				Numéro expériences	Effort sous tête T			Serrage pièces P		
Interférence (%)	épaisseur pièces (mm)	diamètre extérieur (mm)	coef. Frottement		Valeur initiale (N)	Valeur finale (N)	ECART %	Valeur initiale (N)	Valeur finale (N)	ECART %
0,80%	6	12,7	0,02	1	14118	14271	1,08	14564	14715	1,04
			0,06	2	12314	12472	1,28	13677	13831	1,13
		63,5	0,02	3	13664	13816	1,11	14338	14489	1,05
			0,06	4 - Fr1	10941	11097	1,43	12992	13145	1,18
	24	12,7	0,02	5	11444	11605	1,41	13256	13411	1,17
			0,06	6	3508	3694	5,30	9559	9727	1,76
		63,5	0,02	7 - Fr2	9614	9774	1,66	12350	12505	1,26
			0,06	8						
1,20%	6	12,7	0,02	9	13548	13701	1,13	14279	14431	1,06
			0,06	10 - Fr3	10576	10733	1,48	12813	12967	1,20
		63,5	0,02	11	12891	13043	1,18	13951	14102	1,08
			0,06	12	8590	8746	1,82	11819	11972	1,29
	24	12,7	0,02	13 - Fr4	9074	9236	1,79	12091	12247	1,29
			0,06	14						
		63,5	0,02	15	6418	6578	2,49	10775	10930	1,44
			0,06	16						

Résultats pour $d_{fix} = 6,35 \text{ mm}$, $S = 15000 \text{ N}$

Cas d'étude				Numéro expériences	Effort sous tête T			Serrage pièces P		
Interférence (%)	épaisseur pièces (mm)	diamètre extérieur (mm)	coef. Frottement		Valeur initiale (N)	Valeur finale (N)	ECART %	Valeur initiale (N)	Valeur finale (N)	ECART %
0,80%	6	25,4	0,02	17 - Fr5	58114	58718	1,04	59064	59666	1,02
			0,06	18	54306	54919	1,13	57175	57781	1,06
		127	0,02	19	57134	57736	1,05	58576	59177	1,03
			0,06	20	51363	51972	1,19	55700	56305	1,09
	24	25,4	0,02	21	52893	53514	1,17	56483	57093	1,08
			0,06	22 - Fr6	37924	38590	1,76	49229	49862	1,29
		127	0,02	23	49171	49789	1,26	54630	55239	1,11
			0,06	24	26518	27175	2,48	43577	44206	1,44
1,20%	6	25,4	0,02	25	56960	57564	1,06	58487	59089	1,03
			0,06	26	50823	51435	1,20	55432	56038	1,09
		127	0,02	27 - Fr7	55555	56158	1,09	57785	58386	1,04
			0,06	28	46606	47215	1,31	53311	53916	1,13
	24	25,4	0,02	29	48234	48855	1,29	54170	54780	1,13
			0,06	30	23448	24115	2,84	42151	42784	1,50
		127	0,02	31	42828	43447	1,45	51475	52085	1,19
			0,06	32 - Fr8	6906	7564	9,53	33940	34569	1,85

Résultats pour $d_{fix} = 12,7 \text{ mm}$, $S = 60000 \text{ N}$

Ces tableaux mettent en évidence que T et P sont très sensibles aux variations de S : 1 % d'augmentation de S produit plus de 1 % d'augmentation des efforts de sortie. Cela peut surprendre, mais s'explique par le fait que lorsque S augmente, la vis s'allonge et son diamètre rétrécit, les pièces serrées sont davantage comprimées et leur alésage augmente, il en résulte une diminution de la pression de contact, donc de l'effet du frottement, et la traction supplémentaire est non seulement transmise sous tête, mais amplifiée car les pertes par frottement diminuent. Dans les configurations limites où, cherchant à atteindre un niveau d'interférence utile à une

bonne tenue en fatigue, on s'expose à connaître des efforts sous tête trop faibles, la solution qui consiste à augmenter le serrage S, dans des limites à définir, apparaît comme une solution très intéressante.

b. Sensibilité au niveau d'interférence t

Considérons que le concepteur est muni d'un niveau d'interférence minimal à satisfaire pour garantir une certaine durabilité de la structure. S'il y parvient en restant dans le domaine des solutions réalisables, il peut dans un deuxième temps s'intéresser à l'impact éventuel des tolérances qui seront nécessairement attribuées à l'ajustement. Alors il est intéressant d'avoir des indications sur l'intensité de la diminution de T et P lorsque l'interférence t augmente. Les deux tableaux ci-après donnent les variations en % des deux efforts de sortie quand l'interférence subit une augmentation de 1 % (de sa valeur). On peut voir que l'impact est assez variable selon la position dans l'espace de conception. Il reste en moyenne bien inférieur à celui de S, et de sens opposé. Nous pouvons remarquer que la sensibilité de T et P au niveau d'interférence croît de manière importante avec la valeur du coefficient de frottement.

Cas d'étude				Numéro expériences	Effort sous tête T			Serrage pièces P		
Interférence (%)	épaisseur pièces (mm)	diamètre extérieur (mm)	coef. Frottement		Valeur initiale (N)	Valeur finale (N)	ECART %	Valeur initiale (N)	Valeur finale (N)	ECART %
0,80%	6	12,7	0,02	1	14118	14107	-0,08	14564	14558	-0,04
			0,06	2	12314	12280	-0,28	13677	13660	-0,12
		63,5	0,02	3	13664	13649	-0,11	14338	14330	-0,06
			0,06	4 - Fr1	10941	10894	-0,43	12992	12968	-0,18
	24	12,7	0,02	5	11444	11396	-0,42	13256	13232	-0,18
			0,06	6	3508	3354	-4,39	9559	9487	-0,75
		63,5	0,02	7 - Fr2	9614	9550	-0,67	12350	12319	-0,25
			0,06	8						
1,20%	6	12,7	0,02	9	13548	13531	-0,13	14279	14271	-0,06
			0,06	10 - Fr3	10576	10523	-0,50	12813	12787	-0,20
		63,5	0,02	11	12891	12868	-0,18	13951	13940	-0,08
			0,06	12	8590	8520	-0,81	11819	11784	-0,30
	24	12,7	0,02	13 - Fr4	9074	9003	-0,78	12091	12056	-0,29
			0,06	14						
		63,5	0,02	15	6418	6322	-1,50	10775	10728	-0,44
			0,06	16						

Résultats pour $d_{fix} = 6,35 \text{ mm}$, $S = 15000 \text{ N}$

Cas d'étude				Numéro expériences	Effort sous tête T			Serrage pièces P		
Interférence (%)	épaisseur pièces (mm)	diamètre extérieur (mm)	coef. Frottement		Valeur initiale (N)	Valeur finale (N)	ECART %	Valeur initiale (N)	Valeur finale (N)	ECART %
0,80%	6	25,4	0,02	17 - Fr5	58114	58091	-0,04	59064	59053	-0,02
			0,06	18	54306	54237	-0,13	57175	57140	-0,06
		127	0,02	19	57134	57102	-0,06	58576	58560	-0,03
			0,06	20	51363	51268	-0,18	55700	55653	-0,08
	24	25,4	0,02	21	52893	52800	-0,18	56483	56436	-0,08
			0,06	22 - Fr6	37924	37635	-0,76	49229	49088	-0,29
		127	0,02	23	49171	49044	-0,26	54630	54567	-0,12
			0,06	24	26518	26126	-1,48	43577	43385	-0,44
1,20%	6	25,4	0,02	25	56960	56925	-0,06	58487	58469	-0,03
			0,06	26	50823	50719	-0,20	55432	55380	-0,09
		127	0,02	27 - Fr7	55555	55507	-0,09	57785	57761	-0,04
			0,06	28	46606	46463	-0,31	53311	53239	-0,14
	24	25,4	0,02	29	48234	48093	-0,29	54170	54100	-0,13
			0,06	30	23448	23013	-1,86	42151	41939	-0,50
		127	0,02	31	42828	42638	-0,44	51475	51381	-0,18
			0,06	32 - Fr8	6906	6318	-8,51	33940	33651	-0,85

Résultats pour $d_{fix} = 12,7 \text{ mm}$, $S = 60000 \text{ N}$

A noter que les écarts sont ici exprimés en % de l'effort de départ T ou P, et ils sont à interpréter en conséquence : lorsque T ou P diminuent et tendent vers 0, alors l'écart qui est une fonction en 1/x tend à augmenter rapidement.

c. Sensibilité au niveau du frottement f

Comme le montrent les deux tableaux suivants, la sensibilité de T et P aux variations du coefficient de frottement est semblable à celle au niveau d'interférence, tout en lui restant légèrement inférieure.

Cas d'étude				Numéro expériences	Effort sous tête T			Serrage pièces P		
Interférence (%)	épaisseur pièces (mm)	diamètre extérieur (mm)	coef. Frottement		Valeur initiale (N)	Valeur finale (N)	ECART %	Valeur initiale (N)	Valeur finale (N)	ECART %
0,80%	6	12,7	0,02	1	14118	14110	-0,06	14564	14559	-0,03
			0,06	2	12314	12287	-0,22	13677	13663	-0,10
		63,5	0,02	3	13664	13651	-0,10	14338	14331	-0,05
			0,06	4 - Fr1	10941	10899	-0,38	12992	12971	-0,16
	24	12,7	0,02	5	11444	11407	-0,32	13256	13238	-0,14
			0,06	6	3508	3379	-3,68	9559	9501	-0,61
		63,5	0,02	7 - Fr2	9614	9558	-0,58	12350	12323	-0,22
			0,06	8						
1,20%	6	12,7	0,02	9	13548	13534	-0,10	14279	14272	-0,05
			0,06	10 - Fr3	10576	10530	-0,43	12813	10732	-16,24
		63,5	0,02	11	12891	12870	-0,16	13951	13941	-0,07
			0,06	12	8590	8525	-0,76	11819	11787	-0,27
	24	12,7	0,02	13 - Fr4	9074	9013	-0,67	12091	12062	-0,24
			0,06	14						
		63,5	0,02	15	6418	6329	-1,39	10775	10732	-0,40
			0,06	16						

Résultats pour $d_{fix} = 6,35 \text{ mm}$, $S = 15000 \text{ N}$

Cas d'étude				Numéros expériences	Effort sous tête T			Serrage pièces P		
Interférence (%)	épaisseur pièces (mm)	diamètre extérieur (mm)	coef. Frottement		Valeur initiale (N)	Valeur finale (N)	ECART %	Valeur initiale (N)	Valeur finale (N)	ECART %
0,80%	6	25,4	0,02	17 - Fr5	58114	58094	-0,03	59064	59054	-0,02
			0,06	18	54306	54249	-0,10	57175	57146	-0,05
		127	0,02	19	57134	57105	-0,05	58576	58562	-0,02
			0,06	20	51363	51277	-0,17	55700	55657	-0,08
	24	25,4	0,02	21	52893	52821	-0,14	56483	56447	-0,06
			0,06	22 - Fr6	37924	37691	-0,61	49229	49118	-0,23
		127	0,02	23	49171	49061	-0,22	54630	54576	-0,10
			0,06	24	26518	26168	-1,32	43577	43408	-0,39
1,20%	6	25,4	0,02	25	56960	56930	-0,05	58487	58472	-0,03
			0,06	26	50823	50731	-0,18	55432	55386	-0,08
		127	0,02	27 - Fr7	55555	55510	-0,08	57785	57762	-0,04
			0,06	28	46606	46471	-0,29	53311	53243	-0,13
	24	25,4	0,02	29	48234	48114	-0,25	54170	54111	-0,11
			0,06	30	23448	23063	-1,64	42151	41968	-0,43
		127	0,02	31	42828	42654	-0,41	51475	51389	-0,17
			0,06	32 - Fr8	6906	6351	-8,04	33940	33672	-0,79

Résultats pour $d_{fix} = 12,7 \text{ mm}$, $S = 60000 \text{ N}$

Des tableaux équivalents sont proposés en annexe en rapport avec les autres paramètres d'entrée. Ils mettent en évidence que, mis à part les coefficients de Poisson, tous les paramètres ont une influence non négligeable sur les facteurs de sortie.

d. Influence relative des paramètres principaux

Les différents tableaux donnant les sensibilités de T et P aux différents paramètres nous permettent de conclure que, d'une manière générale, l'influence de ces paramètres s'échelonne de la manière suivante, par ordre décroissant :

- serrage (prétension),
- interférence,
- coefficient de frottement,
- épaisseur des pièces 1 et 2,
- module élasticité des pièces 1 et 2,
- module élasticité vis et écrou,
- diamètre extérieur des pièces,
- coefficient de Poisson vis et écrou,
- coefficient de Poisson des pièces 1 et 2.

4.3 Exploitation du modèle et des sensibilités en phase de conception

Nous illustrons ici comment l'exploitation du modèle peut être envisagée dans le cadre d'une activité de conception préliminaire.

Nous nous appuyons sur un cas d'étude situé à l'intérieur du domaine de conception délimité par le plan d'expériences déjà présenté. Ce cas d'étude est défini par les paramètres ci-après :

- épaisseur des pièces 1 et 2 : $1,5 \cdot d_{\text{fix}} = 19,05$ mm (chacune),
- diamètre extérieur des pièces : $5 \cdot d_{\text{fix}} = 63,5$ mm (chacune),
- module élasticité vis et écrou : $E_v = E_e = 110$ GPa,
- coefficient de Poisson vis et écrou : $\nu_v = \nu_e = 0,3$,
- module élasticité des pièces 1 et 2 : $E_{p1} = E_{p2} = 72$ GPa,
- coefficient de Poisson des pièces 1 et 2 : $\nu_{p1} = \nu_{p2} = 0,33$.

Concernant le diamètre de la vis, pour qui seules deux valeurs distinctes sont envisagées, c'est le diamètre 12,7 mm qui est utilisé. Le serrage « nominal » associé est égal à 60000 N mais peut être modulé dans une plage de ± 20 % (rappelons qu'une incertitude importante existe sur le niveau de serrage qui sera réellement installé : ± 15 % de la consigne).

Le coefficient de frottement de l'assemblage à l'étude devrait se situer dans la plage 0,03-0,05.

Le concepteur souhaiterait :

- que le niveau d'interférence minimal soit égal à 1 % (1 % du rayon de la vis, soit $t = 0,0635$ mm au rayon). Les tolérances les plus larges imputables aux surfaces impliquées dans l'ajustement sont telles que l'interférence maximale pourrait atteindre 1,2 %.
- que l'effort sous-tête après serrage soit au moins égal à 30000 N (50 % de l'effort de serrage nominal).

Un premier calcul, relatif à la configuration la plus défavorable, avec $t = 1,2$ %, $f = 0,05$ et $S = 51000$ N ($0,85 \cdot 60000$) donne : $T = 16740$ N, ce qui est largement inférieur aux 30000 N souhaités.

Le paramètre S étant apparu comme le plus influent, une première modification consiste à lui donner la valeur maximale possible : 72000 N ($1,2 \cdot 60000$).

Un calcul où S est placé à 61200 N ($0,85 \cdot 72000$) conduit à : $T = 27569$ N.

Ce niveau nous rapproche du seuil minimal, mais ne l'atteint pas. Pour aller plus loin, les investigations peuvent se poursuivre dans différentes directions :

- chercher, par tâtonnement (mais cette tâche pourrait être automatisée sans difficulté en couplant le modèle à un code d'optimisation), la valeur de l'interférence qui, pour ce serrage maxi, permettrait d'arriver au seuil minimal de T. On trouve très vite : $T = 30064 \text{ N}$ pour $t = 1,12 \%$. A voir ensuite si les tolérances qui mènent à une interférence maximale de 1,12% (la minimale restant de 1%) sont admissibles en termes techniques et économiques.
- chercher, par tâtonnement, la valeur du coefficient de frottement, ou de l'épaisseur des pièces qui permettrait de satisfaire la contrainte sur T. Cela donne, respectivement, à $f = 0,46$, ou épaisseur = 18,1 mm.

4.4 Sensibilité à la variation axiale de l'interférence

Dans un deuxième temps, nous nous intéressons aux fonctions secondaires attendues du modèle d'étude (voir figure 3), à savoir permettre d'analyser les effets d'une variation, le long de l'axe de la vis :

- de l'interférence,
- du coefficient de frottement

sur les variations de T et de P, mais aussi sur l'évolution de la déformation axiale au centre de la vis, cette déformation pouvant faire l'objet de mesures.

Les différents défauts de forme des alésages réels couramment rapportés sont (voir figure 67) :

- conicité
- convexité (forme en « yoyo »)
- concavité (forme en « tonneau »)

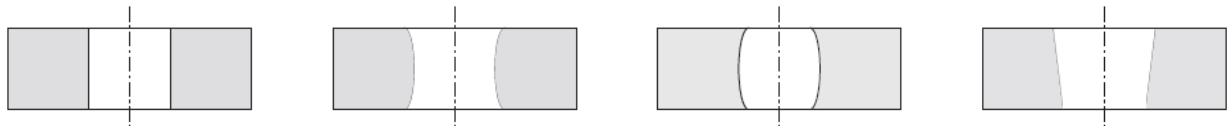


Figure 67 – Différentes formes d'un alésage : normale, convexe, concave, conique

Le modèle dédié 2D-Axisymétrique que nous proposons permet, de par la possibilité qu'il offre de faire varier l'interférence en fonction de la position axiale, d'étudier l'impact de ses défauts de forme. Nous rappelons ci-après la figure 54 qui illustre les fonctionnalités offertes : variations linéaires selon 4 segments, calées sur 6 paramètres d'entrée.

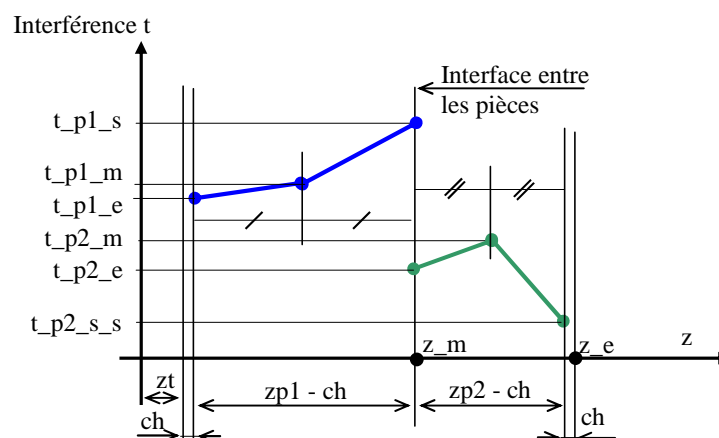


Figure 54 (bis) – Modélisation de l'interférence t

Considérant que les deux pièces sont percées et alésées en même temps, après avoir été positionnées une par rapport à l'autre, nous faisons comme si les deux alésages placés côte à côte pouvaient être assimilés, en termes de défauts, à un seul (à noter que le modèle proposé permettrait de considérer séparément les défauts de chacun). Nous nous limitons ici à l'étude des six cas définis sur la figure 68.

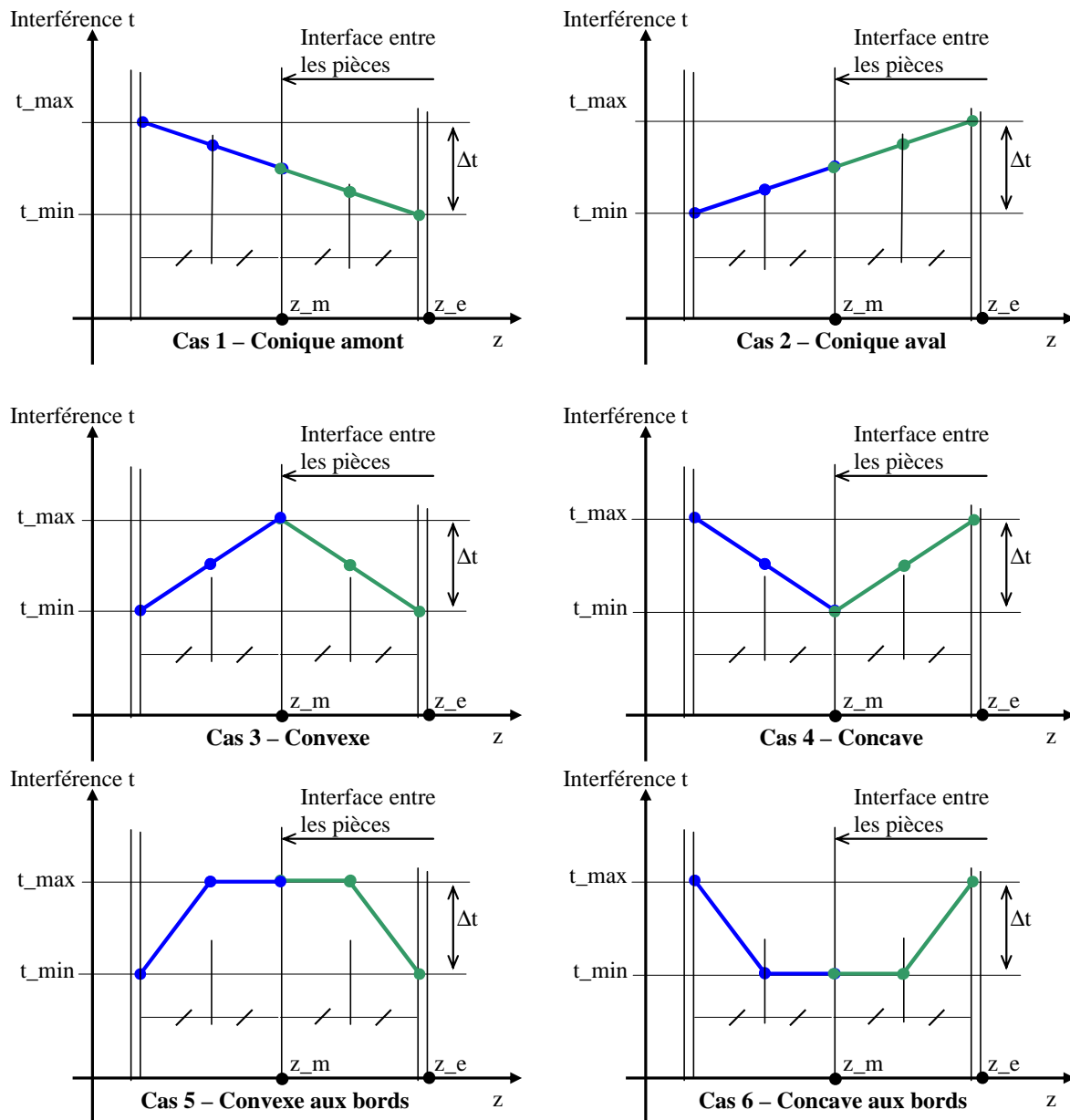


Figure 68 – Définition des 6 défauts de forme étudiés

Concernant les données géométriques et relatives aux matériaux, nous reprenons celles utilisées au paragraphe 4.3. Nous supposons que la valeur minimale de t , t_{\min} , est égale au minimum d'interférence souhaitée, soit 1 % (1 % du rayon de la vis, soit $t_{\min} = 0,0635$ mm au rayon). Nous prenons : $f = 0,05$, $S = 60000$ N, épaisseur = 19,05 mm. Nous étudions l'évolution des efforts T et P, et des déformations $\dot{w}(z_m)$ et $\dot{w}(z_e)$ sur l'axe de la vis en fonction de la valeur de Δt , amplitude du défaut. Les points de cote z_m et z_e sont respectivement ceux situés au niveau de l'interface des deux pièces et de l'interface pièce/écrou. Les résultats obtenus sont donnés dans les 4 figures 69 à 72.

Pour permettre une analyse comparative, nous avons regroupé dans chaque figure l'évolution du facteur étudié pour les 6 cas considérés. Pour servir l'analyse, nous avons ajouté à ces résultats celui d'un calcul supplémentaire, où l'interférence considérée se trouve augmentée, sur toute la longueur du contact, de la valeur Δt . Il ne s'agit plus dans ce cas d'un défaut de forme, mais d'une limite virtuelle, qui correspond au cas où l'interférence atteint partout sa valeur maximale $t + \Delta t$.

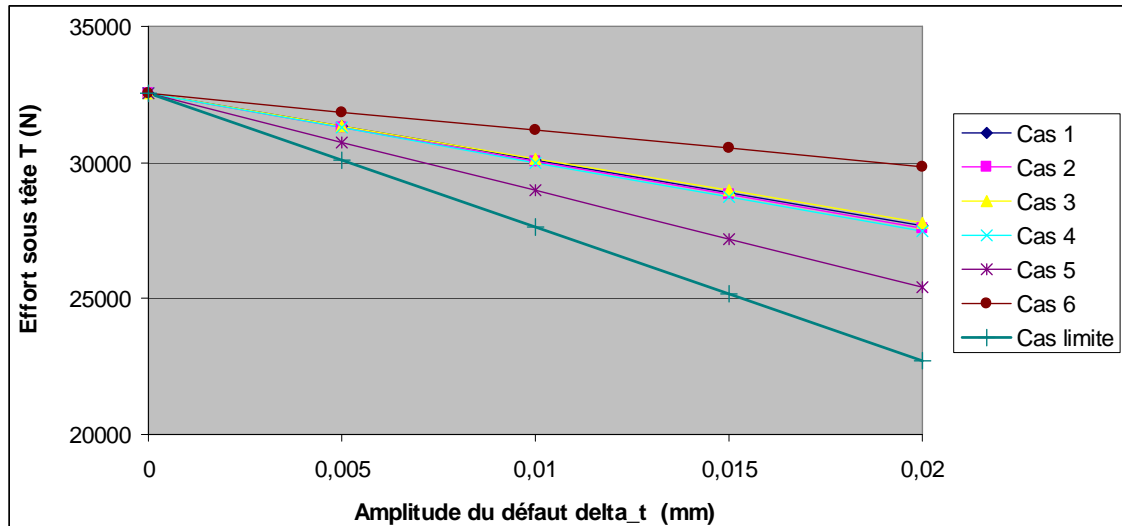


Figure 69 – Variations de l'effort sous tête T en fonction de l'amplitude du défaut

Les résultats obtenus pour T sont cohérents (voir figure 69). Le cas qui occasionne le plus de pertes, sans atteindre celles du cas limite mais en s'en rapprochant, est le cas 5 « convexe aux bords ». C'est en effet le cas où le volume de matière en interférence, sur toute la longueur, est la plus grande pour une même valeur de Δt . Les cas 1, 2, 3 et 4 génèrent des pertes sous tête quasiment identiques. Cela peut paraître étonnant a priori, mais s'explique par le fait que le volume de matière en interférence, vu d'un bout à l'autre de la zone de contact, est le même, d'où des énergies élastiques mises en jeu voisines. Le cas 6, qui correspond à un alésage « concave aux bords », est le moins pénalisant en termes de pertes générées.

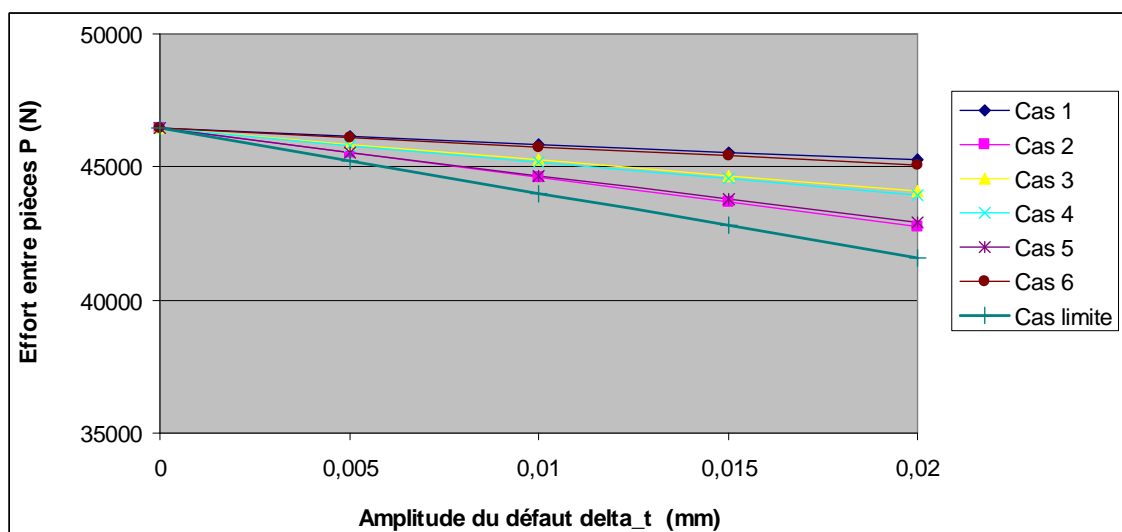


Figure 70 – Variations de l'effort entre pièces P en fonction de l'amplitude du défaut

Dans la figure 70, nous avons tracé les variations de P, effort de serrage à l'interface des deux pièces, en utilisant la même échelle de force que pour T afin que les variations relatives puissent

être comparées (attention, le décalage d'origine est différent). Les résultats sont faciles à interpréter à partir du moment où on raisonne en ne considérant que la pièce 2 (celle située entre l'interface et l'écrou). Le cas 1 est le moins défavorable, suivi par le cas 6, puis par les cas 3 et 4, puis le cas 5, et enfin le cas 2 qui est le plus défavorable car c'est celui qui induit la plus forte proportion d'interférence, sans atteindre le cas limite.

Notons au passage l'intérêt du modèle proposé : il permet d'évaluer sans difficulté et sans effort supplémentaire l'impact d'un défaut sur les pertes, ce qui n'est pas nécessairement aisé avec un code commercial.

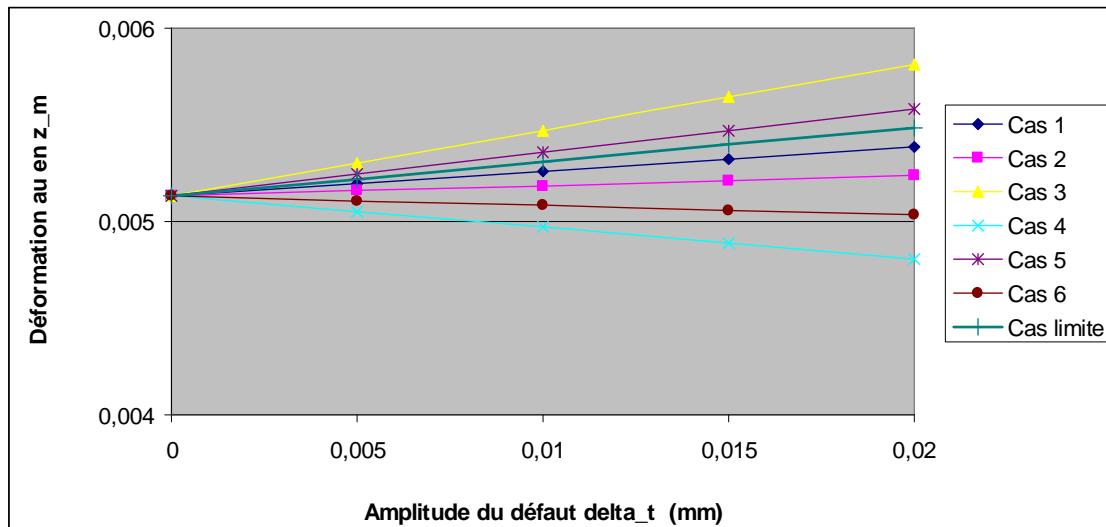


Figure 71 – Variations de la déformation axiale en z_m en fonction de l'amplitude du défaut

Les résultats en termes de déformation axiale au centre de la vis sont eux, relativement surprenants au départ, et leur interprétation est plus difficile. En effet, la figure 71 montre que le cas limite n'est plus le cas qui produit l'effet le plus important : un accroissement d'interférence d'intensité constante Δt provoque un allongement de la vis en z_m moins élevé que celui que produisent les défauts des cas 5 et 3, à Δt égal. En fait deux phénomènes susceptibles de produire un allongement de la vis se conjuguent : l'intensité de l'interférence au voisinage de la zone d'observation, qui est locale, et les conicités présentes alentour qui ont aussi une contribution significative. Dans les cas 3 et 5 cités plus haut, l'interférence est maximale en z_m , et plus grande que celle des autres cas. Mais contrairement à ce qu'on pourrait attendre, la déformation du cas 3 est plus grande que celle du cas 5. La forme des conicités est différente, et z_m se trouve plus proche d'une zone conique dans le cas 3 que dans le cas 5.

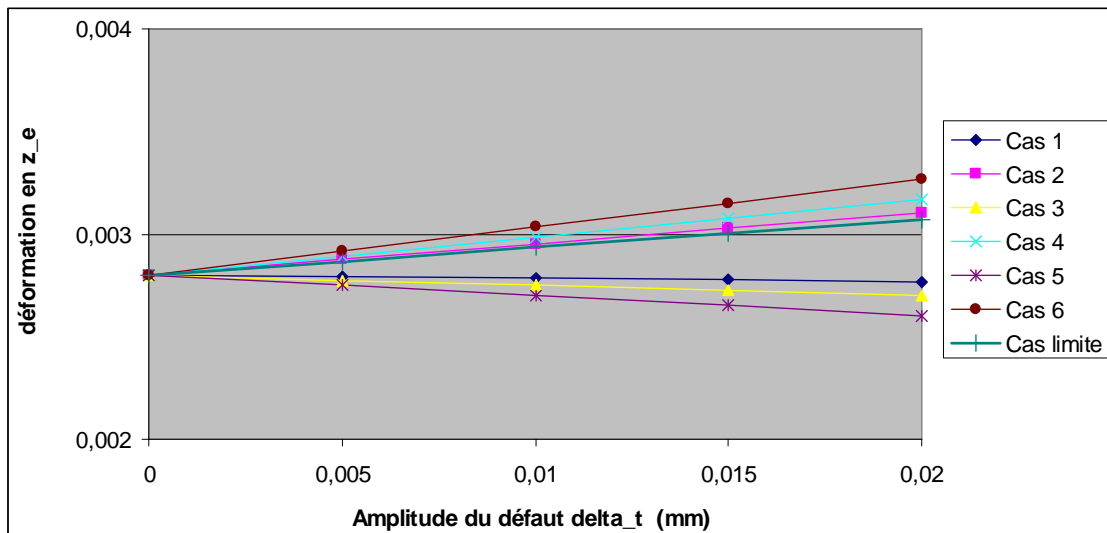


Figure 72 – Variations de la déformation axiale en z_e en fonction de l'amplitude du défaut

La figure 72, qui donne les déformations axiales en z_e , au niveau de l'interface pièce/écrou, fait apparaître que les valeurs ne s'échelonnent plus de la même manière qu'en z_m . En effet, cette fois, ce sont les cas 6, 4 et 2 qui présentent des valeurs supérieures au cas limite.

Pour observer de manière plus précise les différences entre les différents cas, nous avons tiré du modèle les valeurs des déformations aux différents nœuds situés sur l'axe. Nous donnons dans la figure 73 l'évolution de \dot{w} en fonction de z , pour les 6 cas, pour le cas limite ($t_{\min} + \Delta t$), et le cas d'interférence nominale (t_{\min}) en prenant $t_{\min} = 0,0635$ mm et $\Delta t = 0,02$ mm. La cote $z = 5$ mm correspond à l'appui sous-tête, la cote $z_m = 24,05$ mm à l'interface entre les pièces, et la cote $z_e = 43,1$ mm à l'appui sous écrou.

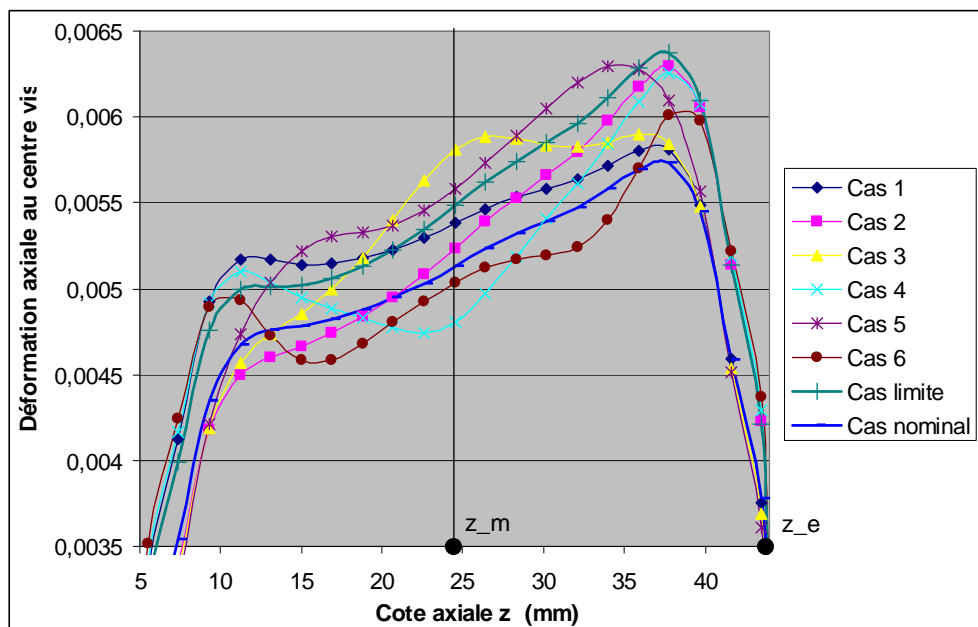


Figure 73 – Variations des déformations axiales le long de l'axe

La figure 73 permet de se rendre compte que les défauts de forme perturbent de manière importante l'évolution de la déformation au centre de la vis. La courbe du cas limite suit, à un facteur de proportionnalité près, celle du cas nominal. Par contre, les courbes des 6 cas associés à des défauts de forme, que l'on pourrait croire intermédiaires, sont loin de rester dans l'espace

formé par les deux premières. Cette analyse montre que l'impact d'une conicité, même locale, sur la déformation axiale de la vis est significatif.

4.5 Sensibilité à la variation axiale du frottement

Le processus d'installation des fixations dit « en tirant » conduit nécessairement à choisir un sens d'introduction, et se caractérise donc par une certaine dissymétrie une fois l'assemblage réalisé : l'extrémité de la vis a dû parcourir toute la longueur de l'alésage avant d'avoir atteint sa place, alors que la partie voisine de la tête n'entre en contact avec la pièce qu'à la fin du processus d'installation. Le lubrifiant sec qui recouvre la fixation de manière uniforme avant le montage, pourrait donc se trouver concentré dans la zone située au voisinage de la tête, et de plus en plus rare lorsqu'on s'approche de l'extrémité de la vis. Par ailleurs, les aspérités liées à l'état de surface de l'alésage pourraient se trouver beaucoup plus « usées » côté tête que côté écrou puisque la zone côté tête voit passer l'intégralité de la vis alors que celle côté écrou ne voit passer que l'extrémité de la vis. En termes de frottement, on peut craindre que le coefficient de frottement, que nous avons supposé constant jusqu'ici, varie en fait selon z et que, au moment du serrage, cela ait une influence sur la distribution des efforts impliqués dans l'équilibre statique de l'ensemble.

Le modèle dédié 2D-Axisymétrique offre la possibilité de faire varier le coefficient de frottement en fonction de la cote z , et donc d'étudier les répercussions de ce type de variations sur les paramètres de sortie. La figure 55 rappelle que le modèle permet d'implémenter une variation linéaire de f selon 2 segments, en s'appuyant sur 4 valeurs d'entrée.

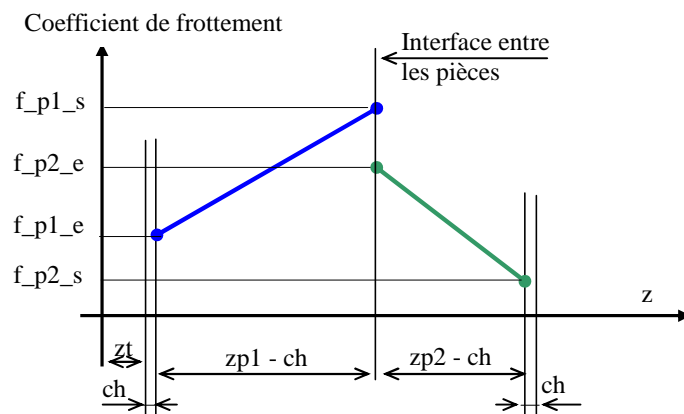


Figure 55 (bis) – Modélisation du frottement

Nous considérons les deux cas de variation du coefficient de frottement définis sur la figure 74 :

- Cas 1. Distribution linéaire globale = augmentation linéaire de f d'un bout à l'autre, sans tenir compte du passage d'une pièce à l'autre, comme si l'alésage était continu.
- Cas 2. Distributions linéaires répétées = augmentation linéaire de f dans la première pièce, puis profil au niveau de la pièce 2 identique à celui de la pièce 1. Ce cas, un peu arbitraire, est basé sur l'hypothèse de l'accumulation de lubrifiant sec, par dépôt, à l'entrée des pièces (où il existe un effet de bord) et raréfaction progressive de ce lubrifiant ensuite. L'objectif est davantage d'évaluer la sensibilité des paramètres de sortie aux fluctuations de f que de valider des hypothèses formulées à propos d'une distribution supposée exister.

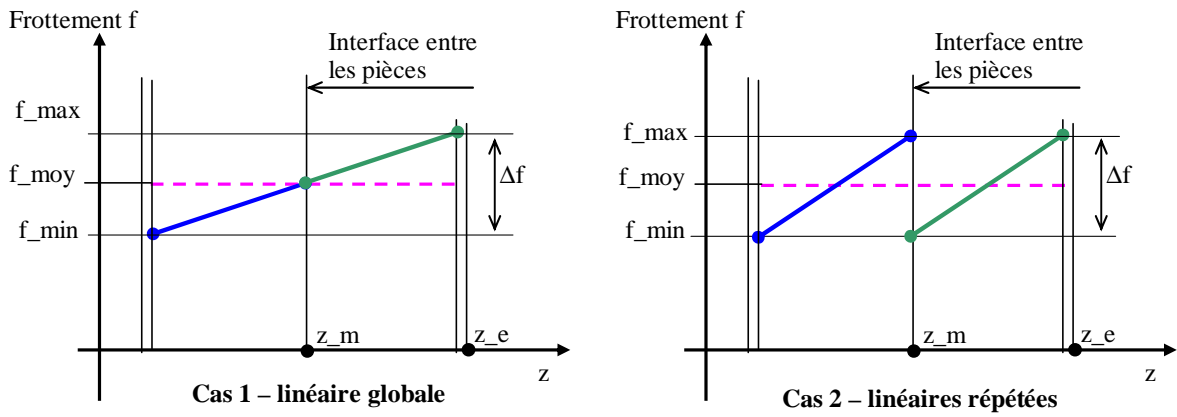


Figure 74 – Définition des 2 répartitions de frottement étudiées

Nous continuons d'utiliser le cas d'étude des paragraphes précédents. Nous prenons : $t = 0,0635$ mm (au rayon), $S = 60000$ N, épaisseur = 19,5 mm. Nous supposons que la valeur minimale de f est égale au minimum susceptible d'être atteint : $f_{\min} = 0,02$. La valeur moyenne de f pouvant aller jusqu'à 0,06, nous considérons que f_{\max} peut atteindre 0,1, donc Δf peut varier de 0 à 0,08.

Parallèlement aux deux distributions considérées, nous simulons aussi, à titre indicatif, le comportement obtenu pour un frottement moyen équivalent, uniformément réparti le long du contact. La valeur moyenne est la même pour les deux cas : $f_{\text{moy}} = f_{\min} + \Delta f / 2$.

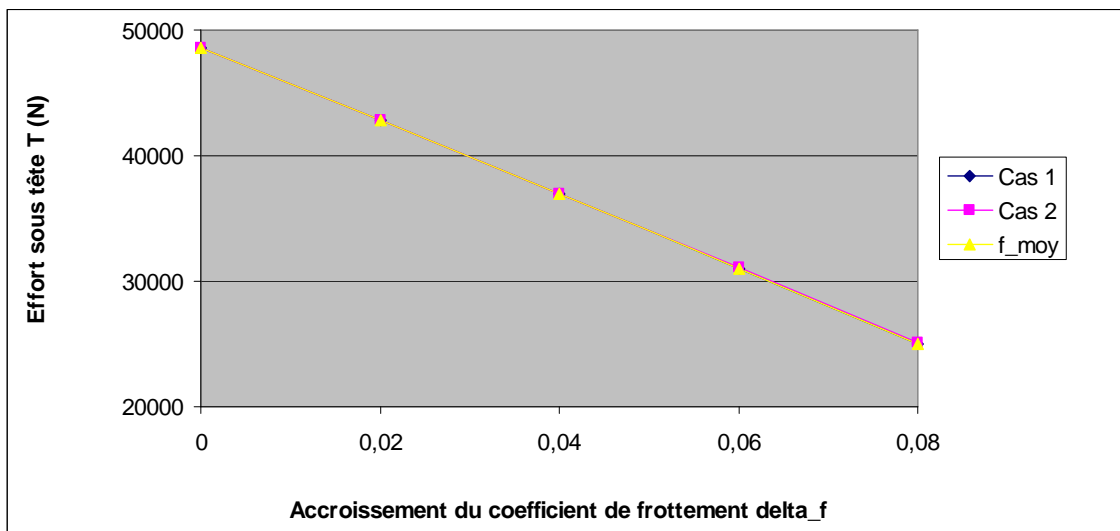


Figure 75 – Variations de l'effort sous tête T en fonction de Δf

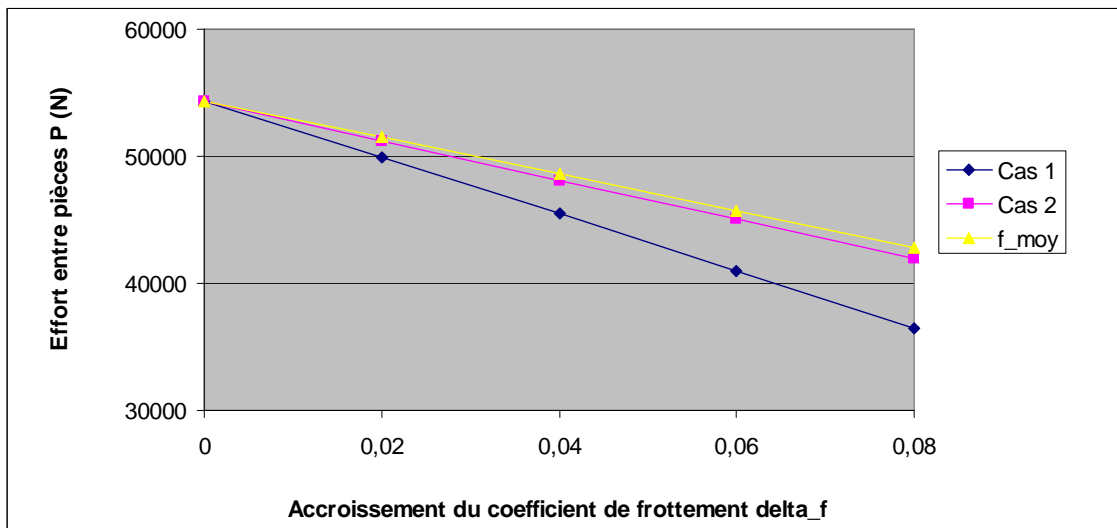


Figure 76 – Variations de l'effort entre pièces P en fonction de Δf

Nous étudions l'évolution des efforts T et P en fonction de la valeur de Δf . Les figures 75 et 76 quantifient la diminution linéaire de ces deux efforts, dans les deux cas, lorsque l'amplitude de la variation du frottement Δf augmente. La figure 75 nous montre que les deux distributions de frottement étudiées produisent le même effet global sur l'effort sous-tête T, cet effet étant le même que celui obtenu pour la distribution uniforme moyenne f_{moy} (les 3 courbes sont quasiment superposées).

Par contre, les différentes distributions de f ne conduisent pas aux mêmes valeurs d'intereffort P entre les pièces (figure 76). La perte de serrage est plus importante dans le cas 1 que dans le cas 2. C'est compréhensible si on compare, par exemple, les distributions de frottement vues par la seule pièce 2 dans les deux cas.

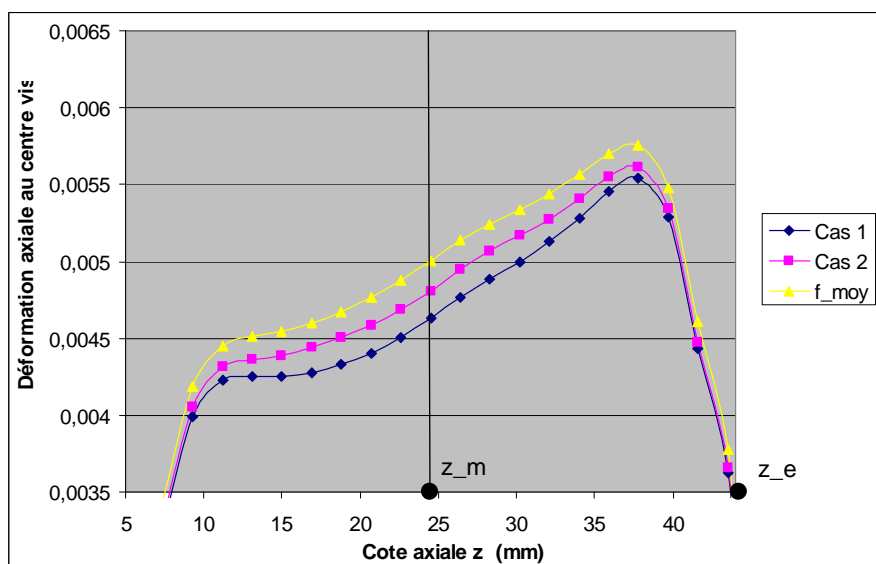


Figure 77 – Variations des déformations axiales le long de l'axe pour $\Delta f = 0,08$

La figure 77 illustre l'évolution de w en fonction de z, pour les 2 cas, lorsque $\Delta f = 0,08$. Elle montre que, comme dans le cas des défauts de forme, mais par des profils moins perturbés, la répartition des déformations axiales au centre de la vis est relativement sensible aux variations axiales du coefficient de frottement f. Les trois distributions étudiées conduisent à 3 profils de déformation différents.

L'ensemble de ces résultats nous permettent de conclure que les fluctuations du coefficient de frottement le long du contact vis-pièces ne peuvent pas être étudiées en mesurant le seul effort sous tête (l'utilisation d'une rondelle de charge sous tête est d'usage assez courant). Toute distribution de frottement ayant la même valeur moyenne conduit à un même effort. La mesure simultanée des efforts T et P pourrait permettre, elle, d'observer la présence d'éventuelles différences entre le frottement moyen au niveau de la pièce 1 et le frottement moyen au niveau de la pièce 2, mais il est très difficile d'envisager une mesure de P sans modifier la nature de l'assemblage, et donc sans perturber les phénomènes étudiés. Par contre, la mesure des déformations au centre de la vis pourrait être une voie intéressante pour étudier les variations éventuelles de f le long du contact. Comme on l'a vu au paragraphe précédent, ces déformations sont malheureusement très sensibles à la géométrie et à ses défauts. Il faudrait donc disposer d'un ensemble de pièces de très grande précision, et être capable de réaliser des mesures des déformations au centre très précises aussi, en plusieurs points, pour réussir à approcher la distribution du coefficient de frottement présente le long du contact.

4.6 Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons exploité le modèle dédié 2D-Axisymétrique pour mener un certain nombre d'analyses. Cela nous a permis de mieux comprendre les relations de causes à effets, et de mettre en évidence différents types de sensibilités.

Dans un premier temps, en nous limitant aux fonctions premières d'assistance à la conception d'un assemblage, nous avons déterminé les degrés d'influence de chaque paramètre d'entrée, ce qui nous a permis de les hiérarchiser.

Nous avons également montré que la satisfaction des critères associés à un bon fonctionnement d'un assemblage avec interférence étaient tributaires des choix réalisés par le concepteur (interférence, serrage...), et qu'il était important de doter ce dernier de modèles performants lui permettant de faire rapidement des prévisions en phase de conception préliminaire. En effet, même en nous limitant à un domaine de conception raisonnablement restreint (le niveau d'interférence maximal étant déjà borné à des valeurs en rapport avec les difficultés opérationnelles susceptibles de survenir), l'analyse de tous les items du plan d'expériences délimitant ce domaine a montré qu'il existait des zones où les designs ne satisfaisaient pas toutes les contraintes imposées.

Dans un deuxième temps, nous avons proposé un scénario d'exploitation du modèle en phase de conception.

Puis nous nous attachés à montrer que le modèle 2D-Axisymétrique était apte à remplir les fonctions secondaires qui avaient été envisagées : prendre en compte des fluctuations, le long du contact vis-pièces, du niveau d'interférence et du coefficient de frottement. Il s'est avéré possible d'accéder, sans surcoût, à la distribution des déformations axiales de la vis. Cela nous a permis de montrer que les déformations étaient très sensibles au profil axial des interférences et du frottement.

5. Etude de faisabilité de l'instrumentation des fixations par FORB

5.1 Contexte du travail

5.1.1 Introduction

D'après l'étude bibliographique l'utilisation des fibres optiques est la seule méthode qui présente l'avantage d'être faiblement intrusive et de ne pas impacter la zone de contact (voir figure 21). Elle paraît donc bien adaptée à notre problématique.

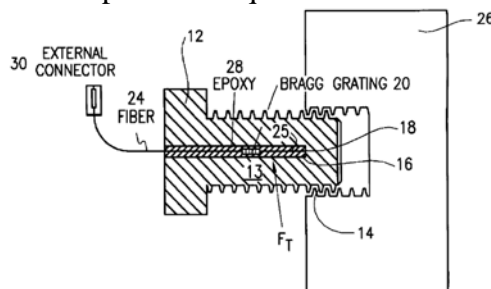


Figure 21 (bis) – Vis équipée avec une fibre optique [HAY 97]

Nous nous proposons d'exploiter des fibres optiques pour mesurer les déformations dans l'axe de la vis en utilisant la formule de Bragg.

Pour les fibres utilisées dans notre étude : $a = 7,8E^{-6}/^{\circ}C$; $b = 0,78E^{-6}/\mu\epsilon$; $c = -2,87E^{-6}/MPa$

Le coefficient b qui permet de retrouver la déformée axiale n'est donné qu'avec 2 chiffres significatifs. Un recalage des données expérimentales peut être utile pour arriver à obtenir des informations plus précises.

5.1.2 Adaptation à notre problématique : mesure d'un gradient de déformation

Notre objectif est d'arriver à mesurer non pas une valeur de déformation axiale comme il est d'usage pour les fixations sans interférence (dans lesquelles la tension est constante) mais plusieurs valeurs le long de l'axe pour évaluer l'évolution de la perte de tension dans la vis.

Nous nous orientons donc vers l'utilisation d'un chapelet de petits réseaux de Bragg en série pour obtenir plusieurs points de mesure le long de l'axe de la vis.

C'est la première fois que nous utilisons ce type de moyen expérimental dans notre équipe. Aussi, nous allons procéder de manière progressive pour valider notre approche avant de réaliser un essai d'assemblage.

5.2 Travaux de faisabilité et d'étalonnage

5.2.1 Présentation des essais

De manière à évaluer la pertinence du procédé expérimental imaginé, une première série de tests est réalisée sur des éprouvettes pour lesquelles nous pouvons prédire le gradient de déformation. Sur le principe d'un dispositif en traction tel celui décrit sur la figure 25, nous testons les réseaux sur deux vis coniques illustrées sur la figure 78. Une avec une forte conicité qui permet de générer un fort gradient et l'autre avec une faible conicité qui permet de tester la sensibilité de la mesure. La forte conicité est obtenue en usinant une vis cylindrique identique à celle à tester en assemblage. Cela permet d'obtenir une éprouvette représentative des essais futurs. La deuxième vis est une vis conique du commerce qui a le même matériau, la même tête et le même filetage.

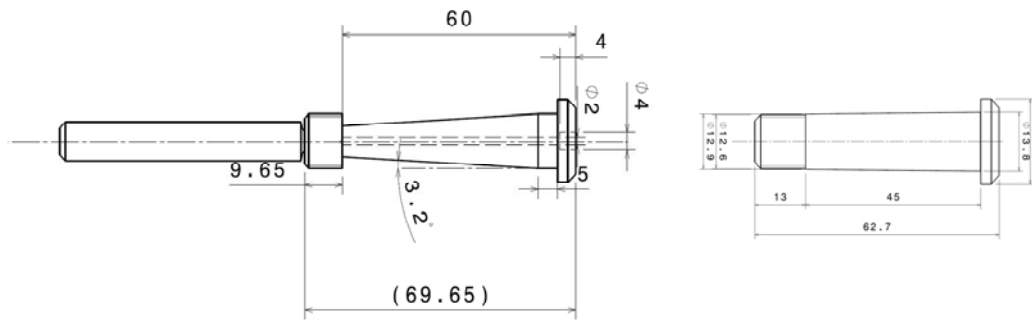


Figure 78 – Description des deux vis coniques testées

Il est important de remarquer que dans tous les dispositifs expérimentaux existants, les fibres optiques sont placées dans des orifices débouchants, ce qui permet aisément de remplir l'espace de résine pour fixer la fibre au support. Dans notre cas, les vis longues ne permettent pas de percer un trou de part en part. Le brevet américain présente bien une fibre placée dans un trou borgne mais ne détaille pas comment faire pour remplir le trou correctement. Nous avons donc imaginé une procédure pour arriver à remplir le trou de résine à partir du fond sans piéger de bulles d'air. Enfin, les procédés d'inscription des réseaux évoluent très rapidement. Nous avons donc également testé plusieurs fournisseurs avec plusieurs procédés d'inscription.

Plusieurs options de fabrication ont été testées, elles sont résumées sur la figure 79.

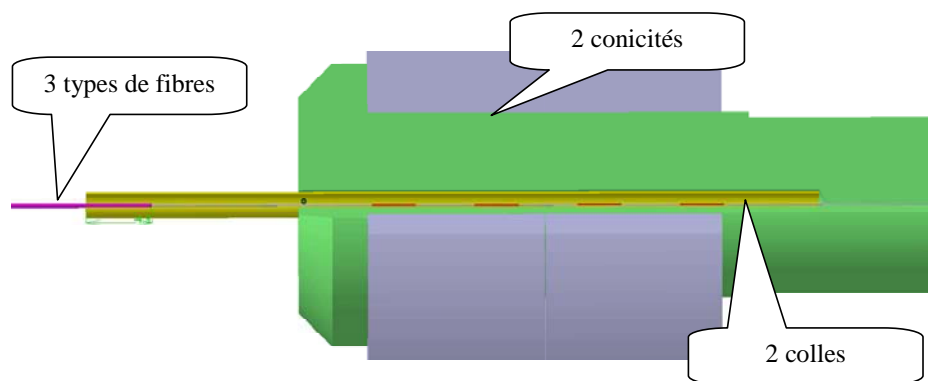


Figure 79 – Options de fabrication des éprouvettes

3 types de fibres

1. 1 ou 2 réseaux par fibre gravés par Masque de Phase (Welltech Instrument Company Limited, Hong Kong),
2. 4 réseaux par fibre gravés par Miroirs de Lloyd (ALFA PHOTONICS, France),
3. 4 réseaux par fibre gravés par Masque de Phase (ALFA PHOTONICS, France).

Les caractéristiques des fibres sont détaillées sur les figures 80, 81 et 82.

Nous avons donc comparé les résultats obtenus sur le banc d'essai en traction (figure 83) avec les simulations effectuées sur Abaqus. Dans notre cas, le dispositif est très simple et la simulation n'implique pas de non linéarité. Les résultats donnés par Abaqus sont donc notre référentiel.

Les éprouvettes ont été testées sur un montage en traction statique INSTRON 4206, machine dont la capacité de charge en traction et compression est de 100 kN. La conicité des éprouvettes génère naturellement un gradient de déformation.

Les résultats sont relevés à l'aide d'un interrogateur en longueur d'onde Micron Optics Si425. La température est relevée lors des essais pour compenser les mesures des réseaux de Bragg.

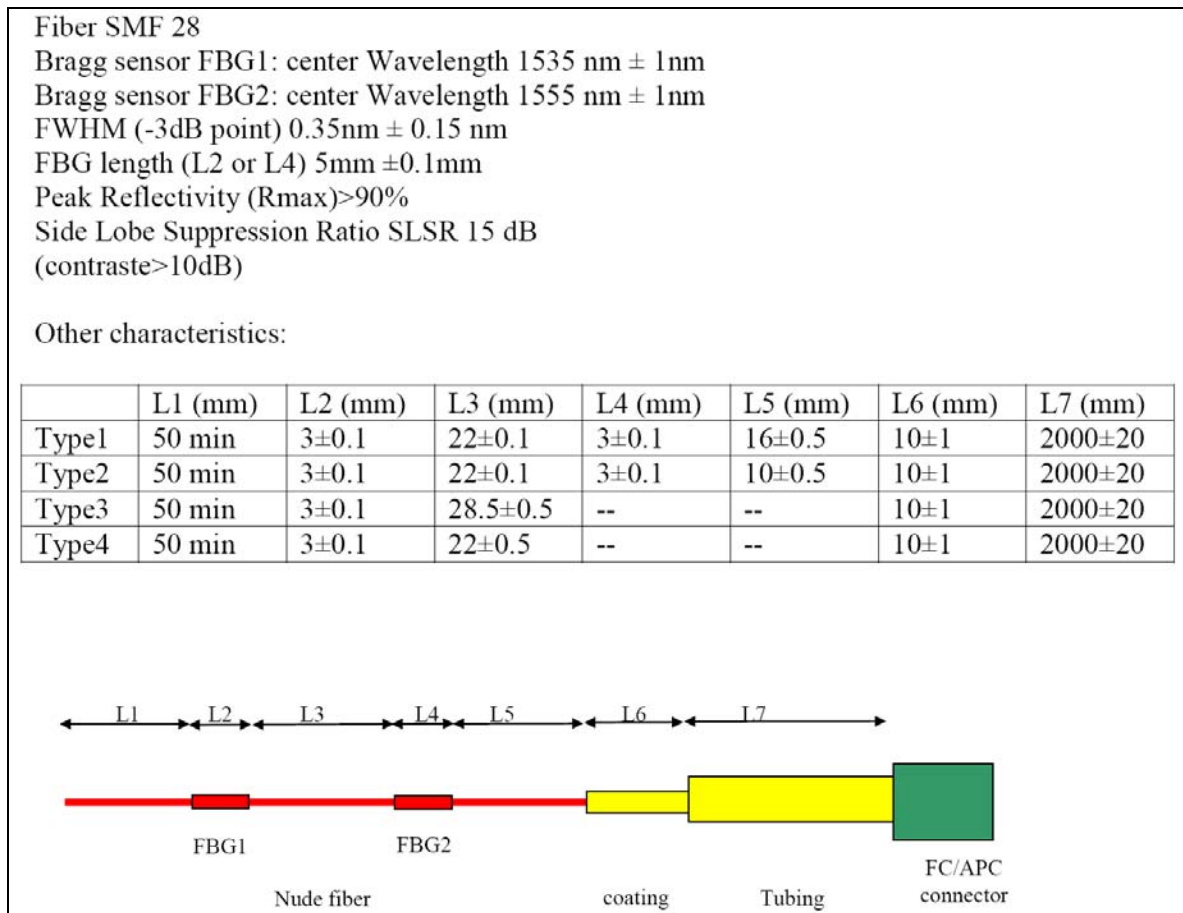
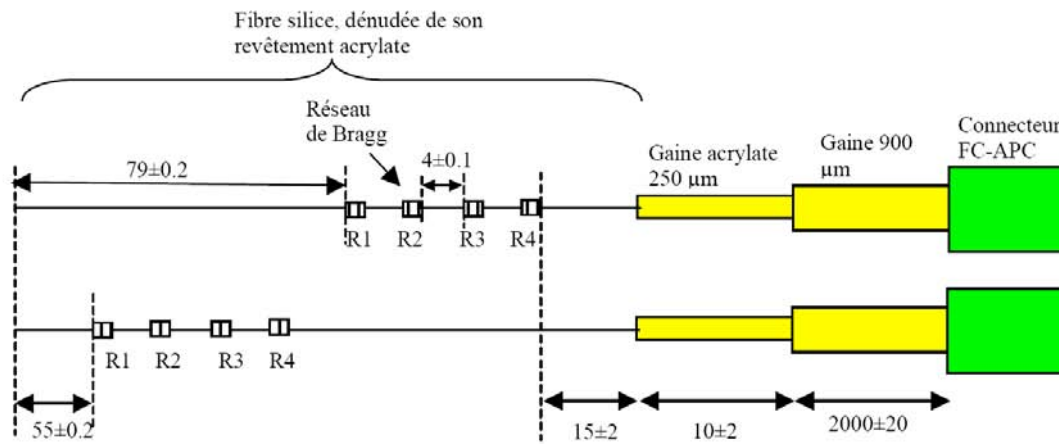


Figure 80 – Détail des fibres gravées par Masque de Phase
 (Welltech Instrument Company Limited)

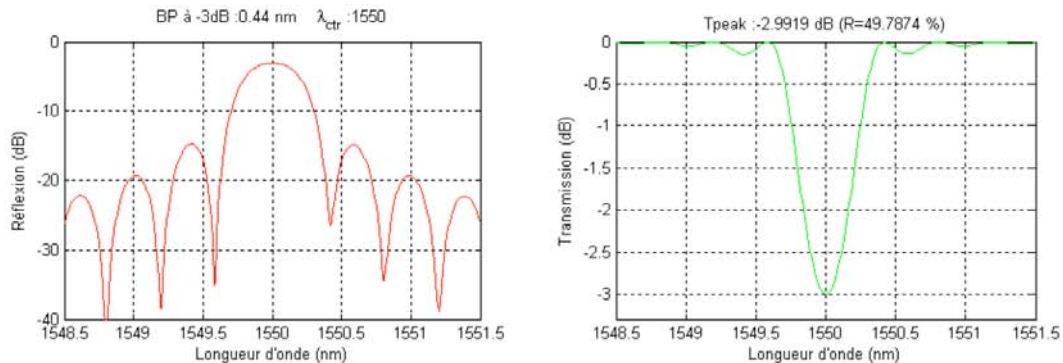
La configuration sera la suivante (cotes en mm) :

Note : Chaque réseau de Bragg R1, R2, R3 et R4 a une longueur de 2 mm et est espacé de 4 mm. Le positionnement des réseaux est relatif au bout de la fibre



2. Description des capteurs à réseau de Bragg

Le capteur est un réseau de Bragg uniforme de $2 \pm 0,1$ mm photoinscrit sur fibre SMF28. Les spectres de réflexion et transmission simulés sont indiqués ci-dessous. La réflectivité est limitée volontairement autour de 50% afin d'obtenir une extinction de plus de 10 dB des lobes latéraux.



Longueur d'onde des réseaux (fibre sans contrainte mécanique, à 20°C) : 1525, 1535, 1545 et 1555 nm à +/- 1 nm

Figure 81 – Détail des fibres gravées par Miroirs de Lloyd (ALFA PHOTONICS, France)

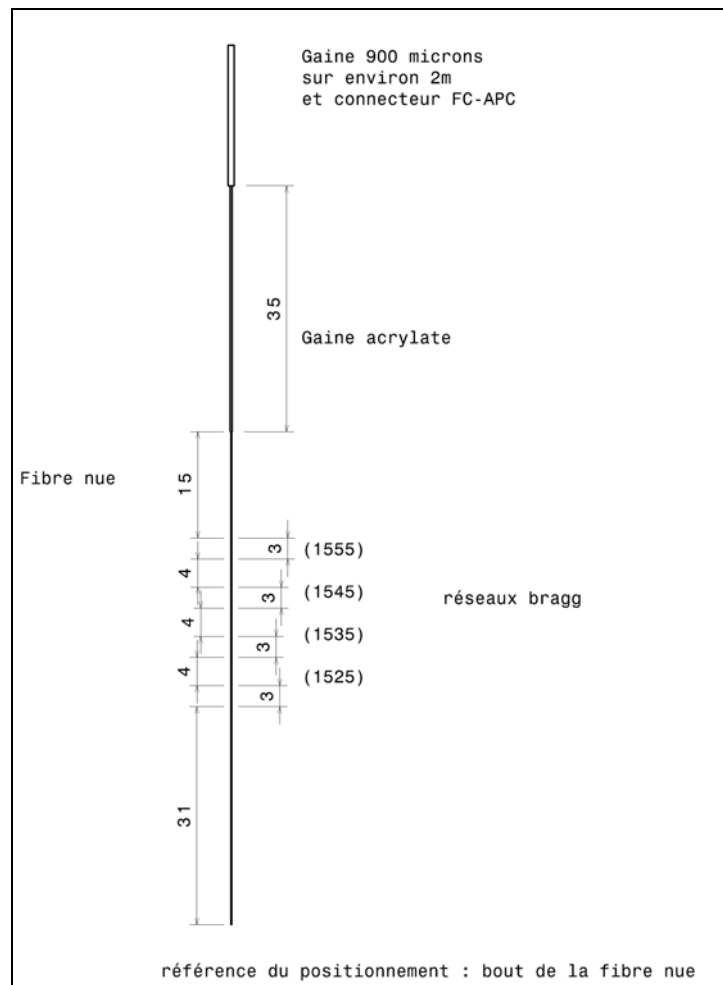


Figure 82 – Détail des fibres gravées par Masque de Phase (ALFA PHOTONICS, France)



Figure 83 – Banc d'essai de traction et interrogateur en longueur d'onde

5.2.2 Extrait des résultats obtenus

Essai 1

Les éprouvettes ont été testées sur plusieurs montées et descentes de charge entre 0 et 20 kN. Les premiers essais ont donné des résultats de très bonne qualité lorsqu'on les compare aux simulations par éléments-finis (figure 84).

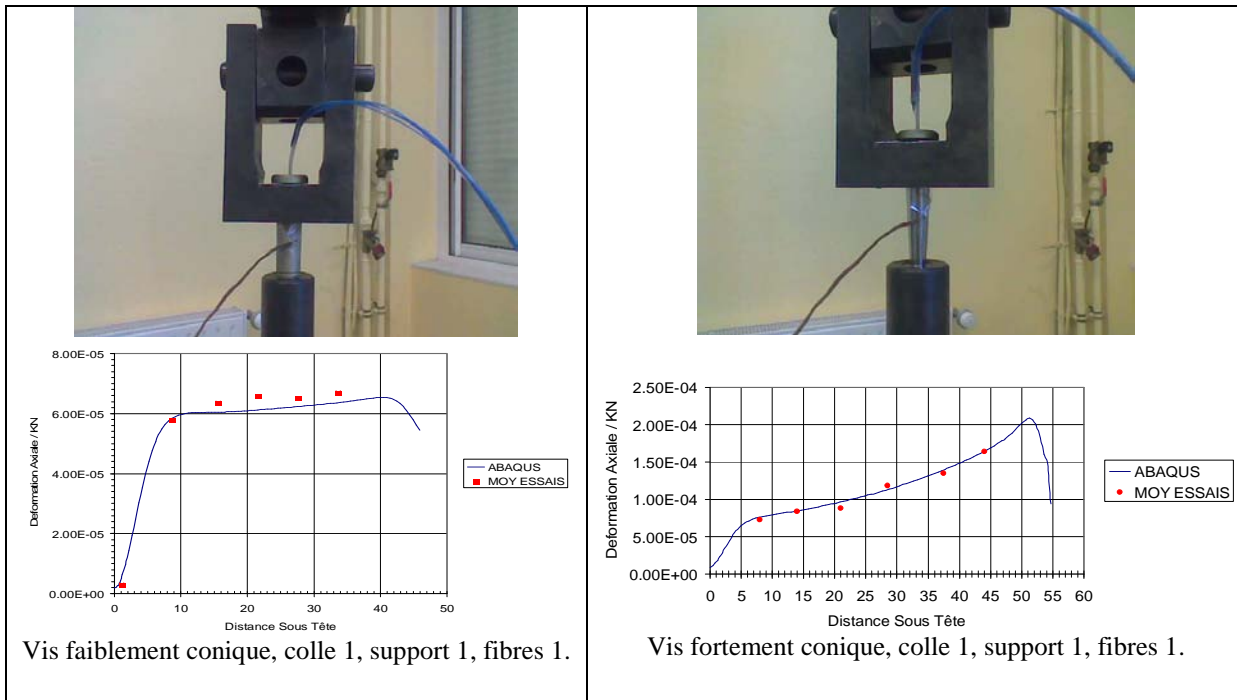


Figure 84 – Résultats de l'essai de faisabilité 1

Essai 2

Malheureusement, une deuxième série d'essais sur ces mêmes éprouvettes à 15 jours d'intervalle a révélé des problèmes significatifs (figure 85).

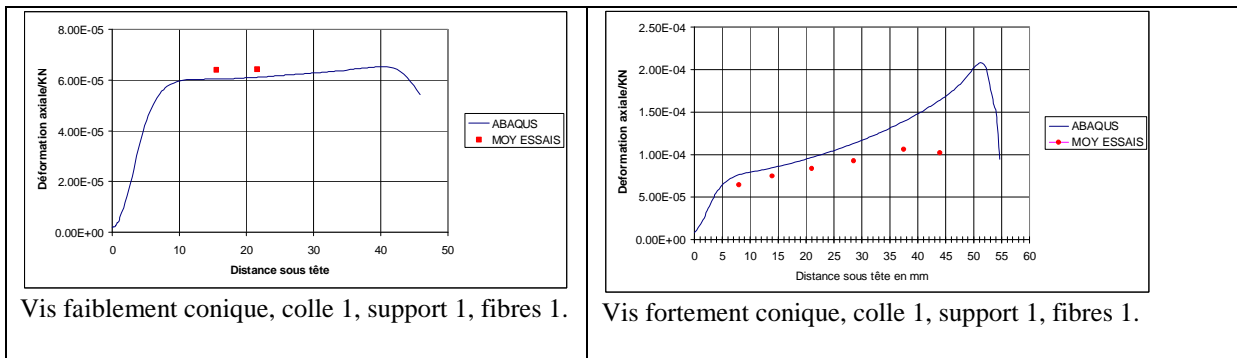


Figure 85 – Résultats de l'essai de faisabilité 2

Il y a un problème de tenue de la première colle dans le temps qui occasionne une forte chute de réaction des réseaux. Cela est dû principalement au fait que nous ne puissions pas mettre en pression la colle comme cela est prévu dans le protocole du fabricant.

Essai 3

Après discussion avec le fabricant français IXFiber (Alfa Photonics), nous avons testé une nouvelle technologie de fabrication des réseaux de Bragg : le gravage par Miroirs de Lloyd.

Cette technologie a été testée sur des éprouvettes munies également du premier type de fibre de manière à comparer les résultats.

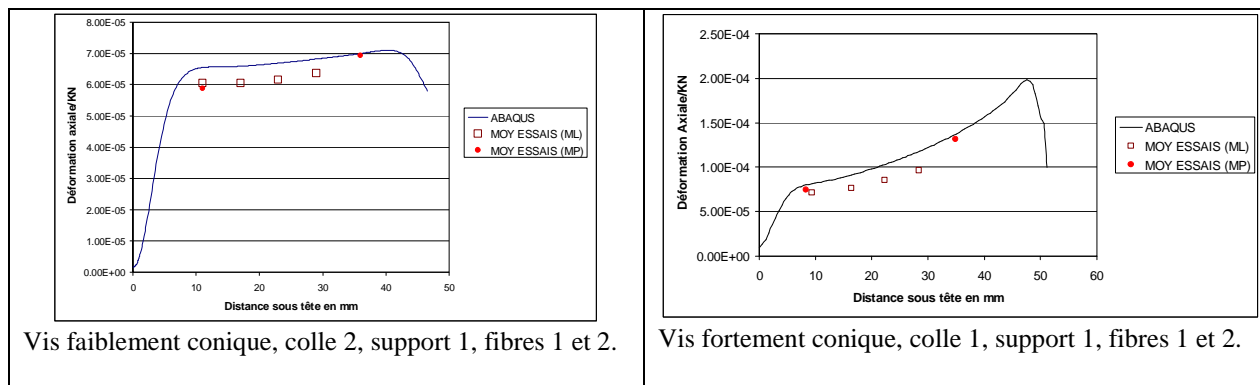


Figure 86 – Résultats de l’essai de faisabilité 3

Comme on peut le voir sur les courbes ci-dessus, les réseaux gravés par Miroirs de Loyd répondent moins bien que ceux gravés par Masque de Phase. Cela n’est pas forcément gênant car on sait anticiper ce phénomène en réalisant un étalonnage des réseaux.

Par contre, nous avons eu un problème majeur de fiabilité avec les réseaux gravés par miroir de Lloyd. Si avec l’éprouvette faiblement conique, les réseaux répondent bien. Il n’en a pas été de même avec l’éprouvette fortement conique. En effet, en cours d’expérimentation, l’appareil Micron Optics Si425 a repéré plus de capteurs que les quatre réellement fabriqués et il n’a pas été possible de continuer les mesures. Les courbes liées aux réseaux gravés par miroir de Lloyd (ML) ont été ainsi construites avec 2 fois moins de résultats expérimentaux que celles liées aux réseaux gravés par Masque de Phase (MP).

La figure 87 est une copie d’écran du Si425. Chaque trait vertical correspond à un capteur, la position axiale indique la longueur d’onde mesurée et la hauteur donne la puissance du signal. Dans une configuration normale il y a uniquement quatre grands traits verticaux. Dans le cas étudié, de nombreux pics de plus faible intensité apparaissent et perturbent les mesures (de plus ces pics ne sont pas stables).

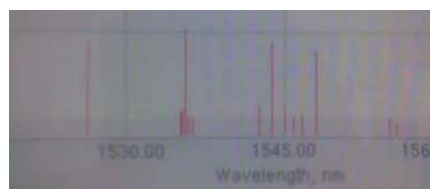


Figure 87 – Copie d’écran du Micron Optics Si425

L’exploitation d’un autre appareil, le Micron Optics Si720, nous a permis de mettre en lumière la mauvaise qualité des courbes de réponse des capteurs comme illustré ci-dessous sur la fibre problématique possédant quatre capteurs.

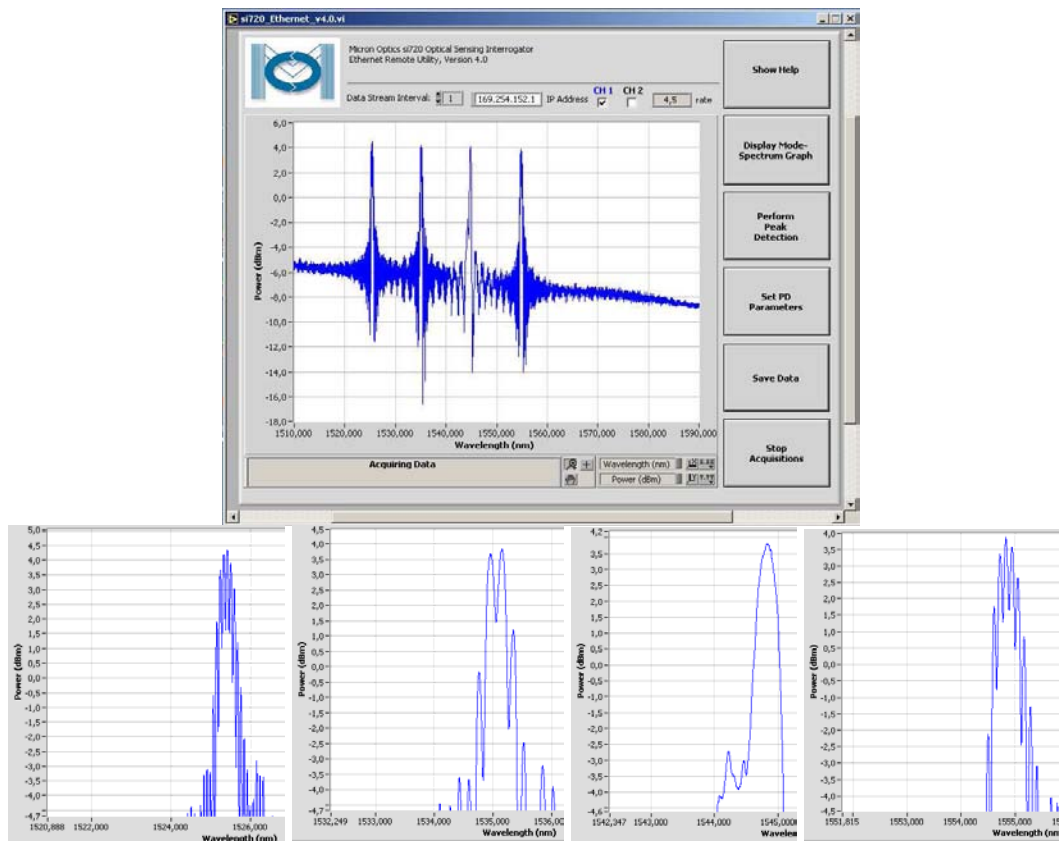


Figure 88 – Mesures sur une fibre type 2 avec le Si 720

On observe clairement que les courbes n'ont pas un lobe unique mais possèdent de nombreux lobes latéraux. Or les courbes avant manipulation étaient correctes. Le fait de ne pas pouvoir détecter les réseaux éventuellement défectueux avant de faire les essais est un handicap sérieux. Cette technologie n'a donc pas été testée plus avant.

Essai 4

La figure 89 illustre les très bons résultats obtenus durant le quatrième essai. Les réseaux des fibres utilisées ici sont gravés par Masque de Phase.

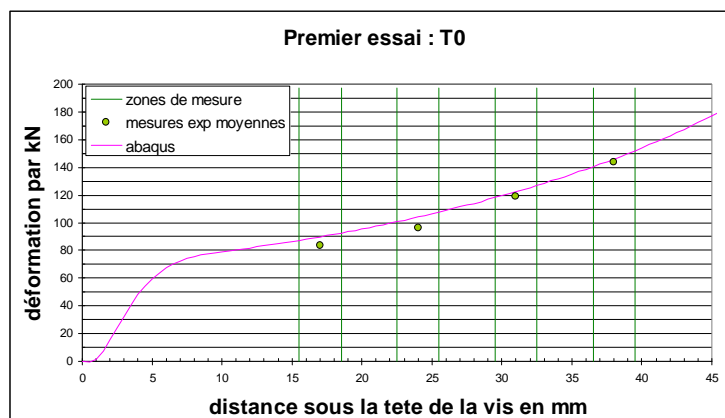


Figure 89 – Vis fortement conique, colle 2, support 2, fibres 3.

Par ailleurs, la deuxième colle testée s'est révélée plus performante que la première : elle se caractérise par une très bonne tenue dans le temps comme le montre la figure 90.

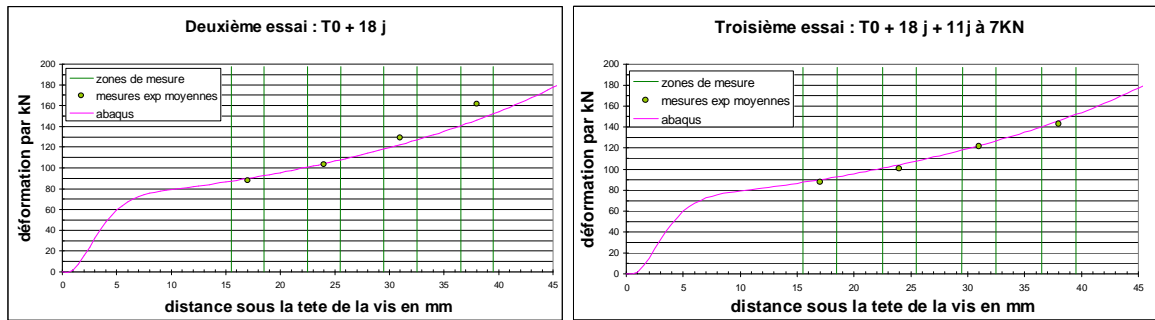


Figure 90 – Vis fortement conique, colle 2, support 2, fibres 3 : essais de tenue dans le temps

Il apparaît que les réseaux répondent toujours correctement après 11 jours de tension à 7 kN. Il n’y a donc pas de problème lié au fluage de la colle.

5.2.3 Conclusion sur les essais de faisabilité : technique retenue

Les essais préliminaires réalisés ont montré qu’il est possible de mesurer les variations de la déformation axiale le long de l’axe d’une vis à l’aide de fibres optiques munies de réseaux de Bragg.

Au fur et à mesure des expérimentations, nous avons affiné le choix de la technologie des réseaux ainsi que la technique de mise en place des fibres.

5.2.4 Essai de préparation sur éprouvette cylindrique

La deuxième campagne d’essais doit nous rapprocher encore un peu plus des essais finaux. A ce titre, elle est réalisée sur les vis cylindriques objet de notre étude. Une vis en titane a ainsi été instrumentée selon l’approche retenue (figure 91).

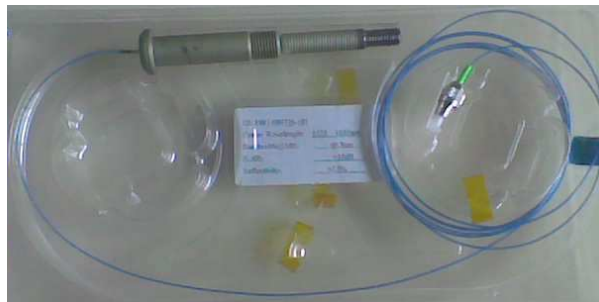


Figure 91 – Vis instrumentée de l’essai de préparation

La vis a été testée avec le même type d’appareillage que pour les essais de validation :

- Montage en traction statique sur INSTRON 4206 (capacité de charge 100 kN),
- Résultats relevés à l’aide d’un interrogateur en longueur d’onde Micron Optics Si425,
- Température relevée lors des essais pour compenser les mesures des réseaux de Bragg.

Essai 1

Un essai d’étalonnage sur vis cylindrique a été réalisé en vue de la préparation des essais de référence (figure 92).

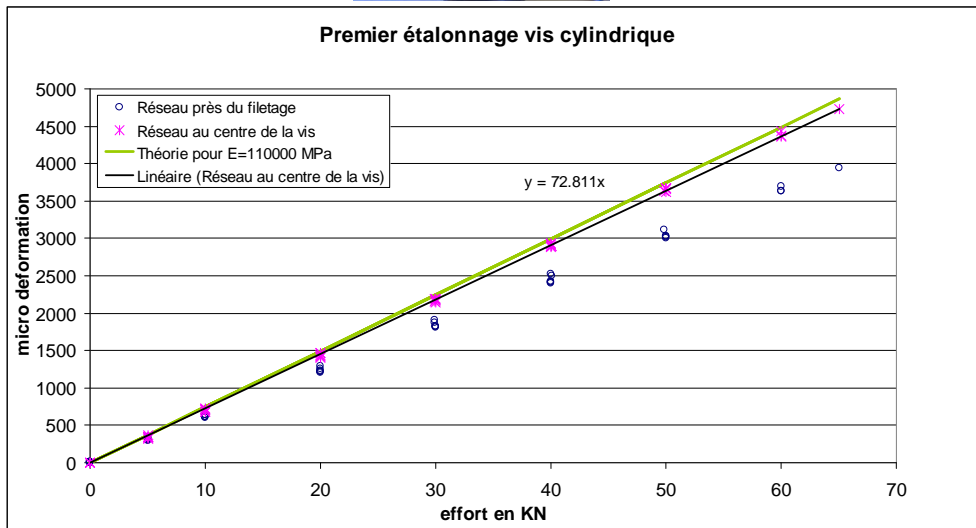


Figure 92 – 1er étalonnage associé à l’essai de préparation

Le réseau placé au centre de la vis a bien le comportement attendu par la théorie de l’élasticité. La courbe de tendance montre clairement le comportement linéaire du réseau sur la plage d’efforts mis en œuvre pour les essais de référence.

Le deuxième réseau a une réponse plus faible. Il est placé près du filetage et est donc soumis à l’effet de bord, c’est pourquoi il est très difficile de prévoir à priori son comportement.

Les éprouvettes des essais de référence ayant des réseaux près des bords (en haut et en bas), il est essentiel de réaliser l’étalonnage des éprouvettes avant de lancer les essais pour connaître la réponse de chaque réseau.

Essai 2

L’éprouvette a de nouveau été étalonnée 2 mois après pour vérifier qu’il n’y a pas de problème de tenue dans le temps.

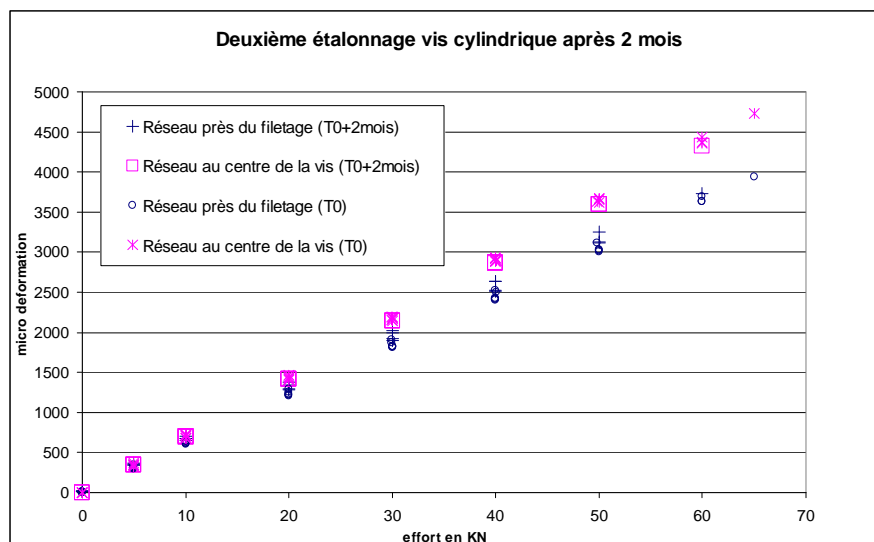


Figure 93 – 2ème étalonnage associé à l’essai de préparation

Les résultats obtenus (figure 93) montrent qu’il n’y a pas de dérive de la réponse sur l’échelle de temps qui nous intéresse.

5.3 Campagne d’essais complète : essais de référence

5.3.1 Description des essais

Le protocole expérimental retenu est le suivant :

1. Etalonnage de la mesure en plaçant la vis seule (avant introduction) en traction simple,
2. Introduction de la vis dans les pièces jusqu’à accostage avec les pièces,
3. Réalisation de 2 cycles de chargement/déchargement à 50 kN par pas de 10 kN.

La figure 94 donne une illustration des éprouvettes avant l’essai ainsi qu’une modélisation sous Catia permettant de visualiser la position des points de mesures. Les points de mesure sont situés à l’intérieur des pièces assemblées et répartis de manière équilibrée de part et d’autre du plan de joint des pièces.

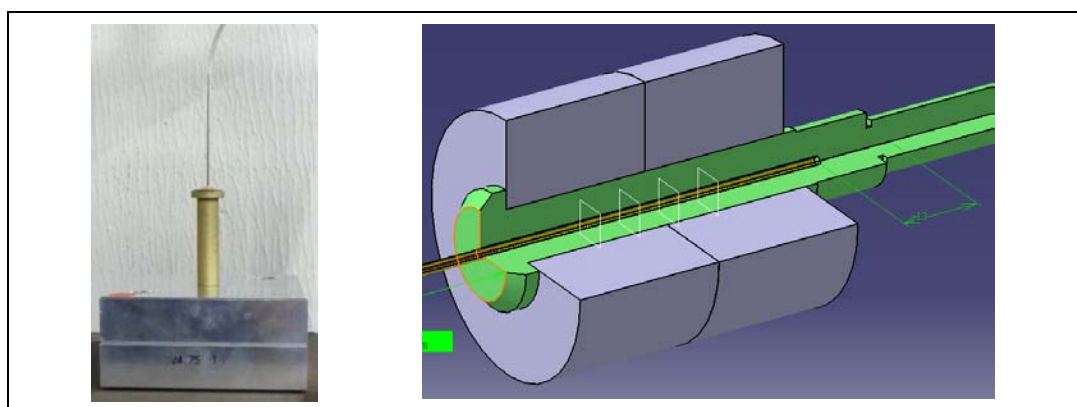


Figure 94 – Photo et schéma de l’éprouvette testée

Montage d'essai

Le dispositif expérimental qui a été mis en œuvre est représenté sur les figures 95 et 96. Une machine de traction est utilisée de manière à doser précisément l'effort de serrage exercé sur la vis.

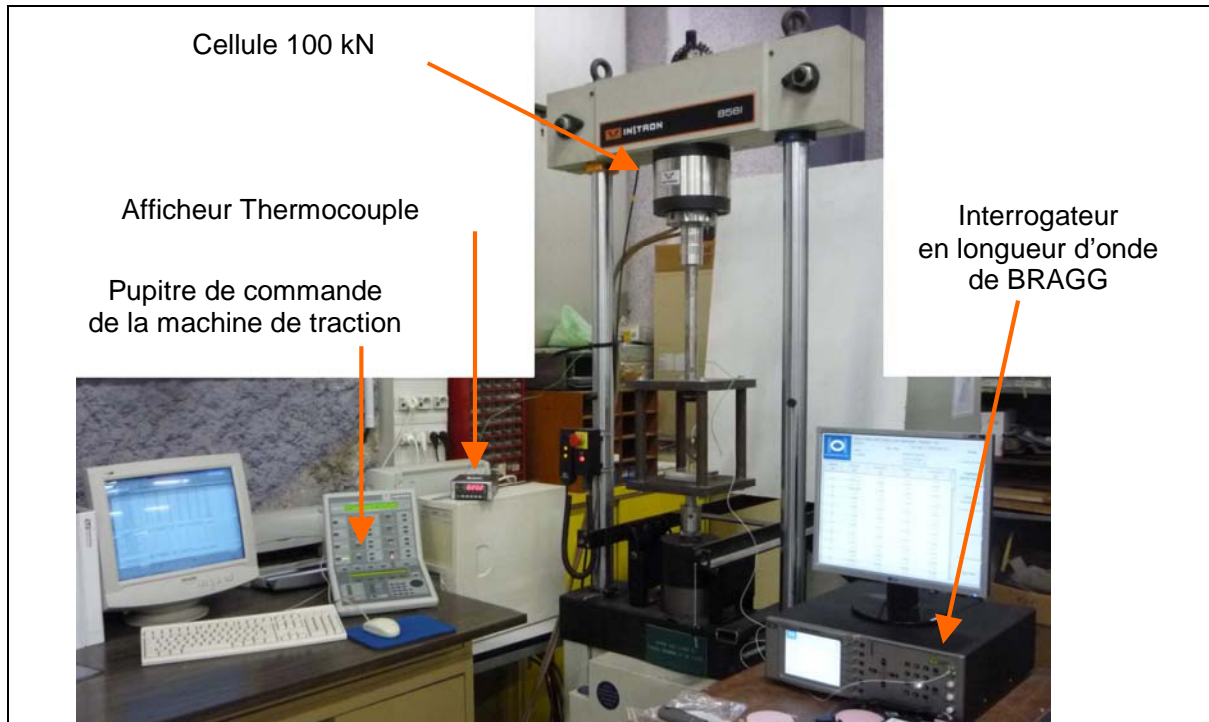


Figure 95 – Dispositif expérimental mis en oeuvre

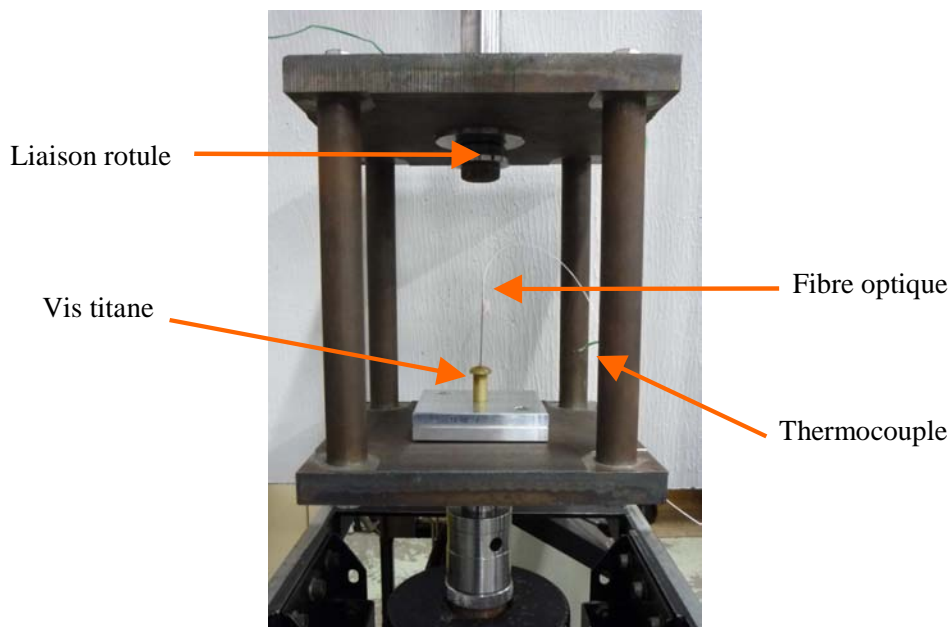


Figure 96 – Pièces et vis en place sur leur montage d'essai

Afin de mesurer la température lors des expérimentations, un thermocouple est placé à proximité de la vis instrumentée. L'interrogateur en longueur d'onde pour réseaux de Bragg permet de recueillir en temps réel les informations venant de la vis instrumentée.

Le montage d'essais doit permettre de réaliser les trois étapes du protocole envisagé.

La phase 1 d'étalonnage de la mesure est pratiquée sur la vis seule (avant introduction dans les pièces réceptrices), en traction simple. Pour ce faire, la mise en charge est obtenue par l'intermédiaire d'une cage fixée par une liaison rotule à la partie fixe de la machine. La tête de la vis est posée en appui sur la plaque inférieure de la cage. Sous la cage, une pièce filetée est vissée directement sur le filetage nominal de la vis (celui près du corps qui est destiné à recevoir l'écrou) et reliée à la traverse mobile de la machine de traction. Cette pièce intermédiaire permet de transmettre l'effort de traction à la vis. Les pièces réceptrices de l'éprouvette ne sont pas utilisées durant cette phase.

La phase 2 du protocole doit reproduire la phase d'insertion avec interférence de la vis dans les pièces réceptrices. Industriellement, un outillage spécifique vient pincer l'extrémité de la queue de la vis pour exercer l'effort d'installation. Dans notre cas, nous avons fileté l'extrémité de la queue de la vis de manière à pouvoir connecter celle-ci à une pièce intermédiaire de traction, laquelle est reliée à la traverse mobile qui génère l'effort d'installation.

La phase 3 du protocole consiste à reproduire avec la machine de traction l'effort de serrage qui est normalement introduit par l'écrou. Les équipements et attaches mise en œuvre durant cette phase sont les mêmes que ceux utilisés pour la phase 1 d'étalonnage.

5.3.2 Principaux résultats

Le tableau ci-après présente le relevé d'un essai de traction complet pour lequel chaque point de mesure est représenté par une ligne dans le tableau. Sur une ligne, après la valeur de consigne qui définit le point de mesure, on retrouve les diverses valeurs mesurées : l'effort de traction exercé par la machine, la position axiale de la traverse, la température et les valeurs de chaque réseau de Bragg.

Les chargements imposés durant un essai complet sont les suivants :

1. Phase 1 (étalonnage). Deux cycles de chargement-déchargement sont effectués afin de vérifier qu'il y a bien répétabilité des mesures.
2. Phase 2 (installation). Les pièces sont montées sur la cage et la vis est installée en tirant sur la queue. La charge est progressivement augmentée sur la base d'un prédimensionnement théorique. La charge finale d'accostage est obtenue de manière manuelle par l'utilisateur. Ensuite une décharge progressive est effectuée jusqu'à ce que les pièces décollent légèrement de la cage pour s'assurer qu'il n'y a pas d'effort externe résiduel.
3. Phase 3 (serrage final). Ici deux cycles de serrage-desserrage sont effectués pour évaluer la répétabilité de l'expérimentation et bien mettre en évidence l'hystérésis prévisible. La charge finale à atteindre est déterminée à partir d'une analyse théorique de la résistance de la vis ainsi que par la capacité machine.

Avant de démarrer l'essai, une première mesure est effectuée avant montage sur le banc de manière à s'assurer qu'il n'y a pas de problème de positionnement de la vis sur le banc lors de la phase d'étalonnage.

Consignes/mesures	F (kN)	POSITION (mm)	T(°)	réseau 1	réseau 2	réseau 3	réseau 4
mesure initiale hors montage	0	0	20,7	25,01	34,94	45,42	55,41
Phase 1 : étalonnage avec montage pour essai de traction simple avec vissage sur le gros diamètre							
Consignes/mesures	F (kN)	POSITION	T(°)	réseau 1	réseau 2	réseau 3	réseau 4
mesure dans le montage à 0kN	0	0	20,6	25,01	34,93	45,41	55,41
tension 0,1 kN	0,1	1,839	20,6	25,01	34,94	45,42	55,41
tension 10 kN	10	2,448	20,6	25,82	35,77	46,26	56,26
tension 20 kN	20	2,838	20,6	26,67	36,63	47,12	57,13
tension 30 kN	30	3,204	20,6	27,53	37,49	47,99	58,01
tension 40 kN	40	3,557	20,6	28,39	38,37	48,86	58,9
tension 50 kN	50	3,905	20,6	29,25	39,24	49,74	59,79
tension 40 kN	40	3,602	20,5	28,39	38,37	48,87	58,9
tension 30 kN	30	3,272	20,6	27,53	37,5	48	58,01
tension 20 kN	20	2,916	20,6	26,68	36,63	47,12	57,13
tension 10 kN	10	2,522	20,6	25,83	35,77	46,26	56,26
tension 20 kN	20	2,885	20,6	26,68	36,63	47,12	57,13
tension 30 kN	30	3,245	20,7	27,53	37,5	47,99	58,01
tension 40 kN	40	3,584	20,6	28,39	38,37	48,86	58,9
tension 50 kN	50	3,918	20,6	29,25	39,24	49,74	59,79
tension 40 kN	40	3,609	20,6	28,4	38,37	48,87	58,91
tension 30 kN	30	3,279	20,7	27,54	37,51	48	58,02
tension 20 kN	20	2,923	20,6	26,68	36,63	47,12	57,14
tension 10 kN	10	2,525	20,6	25,83	35,77	46,26	56,26
tension 0,1 kN	0,1	1,92	20,6	25	34,93	45,41	55,41
faire décoller la tête de vis	/	/	20,6	24,99	34,91	45,4	55,4
Phase 2 : installation ; monter les pièces, la vis avec la bague en plastique et tirer sur le filetage en bout							
Consignes/mesures	F (kN)	POSITION	T(°)	réseau 1	réseau 2	réseau 3	réseau 4
mesure dans le montage à 0kN	0	0	20,7	25,01	34,94	45,43	55,43
tension 0,1 kN	0,1	0,4368	20,6	25	34,93	45,42	55,41
tension 10 kN	10	15,6	20,6	25,95	34,7	45,4	55,41
tension 20 kN	20	35,6	20,6	27,48	37,19	47,73	56,34
aller jusqu'à contact sous tête	26	51,96	20,7	28,44	38,23	48,3	58,19
tension 20 kN	20	51,71	20,7	28,37	38,21	48,29	58,19
tension 10 kN	10	51,24	20,8	27,98	37,96	48,22	58,15
tension 0,1 kN	0,1	50,56	20,6	27,31	37,35	47,89	57,98
faire décoller les pièces	/	/	20,7	27,29	37,34	47,88	57,97
Phase 3 : Traction simple avec vissage sur le gros diamètre							
Consignes/mesures	F (kN)	POSITION	T(°)	réseau 1	réseau 2	réseau 3	réseau 4
mesure dans le montage à 0kN							
pièces décollées	0	/	20,8	27,29	37,33	47,88	57,98
tension 0,1 kN	0,1	/	20,8	27,28	37,33	47,88	57,98
tension 10 kN	10	/	20,8	27,43	37,4	47,9	57,99
tension 20 kN	20	/	20,8	27,96	37,79	48,04	58,04
tension 30 kN	30	/	20,8	28,71	38,49	48,56	58,43
tension 40 kN	40	/	20,9	29,52	39,32	49,41	59,31
tension 50 kN	50	/	20,9	30,31	40,14	50,24	60,15
tension 40 kN	40	/	20,9	30,15	40,09	50,22	60,14
tension 30 kN	30	/	20,8	29,54	39,65	50,01	60,06
tension 20 kN	20	/	20,7	28,8	38,87	49,42	59,64
tension 10 kN	10	/	20,8	28,05	38,1	48,67	58,9
tension 20 kN	20	/	20,8	28,19	38,15	48,69	58,9
tension 30 kN	30	/	20,9	28,77	38,58	48,89	58,99
tension 40 kN	40	/	20,8	29,56	39,37	49,5	59,4
tension 50 kN	50	/	20,8	30,32	40,14	50,27	60,16
tension 40 kN	40	/	20,8	30,15	40,09	50,25	60,15
tension 30 kN	30	/	20,8	29,52	39,62	50,01	60,06
tension 20 kN	20	/	20,8	28,79	38,85	49,4	59,62
tension 10 kN	10	/	20,8	28,04	38,09	48,66	58,89
tension 0,1 kN	0,1	/	20,7	27,31	37,35	47,95	58,18
relachement 0kN (pièces décollées)	0	/	20,8	27,28	37,32	47,93	58,17

Notons que pour faciliter la saisie de l'opérateur, seuls les 4 derniers chiffres sont notés pour chaque longueur d'onde. Pour retrouver la valeur exacte de la longueur d'onde d'un réseau, il suffit d'ajouter 1500 à la valeur lue dans le tableau.

La phase 1 d'étalonnage permet d'identifier précisément la réponse de chaque réseau à une sollicitation en traction simple. A partir de la position axiale de chaque réseau (mesurée à partir d'un repère externe sur la fibre) et des simulations numériques, nous pouvons connaître la déformation prévisible de chaque réseau et par conséquent corriger la valeur de la déformation lue à partir des réseaux. Cela permet d'obtenir des valeurs plus précises que celles obtenues avec le coefficient standard : $b = 0,78E^{-6}/\mu\epsilon$ qui n'offre que 2 chiffres significatifs. Nous avons appliqué une correction linéaire.

Cette correction est appliquée sur les résultats obtenus lors des phases suivantes 2 et 3. Le tableau ci-après donne, à titre d'exemple, les valeurs des microdéformations obtenues après correction pour chaque point de mesure.

Phase 2 : installation					
Consignes/mesures	F (kN)	epsilon1	espsilon2	epsilon3	espsilon4
mesure dans le montage à 0kN	0	34,913094	34,01201638	36,73973847	47,65499239
tension 0,1 kN	0,1	27,57498256	26,77912338	29,532755	32,41603274
tension 10 kN	10	818,8140769	-162,20341	13,14313845	32,41603274
tension 20 kN	20	2093,125461	1883,737929	1922,533467	786,7886462
aller jusqu'à contact sous tête	26	2891,702666	2737,283906	2388,649714	2286,438232
tension 20 kN	20	2833,400838	2720,850642	2380,454905	2286,438232
tension 10 kN	10	2507,585647	2514,451106	2322,103422	2253,007991
tension 0,1 kN	0,1	1951,535307	2015,204039	2053,650399	2117,080137
faire décoller les pièces	/	1933,886921	2006,003668	2044,467766	2107,984496
Phase 3 : Traction simple					
Consignes/mesures	F (kN)	Microdéformations corrigées			
mesure dans le montage à 0kN	0				
pièces décollées	0,1				
tension 10 kN	10				
tension 20 kN	20				
tension 30 kN	30				
tension 40 kN	40				
tension 50 kN	50				
tension 40 kN	40				
tension 30 kN	30				
tension 20 kN	20				
tension 10 kN	10				
tension 20 kN	20				
tension 30 kN	30				
tension 40 kN	40				
tension 50 kN	50				
tension 40 kN	40				
tension 30 kN	30				
tension 20 kN	20				
tension 10 kN	10				
tension 0,1 kN	0,1				
faire décoller les pièces	0				

Il est possible d'extraire ensuite l'évolution de la déformation de chaque réseau en fonction des variations du chargement. Voici les réponses obtenues lors de la phase 3 qui simule le serrage de la vis après installation. Pour chaque réseau, nous avons représenté l'évolution de la microdéformation en fonction de l'effort extérieur appliqué.

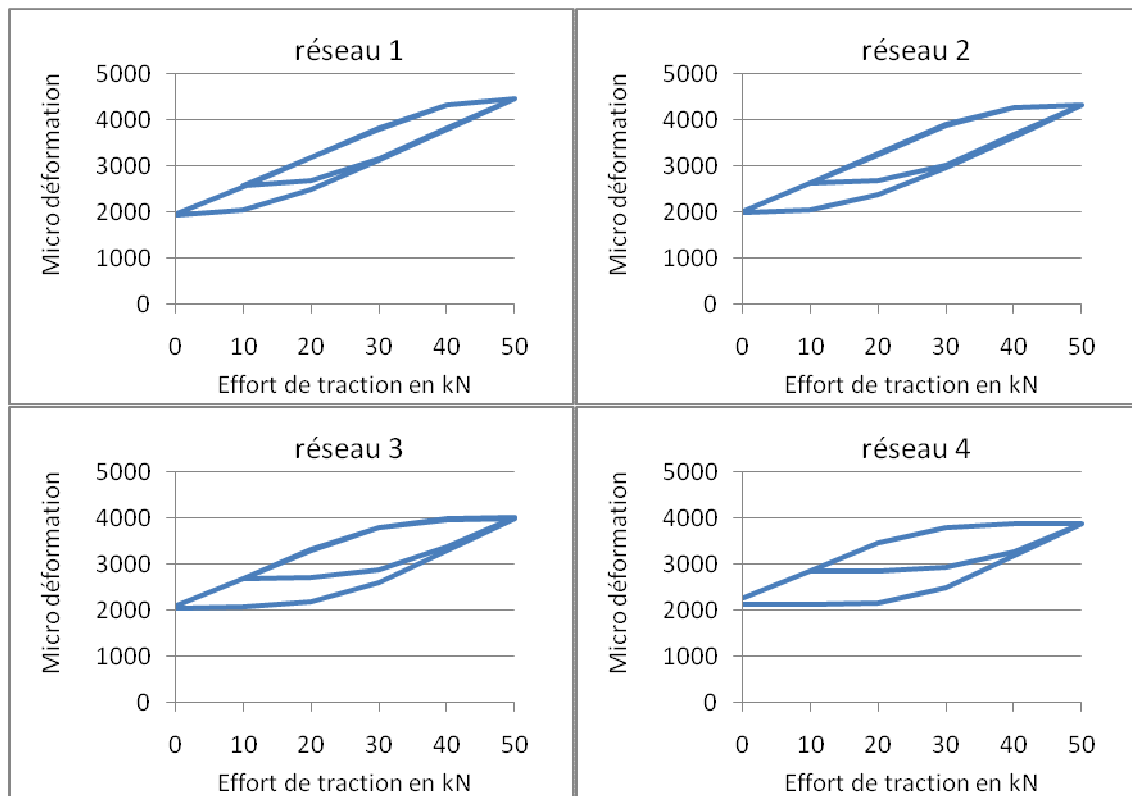


Figure 97 – Cycles vus par les réseaux 1 à 4 de l'éprouvette

L'hystérésis engendré par le frottement apparaît clairement sur chaque courbe (voir figure 97). De plus, de manière logique, l'hystérésis augmente progressivement du réseau 1 situé près de l'écrou jusqu'au réseau 4 situé plus près de la tête de la vis.

Pour savoir si les niveaux de déformation obtenus sont cohérents par rapport aux prédictions, nous avons comparé les résultats avec une simulation sous Abaqus pour la situation théorique nominale : une interférence de 0,80% et un coefficient de frottement de 0,035.

Nous avons mis en évidence au chapitre 3.2 une forte influence des effets de bords dans les résultats obtenus. Cela nous amène à chercher à optimiser la simulation du chargement et des conditions limites associées. Le dispositif expérimental exploité cherche à être au plus près du montage industriel néanmoins, compte-tenu de la sensibilité du phénomène que nous cherchons à observer, il convient de réaliser également une simulation qui soit proche du dispositif expérimental de manière à faciliter l'exploitation des résultats sans amener de biais supplémentaire.

Nous proposons ainsi de prendre en compte dans la simulation la rondelle d'appui en acier qui simule à la fois l'outillage et l'écrou (figure 98). De plus, compte-tenu de l'épaisseur de la rondelle, la traction sur la face latérale de la vis est déplacée vers le bas. Cela amène également à intégrer le contact entre la pièce du bas et la rondelle.

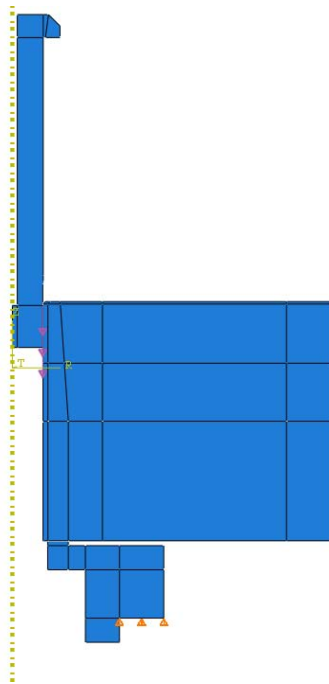


Figure 98 – Modélisation avec prise en compte de l’outillage d’essais

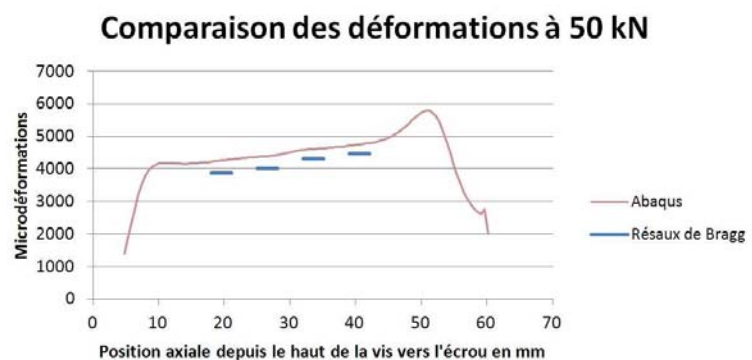
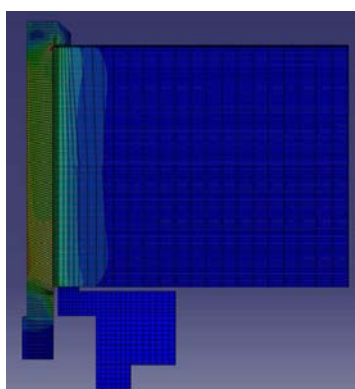


Figure 99 – 1ère modélisation Abaqus et résultats relatifs à l’éprouvette L_0.8 / n°1

La comparaison donne satisfaction : l’allure des déformations expérimentales est conforme à la simulation. Les déformations expérimentales sont légèrement inférieures à celles obtenues par simulation (voir figure 99) ce qui laisse envisager que l’interférence réelle est inférieure à l’interférence théorique géométrique.

5.4. Utilisation du modèle dédié 2D-Axisymétrique pour identifier l’interférence et le frottement par optimisation

Nous avons ensuite exploité le modèle dédié 2D-Axisymétrique présenté au chapitre 3.4 pour calculer un niveau d’interférence et un coefficient de frottement qui permette de corréliser au mieux les résultats expérimentaux. Dans cette première approche d’identification, le niveau d’interférence est supposé constant tout le long de l’assemblage (la même valeur pour tout z), et le coefficient de frottement est lui aussi supposé constant le long de l’assemblage. Le modèle a été légèrement modifié par rapport à celui déjà présenté :

- introduction d'un perçage de diamètre 2mm au centre de la vis, sur toute la longueur de la vis. Les déformations de la vis seront mesurées sur la génératrice de cette forme cylindrique,
- modification des conditions aux limites : retrait de l'écrou, appui rigide selon z, mais glissant selon r pour la pièce p2 (pour modéliser l'appui de l'éprouvette sur la cage de traction), introduction de l'effort de traction sur le bord cylindrique de la zone 6 (voir figure 100) correspondant à la partie « filetée » de la vis, sous la forme d'une force de cisaillement (orientée selon z) uniformément répartie.

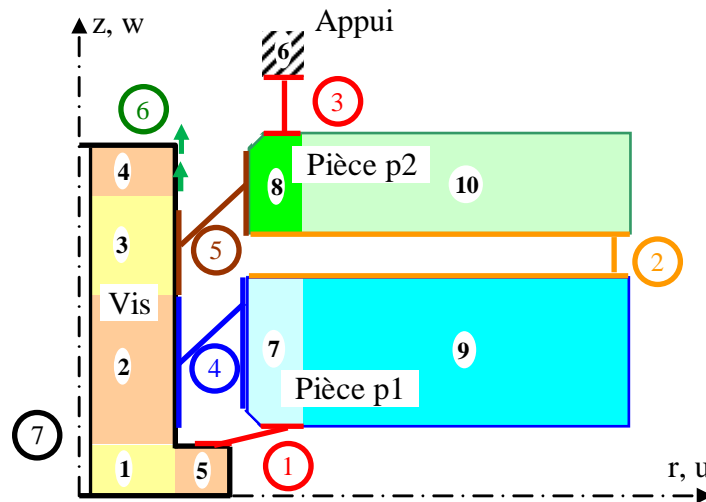


Figure 100 – Conditions aux limites spécifiques à l'essai

Les résultats issus de deux processus d'optimisation différents ont été considérés. Dans les deux cas, deux variables sont considérées : le niveau d'interférence et le coefficient de frottement. Dans un cas l'objectif est de minimiser la somme des distances entre les déformations issues du calcul et celles mesurées durant l'expérience. Douze points expérimentaux servent de référence : les 4 réseaux observés durant la phase de montée à trois niveaux de charge : 30 KN, 40 KN et 50 KN, ces niveaux de charge étant suffisants pour se situer dans des configurations de contact glissant tout le long de la vis. Dans l'autre cas, l'objectif est de minimiser la distance résiduelle la plus grande. Les résultats obtenus par les deux approches sont très proches.

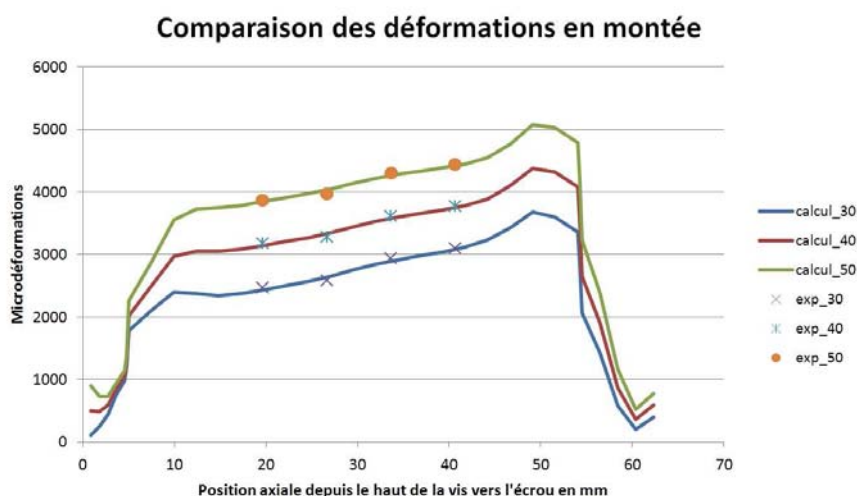


Figure 101 – Comparaison mesures et calcul Matlab à partir de paramètres identifiés avec l'outil Matlab

La figure 101 donne une illustration des résultats obtenus. Pour cette éprouvette, le niveau d'interférence calculé est de 0,702 % et le coefficient de frottement égal à 0,0487. Comme prévu, l'interférence issue de l'exploitation des données expérimentales est inférieure à l'interférence issue des mesures géométriques préliminaires : 0,702 % à la place de 0,773 % pour cette éprouvette. Le niveau de frottement calculé est certes un peu plus élevé que celui auquel nous nous attendions (0,0487 à la place de 0,04), mais il reste assez bas pour être tout à fait crédible.

Pour conforter cette identification, et en même temps vérifier le bon fonctionnement du code Matlab, ces nouvelles données sont introduites dans un modèle Abaqus avec un maillage fin. Les résultats obtenus donnent pleine satisfaction : voir figure 102.

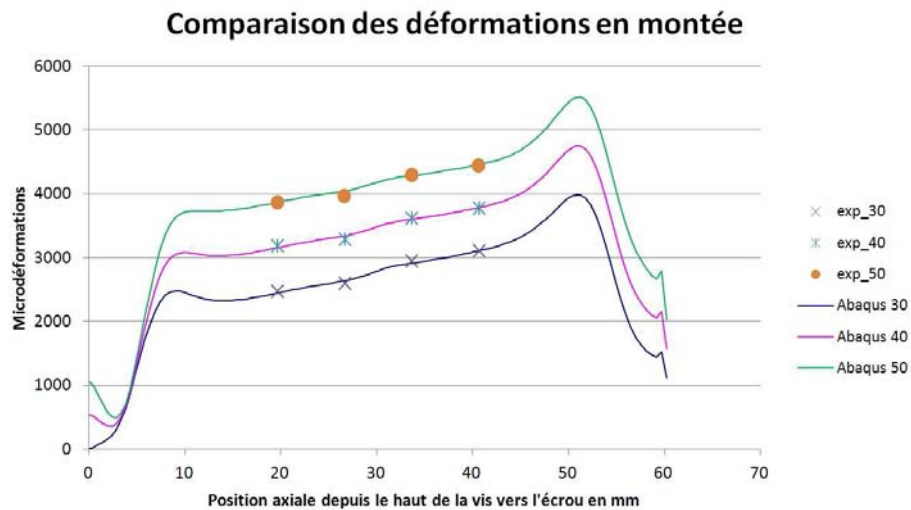


Figure 102 – Comparaison mesures et modèle Abaqus à partir de paramètres identifiés avec l'outil Matlab

5.5. Conclusions

Nous avons présenté les essais expérimentaux qui ont été réalisés, dans le cadre de ce travail, sur des assemblages montés avec interférence.

Ces essais nous ont conduits à mesurer la déformation axiale en quatre points différents le long de l'axe de la vis, à différents niveaux de serrage. La technique de mesure retenue, à base de FORB, a permis de ne pas perturber la zone d'interférence. Grâce à l'utilisation d'une machine de traction pour effectuer la mise en charge de l'assemblage, nous avons pu évaluer les niveaux de déformation pour des valeurs précises de l'effort de mise en charge.

La bonne corrélation qu'il a été possible d'obtenir entre les mesures relevées et les résultats numériques issus des modèles que nous avons proposés nous conforte dans l'idée que ces derniers sont aptes à décrire correctement les phénomènes mis en jeu.

6. Conclusions et perspectives

Le procédé d'assemblage des structures par le biais de fixations montées avec interférence et prétension est sensible à différents facteurs d'ordre physique, matériel et technologique. Le concepteur doit être capable de maîtriser l'influence de ces facteurs pour garantir la qualité de la liaison et atteindre les gains de durée de vie attendus de ce type d'assemblage. La détermination de l'effort sous tête et celui présent entre les pièces font partie des évaluations qu'il est nécessaire de réaliser au cours du processus d'optimisation de ces liaisons, en particulier dans le secteur aéronautique où ces liaisons sont utilisées dans les zones structurales fortement chargées et soumises à des sollicitations de fatigue.

L'objectif principal de nos travaux était de fournir des modèles d'évaluation des efforts sous tête et entre pièces dédiés à ce type d'assemblage, modèles qui soient à la fois rapides et fiables, permettant ainsi aux concepteurs de proposer une solution la plus exacte possible avec des coûts de prédimensionnement réduits.

Nous avons orienté nos travaux suivants 4 axes principaux :

1. une simulation numérique complète du procédé d'assemblage étudié sous Abaqus,
2. une approche analytique évoluée à partir d'une discrétisation en tranches, laquelle permet d'obtenir à un modèle de premier niveau déjà très performant,
3. un modèle dédié, basé sur des éléments finis axisymétriques et codé sous Matlab. Celui-ci permet de mener des analyses plus poussées,
4. une étude expérimentale à base de fibres optiques à réseaux de Bragg qui vient conforter les résultats obtenus par la modélisation.

La modélisation numérique réalisée avec Abaqus nous a permis tout d'abord de mettre en évidence les forts effets de bords qui entrent en jeu dans le comportement des assemblages par vis montées avec interférence. En outre, alors que les effets de traction et de pression sont généralement dissociés pour étudier le comportement de la vis, nous avons mis en lumière les effets combinés de ces actions mécaniques :

- le serrage de la vis génère un état de traction axial, lequel tend aussi à faire diminuer l'interférence radiale vis/pièce,
- la pression vis/pièce engendre une compression radiale qui a un impact direct sur l'allongement axial de la vis.

Nous avons développé un modèle analytique à partir d'une discrétisation en tranches le long de l'axe. Cette approche, qui est nouvelle dans le domaine, ne comporte pas les restrictions que présentent les modèles simplement basés sur la modélisation du frettage. Nous avons montré que ce modèle analytique donnait des résultats très voisins de ceux du modèle numérique créé sous Abaqus. Une exploitation du « modèle tranches » en bureau d'études permettrait d'évaluer très facilement et très rapidement les répartitions d'efforts et de contraintes présentes dans la fixation, ainsi que l'influence de l'intensité de la précharge, de la valeur de l'interférence et de l'épaisseur des pièces à assembler.

Pour aller plus loin, nous avons mis en place un modèle numérique dédié, codé sous Matlab, basé sur une discrétisation aux éléments finis 2D-axisymétriques. Ce modèle nous a permis d'analyser l'influence de défauts de forme de l'alésage ou de faire varier le frottement le long de l'interface vis/pièce tout en tenant compte des effets de bords. Il offre au concepteur la

possibilité de mener une analyse efficace en permettant d'évaluer rapidement un large spectre d'applications.

L'utilisation récurrente d'un plan d'expériences qui balaye un domaine concret de conception a permis de montrer que le modèle analytique ainsi que le modèle EF axisymétrique dédié fournissent des résultats très proches de ceux du modèle Abaqus sur l'ensemble du domaine.

L'étude de sensibilité qui a suivi a permis de hiérarchiser l'influence des divers paramètres de conception en offrant une analyse fine au concepteur. Une simulation de l'exploitation de nos approches dans un contexte d'avant-projet a également été présentée de manière à montrer l'aspect opérationnel des modèles proposés.

Dans les développements ultérieurs, il serait intéressant avant tout d'augmenter les fonctionnalités du modèle EF axisymétrique dédié en le rendant apte à gérer une loi de comportement élastoplastique des matériaux. En effet, pour des taux d'interférence importants, les niveaux de contraintes obtenus avec l'hypothèse d'un comportement élastique linéaire peuvent dépasser la limite élastique des matériaux mis en œuvre.

De manière à avoir une base de travail la plus complète possible, nous avons également mené une étude expérimentale. L'originalité de l'approche expérimentale consiste à exploiter une fixation équipée avec une fibre optique munie de plusieurs réseaux de Bragg. Chaque réseau agissant comme un capteur de déformation axiale, il nous a été possible de récupérer le profil de la déformation de la vis le long de l'axe puis, par identification, de retrouver les paramètres principaux associés (interférence et frottement). Dans le cas testé, nous avons pu mettre en évidence que l'interférence pratique est légèrement inférieure à l'interférence géométrique mesurée avant montage et que le niveau de frottement avait été très correctement évalué dès le départ.

Ces travaux de thèse ont permis de perfectionner une approche analytique et de mettre en place une démarche numérique interactive. Néanmoins, il est évident que des écarts vont subsister par rapport aux essais expérimentaux. Ces écarts peuvent être d'origine physique, géométrique, voire numérique. Nous pensons qu'il est important dans le futur de bien cerner les problèmes suivants :

- l'incertitude sur les paramètres des matériaux,
- l'incertitude sur l'évolution du coefficient de frottement et sur l'interférence,
- la modélisation numérique du contact (algorithmes de contact adapté au frettage qui tiennent compte de l'historique des matériaux dans ce type d'assemblage monté avec interférence et prétension).

L'approche proposée dans cette thèse se concentre sur l'étude de cas axisymétriques. Cela constitue une première étape pour ensuite étudier des configurations de structure complexe. Il reste encore beaucoup de travail pour obtenir une modélisation numérique 3D paramétrée plus fine exploitable pour des applications industrielles et qui puisse mieux représenter le comportement spatial de l'assemblage. Enfin il ne faut pas oublier que notre étude est orientée principalement vers les applications aéronautiques où l'augmentation de la durée de vie en fatigue des assemblages représente un challenge pour les bureaux d'études. Il est d'usage de mettre en évidence la résistance de ce type d'assemblage aux sollicitations de fatigue ainsi que l'influence des différents paramètres déjà exploités dans le plan d'expériences numériques sur la limite d'endurance. Une modélisation 3D devrait pouvoir nous aider dans cette approche.

7. Références bibliographiques

- [ALK 07] Alkatan F., Stephan P., Daidie A., Guillot J., *Equivalent axial stiffness of various components in bolted joints subjected to axial loading*, Finite Elements in Analysis and Design, 2007, 43, pp. 589 – 598.
- [ALT 71] Altan T., Fiorentino R.J. *Prediction of loads and stresses in closed-die forging*. J. Eng. Ind. Trans. ASME Ser. B 93, 1971, 477–484.
- [BLA 04] Blanzé C., Champany L. *A computational strategy for the random response of assemblies of structures*. International Journal of Solids and Structures, 2004, 41, pp. 6383–6405.
- [BUC 77] Buch A. *Fatigue and fretting of pin-lug joints with and without interference fit*, Wear, 1977, 43, pp. 9-16.
- [BOO 08] Booker J.D., Truman C.E. *A statistical study of the coefficient of friction under different loading regimes*, Journal of physics D: applied physics, 2008, 41, 174003 (12p). doi:10.1088/0022-3727/41/17/174003
- [CAL 98] Callinan R.J., Wang C.H., Sanderson S., *Analysis of fatigue crack growth from cold-expanded/interference fitted stop drilled holes*, Technical Report DSTO-TR-0704, Commonwealth of Australia, 1998.
- [CAL 99] Callinan R.J., Wang C.H. *On the fatigue enhancement of interference fitted stop drilled holes*, International Journal of Fatigue, 1999, 21, pp.865–872
- [CHA 07] Chakhari J. *Modélisation d'une fixation par éléments filetés d'une structure à forte excentration de chargement et soumise à des sollicitations en fatigue*. Thèse de doctorat de l'INSA de Toulouse, 2007.
- [CHA 09] Chakherlou T.N., Mirzajanzadeh M., Vogwell J. *Experimental and numerical investigations into the effect of an interference fit on the fatigue life of double shear lap joints*, Engineering Failure Analysis, 2009, 16, pp. 2066–2080.
- [CHA 10] Chakherlou T.N., Mirzajanzadeh M., Abazadeh B., Saeedi K.H. *An investigation about interference fit effect on improving fatigue life of a holed single plate in joints*. European Journal of Mechanics A/Solids, 2010, 29, pp.675-682.
- [CRO 04] Crouzeix L., Tournier D., *Pré-tension dans les assemblages avec interférence*. Rapport sur le programme AIRNET, 2004.
- [DAI 07] Daidié A. *Modélisation des assemblages de structures complexes : réalisation de modèles locaux pertinents*. Habilitation à diriger les recherches de l'Université Paul Sabatier de Toulouse, 2007.
- [DAN 10] Dang Hoang T., Herbelot C., Imad A. *Rupture and damage mechanism analysis of a bolted assembly using coupling techniques between A.E. and D.I.C*. Engineering Structures, 2010, 32, pp. 2793-2803.
- [DON 02] Dong X., Guan B.-O., Yuan S., Dong X., Tam H.-Y. *Strain gradient chirp of uniform fiber Bragg grating without shift of central Bragg wavelength*. Optics Communications, 2002, 202, pp. 91–95.
- [DUP 96] Duprat D., Campassens D., Balzano M., Boudet R. *Fatigue life prediction of interference fit fastener and cold worked holes*. In Journal of Fatigue, 1996, 18(8), pp. 515-521.
- [FER 99] Ferdinand P. *Capteurs à fibres optiques à réseaux de Bragg [R6 735]*, Techniques de l'Ingénieur, traité Mesures et Contrôle, 1999, pp.1-24
- [FON 98] Fontaine J.F., Siala I.E. *Form defect influence on the shrinkage fit characteristics*. European of Mechanics, A/ Solids, 17(1): Journal of Materials Processing Technology, 1998, 74, pp. 107-119.
- [FON 98b] Fontaine J.F., Siala I.E. *Optimization of the contact surface shape of a shrinkage fit*. Journal of Materials Processing Technology, 1998, 74, pp. 96–103.

- [FRI 99] Friebele E.J., Askins C.G. et al. *Optical fiber sensors for spacecraft applications*. Smart Mater. Struct., 1999, 8, pp. 813–838.
- [GAM 83] Gamer U., Lance R.H., *Residual stress in shrink fits*, Int. J. Mech. Sci, 1983, 25 No 7 pp. 465-470.
- [GAN 11] Gant F., Rouch Ph., Louf F., Champaney L. *Definition and updating of simplified models of joint stiffness*. International Journal of Solids and Structures, 2011, 48, pp. 775-784.
- [HAY 97] Hay H.D. *Bolt, stud or fastener having an embedded fiber optic bragg grating sensor for sensing tensioning strain*, United States Patent, 1997.
- [HUE 97] Huelsman M.A., Bowman D.R., *The effects of the cold working process and interference fit bushings on the fatigue life of polycarbonate specimens with holes*, (WL-TR-97-3110), University of Dayton Research Institute, 1997.
- [HWA 96] Hwang Y.-M, Tzou G.-Y. *An analytical approach to asymmetrical cold- and hot-rolling of clad sheet using the slab method*. Journal of Materials Processing Technology. 1996. 62, pp. 249-259.
- [KIM 07] Kim H.Y., Kim C., Bae W.B., Han S.M. *Development of optimization technique of warm shrink fitting process for automotive transmission parts (3D FE analysis)*. Journal of Materials Processing Technology. 2007. 187–188, pp.458-462.
- [KUM 05] Kumar D., Dixit U.S. *A slab method study of strain hardening and friction effects in cold foil rolling process*. Journal of Materials Processing Technology. 2006. 171, pp.331-340.
- [LAM 93] Lam Y.C. *A comparative study on the effects of interference fit and cold expansion on the fatigue life of cracked holes*, Scripta Metallurgica et Materiala, 1993, 28, pp. 191-195, Pergamon Press.
- [LOD 02] Lodeiro M.J., Cain M.G., Stewart M. *High Frequency Displacement and Dielectric Measurements in Piezoelectric Materials*, MATC (MN) 21, 2002, (12p)
- [MET 11] Mehta S. B., Gohil D. B., *Computer Simulation of Forging Using the Slab Method Analysis* International Journal of Scientific & Engineering Research Volume 2, Issue 6, June-2011.
- [MUL 79] Mullineux G., Knight W.A. *Estimation of the centre of loading for hot forgings*, Int. J. Mach. Tool Des. Res. ., 1979, 19, pp. 181–193.
- [NEF 08] Nefissi N., Bouaziz Z., Zghal A. *Prediction and simulation of axisymmetric forging load of aluminium*. Advances in Production Engineering and Management. 3 Issue 2, 2008, pp. 71-80.
- [OZE 05] Ozel A., Temiz E., Demir M., Sadri A. *Stress analysis of shrink-fitted joints for various fit forms via finite element method*. Materials and Design, 2005, 26, pp. 281–289.
- [PET 00] Peters K., Pattis P., Botsis J., Giaccari P. *Experimental verification of response of embedded optical fiber Bragg grating sensors in non-homogeneous strain fields*. Optics and Lasers in Engineering, 2000, 33, pp. 107-119.
- [PET 01] Peters K., Studer M., Botsis J., Locco A., Limberger H., Salathé R. *Embedded Optical Fiber Bragg Grating Sensor in a Nonuniform Strain Field: Measurements and Simulations*. Experimental Mechanics, 2001, 41, pp. 19-28.
- [PRA 02] Pran K., Farsund O., Wang G. *Fibre Bragg grating smart bolt monitoring creep in bolted GRP composite*. Optical Fiber Sensors Conference Technical Digest, 2002, OFS 2002, 15th, pp. 431-434.
- [SAN 08] Sanchez-Arevalo F.M., Pulos G. *Use of digital image correlation to determine the mechanical behaviour of materials*. Materials Characterization, 2008, 59, pp.1572–1579.
- [SHK 03] Shkarayev S. *Theoretical modeling of crack arrest by inserting interference fit fasteners*. International Journal of Fatigue, 2003, 25, pp. 317–324.

- [SUN 95] Sundarraj N., Dattaguru B., Ramamurthy T.S. *Analyses of a double shear lap joint with interference fit pin*. Computers and structures, 1995, 55(2), pp.357-363.
- [TIA 09] Tian Y., Guo Y., Wang Z.-D., Wang G.-D. *Analysis of Rolling Pressure in Asymmetrical Rolling Process by Slab Method*. International journal of iron and steel research, 2009, 16(4), pp. 22-26.
- [TZO 06] Tzou G.-Y., Hsu H.-H., Hsiao Y.-H. *Investigation of a slab method analysis and FEM simulation on rotating compression forming of ring*. Journal of Materials Processing Technology 177, 2006, pp.150–153.
- [VOL 11] Volkan K.. *Separation frequency analysis of interference fitted hollow shaft–hub connections by finite element method*. Advances in Engineering Software, 2011, 42 pp. 644-648.
- [YAN 01] Yang G.M., Coquille J.F., Fontaine J.C., Lambertin M. *Influence of roughness on characteristics of tight interference fit of a shaft and a hub*, In Journal of Solids and Structures, 2001, 38, pp. 7691-7701.
- [YAN 02] Yang G.M., Coquille J.F., Fontaine J.C., Lambertin M. *Contact pressure between two rough surfaces of a cylindrical fit*, Journal of Materials Processing Technology, 2002, 123, pp. 490-497.
- [ZHA 10] Yang H., Sun Z.C. *Analysis of local loading forming for titanium-alloy T-shaped components using slab method*. Journal of Materials Processing Technology 210, 2010, pp. 258–266.
- [ZHA 00] Zhang Y., McClain B., Fang X.D. *Design of interference fits via finite element method*. International Journal of Mechanical Sciences, 2000, 42, pp.1835-1850.

8. Annexe : détails de l'étude de sensibilité avec le modèle 2D-Axisymétrique dédié

8.1. Sensibilité à l'épaisseur des pièces

Cas d'étude				Numéro expériences	Effort sous tête T			Serrage pièces P		
Interférence (%)	épaisseur pièces (mm)	diamètre extérieur (mm)	coef. Frottement		Valeur initiale (N)	Valeur finale (N)	ECART %	Valeur initiale (N)	Valeur finale (N)	ECART %
0,80%	6	12,7	0,02	1	14118	14110	-0,06	14564	14559	-0,03
			0,06	2	12314	12287	-0,22	13677	13664	-0,10
		63,5	0,02	3	13664	13651	-0,10	14338	14331	-0,05
			0,06	4 - Fr1	10941	10900	-0,37	12992	12971	-0,16
	24	12,7	0,02	5	11444	11407	-0,32	13256	13238	-0,14
			0,06	6	3508	3380	-3,65	9559	9502	-0,60
		63,5	0,02	7 - Fr2	9614	9558	-0,58	12350	12323	-0,22
			0,06	8						
1,20%	6	12,7	0,02	9	13548	13534	-0,10	14279	14272	-0,05
			0,06	10 - Fr3	10576	10531	-0,43	12813	12791	-0,17
		63,5	0,02	11	12891	12870	-0,16	13951	13941	-0,07
			0,06	12	8590	8525	-0,76	11819	11787	-0,27
	24	12,7	0,02	13 - Fr4	9074	9013	-0,67	12091	12062	-0,24
			0,06	14						
		63,5	0,02	15	6418	6329	-1,39	10775	10732	-0,40
			0,06	16						

Résultats pour $d_{fix} = 6,35 \text{ mm}$, $S = 15000 \text{ N}$

Cas d'étude				Numéro expériences	Effort sous tête T			Serrage pièces P		
Interférence (%)	épaisseur pièces (mm)	diamètre extérieur (mm)	coef. Frottement		Valeur initiale (N)	Valeur finale (N)	ECART %	Valeur initiale (N)	Valeur finale (N)	ECART %
0,80%	6	25,4	0,02	17 - Fr5	58114	58097	-0,03	59064	59056	-0,01
			0,06	18	54306	54254	-0,10	57175	57149	-0,05
		127	0,02	19	57134	57107	-0,05	58576	58563	-0,02
			0,06	20	51363	51284	-0,15	55700	55661	-0,07
	24	25,4	0,02	21	52893	52822	-0,13	56483	56448	-0,06
			0,06	22 - Fr6	37924	37696	-0,60	49229	49121	-0,22
		127	0,02	23	49171	49063	-0,22	54630	54577	-0,10
			0,06	24	26518	26173	-1,30	43577	43412	-0,38
1,20%	6	25,4	0,02	25	56960	56931	-0,05	58487	58473	-0,02
			0,06	26	50823	50736	-0,17	55432	55389	-0,08
		127	0,02	27 - Fr7	55555	55513	-0,08	57785	57764	-0,04
			0,06	28	46606	46479	-0,27	53311	53248	-0,12
	24	25,4	0,02	29	48234	48116	-0,24	54170	54112	-0,11
			0,06	30	23448	23067	-1,62	42151	41971	-0,43
		127	0,02	31	42828	42656	-0,40	51475	51391	-0,16
			0,06	32 - Fr8	6906	6356	-7,96	33940	33677	-0,77

Résultats pour $d_{fix} = 12,7 \text{ mm}$, $S = 60000 \text{ N}$

8.2 Sensibilité au diamètre extérieur des pièces

Cas d'étude				Numéro expériences	Effort sous tête T			Serrage pièces P		
Interférence (%)	épaisseur pièces (mm)	diamètre extérieur (mm)	coef. Frottement		Valeur initiale (N)	Valeur finale (N)	ECART %	Valeur initiale (N)	Valeur finale (N)	ECART %
0,80%	6	12,7	0,02	1	14118	14109	-0,06	14564	14559	-0,03
			0,06	2	12314	12287	-0,22	13677	13663	-0,10
		63,5	0,02	3	13664	13663	-0,01	14338	14337	-0,01
			0,06	4 - Fr1	10941	10939	-0,02	12992	12991	-0,01
	24	12,7	0,02	5	11444	11408	-0,31	13256	13238	-0,14
			0,06	6	3508	3395	-3,22	9559	9505	-0,56
		63,5	0,02	7 - Fr2	9614	9611	-0,03	12350	12349	-0,01
			0,06	8						
1,20%	6	12,7	0,02	9	13548	13535	-0,10	14279	14273	-0,04
			0,06	10 - Fr3	10576	10537	-0,37	12813	12794	-0,15
		63,5	0,02	11	12891	12890	-0,01	13951	13951	0,00
			0,06	12	8590	8587	-0,03	11819	11817	-0,02
	24	12,7	0,02	13 - Fr4	9074	9023	-0,56	12091	12066	-0,21
			0,06	14						
		63,5	0,02	15	6418	6414	-0,06	10775	10773	-0,02
			0,06	16						

Résultats pour $d_{fix} = 6,35 \text{ mm}$, $S = 15000 \text{ N}$

Cas d'étude				Numéro expériences	Effort sous tête T			Serrage pièces P		
Interférence (%)	épaisseur pièces (mm)	diamètre extérieur (mm)	coef. Frottement		Valeur initiale (N)	Valeur finale (N)	ECART %	Valeur initiale (N)	Valeur finale (N)	ECART %
0,80%	6	25,4	0,02	17 - Fr5	58114	58095	-0,03	59064	59054	-0,02
			0,06	18	54306	54250	-0,10	57175	57147	-0,05
		127	0,02	19	57134	57132	0,00	58576	58575	0,00
			0,06	20	51363	51358	-0,01	55700	55698	0,00
	24	25,4	0,02	21	52893	52822	-0,13	56483	56447	-0,06
			0,06	22 - Fr6	37924	37704	-0,58	49229	49120	-0,22
		127	0,02	23	49171	49165	-0,01	54630	54627	-0,01
			0,06	24	26518	26498	-0,08	43577	43568	-0,02
1,20%	6	25,4	0,02	25	56960	56933	-0,05	58487	58473	-0,02
			0,06	26	50823	50743	-0,16	55432	55392	-0,07
		127	0,02	27 - Fr7	55555	55552	-0,01	57785	57783	0,00
			0,06	28	46606	46598	-0,02	53311	53307	-0,01
	24	25,4	0,02	29	48234	48131	-0,21	54170	54118	-0,10
			0,06	30	23448	23133	-1,34	42151	41995	-0,37
		127	0,02	31	42828	42818	-0,02	51475	51471	-0,01
			0,06	32 - Fr8	6906	6874	-0,46	33940	33925	-0,04

Résultats pour $d_{fix} = 12,7 \text{ mm}$, $S = 60000 \text{ N}$

8.3 Sensibilité au module d'élasticité de la vis et de l'écrou

Cas d'étude				Numéro expériences	Effort sous tête T			Serrage pièces P		
Interférence (%)	épaisseur pièces (mm)	diamètre extérieur (mm)	coef. Frottement		Valeur initiale (N)	Valeur finale (N)	ECART %	Valeur initiale (N)	Valeur finale (N)	ECART %
0,80%	6	12,7	0,02	1	14118	14115	-0,02	14564	14562	-0,01
			0,06	2	12314	12305	-0,07	13677	13672	-0,04
		63,5	0,02	3	13664	13659	-0,04	14338	14335	-0,02
			0,06	4 - Fr1	10941	10925	-0,15	12992	12983	-0,07
	24	12,7	0,02	5	11444	11430	-0,12	13256	13249	-0,05
			0,06	6	3508	3469	-1,11	9559	9540	-0,20
		63,5	0,02	7 - Fr2	9614	9592	-0,23	12350	12339	-0,09
			0,06	8						
1,20%	6	12,7	0,02	9	13548	13544	-0,03	14279	14277	-0,01
			0,06	10 - Fr3	10576	10563	-0,12	12813	12807	-0,05
		63,5	0,02	11	12891	12884	-0,05	13951	13948	-0,02
			0,06	12	8590	8569	-0,24	11819		-100,00
	24	12,7	0,02	13 - Fr4	9074	9057	-0,19	12091	12083	-0,07
			0,06	14						
		63,5	0,02	15	6418	6388	-0,47	10775	10760	-0,14
			0,06	16						

Résultats pour $d_{fix} = 6,35 \text{ mm}$, $S = 15000 \text{ N}$

Cas d'étude				Numéro expériences	Effort sous tête T			Serrage pièces P		
Interférence (%)	épaisseur pièces (mm)	diamètre extérieur (mm)	coef. Frottement		Valeur initiale (N)	Valeur finale (N)	ECART %	Valeur initiale (N)	Valeur finale (N)	ECART %
0,80%	6	25,4	0,02	17 - Fr5	58114	58109	-0,01	59064	59062	0,00
			0,06	18	54306	54291	-0,03	57175	57167	-0,01
		127	0,02	19	57134	57124	-0,02	58576	58571	-0,01
			0,06	20	51363	51335	-0,05	55700	55686	-0,03
	24	25,4	0,02	21	52893	52868	-0,05	56483	56470	-0,02
			0,06	22 - Fr6	37924	37848	-0,20	49229	49191	-0,08
		127	0,02	23	49171	49127	-0,09	54630	54607	-0,04
			0,06	24	26518	26390	-0,48	43577	43512	-0,15
1,20%	6	25,4	0,02	25	56960	56953	-0,01	58487	58483	-0,01
			0,06	26	50823	50802	-0,04	55432	55422	-0,02
		127	0,02	27 - Fr7	55555	55542	-0,02	57785	57778	-0,01
			0,06	28	46606	46567	-0,08	53311	53291	-0,04
	24	25,4	0,02	29	48234	48200	-0,07	54170	54153	-0,03
			0,06	30	23448	23349	-0,42	42151	42102	-0,12
		127	0,02	31	42828	42769	-0,14	51475	51446	-0,06
			0,06	32 - Fr8	6906	6735	-2,48	33940	33853	-0,26

Résultats pour $d_{fix} = 12,7 \text{ mm}$, $S = 60000 \text{ N}$

8.4 Sensibilité au module de Poisson de la vis et de l'écrou

Cas d'étude				Numéro expériences	Effort sous tête T			Serrage pièces P		
Interférence (%)	épaisseur pièces (mm)	diamètre extérieur (mm)	coef. Frottement		Valeur initiale (N)	Valeur finale (N)	ECART %	Valeur initiale (N)	Valeur finale (N)	ECART %
0,80%	6	12,7	0,02	1	14118	14119	0,01	14564	14564	0,00
			0,06	2	12314	12318	0,03	13677	13679	0,01
		63,5	0,02	3	13664	13665	0,01	14338	14338	0,00
			0,06	4 - Fr1	10941	10943	0,02	12992	12993	0,01
	24	12,7	0,02	5	11444	11447	0,03	13256	13258	0,02
			0,06	6	3508	3513	0,14	9559	9564	0,05
		63,5	0,02	7 - Fr2	9614	9616	0,02	12350	12352	0,02
			0,06	8						
1,20%	6	12,7	0,02	9	13548	13549	0,01	14279	14279	0,00
			0,06	10 - Fr3	10576	10577	0,01	12813	12814	0,01
		63,5	0,02	11	12891	12891	0,00	13951	13951	0,00
			0,06	12	8590	8590	0,00	11819	11819	0,00
	24	12,7	0,02	13 - Fr4	9074	9075	0,01	12091	12092	0,01
			0,06	14						
		63,5	0,02	15	6418	6416	-0,03	10775	10775	0,00
			0,06	16						

Résultats pour $d_{fix} = 6,35 \text{ mm}$, $S = 15000 \text{ N}$

Cas d'étude				Numéro expériences	Effort sous tête T			Serrage pièces P		
Interférence (%)	épaisseur pièces (mm)	diamètre extérieur (mm)	coef. Frottement		Valeur initiale (N)	Valeur finale (N)	ECART %	Valeur initiale (N)	Valeur finale (N)	ECART %
0,80%	6	25,4	0,02	17 - Fr5	58114	58117	0,01	59064	59066	0,00
			0,06	18	54306	54315	0,02	57175	57179	0,01
		127	0,02	19	57134	57136	0,00	58576	58577	0,00
			0,06	20	51363	51372	0,02	55700	55704	0,01
	24	25,4	0,02	21	52893	52902	0,02	56483	56487	0,01
			0,06	22 - Fr6	37924	37945	0,06	49229	49242	0,03
		127	0,02	23	49171	49179	0,02	54630	54634	0,01
			0,06	24	26518	26529	0,04	43577	43587	0,02
1,20%	6	25,4	0,02	25	56960	56962	0,00	58487	58488	0,00
			0,06	26	50823	50829	0,01	55432	55435	0,01
		127	0,02	27 - Fr7	55555	55556	0,00	57785	57785	0,00
			0,06	28	46606	46609	0,01	53311	53313	0,00
	24	25,4	0,02	29	48234	48238	0,01	54170	54172	0,00
			0,06	30	23448	23452	0,02	42151	42158	0,02
		127	0,02	31	42828	42828	0,00	51475	51476	0,00
			0,06	32 - Fr8	6906	6884	-0,32	33940	33937	-0,01

Résultats pour $d_{fix} = 12,7 \text{ mm}$, $S = 60000 \text{ N}$

8.5 Sensibilité au module d'élasticité des pièces

Cas d'étude				Numéro expériences	Effort sous tête T			Serrage pièces P		
Interférence (%)	épaisseur pièces (mm)	diamètre extérieur (mm)	coef. Frottement		Valeur initiale (N)	Valeur finale (N)	ECART %	Valeur initiale (N)	Valeur finale (N)	ECART %
0,80%	6	12,7	0,02	1	14118	14110	-0,06	14564	14559	-0,03
			0,06	2	12314	12289	-0,20	13677	13664	-0,10
		63,5	0,02	3	13664	13654	-0,07	14338	14333	-0,03
			0,06	4 - Fr1	10941	10909	-0,29	12992	12976	-0,12
	24	12,7	0,02	5	11444	11410	-0,30	13256	13239	-0,13
			0,06	6	3508	3395	-3,22	9559	9507	-0,54
		63,5	0,02	7 - Fr2	9614	9572	-0,44	12350	12330	-0,16
			0,06	8	0			0		
1,20%	6	12,7	0,02	9	13548	13535	-0,10	14279	14273	-0,04
			0,06	10 - Fr3	10576	10536	-0,38	12813	12794	-0,15
		63,5	0,02	11	12891	12875	-0,12	13951	13943	-0,06
			0,06	12	8590	8541	-0,57	11819	11795	-0,20
	24	12,7	0,02	13 - Fr4	9074	9021	-0,58	12091	12066	-0,21
			0,06	14	0			0		
		63,5	0,02	15	6418	6352	-1,03	10775	10743	-0,30
			0,06	16	0					

Résultats pour $d_{fix} = 6,35 \text{ mm}$, $S = 15000 \text{ N}$

Cas d'étude				Numéros expériences	Effort sous tête T			Serrage pièces P		
Interférence (%)	épaisseur pièces (mm)	diamètre extérieur (mm)	coef. Frottement		Valeur initiale (N)	Valeur finale (N)	ECART %	Valeur initiale (N)	Valeur finale (N)	ECART %
0,80%	6	25,4	0,02	17 - Fr5	58114	58096	-0,03	59064	59055	-0,02
			0,06	18	54306	54253	-0,10	57175	57148	-0,05
		127	0,02	19	57134	57111	-0,04	58576	58565	-0,02
			0,06	20	51363	51297	-0,13	55700	55667	-0,06
	24	25,4	0,02	21	52893	52826	-0,13	56483	56450	-0,06
			0,06	22 - Fr6	37924	37713	-0,56	49229	49127	-0,21
		127	0,02	23	49171	49088	-0,17	54630	54589	-0,08
			0,06	24	26518	26255	-0,99	43577	43450	-0,29
1,20%	6	25,4	0,02	25	56960	56933	-0,05	58487	58473	-0,02
			0,06	26	50823	50741	-0,16	55432	55391	-0,07
		127	0,02	27 - Fr7	55555	55521	-0,06	57785	57768	-0,03
			0,06	28	46606	46503	-0,22	53311	53259	-0,10
	24	25,4	0,02	29	48234	48129	-0,22	54170	54118	-0,10
			0,06	30	23448	23117	-1,41	42151	41991	-0,38
		127	0,02	31	42828	42698	-0,30	51475	51411	-0,12
			0,06	32 - Fr8	6906	6491	-6,01	33940	33740	-0,59

Résultats pour $d_{fix} = 12,7 \text{ mm}$, $S = 60000 \text{ N}$

8.6 Sensibilité au module de Poisson des pièces

Cas d'étude				Numéro expériences	Effort sous tête T			Serrage pièces P		
Interférence (%)	épaisseur pièces (mm)	diamètre extérieur (mm)	coef. Frottement		Valeur initiale (N)	Valeur finale (N)	ECART %	Valeur initiale (N)	Valeur finale (N)	ECART %
0,80%	6	12,7	0,02	1	14118	14120	0,01	14564	14565	0,01
			0,06	2	12314	12321	0,06	13677	13680	0,02
		63,5	0,02	3	13664	13667	0,02	14338	14339	0,01
			0,06	4 - Fr1	10941	10948	0,06	12992	12995	0,02
	24	12,7	0,02	5	11444	11452	0,07	13256	13260	0,03
			0,06	6	3508	3533	0,71	9559	9572	0,14
		63,5	0,02	7 - Fr2	9614	9623	0,09	12350	12355	0,04
			0,06	8						
1,20%	6	12,7	0,02	9	13548	13551	0,02	14279	14281	0,01
			0,06	10 - Fr3	10576	10584	0,08	12813	12817	0,03
		63,5	0,02	11	12891	12894	0,02	13951	13953	0,01
			0,06	12	8590	8601	0,13	11819	11824	0,04
	24	12,7	0,02	13 - Fr4	9074	9086	0,13	12091	12097	0,05
			0,06	14						
		63,5	0,02	15	6418	6432	0,22	10775	10782	0,06
			0,06	16						

Résultats pour $d_{fix} = 6,35 \text{ mm}$, $S = 15000 \text{ N}$

Cas d'étude				Numéro expériences	Effort sous tête T			Serrage pièces P		
Interférence (%)	épaisseur pièces (mm)	diamètre extérieur (mm)	coef. Frottement		Valeur initiale (N)	Valeur finale (N)	ECART %	Valeur initiale (N)	Valeur finale (N)	ECART %
0,80%	6	25,4	0,02	17 - Fr5	58114	58118	0,01	59064	59066	0,00
			0,06	18	54306	54320	0,03	57175	57182	0,01
		127	0,02	19	57134	57138	0,01	58576	58578	0,00
			0,06	20	51363	51378	0,03	55700	55708	0,01
	24	25,4	0,02	21	52893	52910	0,03	56483	56491	0,01
			0,06	22 - Fr6	37924	37975	0,13	49229	49255	0,05
		127	0,02	23	49171	49189	0,04	54630	54639	0,02
			0,06	24	26518	26575	0,21	43577	43605	0,06
1,20%	6	25,4	0,02	25	56960	56966	0,01	58487	58490	0,01
			0,06	26	50823	50841	0,04	55432	55441	0,02
		127	0,02	27 - Fr7	55555	55562	0,01	57785	57788	0,01
			0,06	28	46606	46629	0,05	53311	53322	0,02
	24	25,4	0,02	29	48234	48257	0,05	54170	54181	0,02
			0,06	30	23448	23517	0,29	42151	42187	0,09
		127	0,02	31	42828	42856	0,07	51475	51489	0,03
			0,06	32 - Fr8	6906	6994	1,27	33940	33983	0,13

Résultats pour $d_{fix} = 12,7 \text{ mm}$, $S = 60000 \text{ N}$

