



Amélioration des méthodes de prédiction du glissement dans les liaisons vissées soumises à des chargements thermiques et vibratoires

Remi Thanwerdas

► To cite this version:

Remi Thanwerdas. Amélioration des méthodes de prédiction du glissement dans les liaisons vissées soumises à des chargements thermiques et vibratoires. Mécanique des matériaux [physics.class-ph]. INSA de Toulouse, 2017. Français. NNT : 2017ISAT0038 . tel-03577904v2

HAL Id: tel-03577904

<https://theses.hal.science/tel-03577904v2>

Submitted on 16 Feb 2022

HAL is a multi-disciplinary open access archive for the deposit and dissemination of scientific research documents, whether they are published or not. The documents may come from teaching and research institutions in France or abroad, or from public or private research centers.

L'archive ouverte pluridisciplinaire **HAL**, est destinée au dépôt et à la diffusion de documents scientifiques de niveau recherche, publiés ou non, émanant des établissements d'enseignement et de recherche français ou étrangers, des laboratoires publics ou privés.



THÈSE

En vue de l'obtention du

DOCTORAT DE L'UNIVERSITÉ DE TOULOUSE

Délivré par :

Institut National des Sciences Appliquées de Toulouse (INSA de Toulouse)

Présentée et soutenue par :

Rémi THANWERDAS

le 27/09/2017

Titre :

Amélioration des méthodes de prédiction du glissement dans les liaisons vissées soumises à des chargements thermoélastiques et vibratoires

 cole doctorale et discipline ou spécialité :

ED MEGEP : Génie mécanique, mécanique des matériaux

Unité de recherche :

Institut Clément Ader (ICA) / UMR CNRS 5312

Directeurs de Thèse :

Alain DAIDIE, Emmanuel RODRIGUEZ

Jury :

M. Daniel NELIAS,
M. Eric FLORENTIN,
M. Ga l CHEVALLIER,
M. Alain DAIDIE,
M. Emmanuel RODRIGUEZ,
Mme. Marina HEIM,
M. Bertrand BREVART,

Professeur à l'INSA de Lyon,
Professeur à l'INSA Centre Val de Loire,
Professeur à l'Université de Franche-Comté,
Professeur à l'INSA de Toulouse,
Professeur Agrégé à l'ICAM site de Toulouse,
Ingénieure de recherche CNES Toulouse,
Ingénieur de recherche Thalès Alenia Space,

Rapporteur
Rapporteur
Examineur
Examineur
Examineur
Examineur
Invité

REMERCIEMENTS

Je tiens tout d'abord à remercier l'Icam, qui m'a permis de réaliser cette thèse dans de très bonnes conditions de travail. Je remercie particulièrement toutes les personnes du département mécanique de l'Icam site de Toulouse, c'est-à-dire Philippe Guy, Jérôme Cadieux, Olivier Dorival et Johann Vancamelbecke, qui ont toujours su se rendre disponible et qui m'ont toujours apporté l'aide dont j'ai eu besoin, et ce à tous les niveaux. Je remercie aussi tout le personnel de l'Icam m'ayant aidé à un moment ou à un autre pendant ces trois ans, en particulier Olivier Quénard, Isabelle Pichard, Sophie Régnier, Eric Loupiac, Stéphane Chevallier et Jean-Marc Vouriot. Je remercie plus globalement toutes les personnes de l'Icam site de Toulouse.

Je remercie le CNES et Thalès Alenia Space d'avoir financé cette thèse et de m'avoir apporté un soutien constant grâce à Marina Heim, Christophe Fabriès, Bertrand Brevart, Julien Le Bordays et Jérôme Parain.

Je remercie le personnel de l'Institut Clément Ader de son aide, et notamment toutes les personnes m'ayant aidé dans la mise au point et la réalisation d'essais, en particulier Bertrand Combes, Stéphane Orioux, Nicolas Laurien, Yann Landon, Luc Penazzi, Christophe Bouvet, Guilhem Michon, Jean-Noël Périé, Francis Collombet, Jean-Benoît Alibert, Alexandre Chardonneau et Olivier Cherrier.

Pour finir, je remercie mon Codirecteur de thèse, Emmanuel Rodriguez, et mon directeur de thèse, Alain Daidié, sans qui ce travail n'aurait pas été possible. En effet, ils ont tous deux su trouver la force et l'intelligence nécessaires pour me canaliser, me conseiller, m'aider et surtout me supporter (dans les deux sens du terme...) jusqu'à la dernière minute.

J'ai forcément oublié des gens dans les remerciements. Je m'en excuse par avance et je les remercie de la même façon.

Bien que j'en sois le principal acteur, je voudrais que le travail réalisé pendant cette thèse soit considéré comme un travail d'équipe et non comme le travail d'une personne aidée ponctuellement par d'autres. La distinction peut paraître dérisoire, mais c'est important pour moi de le préciser.

NOMENCLATURE GENERALE

Acronymes		
CAO	Conception Assistée par Ordinateur	—
CTCF	Cisaillement-traction/compression-flexion	—
CTCF,TH	Cisaillement-traction/compression-flexion, version thermique	—
DER	Domaine d'étude représentatif	—
DYN	Dynamique	—
EPB	Modèle de contact « Eriten-Polycarpou-Bergman » [ERI, 2011]	—
EPBFR	Modèle de contact EPB + Fernlund + Ra	—
EPBR	Modèle de contact EPB + Ra	—
LIG	Liaison isolée générique	—
MD	Méthode de dimensionnement	—
MEF3D	Modèle éléments finis volumique détaillé	—
MoS	Marge de calcul (« Margin of Safety »)	—
MS	Modèle simplifié	—
PFS	Principe Fondamental de la Statique	—
V	Version	—
Coordonnées		
x	Coordonnée cartésienne selon x	mm, μm
y	Coordonnée cartésienne selon y	mm, μm
z	Coordonnée cartésienne selon z	mm, μm
r	Coordonnée en rayon	mm
θ	Coordonnée en rotation	rad
Indices		
0	initial(e)	—
adh	adhérence	—
asp	aspérité	—
c	contact	—
lm	ligne moyenne	—
d	décharge	—
dS	local	—
e	extérieur	—
eq	équivalent	—
f	filetée	—
gliss	glissement	—
i	intérieur	—
Int	interfacial	—
lim	limite	—
m	moyen	—
max	maximal	—
min	minimal	—
nf	non-filetée	—
p	contact pièce 1 / pièce 2	—
p1	pièce 1	—
p1/p2	pièce 1 / pièce 2	—
p2	pièce 2	—
r	rondelle	—
r/p1	rondelle / pièce 1	—

Nomenclature générale

res	résiduel	—
sat	saturation	—
t	trou de passage	—
tv	tête de vis	—
v	vis	—
v	contact vis / rondelle	—
v/p1	vis / pièce 1	—
v/p2	vis / pièce 2	—
v/r	vis / rondelle	—
Paramètres généraux		
S'_x	Souplesse selon x, locale	mm ³ /N
$\overline{\overline{F_t}}$	Effort tangentiel adimensionné	—
$\overline{\overline{\Delta x}}$	Glissement adimensionné	—
d	Diamètre	mm
e	Epaisseur	mm
E	Module de Young	MPa
F	Effort	N
F _n	Effort normal	N
F _t	Effort tangentiel	N
G	Module de cisaillement	MPa
g _c	Glissement critique	mm, μm
I	Moment quadratique	mm ⁴
k	Raideur	N/mm
l	Longueur	mm
p	Pression de contact	MPa
P	Précharge	N
R _e	Résistance élastique	MPa
S	Surface	mm ²
S _x	Souplesse selon x	mm/N
S _{θz}	Souplesse autour de z	N.mm/rad
u	Déplacement	mm
Δx	Glissement selon x	mm, μm
Δz	Déplacement différentiel selon z	mm, μm
Δθy	Rotation différentielle selon z	rad
θ	Rotation	rad
μ	Coefficient de frottement	—
ν	Coefficient de Poisson	—
τ	Contrainte de cisaillement	MPa
Paramètres spécifiques		
Δx _{lim}	Glissement à ligne moyenne correspondant à un glissement complet du contact p1/p2	mm, μm
ΔP	Variation d'effort normal	N
σ _a	Déviations standard des hauteurs d'aspérités sur une surface rugueuse	mm, μm
A _f -E _f	Coefficients du modèle de Fernlund	SI
d	Diamètre nominal de la vis	mm
d ₂	Diamètre sur flancs	mm
d ₃	Diamètre du noyau de la vis	mm

Nomenclature générale

d_c	Diamètre extérieur du contact p1/p2	mm
d_{lim}	Diamètre limite du cône de compression	mm
d_p	Diamètre extérieur des pièces	mm
HV	Dureté Vickers	MPa
K	Facteur de dureté	—
$k_{r,p}$	Coefficient de section réduite pour la souplesse en cisaillement des poutres de sections $S_{c,p}$ et $S_{c,v}$	—
$k_{r,v}$	Coefficient de section réduite pour la souplesse en cisaillement de la vis	—
l_p	Epaisseur serrée	mm
p	Pas du filetage de la vis	mm
$\bar{\delta}_c, \bar{l}_c, \omega_c, p, a_c, \gamma, \alpha$	Paramètres critiques d'une aspérité. Transition comportement élastique/plastique	SI
R	Rayon moyen des sommets d'aspérités	mm, μm
Ra	Moyenne arithmétique des hauteurs absolues d'un profil	mm, μm
r_{lim}	Rayon limite de la zone glissante du contact p1/p2	mm
R_q	Moyenne RMS des hauteurs d'aspérités sur un profil	mm, μm
S_q	Moyenne RMS des hauteurs d'aspérités sur une surface	mm, μm
$S_{r,v}$	Surface résistante de la tige de la vis	mm ²
x_f	Coordonnée normalisée sur x du modèle de Fernlund	—
η	Densité d'aspérités sur une surface de contact	/mm ² , / μm^2
λ_n	Approche normale moyenne entre un plan rigide équivalent et une surface rugueuse	mm, μm
ϕ	Distribution des hauteurs d'aspérités sur une surface	—
φ	Angle du cône de compression	rad
ω	Ecrasement d'une aspérité	mm, μm

REMERCIEMENTS.....	3
NOMENCLATURE GENERALE.....	5
TABLE DES MATIERES.....	9
INTRODUCTION.....	13
CHAPITRE 1 : ETUDE BIBLIOGRAPHIQUE.....	19
1.1. Introduction concernant les connecteurs	20
1.2. Raideurs des connecteurs linéaires.....	21
1.2.1 Utilisation industrielle des raideurs.....	21
1.2.2 Revue de l'existant sur les raideurs des liaisons vissées	22
1.2.3 Démarche d'amélioration des raideurs des connecteurs linéaires.....	27
1.3. Correction du comportement des connecteurs linéaires	27
1.3.1 Revue de l'existant sur le comportement réel des liaisons vissées	28
1.3.2 Démarche d'amélioration du comportement des connecteurs linéaires	38
1.3.3 Etude bibliographique des bancs d'essais existants.....	44
1.4. Marges de calcul (« MoS »)	49
1.4.1 Revue de l'existant sur les marges de calcul	49
1.4.2 Cisaillement	49
1.4.3 Sollicitations combinées	49
1.4.4 Thermique	50
1.4.5 Démarche d'amélioration des marges de calcul	50
1.5. Démarche de travail	51
1.5.1 Configuration et raideurs des connecteurs linéaires	51
1.5.2 Correction du comportement des connecteurs linéaires	51
1.5.3 Marges de calcul.....	52
1.5.4 Transition vers le chapitre 2	52

CHAPITRE 2 : ETUDE EXPERIMENTALE.....53

2.1.	Introduction.....	54
2.2.	Essai quasi-statique de double cisaillement	56
2.2.1.	Objectif de l'essai	56
2.2.2.	Conception du spécimen et du banc d'essai.....	56
2.2.3.	Post-traitement des mesures brutes.....	58
2.2.4.	Analyse des résultats	61
2.2.5.	Validité des résultats du banc d'essais quasi-statique	62
2.3.	Essai thermique.....	63
2.3.1.	Objectif de l'essai	63
2.3.2.	Conception du spécimen et du banc d'essai.....	63
2.3.3.	Post-traitement des mesures brutes	66
2.3.4.	Analyse des résultats expérimentaux.....	69
2.3.5.	Validité des résultats du banc d'essais thermique	72
2.4.	Essai dynamique.....	73
2.4.1.	Objectif de l'essai	73
2.4.2.	Conception du banc et du spécimen d'essai	73
2.4.3.	Post-traitement des mesures brutes	76
2.4.4.	Analyse des résultats	82
2.4.5.	Validité des résultats du banc d'essais dynamique	87
2.5.	Conclusions et perspectives sur l'étude expérimentale.....	89
2.5.1.	Récapitulation.....	89
2.5.2.	Perspectives d'améliorations des bancs d'essais	90
2.5.3.	Transition vers le chapitre 3.....	92

CHAPITRE 3 : ETUDE NUMERIQUE.....93

3.1.	Introduction	94
3.2.	Spécimen quasi-statique.....	95
3.2.1.	Présentation du MEF3D	95
3.2.2.	Méthode d'extraction des résultats numériques	96
3.2.3.	Confrontation essai / MEF3D	96
3.2.4.	Conclusion intermédiaire sur le MEF3D du spécimen quasi-statique	99
3.3.	Spécimen thermique.....	100
3.3.1.	Présentation du MEF3D	100

3.3.2.	Méthode d'extraction des résultats numériques	101
3.3.3.	Confrontations essai / MEF3D.....	102
3.3.4.	Conclusions intermédiaires sur la validité du MEF3D du spécimen thermique.....	106
3.4.	Spécimen dynamique.....	106
3.4.1.	Présentation du MEF3D QS.....	106
3.4.2.	Méthode d'extraction des résultats numériques	108
3.4.3.	Confrontation essai / MEF3D QS.....	108
3.4.4.	Conclusions intermédiaires sur la validité du MEF3D QS du spécimen dynamique ...	113
3.5.	Liaison isolée générique (« LIG »).....	114
3.5.1.	Présentation.....	114
3.5.2.	Introduction aux modèles analytiques.....	119
3.5.3.	Etude qualitative du comportement en cisaillement d'une liaison vissée	122
3.5.4.	Paramétrisation du MEF3D de LIG	124
3.5.5.	Nouveau connecteur linéaire associé au MEF3D de LIG	126
3.6.	Conclusions et perspectives sur l'étude numérique	127
3.6.1.	Récapitulation.....	127
3.6.2.	Zones de mesures spécifiques.....	130
3.6.3.	Transition vers le chapitre 4	132
CHAPITRE 4 : ETUDE ANALYTIQUE.....		133
4.1.	Introduction.....	134
4.1.1.	Nouvelle méthode de dimensionnement	134
4.1.2.	Démarche de travail	137
4.2.	Modèles analytiques de cisaillement.....	137
4.2.1.	Développement du modèle analytique de base	137
4.2.2.	Raideur initiale en cisaillement d'une liaison vissée	145
4.2.3.	Identification des paramètres μ et g_c par des modèles de contacts constitutifs.....	145
4.2.4.	Validation du modèle analytique de cisaillement de base.....	155
4.2.5.	Développement de modèles analytiques complémentaires.....	164
4.3.	Nouvelle méthode de dimensionnement des liaisons vissées.....	170
4.3.1.	Raideurs du nouveau connecteur linéaire	171
4.3.2.	Correction du comportement d'un connecteur linéaire.....	173
4.3.3.	Nouvelles marges de calcul de non-glissement	177
4.4.	Conclusion sur l'étude analytique	183
4.4.1.	Conclusion	183
4.4.2.	Transition vers le chapitre 5.....	184

CHAPITRE 5 : CAS D'APPLICATION.....	185
5.1 Introduction	186
5.1.1. Présentation des deux méthodes de dimensionnement	186
5.1.2. Modèles simplifiés (« MS »)	187
5.2. Specimen quasi-statique	190
5.2.1. Modèles simplifiés.....	190
5.2.2. Résultats	191
5.2.3. Marges de calcul.....	193
5.2.4. Conclusion sur le cas quasi-statique.....	195
5.3. Specimen thermique	195
5.3.1. Modèles simplifiés.....	195
5.3.2. Résultats	197
5.3.3. Marges de calcul.....	200
5.3.4. Conclusions sur le cas thermique	202
5.4. Specimen dynamique	202
5.4.1. Modèles simplifiés.....	203
5.4.2. Résultats	204
5.4.3. Marges de calcul.....	209
5.4.4. Conclusions sur le cas dynamique	211
5.5. Conclusions sur les cas d'application	212
5.5.1. Récapitulation.....	212
5.5.2. Comparaison des deux méthodes de dimensionnement.....	213
 CONCLUSION ET PERSPECTIVES.....	 215
 REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES.....	 219
 ANNEXES.....	 227

INTRODUCTION

0.1. Contexte et objectifs

Ces travaux sont financés par le CNES et Thalès Alenia Space.

Les **véhicules spatiaux** sont soumis à des **spécifications** très contraignantes liées à la nature de l'**environnement spatial**. Ces spécifications sont par exemple liées à la **phase de lancement** pendant laquelle le véhicule est soumis à de très fortes vibrations, ou encore à la **phase orbitale** pendant laquelle, en général, aucune maintenance n'est envisageable. Ces véhicules spatiaux doivent répondre de plus en plus à des spécifications industrielles classiques de type coût, qualité, délais. Leur **dimensionnement** doit donc prendre en compte ces différentes composantes.

Un véhicule spatial est composé de deux parties principales : la **charge utile** et la **plateforme** [WIJ, 2008]. La charge utile est composée d'équipements indispensables à l'atteinte des objectifs d'une **mission spatiale**. Si l'un des équipements de la charge utile est défaillant, la mission est forcément compromise. La plateforme concentre tout ce qui n'est pas associé à la charge utile. Si l'un des éléments de la plateforme est défaillant, la mission n'est pas forcément compromise. La plateforme contient par exemple la structure, les équipements de navigation et les panneaux solaires. Un exemple de véhicule spatial et de certains équipements de sa charge utile sont illustrés par la Figure 0-1.



Figure 0-1 : Exemple de véhicule spatial (Solar Orbiter) et de quelques équipements de sa charge utile (SO/PHI et METIS). Crédits : CNES.

Les sollicitations mécaniques auxquelles est soumis un véhicule spatial sont nombreuses [ESA, 2013]. Dans ces travaux, nous ferons l'hypothèse qu'elles peuvent être regroupées en deux catégories seulement :

- Les **sollicitations dynamiques** (ex : vibrations sinus et aléatoire, chocs) ;
- Les **sollicitations thermiques** (ex : variation de température).

Bien que cela soit un peu plus complexe, nous ferons l'approximation que les sollicitations dynamiques sont plutôt liées à la phase de lancement, tandis que les sollicitations thermiques sont plutôt liées à la phase orbitale. La phase de lancement est caractérisée par une accélération intense qui génère de fortes vibrations dans l'ensemble du véhicule spatial et de ses équipements. La phase d'orbite est

caractérisée par de fortes variations de température en fonction de la position du véhicule spatial par rapport au Soleil. Ces deux types de sollicitations sont illustrés par la Figure 0-2.

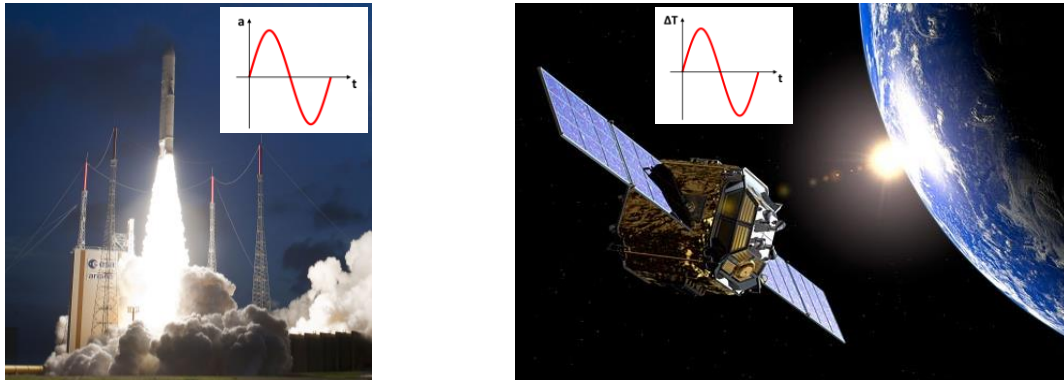


Figure 0-2 : Les deux principales phases de fonctionnement d'un véhicule spatial et les sollicitations associées. Phase de lancement (gauche) et phase orbitale (droite). Crédits : CNES.

Ces sollicitations dynamiques et thermiques subies par le véhicule spatial sont également subies par les **pièces** qui le constituent et sont donc transmises par les **liaisons** qui maintiennent ces pièces assemblées. Des exemples de pièces assemblées par des liaisons sont donnés par la Figure 0-3.

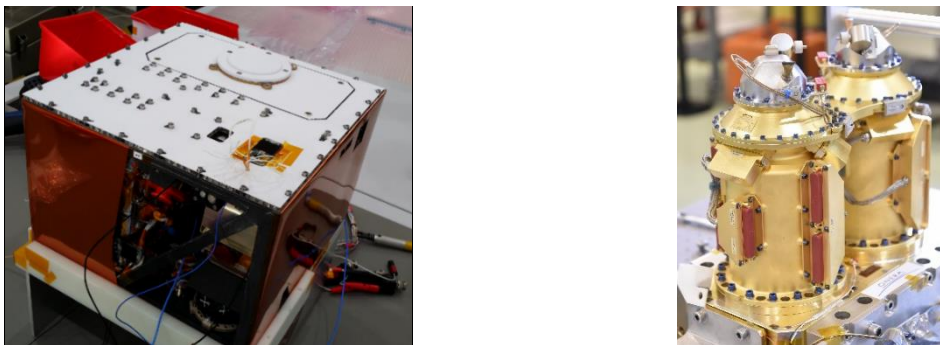


Figure 0-3 : Exemples de pièces assemblées par des liaisons vissées. Crédits : CNES.

Les liaisons sont des points critiques du véhicule spatial, car elles assurent la transmission des actions mécaniques entre ces pièces. La complexité de leur comportement fait qu'elles présentent un risque important de **défaillance**. Plusieurs modes de défaillance d'une liaison existent [BIC, 2007]. Ces modes sont listés dans le Tableau 0-1.

Dans ces travaux, nous nous concentrerons sur le **mode de défaillance « glissement des pièces »**.

Un véhicule spatial contient en général plusieurs centaines, voire plusieurs milliers de liaisons, qui constituent autant de risques de défaillance. Le dimensionnement des liaisons doit assurer qu'aucun des modes de défaillances listés dans le Tableau 0-1 n'est atteint en service. Une défaillance locale au niveau d'une liaison vissée peut se répercuter au niveau de l'équipement, de la structure, voire du véhicule spatial dont elle fait partie. L'impact peut être minime ou grave selon le niveau de **criticité** de la liaison. Par « criticité », on entend l'importance de la liaison selon sa fonction et sa position relativement à des éléments critiques du véhicule. Dans une première approche, la criticité d'une liaison située dans la charge utile peut être considérée comme élevée, tandis que la criticité d'une liaison située dans la plateforme peut être considérée comme faible. Ceci est illustré par la Figure 0-4.

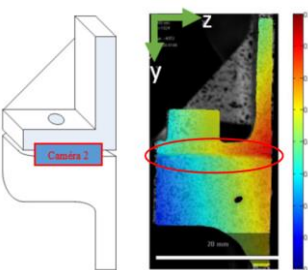
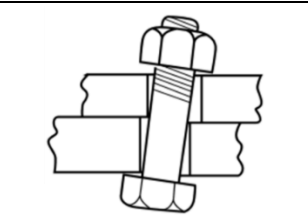
Désignation	Type de problème	Vue	Source image
Non-tenue de la vis	Plastification de la vis Rupture de la vis		[KUL, 2001]
Non-tenue des pièces	Plastification des pièces Rupture des pièces		[KUL, 2001]
Décollement des pièces	Ouverture entre les pièces		[PIL, 2008]
Glissement des pièces <i>(étudié en priorité dans ces travaux)</i>	Déplacement tangentiel relatif des pièces <i>(étudié en priorité dans ces travaux)</i>		[KOU, 2016]
Dévissage	Sortie progressive de la vis par rotation		[BIC, 2007]

Tableau 0-1 : Modes de défaillance potentiels d'une liaison vissée.

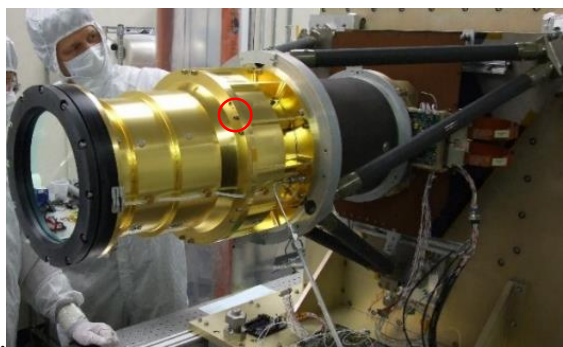


Figure 0-4 : Criticité d'une liaison selon sa position dans le véhicule spatial. Criticité élevée (gauche), criticité faible (droite). Crédits : CNES.

Si une liaison critique est défaillante, la mission peut éventuellement être compromise, ce qui n'est pas forcément le cas avec une liaison moins critique.

Concernant le glissement des pièces, il peut engendrer des problèmes plus ou moins graves au niveau de la plateforme et/ou de la charge utile. Par exemple, les problématiques de **dépointages**

d'instruments optiques reviennent souvent dans la littérature [ESA, 2013] [LEV, 2000] [WHI, 2000] [BLA, 2004] [HIN, 1998], avec les risques de mise en péril de la mission qui y sont associés.

0.2. Position du problème industriel

Pour les partenaires industriels, le CNES et Thalès Alenia Space (TAS), le **dimensionnement des liaisons** intervient actuellement dans une phase de conception préliminaire et fait appel à une méthode de dimensionnement spécifique. Cette méthode est conservatrice, c'est-à-dire qu'elle mène souvent à des **liaisons surdimensionnées**. Ces liaisons répondent aux spécifications dans le sens où elles ne produisent pas souvent de défaillances en service. Cependant, comme elles sont souvent surdimensionnées, elles ne sont **pas optimisées en termes de masse**. Or, une masse embarquée « inutile », c'est-à-dire ne faisant pas partie de la charge utile, est problématique. D'une part, elle est toujours associée à un coût et, d'autre part, elle pourrait être utilisée à meilleur escient dans des éléments plus importants du véhicule spatial, par exemple, des instruments scientifiques de la charge utile.

La **méthode de dimensionnement actuelle des liaisons vissées** est illustrée par la Figure 0-5.

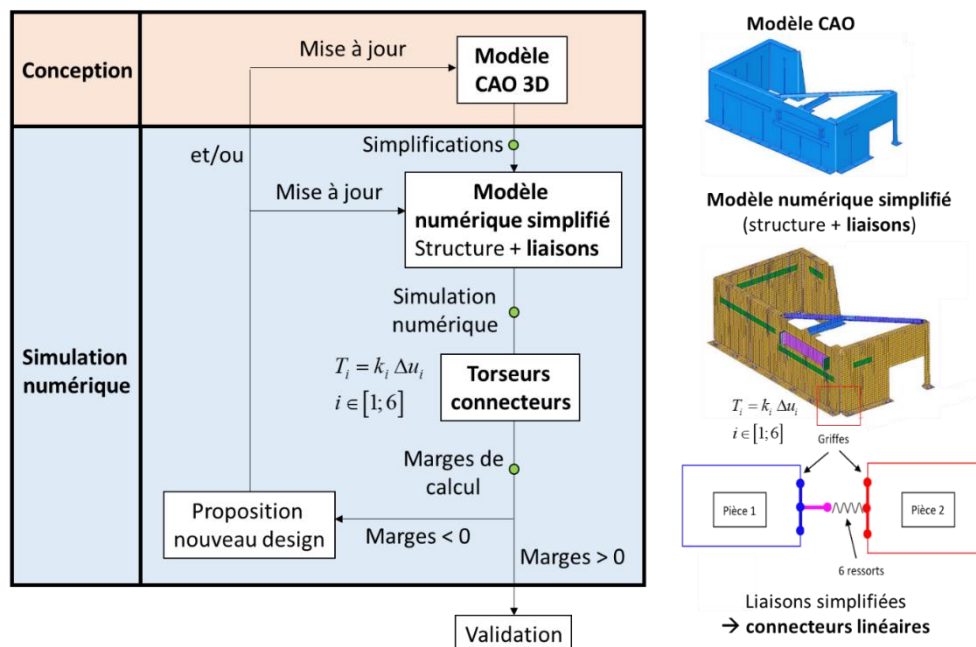


Figure 0-5 : Méthode de dimensionnement actuelle des liaisons vissées.

Dans un premier temps, un modèle CAO détaillé de la structure est adapté de façon à obtenir un **modèle numérique industriel simplifié**. Dans ce modèle, la structure et les liaisons sont modélisées de façon simplifiée. La structure peut être modélisée avec des éléments finis 2D ou 3D selon les cas, et les liaisons sont modélisées par des **connecteurs linéaires** (éléments finis 1D). Ces connecteurs sont constitués de 6 ressorts linéaires, reliés à la structure par des éléments rigides (« griffes » ou « couplings »). Les **raideurs** des ressorts ont actuellement des valeurs génériques et identiques pour toutes les liaisons. À l'issue d'une simulation numérique, un torseur de 6 **actions mécaniques** est récupéré au niveau de chaque connecteur. Certaines de ces actions mécaniques sont utilisées dans des **marges de calcul**. Selon la valeur de ces marges, le design de la liaison correspondante est validé ou non. S'il ne l'est pas, un nouveau design est proposé, ce qui peut entraîner des modifications du modèle CAO et/ou du modèle numérique industriel simplifié.

L'objectif principal de ces travaux est de proposer des améliorations de la méthode de dimensionnement actuelle des liaisons en vue d'optimiser leur design final. La méthode actuelle peut être améliorée de plusieurs façons. Cependant, certaines contraintes industrielles existent et conditionnent les améliorations envisageables. Par exemple, **une contrainte forte est de conserver l'utilisation de connecteurs linéaires**. En effet, les modèles numériques industriels actuels étant assez complexes, il n'est pas envisageable pour l'instant d'évoluer vers l'utilisation de connecteurs non-linéaires. **Une contrainte secondaire est de limiter le nombre de simulations numériques** aboutissant à la validation du design, ce qui permet d'optimiser le coût et les délais associés à la phase de conception préliminaire (« pre-design phase »).

Nous avons identifié **3 axes d'améliorations** de la méthode actuelle qui permettraient de respecter ces contraintes. Ces axes concernent :

- Les **raideurs** utilisées dans les connecteurs linéaires : ces raideurs ont actuellement des valeurs génériques et identiques pour toutes les liaisons. **Nous proposons d'utiliser des valeurs de raideur plus réalistes afin de se rapprocher du comportement réel des liaisons vissées (1).**
- Le **comportement** des connecteurs linéaires : le comportement réel des liaisons vissées est non-linéaire, en particulier pour certaines sollicitations faisant intervenir les frottements, comme le cisaillement. Ainsi, les résultats issus des liaisons simplifiées à base de connecteurs linéaires ne peuvent en aucun cas représenter le comportement réel. Les actions mécaniques issues de ces connecteurs sont donc forcément erronées. **Nous proposons de corriger, a posteriori, le comportement des connecteurs linéaires à partir de la connaissance annexe du comportement réel des liaisons vissées. Cette nouvelle stratégie nécessitera de développer un outil de calcul non-linéaire qui post-traitera les résultats issus des simulations numériques (2).**
- Les **marges de calcul** : le niveau de fiabilité dimensionnel d'un assemblage vissé est associé à la maîtrise de l'évaluation des marges de calcul. La définition actuelle de ces marges de calcul provient de modèles de comportement souvent simplifiés. **Nous proposons d'améliorer les marges de calcul actuelles en utilisant des modèles de comportement plus réalistes (3).**

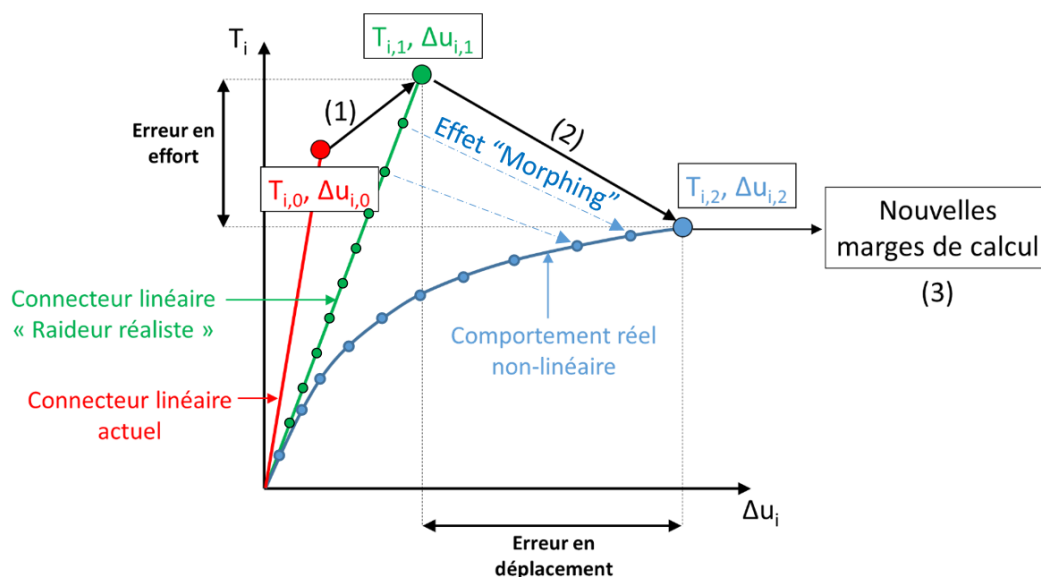


Figure 0-6 : Améliorations proposées de la méthode de dimensionnement actuelle des liaisons vissées. Raideur plus réaliste (1), comportement corrigé (2) et nouvelles marges (3).

Ces 3 améliorations sont résumées sur la Figure 0-6. Elles sont issues d'une réflexion générale qui a abouti à un consensus entre les attentes des industriels, les contraintes imposées et les apports de l'étude bibliographique présentée dans le chapitre 1. **Ces travaux s'orientent vers l'étude du phénomène de glissement des pièces. Ainsi, et bien que d'autres aspects soient également étudiés, le développement des 3 axes d'améliorations proposés est orienté selon ce phénomène.** En particulier, nous verrons que le glissement des pièces est principalement lié au comportement en cisaillement des liaisons vissées et ce dernier sera donc étudié en priorité.

0.3. Organisation du manuscrit de thèse

Le présent manuscrit de thèse est organisé en cinq chapitres principaux.

Dans le premier chapitre, une **étude bibliographique** est réalisée afin d'une part d'identifier dans l'existant ce qui pourrait alimenter les trois axes d'améliorations proposés et d'autre part de s'appuyer sur l'existant pour développer de nouveaux modèles de calcul permettant d'atteindre nos objectifs.

Dans le second chapitre, des **bancs d'essais** sont développés. Trois types de sollicitations sont étudiés : **quasi-statique, thermique et dynamique**. Les résultats expérimentaux permettent de mettre en évidence les phénomènes physiques étudiés, en particulier le comportement en cisaillement des liaisons vissées et le phénomène de glissement des pièces. Ces résultats serviront de référence pour la suite de l'étude.

Dans le troisième chapitre, des **modèles numériques détaillés** des spécimens d'essai sont développés. Les résultats numériques obtenus sont confrontés aux résultats expérimentaux afin de juger de la prédictibilité des modèles numériques. Ceux-ci prennent notamment en compte le comportement des contacts, en modélisant les frottements entre les pièces et sous la tête de vis. Un **modèle paramétrique de liaison isolée générique** est également développé pour être exploité dans une démarche de validation par plan d'expériences d'un modèle analytique sur un domaine d'étude représentatif.

Dans le quatrième chapitre, des **modèles analytiques** sont développés. En particulier, un modèle de comportement en cisaillement simple d'une liaison vissée isolée est présenté. Ce modèle prend en compte le comportement des contacts et en particulier leur rugosité. Un modèle de contact est utilisé pour définir les paramètres d'un modèle de Coulomb élastique. Ce nouveau modèle analytique permet d'identifier une formulation analytique explicite de la raideur en cisaillement d'une liaison vissée et de proposer une nouvelle marge de calcul de « non-glissement ». D'autres développements analytiques, dont un modèle de correction du comportement des connecteurs linéaires (« Morphing »), aboutissent à la mise en place d'une **nouvelle méthode de dimensionnement des liaisons vissées** prenant en compte les trois axes d'améliorations proposés.

Dans le cinquième chapitre, des **modèles numériques industriels** des spécimens d'essais présentés dans le chapitre 2 sont développés. Les liaisons sont modélisées par des connecteurs linéaires. Dans chaque cas, la méthode actuelle de dimensionnement des liaisons vissées est confrontée à la nouvelle méthode mise en place dans le chapitre 4. La cohérence, les avantages et les inconvénients de chaque méthode sont mis en évidence et des conclusions sont proposées à l'issue de cette confrontation.

Pour finir, une conclusion générale et des perspectives sont proposées à l'issue de ces travaux. Des annexes sont également intégrées en fin de manuscrit.

CHAPITRE 1 : ETUDE BIBLIOGRAPHIQUE

L'étude bibliographique de ce chapitre est orientée selon les trois axes d'améliorations proposés dans l'introduction. Les parties correspondantes concernent :

- les **raideurs** des connecteurs linéaires ;
- la correction du **comportement** de ces connecteurs linéaires ;
- la définition de nouvelles **marges** de calcul.

Chaque partie contient un état de l'art et la démarche d'amélioration de la méthode actuelle qui en est déduite.

Table des matières

1.1.	Introduction concernant les connecteurs	20
1.2.	Raideurs des connecteurs linéaires.....	21
1.2.1	Utilisation industrielle des raideurs.....	21
1.2.2	Revue de l'existant sur les raideurs des liaisons vissées	22
1.2.3	Démarche d'amélioration des raideurs des connecteurs linéaires.....	27
1.3.	Correction du comportement des connecteurs linéaires	27
1.3.1	Revue de l'existant sur le comportement réel des liaisons vissées	28
1.3.2	Démarche d'amélioration du comportement des connecteurs linéaires	38
1.3.3	Etude bibliographique des bancs d'essais existants.....	44
1.4.	Marges de calcul (« MoS »)	49
1.4.1	Revue de l'existant sur les marges de calcul	49
1.4.2	Cisaillement	49
1.4.3	Sollicitations combinées.....	49
1.4.4	Thermique	50
1.4.5	Démarche d'amélioration des marges de calcul	50
1.5.	Démarche de travail	51
1.5.1	Configuration et raideurs des connecteurs linéaires	51
1.5.2	Correction du comportement des connecteurs linéaires	51
1.5.3	Marges de calcul.....	52
1.5.4	Transition vers le chapitre 2	52

1.1. Introduction concernant les connecteurs

Bien que la contrainte principale de ces travaux soit la conservation de connecteurs linéaires, nous proposons une brève revue de l'existant concernant les types de connecteurs.

Kim [KIM, 2007] présente de façon assez exhaustive les différents connecteurs actuellement utilisés dans l'industrie et dans la recherche. Des exemples de ces connecteurs sont donnés sur la Figure 1-1.

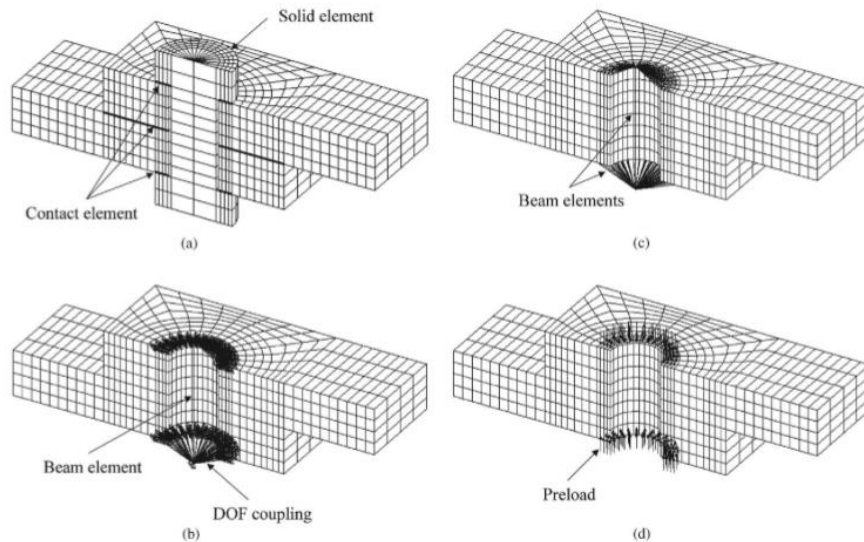


Figure 1-1 : Exemples de connecteurs linéaires et non-linéaires [KIM, 2007].

Les connecteurs ont globalement trois caractéristiques principales, visibles sur la Figure 1-1.

- leur **type**
 - Ex : ressorts [ASK, 2016], poutres, barres, éléments de contact (éléments de Jenkins [OLD, 2005], éléments d'Iwan [SON, 2003])
- leur **configuration**
 - Ex : position des nœuds maîtres, diamètre de la griffe
- leur **loi de comportement**
 - linéaire. Ex : $F=k.\Delta x$
 - non-linéaire. Ex : modèles de Bouc-Wen [IKH, 2007], LuGre [ALS, 2008], Valanis [VAL, 1980] [ABA, 2014], modèle d'écrouissage [SOU, 2017].

Certains connecteurs sont linéaires et d'autres non-linéaires selon la complexité du comportement réel. La plupart du temps, les paramètres des lois de comportement des connecteurs non-linéaires sont des variables d'ajustement. En effet, ils sont souvent recalés sur des résultats expérimentaux ou numériques [IRA, 2012]. Les connecteurs linéaires ne peuvent être performants que lorsque le comportement réel de la liaison est linéaire. Cependant, lorsque le comportement réel est non-linéaire, comme en cisaillement par exemple, l'utilisation de ces connecteurs a tendance à rigidifier à la fois le comportement local de la liaison et le comportement global de la structure dont elle fait partie [GAN, 2011].

Les connecteurs utilisés dans la méthode actuelle sont composés de ressorts et leur loi de comportement est linéaire. Ils sont parmi les connecteurs les plus simples rencontrés dans la littérature. Cette modélisation a l'avantage de faire gagner à la fois du temps de modélisation et du temps de calcul. Cependant, elle a tendance à rigidifier le comportement des modèles industriels par rapport au comportement réel. Idéalement, et bien que cela ne soit pas envisageable dans ces travaux,

nous tenons à signaler qu'il faudrait utiliser des connecteurs non-linéaires lorsque le comportement réel d'une liaison est non-linéaire.

Comme la contrainte principale de ces travaux est d'utiliser des connecteurs linéaires, la marge de manœuvre est restreinte. En effet, nous verrons que le type et la configuration des connecteurs linéaires n'ont pas beaucoup d'influence sur leur comportement relativement à leurs raideurs. Dans ces travaux, **l'amélioration des connecteurs linéaires actuels passe donc obligatoirement par l'amélioration de leurs raideurs.**

Bien que cela ne constitue pas le cœur des travaux, une nouvelle configuration de connecteur linéaire qui nous semble plus en adéquation avec les avancées de ces travaux sera tout de même proposée.

1.2. Raideurs des connecteurs linéaires

1.2.1 Utilisation industrielle des raideurs

Actuellement dans l'industrie spatiale, les raideurs utilisées dans les connecteurs linéaires ont des valeurs génériques. Ces valeurs sont en général différentes pour les raideurs en translation k_t et les raideurs en rotation k_θ . Elles ont les ordres de grandeur donnés par la relation (1).

$$\begin{aligned} k_t &= 10^9 \text{ N/m} = 10^6 \text{ N/mm} \\ k_\theta &= 10^7 \text{ N.m/rad} = 10^{10} \text{ N.mm/rad} \end{aligned} \quad (1)$$

Les raideurs des connecteurs linéaires peuvent être utilisées de façon classique, c'est-à-dire qu'elles sont renseignées une bonne fois pour toute avant de lancer les simulations numériques. Cependant, dans certaines méthodes de dimensionnement spécifiques, ces raideurs peuvent aussi servir de variables d'ajustement, comme dans l'industrie aéronautique [GAN, 2011]. Ces méthodes consistent à modéliser les liaisons par des connecteurs linéaires avec des raideurs génériques, puis à optimiser ces raideurs selon un schéma itératif de recalage sur un comportement de référence numérique ou expérimental, comme le montre la Figure 1-2.

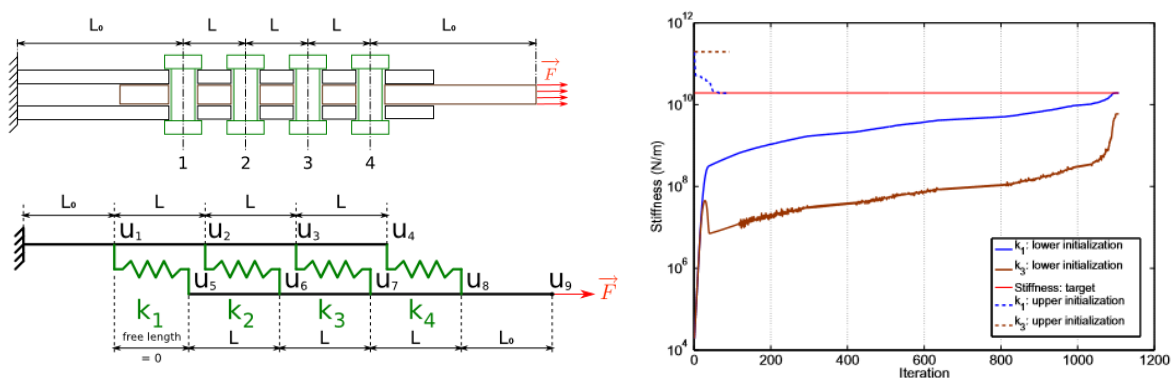


Figure 1-2 : Optimisation des raideurs des connecteurs linéaires dans une méthode de dimensionnement aéronautique [GAN, 2011].

Cette méthode nécessite des moyens importants puisque le comportement de référence provient soit de modèles numériques détaillés créés « en direct », soit de bases de données de résultats d'essais, eux-mêmes issus de campagnes d'essais souvent coûteuses.

Une telle approche n'est pas en adéquation avec les contraintes imposées dans ces travaux. En effet, la méthode actuelle a pour objectif d'optimiser le temps de dimensionnement des liaisons, autant au niveau de la modélisation qu'au niveau des simulations numériques. Il n'est pas envisageable de mettre en place une méthode nécessitant la création de modèles numériques détaillés annexes ou le développement de campagnes d'essais spécifiques. Il faut que les raideurs utilisées aient une valeur initiale cohérente dès le départ. D'autre part, le fait de recalculer des paramètres sur un comportement de référence est une approche phénoménologique qui occulte toute la physique du comportement réel. Ainsi, les raideurs recalculées, bien que performantes, n'ont souvent plus aucune signification physique.

Dans ces travaux, nous faisons le choix de ne pas privilégier d'approche phénoménologique. Nous choisissons d'orienter notre recherche vers des formulations analytiques explicites des raideurs qui prennent en compte un comportement réaliste des liaisons vissées. Par ailleurs, comme des valeurs constantes de raideurs doivent être utilisées, nous choisissons d'étudier les raideurs initiales.

1.2.2 Revue de l'existant sur les raideurs des liaisons vissées

1.2.2.1 Système d'axes

Le système d'axes utilisé dans la suite des travaux est défini par la Figure 1-3.

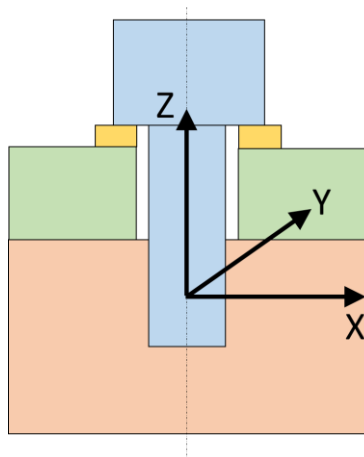


Figure 1-3 : Système d'axes utilisé dans ces travaux.

Dans ces travaux, les raideurs en translation selon x et selon y sont supposées identiques, tout comme les raideurs en rotation autour de x et autour de y . Ainsi, seules 4 raideurs sont étudiées. Elles ont chacune une dénomination spécifique et l'ordre d'étude choisi est le suivant:

- raideur initiale en cisaillement $k_{x,0}$ et $k_{y,0}$ ($k_{x,0} = k_{y,0}$)
- raideur initiale traction-compression k_z
- raideur initiale en flexion $k_{\theta x,0}$ et $k_{\theta y,0}$ ($k_{\theta x,0} = k_{\theta y,0}$)
- raideur initiale en torsion $k_{\theta z,0}$

1.2.2.2 Raideur en cisaillement

Plusieurs modèles existants permettent de calculer la raideur initiale en cisaillement d'une liaison $k_{x,0}$. Le modèle de Huth [HUT, 1986] est un des plus connus. Pour un cas de double-cisaillement, sa formulation a la forme donnée par la relation (2). Celle-ci fait intervenir les paramètres géométriques des pièces (épaisseurs e_{pi} et le diamètre nominal d de la fixation) ainsi que les propriétés des matériaux associés aux différentes pièces assemblées (E_{pi} et E_v).

$$k_{x,0} = \left[b \left(\frac{e_{p1} + e_{p2}}{4d} \right)^a \left(\frac{1}{e_{p1}E_{p1}} + \frac{1}{2e_{p2}E_{p1}} + \frac{1}{2e_{p1}E_v} + \frac{1}{4e_{p2}E_v} \right) \right]^{-1} \quad (2)$$

La modélisation utilisée pour obtenir la relation (2) est illustrée par la Figure 1-4.

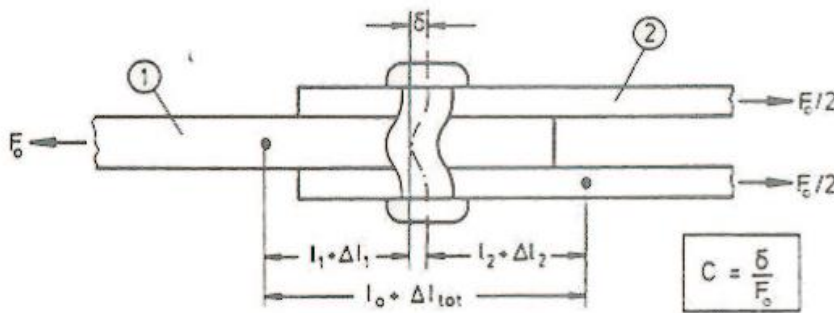


Figure 1-4 : Modèle analytique de raideur en cisaillement de Huth [HUT, 1986].

Cette formulation est valable aussi bien pour des rivets que pour des liaisons vissées. Par ailleurs, elle ne fait pas intervenir la précharge P_0 et les effets de raideurs associés. D'autres modèles du même type existent dans la littérature [BRE, 2012] [GAN, 2011]. Cependant, ces modèles font l'hypothèse d'un contact initial entre le fût de la vis et l'alésage des pièces (montage sans jeu ou avec une interférence initiale). Or, même si elle peut exister, cette configuration n'est pas préconisée dans le domaine spatial [ESA, 2010]. Par ailleurs, à part si la liaison est montée avec interférence initiale volontaire, une première phase de glissement des pièces a lieu. Dans cette phase, la sollicitation de cisaillement est d'abord transmise par les frottements entre les pièces et sous la tête de vis. Ce n'est que dans une deuxième phase qu'elle est transmise par un contact entre le fût de la vis et l'alésage des pièces, après qu'un certain glissement entre les pièces suffisant pour rattrapper les jeux fonctionnels a eu lieu [BIC, 2007] [ESA, 2010] [KUL, 2001]. Cela est illustré par la Figure 1-5.

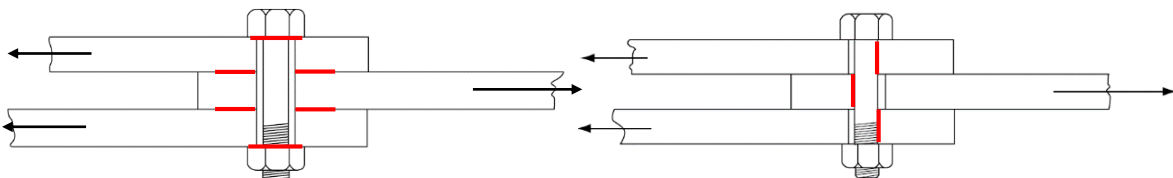


Figure 1-5 : Les deux phases de comportement d'une liaison sollicitée en cisaillement. Frottements (gauche) et interférence par contact unilatéral (droite) [BIC, 2007].

Les modèles comme celui de Huth ne nous semblent pas adaptés aux liaisons vissées du secteur spatial car ils occultent le comportement lors de la première phase de glissement. Or, le glissement des pièces est étudié en priorité dans ces travaux. Ainsi, à la place, nous pensons qu'il est nécessaire de prendre en compte la première phase de glissement des pièces afin d'identifier une raideur initiale en cisaillement $k_{x,0}$ réaliste.

Eriten [ERI, 2011] propose ce type d'approche. Dans ses travaux, un modèle de contact prenant en compte la rugosité des surfaces est développé. Il s'agit du modèle Eriten-Polycarpou-Bergman qui sera présenté dans ces travaux sous le vocable de « **Modèle EPB** ». Les résultats du modèle EPB sont confrontés de façon acceptable à des résultats d'essais sur des liaisons boulonnées montées sans interférence initiale. Les travaux d'Eriten sont illustrés par la Figure 1-6.

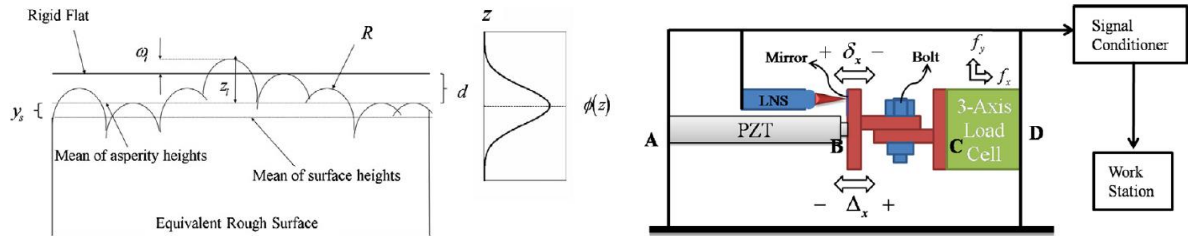


Figure 1-6 : Travaux d'Eriten sur le comportement en cisaillement des liaisons boulonnées. Aperçu du modèle de contact (gauche) et vue schématique du banc d'essais (droite) [ERI, 2011].

Initialement, le modèle EPB n'est pas développé pour calculer la raideur en cisaillement $k_{x,0}$ d'une liaison, mais pour prévoir le comportement tangentiel d'un contact lors d'une sollicitation tangentielle cyclique. Ainsi, le modèle EPB produit plutôt une relation entre l'effort tangentiel et le glissement au niveau d'un contact. Cette relation dépend notamment des propriétés matériaux, de rugosité et de chargement du contact étudié. Le modèle EPB joue un rôle prépondérant dans ces travaux et il est plus amplement détaillé dans la suite de l'étude bibliographique.

Liu [LIU, 2015] propose un autre type de modèle de comportement incluant la phase initiale de glissement entre les pièces. Ses travaux sont illustrés par la Figure 1-7.

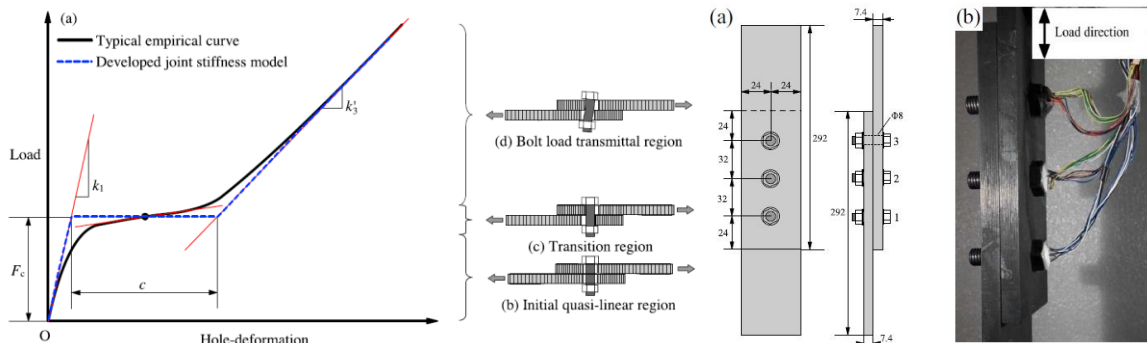


Figure 1-7 : Travaux sur le comportement en cisaillement d'assemblages boulonnés. Modèle analytique, (gauche), spécimen (centre) et banc d'essai (droite) [LIU, 2015].

Il s'agit d'un modèle phénoménologique dans lequel la raideur en cisaillement $k_{x,0}$ est identifiée sur des courbes d'essais. Cet exemple est donné pour attester de la performance de ce type d'approche, mais également de ses limites puisqu'elle nécessiterait autant d'essais que de types et de configurations de liaisons pour remplir une base de données de raideurs cohérente. D'une part, elle est coûteuse et, d'autre part, les phénomènes physiques réellement à l'œuvre sont occultés. Cette étude conforte notre choix d'éviter ce type d'approches phénoménologiques dans ces travaux car elles nous semblent en contradiction avec les attentes industrielles.

1.2.2.3 Raideur en traction-compression

Le modèle de raideur en traction-compression le plus connu et le plus utilisé est le modèle VDI 2230 [VDI, 2014]. Ce modèle est repris en partie par Guillot [GUI, 2009]. L'élément de fixation et les pièces sont modélisés par des éléments poutres équivalents, comme le montre la Figure 1-8.

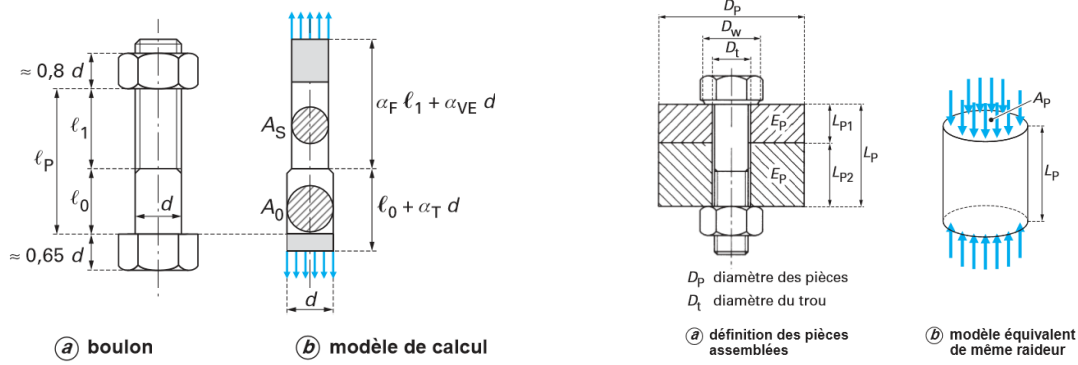


Figure 1-8 : Modélisations équivalentes des éléments d'une liaison. Boulon (gauche) et pièces (droite) [GUI, 2009].

La raideur en traction-compression de la liaison (k_z) est obtenue par une sommation des raideurs du boulon $k_{z,v}$ (Vis + écrou) et des pièces serrées $k_{z,p}$. Le modèle de comportement permettant d'obtenir cette raideur suppose que le comportement en traction-compression d'une liaison est linéaire, donc que la raideur est constante. L'expression de cette raideur est présentée par la relation (3).

$$k_z = k_{z,v} + k_{z,p} \quad (3)$$

Avec

$$k_{z,v} = \left[\frac{1}{E_v} \left(\frac{l_0 + 0.4d}{A_0} + \frac{l_1 + d/3}{A_s} \right) \right]^{-1} \quad (4)$$

$$k_{z,p} = \left[\frac{1}{A_p} \left(\frac{l_{p1}}{E_{p1}} + \frac{l_{p2}}{E_{p2}} \right) \right]^{-1}$$

avec d le diamètre nominal de la vis, l_0 la longueur non-filetée de la vis, l_1 la longueur filetée de la vis, l_{pi} les épaisseurs de chaque pièce, A_0 la section non-filetée de la vis, A_1 la section filetée de la vis, A_p l'aire équivalente des pièces, E_v le module de Young de la vis et E_{pi} les modules de Young de chaque pièce. Les raideurs de la tête de vis et de la partie filetée de la vis sont prises en compte par des longueurs additionnelles respectives de $0.4d$ et $d/3$ car ces valeurs sont préconisées dans [ESA, 2010] pour des liaisons vissées. Pour calculer la raideur axiale des pièces, Alkatan [ALK, 2007] propose une formulation unique basée sur la connaissance de la section équivalente des pièces A_p . Cette formulation est donnée par la relation (5). Elle a été établie pour un choix d'un coefficient de frottement entre les pièces de $\mu_p=0.2$.

$$A_p = 0.5d_w^2 \left(1 + 0.1 \left(\frac{E_v}{E_{p1}} - 1 \right) \right) \left[\frac{\left(1 - (d_t/d_w)^2 \right) \tan^{-1} \left(15.48(l_p/d_w) - 5 \right)}{\left((d_p/d_w)^2 - 1 \right) \tan^{-1} \left(\frac{1.44(l_p/d_w) - 0.16}{(d_p/d_w)^2 - (d_t/d_w)^2} \right)} \right] \quad (5)$$

avec d_t le diamètre du trou de passage, d_w le diamètre sous tête de vis et l_p l'épaisseur des pièces serrées ($l_{p1} + l_{p2}$). Il existe beaucoup d'autres modèles de calcul de la raideur en traction-compression d'une liaison vissée, par exemple, les modèles de Rasmussen [RAS, 1978] ou de Wileman [WIL, 1991]. Cependant, le modèle VDI 2230 est le plus couramment utilisé. Eventuellement, il peut être complété

par des améliorations apportées par Massol [MAS, 1994] et Alkatan [ALK, 2007] concernant la raideur de la tête de vis et du filetage de la vis.

1.2.2.4 Raideur en flexion

En général, le calcul de la raideur en flexion d'une liaison fait partie de modèles plus englobants de liaisons sollicitées en traction excentrée [BAK, 1994] [LAK, 2000] [CHA, 2007] [VDI, 2014]. Un exemple de ce type de modèles est donné sur la Figure 1-9.

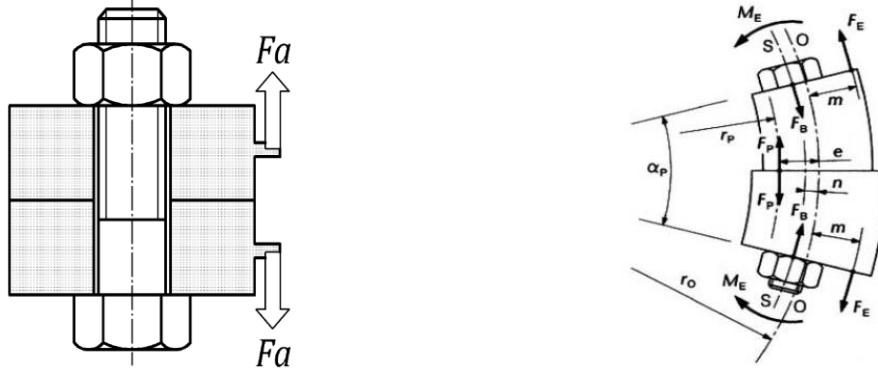


Figure 1-9 : Exemples de modèles analytiques faisant intervenir la raideur en flexion d'une liaison [LAK, 2000] [GUI, 2009].

Dans ces modèles, la raideur en flexion de la liaison ($k_{\theta y}$) est obtenue par une sommation des raideurs du boulon $k_{\theta y, v}$ (vis + écrou) et des pièces serrées $k_{\theta y, p}$. Le modèle de comportement permettant d'obtenir cette raideur suppose que le comportement en flexion d'une liaison est linéaire, donc que la raideur est constante. L'expression de cette raideur est présentée par la relation (6).

$$k_{\theta y} = k_{\theta y, v} + k_{\theta y, p} \quad (6)$$

Avec

$$k_{\theta y, v} = \left[\frac{1}{E_v} \left(\frac{l_0 + 0.4d}{I_0} + \frac{l_1 + d/3}{I_1} \right) \right]^{-1} \quad (7)$$

$$k_{\theta y, p} = \left[\frac{1}{I_p} \left(\frac{l_{p1}}{E_{p1}} + \frac{l_{p2}}{E_{p2}} \right) \right]^{-1}$$

Avec I_0 le moment quadratique de la section non-filetée de la vis, I_1 le moment quadratique de la section filetée de la vis et I_p le moment quadratique équivalent des pièces. Naruse [NAR, 2012] propose une expression du moment quadratique équivalent des pièces I_p , donnée par la relation (8). Il s'agit du moment quadratique d'un cône tronqué, qui représente le cône de compression de la liaison.

$$I_p = \left(\frac{3\pi (d_c - d_w) d_w^3 d_c^3}{64 (d_c^3 - d_w^3)} \right) - \frac{\pi}{64} d_t^4 \quad (8)$$

avec d_c le diamètre extérieur du contact entre les pièces.

1.2.2.5 Raideur en torsion

A notre connaissance, il n'existe pas de modèle analytique de raideur en torsion d'une liaison vissée dans la littérature générale. Shamoto [SHA, 2014] propose un modèle de comportement en torsion

d'une liaison vissée, qui a été confronté positivement à des résultats expérimentaux. Sa modélisation est illustrée par la Figure 1-10.

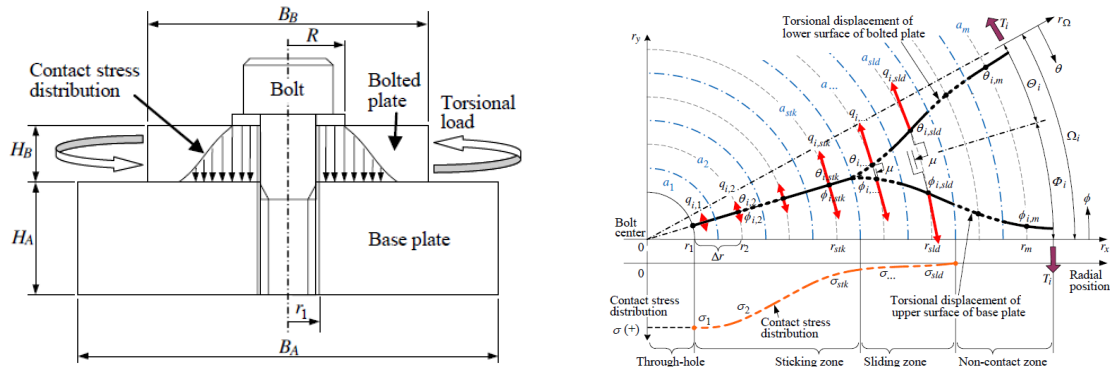


Figure 1-10 : Modèle de comportement en torsion d'une liaison vissée [SHA, 2014].

Cependant, il ne s'agit pas d'un modèle analytique à proprement parler, mais plutôt d'une adaptation d'un algorithme implémenté dans un code de calcul. Bien que cette approche donne de bons résultats, aucune formulation explicite de la raideur en torsion n'est proposée.

1.2.3 Démarche d'amélioration des raideurs des connecteurs linéaires

D'après la littérature actuelle, des formulations explicites de raideurs en cisaillement existent mais ne prennent pas en compte la phase initiale de glissement des pièces, dans laquelle les frottements jouent un rôle prépondérant. Eriten [ERI, 2011] propose un modèle de contact qui a été appliqué au cas des liaisons boulonnées. Ce modèle sera largement utilisé et détaillé dans la suite des travaux pour modéliser analytiquement le comportement en cisaillement d'une liaison vissée. Cependant, Eriten ne propose pas de formulation explicite de la raideur en cisaillement. Ainsi, il n'existe pas, à notre connaissance, de formulation explicite de la raideur en cisaillement d'une liaison vissée. Dans ces travaux, **nous proposons de créer une formulation analytique explicite de la raideur en cisaillement d'une liaison vissée prenant en compte la phase initiale de glissement des pièces.**

Des formulations analytiques explicites des raideurs en traction-compression et en flexion existent et proviennent du modèle VDI 2230 [VDI, 2014], repris par Guillot [GUI, 2009]. Bien que ce modèle ait certaines limitations qui seront détaillées dans la suite des travaux, il est très largement utilisé. **Dans ces travaux, nous faisons donc le choix de définir les raideurs en traction-compression et en flexion des connecteurs linéaires par le modèle de Guillot [GUI, 2009], exprimant l'aire équivalente des pièces A_p par la formulation d'Alkatan [ALK, 2007], et l'inertie équivalente des pièces I_p par la formulation de Naruse [NAR, 2012].**

Actuellement, il n'existe pas, à notre connaissance, de formulation explicite de la raideur en torsion. Dans ces travaux, **nous proposons de créer une formulation analytique explicite de la raideur en torsion d'une liaison vissée.**

1.3. Correction du comportement des connecteurs linéaires

A l'issue des simulations numériques industrielles actuelles, un torseur d'actions mécaniques à six composantes est récupéré pour chaque connecteur linéaire. Certaines composantes de ces torseurs alimentent des marges de calcul. Selon la valeur de ces marges, le design de la liaison correspondante est validé ou non.

Dans ces travaux, nous allons voir que le comportement réel des liaisons vissées est non-linéaire, en particulier lorsque les frottements sont impliqués. Ainsi, les actions mécaniques provenant des connecteurs linéaires ont de fortes chances d'être erronées. Elles sont actuellement utilisées directement dans des marges de calcul, ce qui conduit souvent à un dimensionnement non-optimal et aux problématiques de masse embarquée associées.

Dans ces travaux, **nous proposons de corriger le comportement issu des connecteurs linéaires après les simulations numériques et avant le calcul des marges**. Pour faire cela, **nous proposons d'utiliser des modèles analytiques annexes, utilisés pour post-traiter le comportement des connecteurs linéaires a posteriori des simulations numériques industrielles**. Cette procédure est décrite par la Figure 1-11.

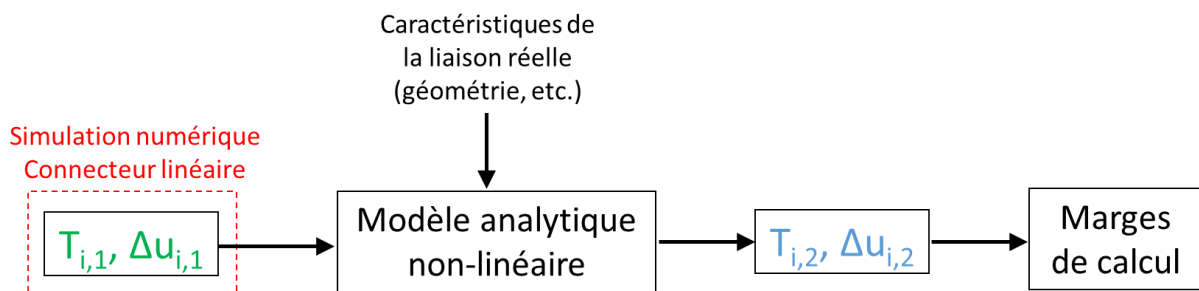


Figure 1-11: Méthode du comportement des connecteurs linéaires a posteriori des simulations numériques industrielles.

Afin d'utiliser des modèles analytiques non-linéaires pour corriger le comportement des connecteurs linéaires, une étude de l'existant est réalisée concernant le comportement réel des liaisons vissées pour tous les types de sollicitations rencontrées en environnement spatial. Ces sollicitations sont les suivantes : serrage, cisaillement, traction-compression, flexion, torsion, sollicitations combinées et sollicitation thermique. Pour cette étude, nous nous basons dans la mesure du possible sur des travaux expérimentaux. Par ailleurs, nous orientons volontairement l'étude sur le comportement d'une liaison vissée isolée afin de se rapprocher de la configuration d'un connecteur linéaire industriel. L'étude du comportement en cisaillement est mise en relief car ce comportement est associé au phénomène de glissement qui est étudié en priorité dans ces travaux.

1.3.1 Revue de l'existant sur le comportement réel des liaisons vissées

1.3.1.1 Serrage

Dans la littérature, la relation entre le couple appliqué lors du serrage et la précharge qui en résulte est supposée linéaire. La formulation de Kellerman et Klein est la plus couramment utilisée [BIC, 2007]. L'application de la précharge P_0 est réalisée à l'aide d'un moyen de serrage, dont le plus courant est la clé dynamométrique [BIC, 2007]. Cette relation linéaire est confirmée par les travaux expérimentaux de Nassar [NAS, 2007] et Croccolo [CRO, 2012]. Les travaux de Croccolo sont illustrés par la Figure 1-12.

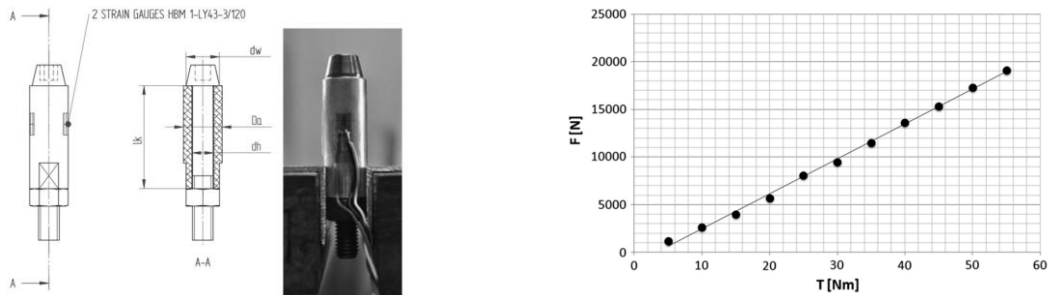


Figure 1-12 : Mesures expérimentales de la relation couple-précharge dans une liaison boulonnée. Specimen d'essai (gauche) et relation couple-précharge (droite) [CRO, 2012].

D'après la littérature, la relation entre la précharge P_0 et les déplacements qui en résultent est linéaire jusqu'à plastification de la vis. Des travaux expérimentaux [FUK, 2003] [NAG, 2009] confirment cette relation linéaire. Ceux-ci sont illustrés par la Figure 1-13.

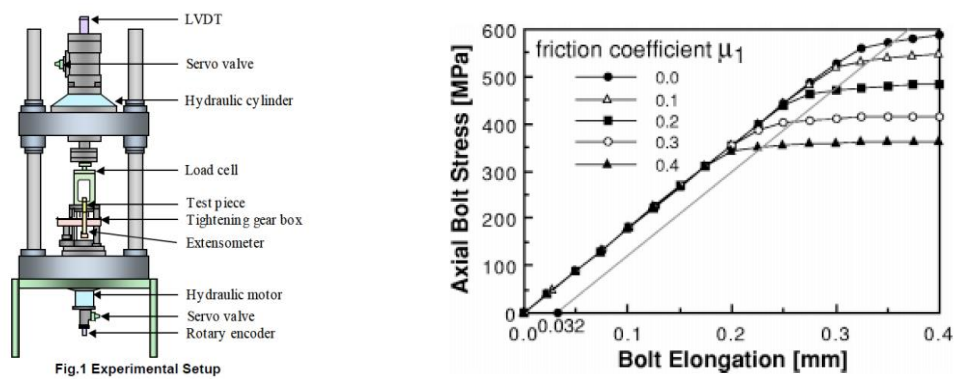


Figure 1-13 : Mesure de la relation entre la précharge P_0 et les déplacements lors du serrage. Banc d'essais (gauche) et résultats (droite) [FUK, 2003] [NAG, 2009].

1.3.1.2 Cisaillement

Dans la littérature, le comportement supposé d'une liaison sollicitée en cisaillement est illustré par la Figure 1-14.

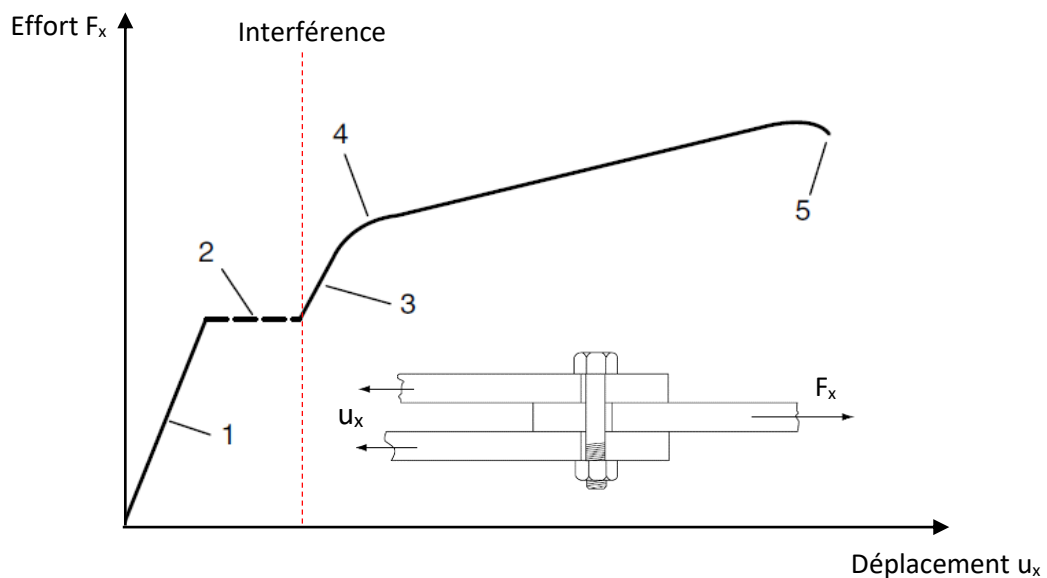


Figure 1-14 : Comportement d'une liaison boulonnée sollicitée en double-cisaillement [BIC, 2007].

D'après [BIC, 2007], ce comportement comprend 5 phases, qui sont renseignées sur la Figure 1-14.

- Phase 1 : déformation élastique des pièces
- Phase 2 : glissement = déplacement tangentiel relatif des pièces (rattrapage des jeux)
- Phase 3 : interférence puis déformation élastique de la vis et des pièces
- Phase 4 : déformation plastique de la vis et des pièces
- Phase 5 : rupture de la vis ou des pièces

La phase 1 de déformation élastique est linéaire. A partir d'un certain seuil de sollicitation u_x , la phase 2 de glissement est atteinte instantanément et l'effort de cisaillement F_x reste alors constant et égal à l'effort de saturation, et ce jusqu'au contact entre le fût de la vis et l'alésage des pièces. La suite du comportement contient également des non-linéarités et s'apparente à celle d'un essai de traction. En effet, les pièces et la vis ne forment plus qu'un seul ensemble monobloc.

Dans ces travaux, nous nous intéresserons en particulier au comportement avant contact entre le fût de la vis et l'alésage des pièces, c'est-à-dire aux phases 1 et 2 de la Figure 1-14. Dans ces phases, plusieurs travaux de recherche mettent en évidence un comportement non-linéaire.

Masuko [MAS, 1974] étudie le comportement de liaisons boulonnées sollicitées en cisaillement. La sollicitation est quasi-statique. Il étudie particulièrement le phénomène de microglissement entre les pièces. Le terme « microglissement » caractérise des glissements de l'ordre du micron. Ses travaux sont illustrés par la Figure 1-15.

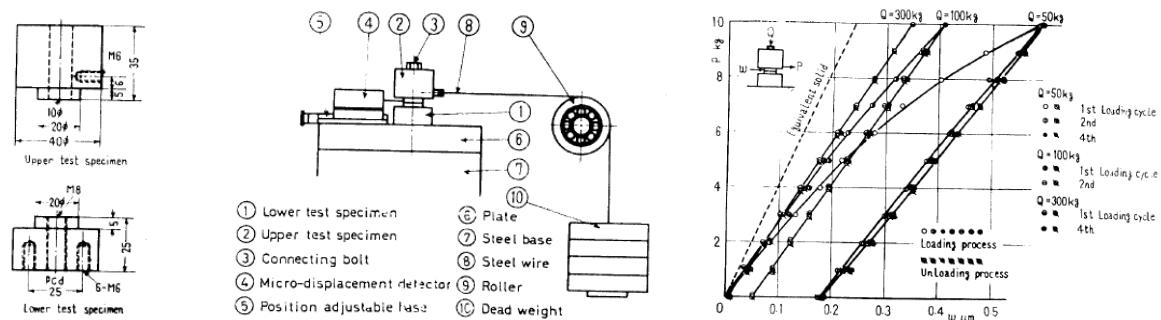


Figure 1-15 : Comportement non-linéaire de liaisons boulonnées sollicitées en cisaillement. Spécimen (gauche), banc d'essais (centre) et résultats (droite) [MAS, 1974].

Masuko met en évidence un comportement réel non-linéaire dans la phase 1 de la Figure 1-14. Ce comportement est attribué aux mécanismes de frottements entre les pièces. Le cas étudié est intéressant, cependant la configuration de la liaison et les précharges étudiées sont assez éloignées de la réalité [ESA, 2010]. Les précharges étudiées sont volontairement faibles pour faire apparaître le microglissement de façon évidente. Par ailleurs, Masuko met en évidence l'existence d'un glissement résiduel, qui traduit le fait que les pièces ne reviennent pas à leur configuration initiale après une phase de décharge. D'après ces résultats, les phases 1 et 2 de la Figure 1-14 ne peuvent pas être clairement distinguées.

Blanchard [BLA, 2004] réalise une étude numérique et expérimentale mettant également en évidence le phénomène de microglissement dans une liaison boulonnée. Son étude est spécifique au secteur spatial. Elle est illustrée par la Figure 1-16.

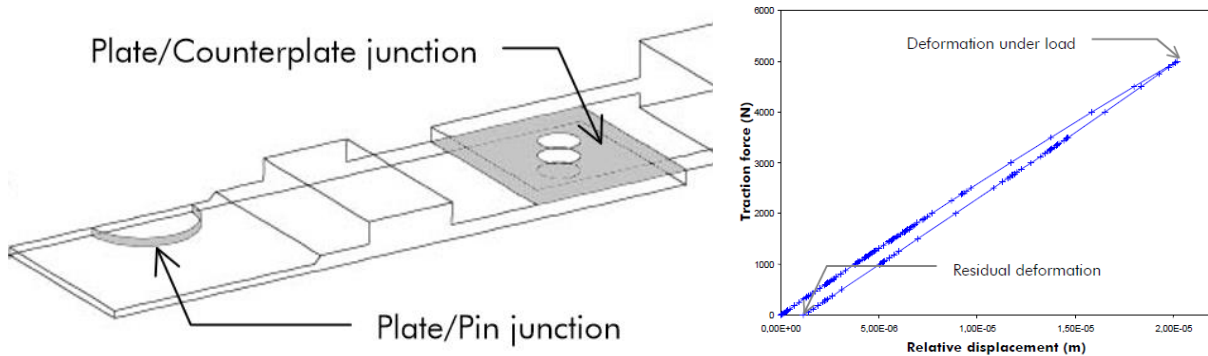


Figure 1-16 : Comportement non-linéaire d'une liaison boulonnée sollicitée en cisaillement. Spécimen (gauche) et résultats numériques (droite) [BLA, 2004].

La sollicitation est également quasi-statique. Il obtient le même type de résultats que Masuko mais la configuration de la liaison étudiée est plus proche d'une configuration réelle. Par ailleurs, il obtient une bonne corrélation numérique / expérimentale sur le cas étudié et approfondit l'étude du glissement résiduel, qui est une grandeur d'intérêt dans ces travaux.

Groper [GRO, 1985] propose un modèle analytique de glissement dans les liaisons boulonnées qui prend en compte les frottements. Son approche est illustrée par la Figure 1-17.

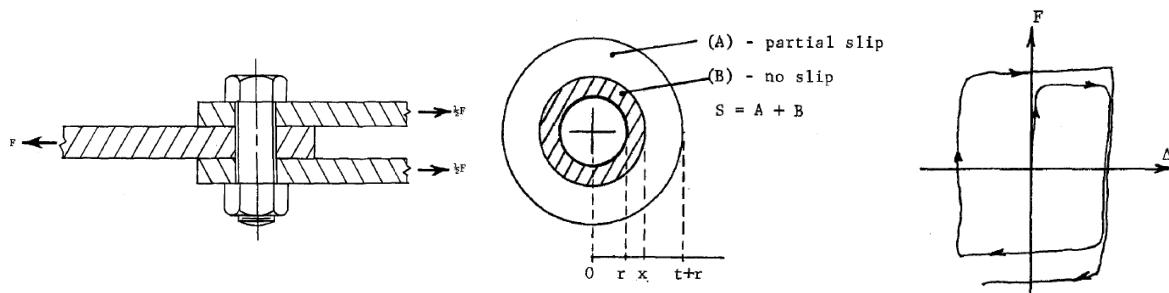


Figure 1-17 : Modèle analytique de microglissement dans les liaisons boulonnées. Modélisation (gauche), propagation du glissement (centre) et boucle d'hystérésis (droite) [GRO, 1985].

Il explique le comportement non-linéaire de la liaison dans la phase 1 de la Figure 1-14 par le fait que le glissement se propage de l'extérieur du contact entre les pièces vers le centre de façon concentrique au fur et à mesure que la sollicitation extérieure augmente. Il introduit les termes de « glissement partiel » et de « glissement complet ». Ces termes font référence à un état de glissement, ils ne correspondent pas à des valeurs particulières, comme pour le terme « microglissement ». Le « glissement partiel » correspond à la phase pendant laquelle une zone d'adhérence et une zone de glissement coexistent au niveau du contact entre les pièces. Le « glissement complet » est atteint lorsque la zone de glissement s'est propagée jusqu'au centre du contact entre les pièces. La phase 2 de la Figure 1-14 correspond à ce glissement complet. Groper évoque également un comportement non-linéaire hystérétique mesuré expérimentalement mais ne détaille pas le banc d'essai utilisé et ne confronte pas les résultats de son modèle analytique aux résultats d'essais.

Gaul [GAU, 1997] met en évidence expérimentalement le comportement non-linéaire hystérétique complet d'une liaison boulonnée. La sollicitation étudiée est dynamique ($f=460\text{Hz}$, 233 cycles).

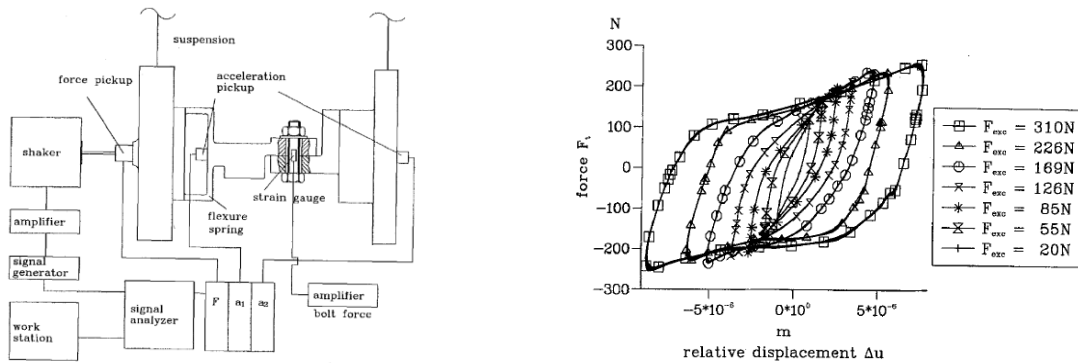


Figure 1-18 : Comportement non-linéaire hystérétique d'une liaison boulonnée sollicitée en cisaillement. Banc d'essais (gauche) et résultats (droite) [GAU, 1997].

Ses travaux apportent un complément par rapport aux travaux précédents, car ils mettent en évidence le comportement hystérétique complet d'une liaison vissée, sur plusieurs cycles de sollicitation. Il étudie notamment l'impact de la précharge P_0 sur l'allure de la boucle d'hystérésis. La configuration étudiée semble bien refléter la réalité, cependant ni les dimensions de la liaison ni celles du banc d'essai ne sont précisées. Gaul met notamment en évidence que la boucle d'hystérésis ne semble pas affectée par le nombre de cycles, bien que celui-ci reste relativement faible.

Eriten [ERI, 2011] met également en évidence ce comportement hystérétique expérimentalement.

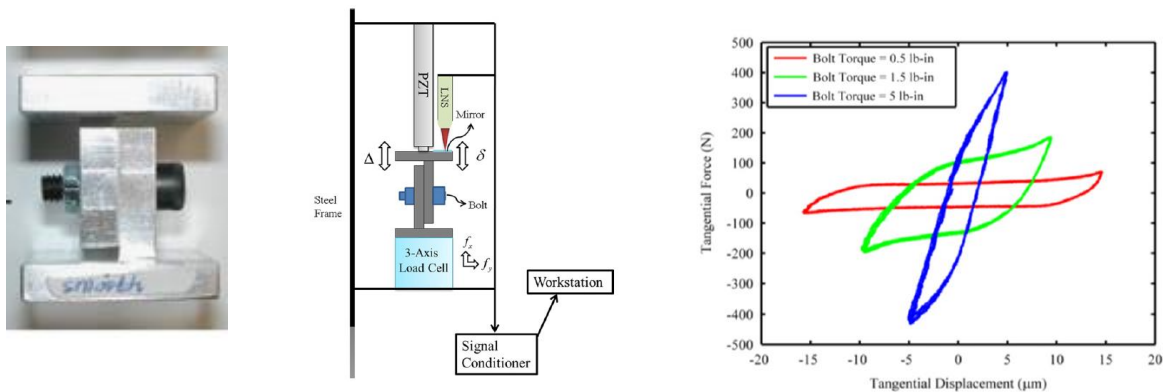


Figure 1-19 : Comportement non-linéaire hystérétique d'une liaison boulonnée sollicitée en cisaillement. Spécimen (gauche), montage expérimental (centre) et résultats (droite) [ERI, 2011].

La sollicitation est quasi-statique (1Hz, 10 cycles). Des essais dynamiques à environ 600 Hz sont également réalisés mais les boucles d'hystérésis ne sont pas présentées. La configuration étudiée est proche d'une configuration réelle. En effet, il s'agit de boulons M3 et les précharges appliquées ont des valeurs réalistes [ESA, 2013]. La conception du banc d'essai est entièrement détaillée dans [ERI, 2011]. Comme évoqué précédemment (1.2.2.2), Eriten développe un modèle de contact qu'il applique au cas des liaisons boulonnées et qu'il confronte de façon acceptable à ses résultats d'essais. Il est le premier, à notre connaissance, à relier le comportement en cisaillement des liaisons au phénomène de fretting. Ce phénomène est décrit un peu plus loin (Figure 1-20). D'après ses résultats, le nombre de cycles ne semble pas affecter la forme de la boucle d'hystérésis. Cependant, comme dans les travaux de Gaul [GAU, 1997], ce nombre de cycles est faible.

A noter également les travaux de Gaul [GAU, 2001], Abad [ABA, 2012], Bouchaala [BOU, 2013], et Bograd [BOG, 2011] qui mettent en évidence le même type de comportement.

Même si les travaux de Gaul et d'Eriten suggèrent que la boucle d'hystérésis n'est pas affectée par le nombre de cycles, il y a en fait de fortes chances pour que cela ne soit pas le cas. En effet, l'étude du phénomène de fretting (hors cadre des liaisons) suggère le contraire. Le terme « fretting » désigne les phénomènes d'usure intervenant lorsqu'un contact préchargé subit une sollicitation tangentielle de faible amplitude. Les bases de la compréhension de ce phénomène sont disponibles dans [HIL, 1994]. Dans le cas d'un contact sphère/plan ou cylindre/plan, le comportement de la boucle d'hystérésis évolue au cours du nombre de cycles, comme le montre la Figure 1-20. Le terme « bûches de fretting » est souvent employé pour désigner la forme de la courbe tridimensionnelle obtenue.

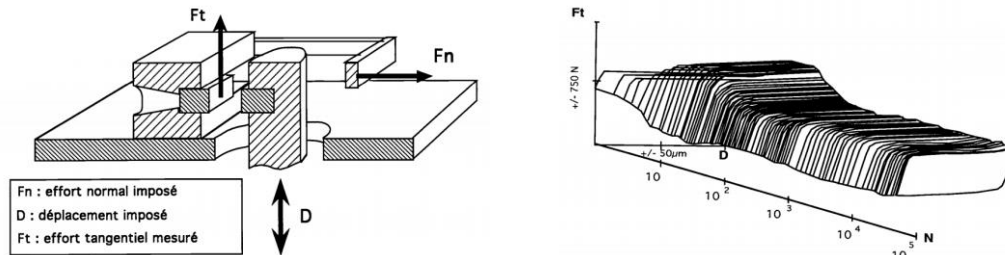


Figure 1-20 : Banc d'essai de fretting (gauche) et « bûches de fretting » (droite) [SAU, 1997].

Ce comportement est surtout dû à l'évolution des conditions de contact, elles-mêmes étant notamment dues à l'usure des surfaces [HIL, 1994] [KUB, 2014]. Intuitivement, et même si les conditions de chargement sont assez éloignées, il semble possible d'extrapoler ce comportement au cas des liaisons vissées. Bien que des travaux sur le fretting dans les liaisons vissées existent dans la littérature [BEN, 2010] [HOJ, 2014] [XU, 2016] [JUO, 2016], ils ne mettent pas en évidence l'évolution de la boucle d'hystérésis en fonction du nombre de cycles de sollicitation mais se concentrent plutôt sur les phénomènes d'usure associés.

Le comportement non-linéaire des liaisons en cisaillement est la source d'autres phénomènes potentiellement problématiques, comme le dévissage [JUN, 1969] [PAI, 2002] [AZI, 2003] [JIA, 2003] [NAS, 2009] [ECC, 2010] [DIN, 2011] [NIS, 2013] et l'amortissement [IBR, 2005] [ITO, 1975] [CAI, 2009] [PEY, 2012] [GAU, 2010], en plus du phénomène de fretting évoqué précédemment. Cependant, et bien qu'ils aient été pris en compte dans la réflexion, nous pensons qu'il n'est pas utile de détailler tous ces phénomènes ici car la complexité qui en découlerait n'est pas nécessaire à la suite de l'étude.

1.3.1.3 Traction-compression

Le comportement d'une liaison boulonnée sollicitée en traction-compression est souvent supposé linéaire. Ce comportement est illustré par la Figure 1-21.

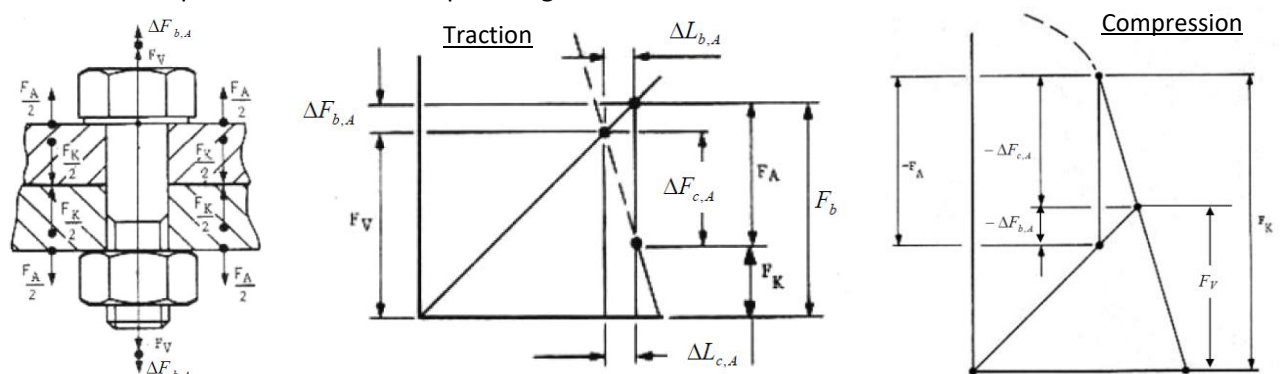


Figure 1-21 : Comportement d'une liaison boulonnée précontrainte sollicitée en traction (centre) et en compression (droite) [ESA, 2010].

Au début de la sollicitation de traction, les pièces et la vis reprennent chacune une partie de l'effort axial total. A partir d'un certain niveau de sollicitation, un décollement des pièces se produit. L'effort axial est alors entièrement repris par la vis. En compression, comme ce décollement n'a pas lieu, les pièces reprennent la plus grande partie de l'effort axial total. Bickford [BIC, 2007] introduit des causes potentielles de non-linéarité du comportement axial d'une liaison boulonnée. Dans ces causes, il inclut notamment des phénomènes élasto-plastiques, les conditions de contact et la réduction progressive de la raideur des pièces dues à leur décollement. Cependant, il ne présente pas de résultats expérimentaux attestant de cette non-linéarité.

Grosse [GRO, 1990] réalise une étude numérique du comportement d'une liaison boulonnée isolée sollicitée en traction/compression. Pour cela, un modèle éléments finis élastique est développé. Ce modèle est non-linéaire, car il prend en compte les contacts entre les pièces et sous la tête de vis. Cette étude est présentée sur la Figure 1-22.

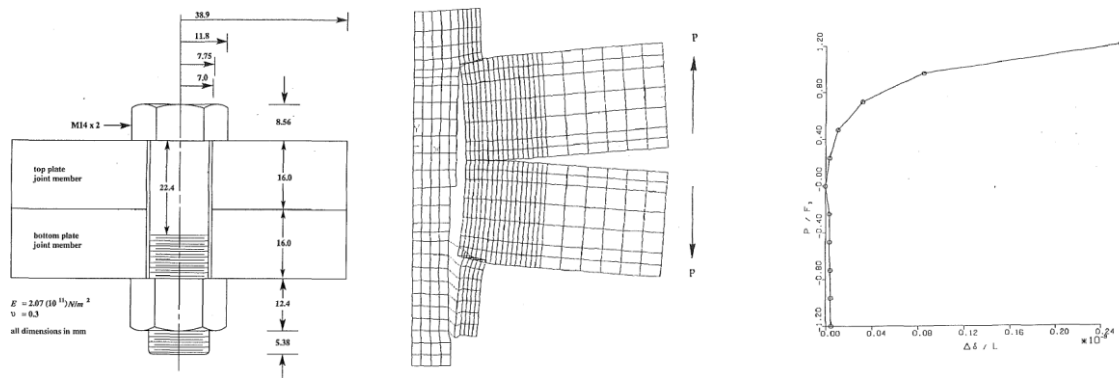


Figure 1-22 : Comportement non-linéaire d'une liaison boulonnée isolée sollicitée en traction. Modèle numérique détaillé (gauche) et résultat (droite) [GRO, 1990].

Ses résultats montrent entre autres que le comportement réel de la vis est non-linéaire pour une sollicitation axiale appliquée au niveau du contour des pièces. Cette non-linéarité est attribuée à la diminution progressive de la raideur des pièces due au décollement. D'après l'auteur, le décollement est régi par une interaction complexe entre la rotation, la flexion et la déformation axiale des pièces et les frottements entre les pièces.

Zhang [ZHA, 2005] propose un modèle analytique de comportement axial non-linéaire d'une liaison boulonnée. Il prend en compte la diminution de la raideur des pièces en fonction de la sollicitation extérieure. Il explique cette diminution de raideur par différents phénomènes, notamment la déformation et le décollement des pièces. Il confirme notamment que l'évolution de la raideur des pièces due au décollement est une cause de non-linéarité non négligeable, comme évoquée dans [BIC, 2007]. Ses travaux débouchent notamment sur une modification des courbes des raideurs présentées sur la Figure 1-21.

Les sollicitations axiales dynamiques peuvent éventuellement générer du dévissage d'après [SUD, 1997] [LIU, 2016]. Cependant, d'autres sources concluent le contraire [AZI, 2003]. Dans tous les cas, il faut être très prudent sur les niveaux de serrage initiaux appliqués. Ils sont souvent très faibles au regard de ce qui se pratique dans la réalité industrielle.

1.3.1.4 Flexion

Le comportement d'une liaison sollicitée en flexion est couramment étudié, mais la plupart du temps dans des cas de sollicitations axiales excentrées [VDI, 2014] voire fortement excentrées [AGA, 1985] [BAK, 1994] [BIC, 2007], comme le montre la Figure 1-23.

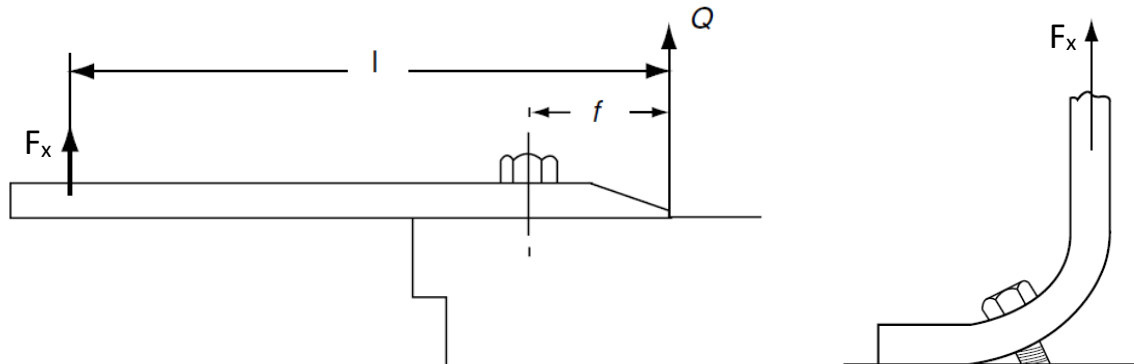


Figure 1-23 : Modèles pour l'étude du comportement d'une liaison vissée sollicitée en traction excentrée. [BIC, 2007].

En fonction de la configuration étudiée, le comportement non-linéaire des pièces en flexion est parfois pris en compte. Le comportement global de la structure étudiée est alors non-linéaire. Cependant, le principal problème avec ce type de configurations d'étude est que la liaison n'est pas sollicitée qu'en flexion, mais en traction et flexion combinées. Ces sollicitations excentrées sont étudiées plus en détails dans la partie « Sollicitations combinées » (1.3.1.6). Par ailleurs, les sollicitations de flexion peuvent augmenter l'effet d'autres sollicitations comme le cisaillement ou la traction. Certains modes de défaillance peuvent être atteints plus rapidement en présence de flexion [BIC, 2007][KUL, 2001].

A notre connaissance, Naruse [NAR, 2012] est le seul à proposer un modèle de comportement non-linéaire d'une liaison boulonnée sollicitée en flexion simple. La précharge P_0 est prise en compte dans son modèle. Ses travaux sont illustrés par la Figure 1-24.

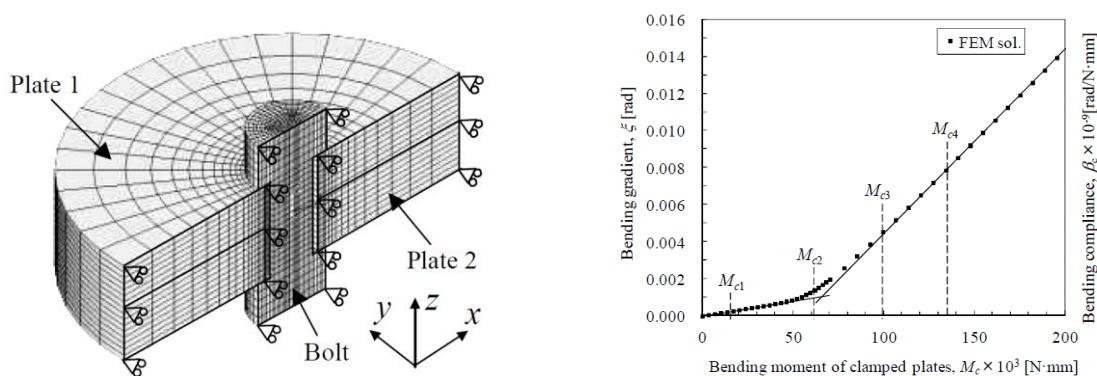


Figure 1-24 : Comportement non-linéaire d'une liaison boulonnée isolée sollicitée en flexion simple. Modèle numérique détaillé (gauche) et résultats (droite) [NAR, 2012].

Son modèle explique la non-linéarité du comportement en flexion par l'asymétrie générée par le moment de flexion, avec en particulier un décollement des pièces d'un seul côté du contact et une évolution en conséquence de la répartition des pressions de contact. La raideur en flexion des pièces est affectée par ces comportements, ce qui affecte la raideur en flexion de la liaison.

1.3.1.5 Torsion

De la même façon que la flexion, la torsion est citée dans [BIC, 2007] comme pouvant augmenter l'effet de certaines sollicitations et donc les risques de défaillance associés.

Ouyang [OUY, 2006] met en évidence expérimentalement un comportement non-linéaire hystérétique en torsion similaire à celui du cisaillement.

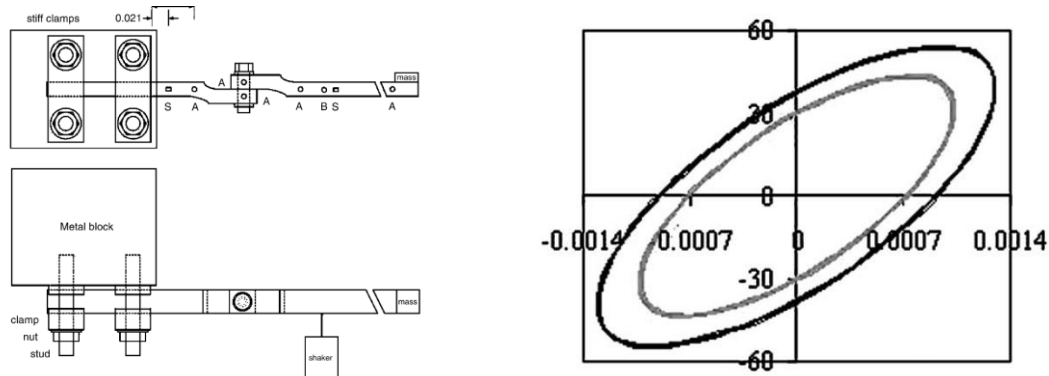


Figure 1-25 : Comportement non-linéaire d'une liaison boulonnée sollicitée en torsion. Banc d'essais (gauche) et résultats expérimentaux (droite) [OUY, 2006].

Le chargement est dynamique ($f=40\text{Hz}$). Le spécimen est constitué de deux plaques et d'un boulon M10. Ouyang teste notamment l'effet de la précharge sur la boucle d'hystérésis. Les mécanismes de frottement sont identifiés comme la principale cause de non-linéarité, comme pour le cisaillement.

Les travaux de Lenz [LEN, 1995], Shamoto [SHA, 2014] et Bouchaala [BOU, 2014] mettent en évidence le même type de comportement.

Concernant les autres phénomènes générés par la torsion, les travaux de Yokoyama [YOK, 2012] mettent en évidence le phénomène de dévissage sous sollicitation dynamique. La présence d'amortissement est également avérée au vu de la forme hystérétique des courbes de comportement. Intuitivement, et bien qu'aucune source n'ait été trouvée à ce sujet, la torsion devrait aussi être associée au fretting étant donné la présence de frottements.

1.3.1.6 Sollicitations combinées

Dans la réalité, le cas de sollicitations combinées est le plus courant. En effet, il est très rare que l'une des composantes des torseurs récupérés au niveau d'un connecteur linéaire soit nulle à l'issue des simulations numériques industrielles.

De nombreux modèles analytiques de sollicitations combinées existent dans la littérature. La sollicitation de traction excentrée est la plus couramment étudiée [KUL, 2001] [BIC, 2007] [GUI, 2009]. Elle génère des sollicitations combinées de traction et de flexion localement au niveau d'une liaison. Le comportement de la liaison et donc de la structure dont elle fait partie est non-linéaire notamment à cause de la présence du décollement, qui est pris en compte par des fonctions polynomiales plus ou moins complexes en fonction de la configuration d'étude.

Le comportement des liaisons soumises à des sollicitations combinées est également étudié dans [AHM, 2001] [CIT, 2002] [HUN, 2006] [PIL, 2008] [PIR, 2008] [PHA, 2010] [WU, 2014] [OOS, 2012] [AHM, 2017]. Ce comportement est clairement non-linéaire. Les principales causes de non-linéarité évoquées

sont le décollement et le glissement des pièces. Cependant, les liaisons ne sont jamais étudiées de façon isolée, elles font toujours partie d'une structure plus grande, comme illustré sur la Figure 1-26.

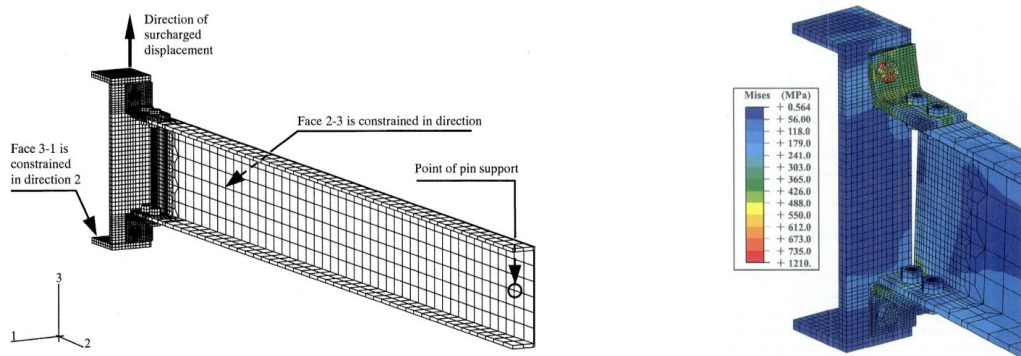


Figure 1-26 : Comportement de liaisons vissées soumises à des sollicitations combinées. Modèle numérique (gauche) et résultats (droite) [AHM, 2001].

1.3.1.7 Sollicitation thermique

Dans [ESA, 2010], seul le comportement thermo-élastique axial d'une liaison isolée est étudié, et notamment la variation d'effort normal ΔP_{th} dans la liaison due à une variation de température ΔT . Le glissement entre les pièces qui peut être généré par une sollicitation thermique n'est abordé que très ponctuellement dans [ESA, 2013].

Boudet [BOU, 1989] propose un modèle analytique linéaire traduisant le comportement thermo-élastique d'une structure de type bilame soumise à une variation homogène de température ΔT . La modélisation adoptée est illustrée par la Figure 1-27.

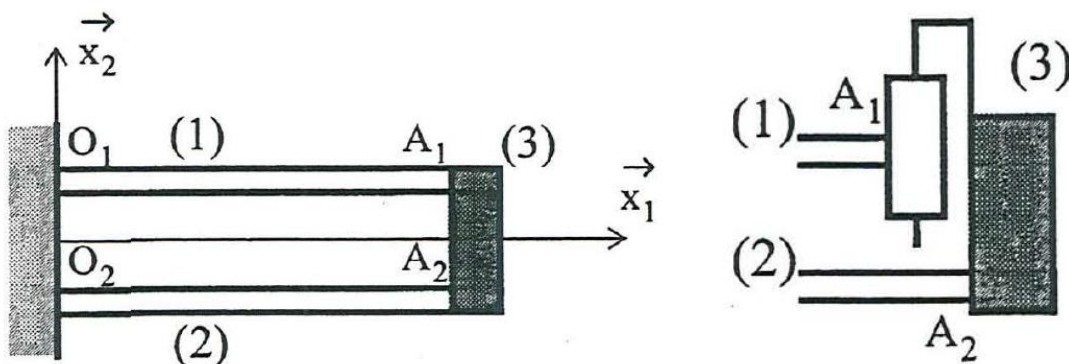


Figure 1-27 : Modèle analytique de bilame soumis à une variation de température ΔT [BOU, 1989].

Même si l'assemblage des barres n'est pas réalisé par une liaison vissée, cette modélisation permet de mettre en évidence les sollicitations mécaniques internes générées par la dilatation différentielle des barres. De plus, le déplacement différentiel des barres peut s'apparenter à du glissement.

Soykok [SOY, 2013] réalise des tests de cisaillement sur des liaisons boulonnées en environnement thermique. Le spécimen et le banc d'essais sont détaillés sur la Figure 1-28.



Figure 1-28 : Comportement de liaisons sollicitées en traction dans un environnement thermique uniforme. Spécimen (gauche) et banc d'essais (droite) [SOY, 2013].

Ces travaux donnent des résultats intéressants, car ils montrent clairement que la température a un effet sur le comportement des liaisons sollicitées en cisaillement dans un environnement thermique uniforme. Lou [LOU, 2015] étudie le comportement de liaisons boulonnées sollicitées en cisaillement à température ambiante, après les avoir soumises à une variation de température. D'autres travaux liés au comportement thermo-élastique des liaisons existent [KUM, 1994] [SAN, 2011] [FUK, 2005] [LEE, 1996].

Cependant, nous verrons dans les conclusions intermédiaires de cette partie que la plupart de ces travaux ne sont pas utilisables dans notre étude car ils n'étudient pas qu'exclusivement une sollicitation thermique.

1.3.2 Démarche d'amélioration du comportement des connecteurs linéaires

Dans les pratiques courantes, le comportement d'une liaison vissée isolée est linéaire lors du serrage, en traction, en compression, en flexion et en sollicitation thermique (comportement axial seulement). Le comportement en cisaillement est linéaire par morceaux et le comportement en torsion n'est pas décrit. Seul le comportement en sollicitations combinées peut contenir des non-linéarités.

Cependant, certains auteurs mettent en évidence d'autres comportements. En effet, il s'avère que le comportement réel des liaisons est non-linéaire pour la plupart des sollicitations. A priori, le comportement est linéaire seulement lors du serrage et de la compression. Le degré de non-linéarité décrit par la littérature pour chaque type de sollicitation est récapitulé dans le Tableau 1-1.

Sollicitation(s)	Serrage	Cisaillement	Traction	Compression
Degré de non-linéarité	0	2	1	0
Sollicitation(s)	Flexion	Torsion	Combinées	Thermique
Degré de non-linéarité	1	2	2	/xy : -- ; /z : 1

--: non décrit ; 0: linéaire ; 1: faiblement non-linéaire ; 2: fortement non-linéaire

Tableau 1-1: Degré de non-linéarité du comportement réel d'une liaison vissée pour plusieurs types de sollicitations.

Comme évoqué précédemment, les connecteurs linéaires ne peuvent être performants que lorsque le comportement réel est linéaire. Or, nous voyons que d'après la littérature, ce comportement réel est non-linéaire pour la plupart des sollicitations. Ainsi, la plupart des actions mécaniques issues des connecteurs linéaires actuels ont de fortes chances d'être erronées. Comme nous proposons d'adopter une démarche de correction du comportement des connecteurs linéaires à partir de modèles de comportement non-linéaires, il faudrait idéalement être en mesure de corriger le comportement des connecteurs linéaires selon tous les modes de sollicitation.

1.3.2.1 Cisaillement

Comme l'étude du glissement des pièces est une priorité dans ces travaux, **nous choisissons d'étudier en priorité le comportement en cisaillement des liaisons vissées**, c'est-à-dire le comportement en translation selon les axes x et y . En effet, nous verrons que le glissement des pièces et le comportement en cisaillement sont directement liés. Par ailleurs, nous verrons que l'étude prioritaire du cisaillement permet de faire ressortir toutes les problématiques liées à une démarche de correction du comportement des connecteurs linéaires. L'étude des comportements selon les autres modes de sollicitation est envisageable dans de futurs travaux en utilisant une approche similaire.

Comme évoqué précédemment (1.3.1.2), le comportement réel d'une liaison vissée isolée sollicitée en cisaillement peut être considéré comme non-linéaire dans la phase 1 de la Figure 1-14. Cette phase n'est pas due à la déformation élastique des pièces, mais au glissement partiel des pièces. De plus, il est en réalité quasiment impossible de distinguer la limite entre les phases 1 et 2 de la Figure 1-14. La transition entre le glissement partiel et le glissement complet est progressive et il n'existe pas de seuil de transition évident. Si la sollicitation est cyclique et n'entraîne pas de contact entre le fût de la vis et les pièces, le comportement en cisaillement forme une boucle d'hystérésis. Dans ce cas, ce comportement est en plus dépendant du nombre de cycles d'après une analogie avec le phénomène de fretting. Dans ces travaux, **nous faisons le choix de n'étudier que le comportement en cisaillement pendant la phase initiale de glissement**. Pour plus d'informations sur les comportements post-interférence, le lecteur peut se référer aux travaux de Crews [CRE, 1981] et Kelly [KEL, 2004]. De plus, étant donnée la complexité apparente des phénomènes liés au comportement dynamique en cisaillement (dévissage, amortissement et fretting), **nous proposons d'assimiler la sollicitation dynamique réelle ressentie lors de la phase de lancement à une sollicitation quasi-statique**. Ainsi, **nous faisons le choix de ne pas étudier l'évolution du comportement en cisaillement d'une liaison vissée en fonction du nombre de cycles de sollicitation**.

A notre connaissance, même dans ces conditions de travail, **il n'existe pas de modèle analytique de comportement en cisaillement d'une liaison vissée isolée dans la littérature actuelle**. Le modèle de propagation du glissement de Groper [GRO, 1985] ne traite pas du comportement complet de la liaison mais seulement de celui du contact entre les pièces. Ainsi, **nous proposons de développer un modèle analytique de comportement d'une liaison vissée sollicitée en cisaillement**. Pour développer ce modèle analytique de cisaillement, il faut prendre en compte les frottements et plus précisément le comportement des contacts. Une étude des modèles de contact existants est présentée ici. Cette étude concerne à la fois les modèles de contact analytiques et la prise en compte du contact dans les modèles numériques.

1.3.2.1.1 Modèles analytiques de contact existants

La mécanique du contact est un domaine étendu qui n'est pas spécifique aux liaisons vissées. Certains ouvrages de référence [JOH, 1987] [RAB, 1995] [BLA, 2008] [PER, 2013] utilisés conjointement apportent une bonne compréhension des problématiques associées à ce domaine. Globalement, les modèles de contact tangentiel permettent de mettre en relation l'effort tangentiel F_t et le glissement Δx_{int} (à l'interface) au niveau d'un contact préchargé par un effort normal F_n . Ceci est illustré par la Figure 1-29.

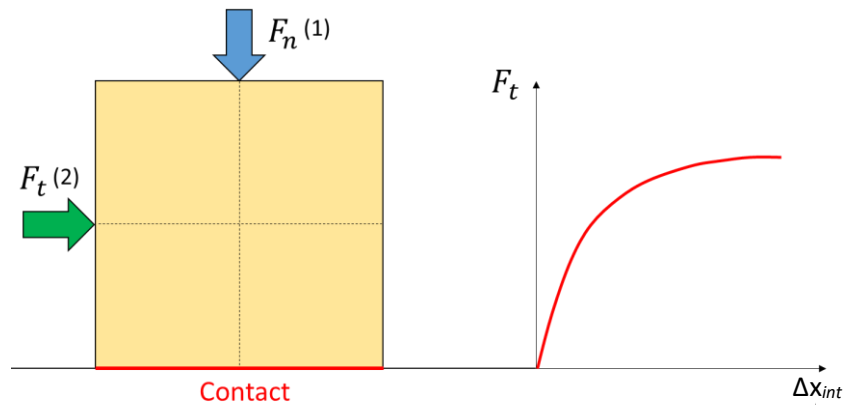


Figure 1-29 : Principe général d'un modèle de contact. Application d'un effort normal (1) et d'un effort tangentiel (2). Relation non-linéaire entre l'effort tangentiel F_t et le glissement Δx_{int} (droite).

Certaines études [ARM, 1994] [ADA, 2000] dressent un panorama quasi-complet des modèles de contact existants et de leurs domaines d'application. Ces modèles peuvent être répartis en deux catégories:

- **Les modèles phénoménologiques** : ces modèles nécessitent une identification de leurs paramètres à l'aide de campagnes d'essais spécifiques. Par ailleurs, leur formulation s'intéresse peu aux phénomènes physiques réellement à l'œuvre. Ils ont cependant l'avantage, lorsqu'ils sont « identifiés », de donner de très bons résultats et de pouvoir être facilement intégrés dans des modèles systémiques complexes comme des boucles d'asservissement.
 - Ex: Coulomb, Dahl [DAH, 1968], Valanis [VAL, 1980] [GAU, 1997], LuGre [ALS, 2008].
- **Les modèles constitutifs** : ces modèles se basent sur les phénomènes physiques réellement à l'œuvre. Ils sont définis à partir des données géométriques, matériaux, de contact et de chargement du contact étudié. L'obtention de ces données peut nécessiter des mesures annexes. Les modèles constitutifs sont généralement plus complexes que les modèles phénoménologiques mais ne nécessitent pas de campagnes d'essais d'identification.
 - Ex: Greenwood et Williamson [GRE, 1966], Olofsson [OLO, 1997], Eriten [ERI, 2011], Cohen-Cligerman [COH, 2008], JKR [JOH, 1971], Persson [PER, 2001].

Une surface réelle est parsemée d'aspérités, ce qui la rend « rugueuse ». Dans les modèles phénoménologiques, les surfaces sont supposées lisses. Leur rugosité n'est pas modélisée. Elle est prise en compte indirectement dans les paramètres de ces modèles. A l'opposé, la rugosité des surfaces de contact fait partie intégrante de la définition des modèles constitutifs. Lorsque deux surfaces rugueuses sont comprimées l'une contre l'autre par un effort normal F_n , elles forment un contact rugueux. Les zones de contact effectives se situent au niveau des aspérités, comme le montre la Figure 1-30.



Figure 1-30 : Comportement normal de deux surfaces rugueuses comprimées l'une contre l'autre [LOR, 2012].

Dans les modèles constitutifs, la définition du comportement tangentiel global d'un contact prend en compte le comportement local de ces micro-contacts et la relation entre F_t et Δx_{int} obtenue à l'allure de la courbe présentée sur la Figure 1-29.

1.3.2.1.2 Modélisation numérique du contact

La principale difficulté dans la modélisation numérique du contact est la prise en compte de la rugosité des surfaces. Certains auteurs mettent en place ce type d'approche [MAJ, 1990] [BJO, 1994], mais seulement à une échelle locale de quelques $10^{\text{ème}}$ de mm, comme le montre la Figure 1-31.

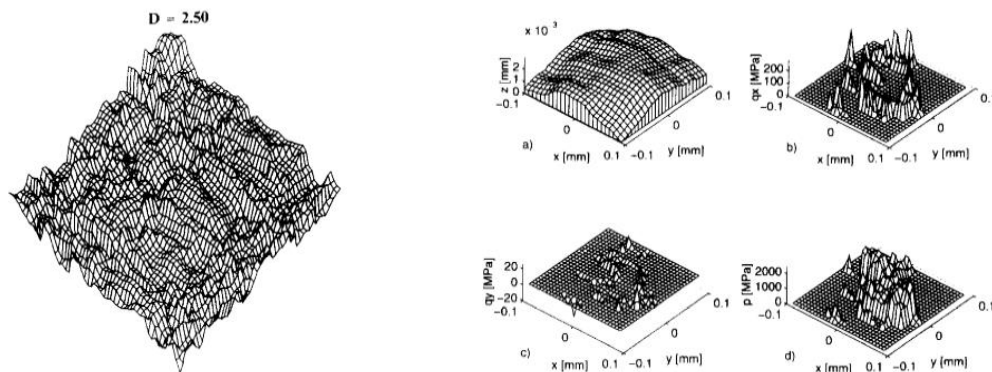


Figure 1-31 : Modélisation numérique de la rugosité des contacts. Travaux de Majumdar (gauche) et de Bjorklund (droite) [MAJ, 1990] [BJO, 1994].

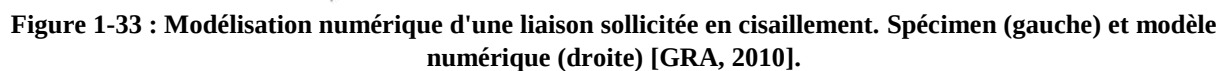
Cependant, il n'existe pas, à notre connaissance, de modèle numérique alliant cette modélisation locale de la rugosité à la modélisation globale d'une liaison vissée. Une telle approche impliquerait la mise en place de modèles multi-échelles très coûteux en temps de calcul, ce qui ne nous semble pas adapté à ces travaux.

D'autres auteurs implémentent des modèles de contact constitutifs par le biais de routines de calcul (ex : Python, Matlab). Par exemple, Blanchard [BLA, 2004] prend en compte la rugosité en couplant un modèle Nastran à une routine Matlab. Celle-ci met à jour les propriétés du contact à chaque incrément de calcul. Nélis [NEL, 2006] développe un modèle semi-analytique de contact qui permet d'améliorer le temps de calcul par rapport à la méthode classique des éléments finis. Shamoto [SHA, 2014] modélise la torsion d'une liaison vissée en implémentant une routine de contact dans un logiciel de calcul.

Un modèle de contact tangentiel numérique couramment utilisé [HIB, 1992] par défaut dans les codes de calcul est une variante locale du modèle de Coulomb « classique ». Il s'agit d'un modèle phénoménologique, dans lequel la rugosité des surfaces n'apparaît pas directement. Ce modèle de Coulomb « élastique » permet de prendre en compte une raideur tangentielle de contact et est défini pour chaque couple de nœuds en contact, comme illustré par la Figure 1-32.



Gray [GRA, 2010] étudie le comportement en cisaillement de liaisons boulonnées dans le cas d'assemblages de plaques composites.



Dinger [DIN, 2011] modélise les frottements entre les pièces, sous la tête de vis et dans les filets lors du phénomène de dévissage.

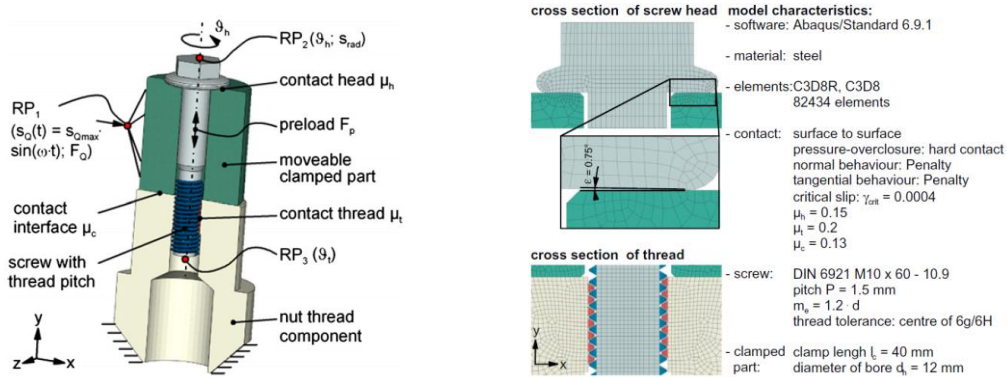


Figure 1-34 : Modélisation numérique du dévissage d'une liaison vissée. Vue d'ensemble (gauche) et vue locale des contacts (droite) [DIN, 2011].

Les coefficients de frottement μ sont issus de données expérimentales et un glissement critique g_c de 0.04 % de la dimension représentative des contacts est choisi arbitrairement de façon à améliorer la convergence des calculs.

Pour récapituler concernant la définition du modèle de Coulomb élastique dans la littérature, il semble que le coefficient de frottement μ soit souvent recalé sur résultats expérimentaux et que le glissement critique g_c soit un paramètre ajustable de façon relativement arbitraire afin de faire converger les calculs.

1.3.2.1.3 Conclusions intermédiaires sur la modélisation des contacts

Dans ces travaux, le développement et la validation du modèle analytique de cisaillement impliquent des confrontations analytiques / numériques dans le cadre d'une démarche par plan d'expériences. Afin d'avoir une certaine cohérence entre les modélisations analytique et numérique des contacts, nous proposons une approche originale qui consiste à utiliser une approche couplée entre un modèle phénoménologique et un modèle constitutif.

Nous proposons d'utiliser un modèle phénoménologique fréquemment utilisé dans les logiciels de calcul actuels, qui est une variante locale du modèle de Coulomb classique, et d'identifier ses paramètres μ et g_c à l'aide d'un modèle constitutif. Concernant ce dernier, le modèle EPB [ERI, 2011] semble être le meilleur candidat, car il est le seul à notre connaissance à avoir été appliqué dans le cas de liaisons. Par ailleurs, il a été confronté à des résultats expérimentaux et a donné des résultats encourageants. Ainsi, **nous proposons d'utiliser le modèle constitutif de contact EPB pour identifier les paramètres μ et g_c tout en prenant en compte le caractère rugueux des contacts.**

Concernant le contact entre les pièces, **nous proposons de prendre en compte le mécanisme de propagation du glissement en s'inspirant des travaux de Groper [GRO, 1985].**

1.3.2.2 Autres sollicitations

Concernant le comportement en traction-compression et en flexion d'une liaison vissée isolée (voir 1.3.1.3 et 1.3.1.4), les modèles respectifs de Zhang [ZHA, 2005] et de Naruse [NAR, 2012] supposent que ces comportements sont non-linéaires. Bien que ces comportements réels ne soient pas pris en compte dans ces travaux, ils pourront faire l'objet de travaux ultérieurs en se basant sur une démarche similaire à celle mise en place pour le cisaillement. **Dans ces travaux, nous considérerons que le comportement réel des liaisons vissées est linéaire en traction-compression et en flexion,** et qu'il est donc entièrement défini par les raideurs correspondantes définies dans les parties 1.2.2.3 et 1.2.2.4.

Il n'existe pas, à notre connaissance, de modèle analytique de comportement non-linéaire en torsion d'une liaison vissée isolée (voir 1.3.1.6). Le modèle de Shamoto [SHA, 2014] ne peut pas être considéré comme un modèle analytique car il s'agit plutôt d'une adaptation d'un code de calcul. Dans ces travaux, l'étude du comportement en torsion n'est pas une priorité car nous verrons que la sollicitation de torsion est le plus souvent négligeable. Cependant, nous devons l'étudier pour définir une formulation explicite de la raideur initiale en torsion d'un connecteur linéaire, comme évoqué dans 1.2.2.5. Dans ces travaux, **nous proposons de développer un modèle de comportement en torsion afin d'identifier une formulation explicite de la raideur initiale en torsion d'une liaison vissée.**

Concernant les sollicitations combinées (voir 1.3.1.6), il n'existe pas de modèle analytique de comportement non-linéaire d'une liaison vissée isolée. Les modèles existants font toujours intervenir une structure plus ou moins complexe dans laquelle la liaison est incluse. Dans ces travaux, l'étude du comportement en sollicitations combinées n'est pas une priorité en soi. Cependant, nous verrons que certaines sollicitations peuvent avoir une influence sur le comportement en cisaillement, qui lui est notre priorité. Dans ces travaux, **nous proposons de prendre en compte l'influence de certaines sollicitations sur le comportement en cisaillement d'une liaison vissée et sur le glissement des pièces.** Il s'agit donc d'une étude partielle des sollicitations combinées. Une étude plus complète pourra faire l'objet de travaux ultérieurs en se basant sur une démarche similaire à celle mise en place dans ces travaux pour le cisaillement.

Concernant la sollicitation thermique (voir 1.3.1.7), des travaux existent et suggèrent que le comportement est également non-linéaire. Cependant, aucun de ces travaux n'étudie une sollicitation thermique exclusive qui pourrait s'apparenter à celle rencontrée par un véhicule spatial en phase orbitale. Ainsi, la littérature actuelle ne permet pas de conclure sur le comportement réel d'une liaison vissée soumise à ce type de sollicitation. A notre connaissance, le seul modèle analytique qui pourrait éventuellement se rapprocher de notre cas d'étude est le modèle de bilame décrit par Boudet [BOU, 1989]. Il s'agit d'un modèle linéaire sans liaison vissée, mais qui permet de supposer que si l'assemblage des barres était réalisé par une liaison vissée, le comportement tangentiel d'une telle structure ferait intervenir les frottements et serait donc non-linéaire. Dans ces travaux, l'étude de la sollicitation thermique n'est pas une priorité en soi. Cependant, nous verrons que cette sollicitation peut avoir une influence sur le comportement en cisaillement, qui lui est une priorité. Dans ces travaux, **nous proposons de prendre en compte l'influence de la sollicitation thermique sur le comportement en cisaillement d'une liaison vissée et le glissement des pièces**, de la même façon que pour les sollicitations combinées. Il s'agit d'une étude partielle de cette sollicitation. Une étude plus complète pourra faire l'objet de travaux ultérieurs. Nous verrons par ailleurs que l'influence des sollicitations combinées et celle de la sollicitation thermique sur le comportement en cisaillement présentent des similarités.

1.3.3 Etude bibliographique des bancs d'essais existants

Afin d'avoir des références expérimentales concernant le comportement réel des liaisons vissées, nous devons disposer de résultats d'essais fiables. Dans ces travaux, le comportement en cisaillement est étudié en priorité, cependant nous souhaitons également étudier l'influence de certaines sollicitations combinées et d'une sollicitation thermique sur ce comportement en cisaillement. Bien que les sollicitations dynamiques aient été ramenées à des sollicitations quasi-statiques dans ces travaux (voir 1.3.2.1), nous avons également souhaité étudier expérimentalement le comportement dynamique des liaisons vissées, afin de mettre en évidence certains aspects purement liés à ce type de sollicitation et permettant d'ouvrir vers d'autres travaux.

Dans la littérature évoquée précédemment, des bancs d'essais quasi-statiques, thermiques et dynamiques ont été développés pour différents types de sollicitations, mais les mesures ne sont jamais réalisées strictement dans la zone de la liaison. Le comportement mesuré n'est donc jamais strictement le comportement local d'une liaison. Or, dans ces travaux, nous souhaitons mesurer le comportement local des liaisons vissées, afin d'avoir une cohérence entre nos résultats d'essai et le développement des modèles analytiques. Ainsi, la plupart des résultats des essais issus de la littérature ne peuvent pas être pris comme référence dans ces travaux. Il a donc fallu envisager de développer de nouveaux bancs d'essais qui puissent permettre de répondre à nos attentes.

Une étude est réalisée afin de s'appuyer sur certaines pratiques expérimentales existantes concernant les sollicitations quasi-statique, thermique et dynamique et qui permettraient éventuellement de mesurer le comportement local des liaisons vissées.

1.3.3.1 Sollicitation quasi-statique

Les travaux de Kartal [KAR, 2011] concernent l'étude du comportement tangentiel de contacts préchargés, comme le montre la Figure 1-35.

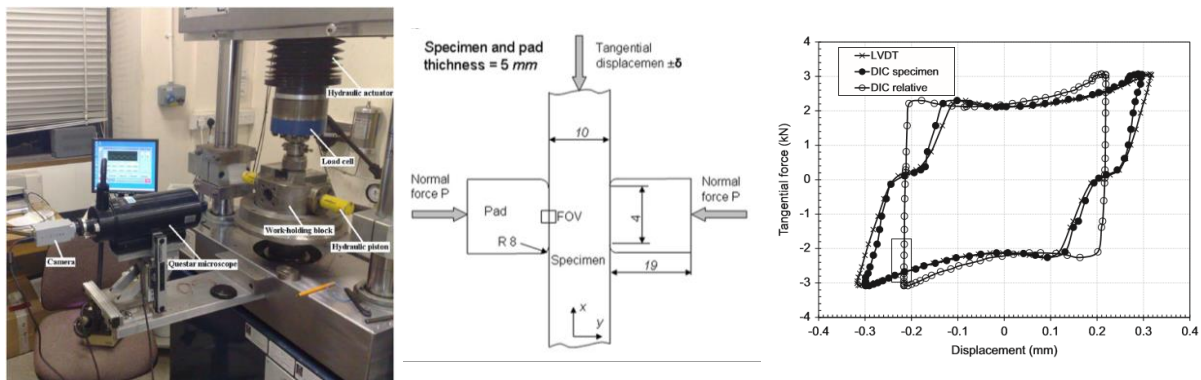


Figure 1-35 : Mesures du comportement tangentiel de deux contacts préchargés sollicités en cisaillement. Banc d'essais (gauche), spécimen (centre) et résultats (droite) [KAR, 2011].

La charge normale est maintenue constante par des pistons hydrauliques. Un déplacement quasi-statique est imposé par une machine de traction hydraulique. La corrélation d'images est utilisée pour mesurer le déplacement local des pièces. L'avantage de ce moyen de mesure sans contact est qu'il est non-intrusif, ce qui permet de ne pas perturber le comportement du spécimen. Kartal montre notamment que les résultats obtenus avec la corrélation d'images sont plus précis qu'avec des moyens de mesure classiques comme des capteurs LVDT. En effet, la corrélation d'images permet de faire des mesures ciblées dans la zone d'intérêt alors que cette zone est inaccessible avec des capteurs classiques.

De Crevoisier [CRE, 2012] étudie l'évolution des propriétés des contacts dans une liaison boulonnée. Il utilise deux caméras afin de mesurer le comportement local sur deux faces du spécimen simultanément, comme le montre la Figure 1-36.

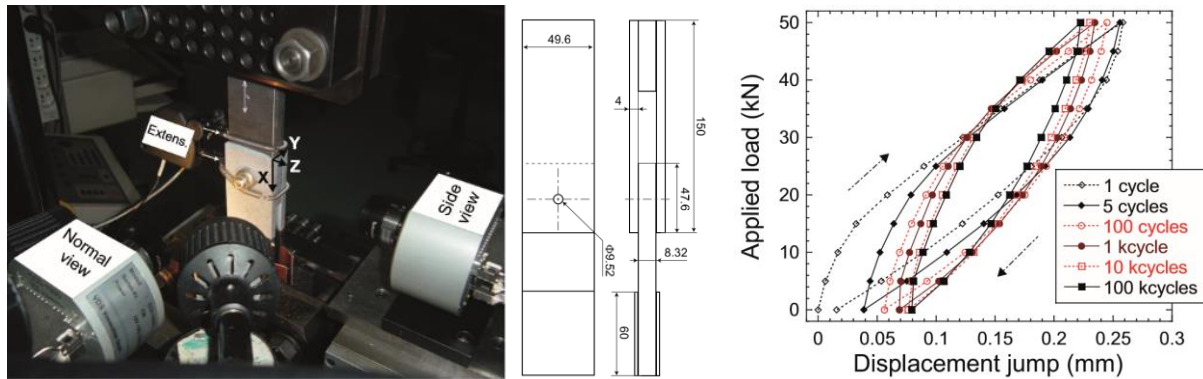


Figure 1-36 : Mesures du comportement tangentiel d'un assemblage boulonné sollicité en double-cisaillement. Banc d'essai (gauche), spécimen (centre) et résultats (droite) [CRE, 2012].

Il étudie le comportement de la liaison sur plusieurs cycles de chargement quasi-statiques et met notamment en évidence l'influence du nombre de cycles de sollicitation sur le comportement des contacts. Un capteur d'effort permet de mesurer la variation de l'effort normal dans la liaison. Les mesures par corrélation d'images sont confrontées à des mesures par extensomètre. Les résultats montrent notamment que le nombre de cycles de chargement a un impact non-négligeable sur la boucle d'hystérésis surtout entre 1 et 5 cycles de chargement. Bien que très proches de nos attentes, nous avons jugé que les résultats de ces essais ne pouvaient pas servir de référence directe, car ils concernent le comportement d'une liaison boulonnée et non pas vissée.

1.3.3.2 Sollicitation thermique

Lyons [LYO, 1996] développe un banc d'essais permettant de faire des mesures de déformations à haute température dans une enceinte thermique. Pour cela, il utilise un système de mesures par stéréo-corrélation d'images. Ses travaux sont illustrés par la Figure 1-37.

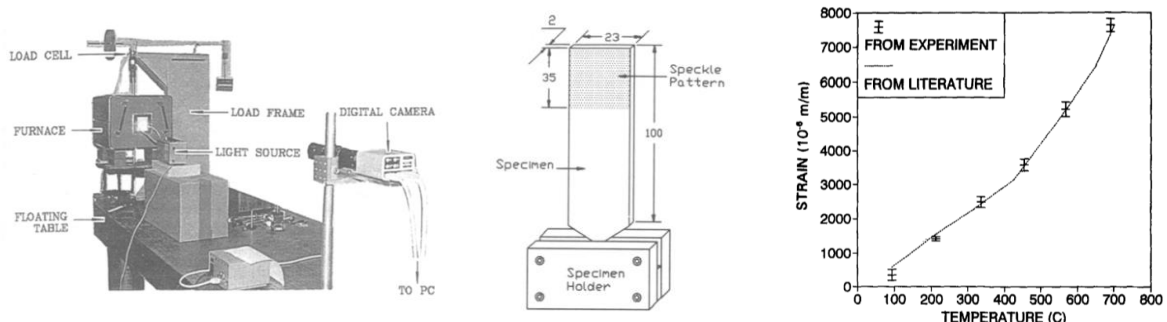


Figure 1-37 : Mesures de la dilatation thermique d'une plaque par stéréo-corrélation d'images. Banc d'essai (gauche), spécimen (centre) et résultats (droite) [LYO, 1996].

Plusieurs spécimens sont soumis à différents types de sollicitations et notamment une sollicitation thermique allant jusqu'à 650°C. D'après les auteurs, l'indice de réfraction de la vitre de l'enceinte thermique doit être maintenu constant tout au long de l'essai (par exemple en utilisant une vitre en quartz) afin d'éviter toute distorsion des images. Dans ces conditions, la précision des mesures de déformations par corrélation d'images à hautes températures est identique à celle à température ambiante d'après les auteurs.

Pan [PAN, 2010] met en place le même type de mesures, mais en environnement thermique transitoire, pour des températures allant jusqu'à 550°C. Il met également en évidence l'influence de la qualité de la vitre sur la précision des mesures par corrélation d'images. Il réalise des mesures de

coefficients de dilatation thermique qui valident les mesures de déformations par corrélation d'images à hautes températures. Bing [BIN, 2009] réalise des mesures de coefficients de dilatation thermique sur des films minces par corrélations d'images sur une plage de températures de 20-140 °C. Il obtient une bonne corrélation avec les valeurs de la littérature et confirme que la corrélation d'images donne de bons résultats en température.

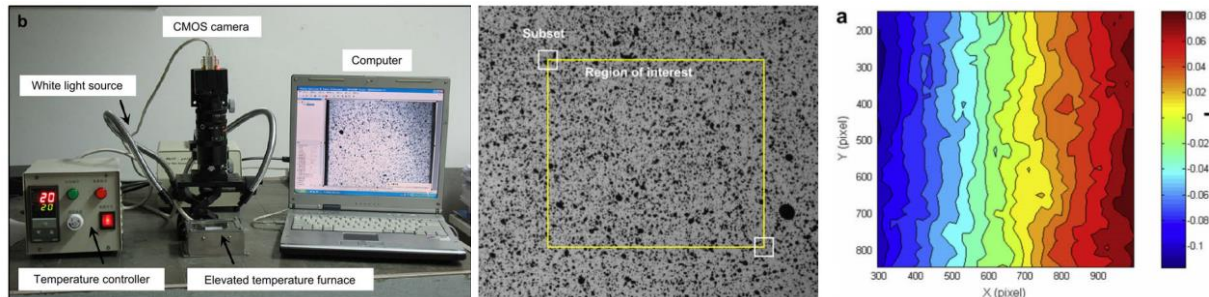


Figure 1-38 : Mesures du coefficient de dilatation de films minces. Banc d'essai (gauche), spécimen (centre) et résultats (droite) [BIN, 2009].

1.3.3.3 Sollicitation dynamique

Heimbs [HEI, 2013] réalise des essais dynamiques sur plusieurs spécimens afin de tester l'influence de la vitesse de sollicitation sur leur mode de rupture. Les vitesses de sollicitation vont de 2 à 10 m/s. Ses travaux sont illustrés par la Figure 1-39.

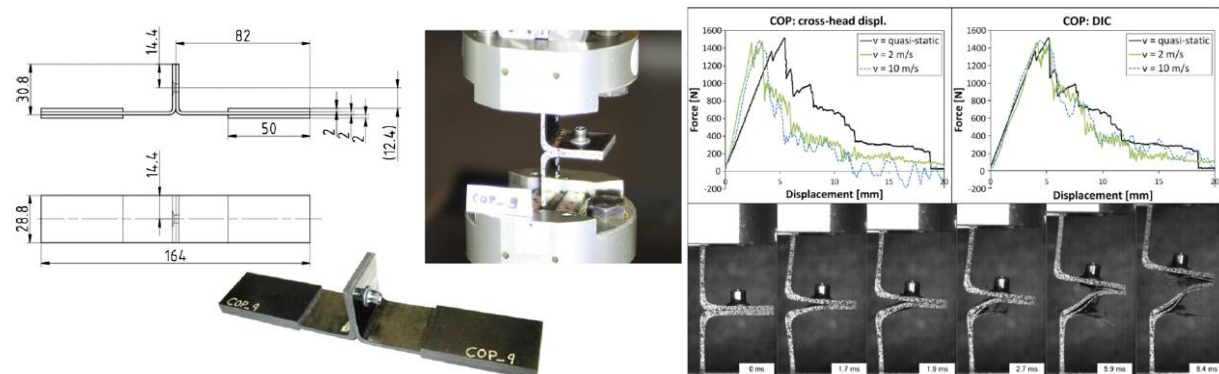


Figure 1-39 : Mesures dynamiques de déplacements par corrélation d'images. Spécimen (gauche), montage expérimental (centre) et résultats (droite) [HEI, 2013].

Les images sont réalisées avec une caméra rapide à une fréquence de 50000 images/s. Ces images sont post-traitées avec un logiciel de corrélation d'images classique. Les résultats obtenus montrent l'intérêt de la mesure par caméra rapide pour mettre en évidence les phénomènes dynamiques. Les mesures dynamiques sont plus bruitées que les mesures quasi-statiques.

Ehrhardt [EHR, 2014] développe un banc d'essais permettant de mesurer les fréquences propres et les déformées modales d'un spécimen de type poutre. Ses travaux sont illustrés par la Figure 1-40.

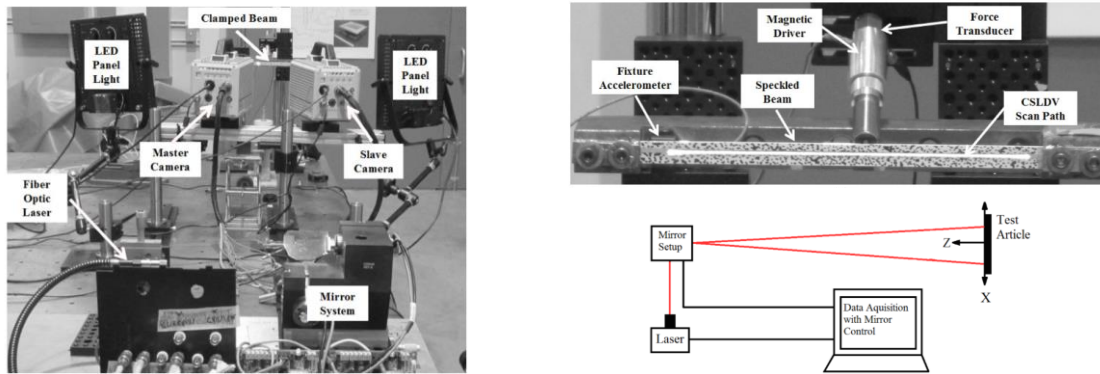


Figure 1-40 : Mesure du comportement dynamique d'une poutre par corrélation d'images et vibrométrie laser [EHR, 2014].

Il compare les mesures réalisées avec deux caméras rapides à celles d'un système de vibrométrie laser. L'erreur de mesure sur les fréquences propres est faible, autant pour les lasers que pour les caméras. D'après l'auteur, les deux types de mesures testées sont adaptées à des mesures de déplacements / vitesses haute précision. Les lasers ont notamment l'avantage d'avoir une meilleure résolution spatiale comparée aux caméras, tandis que les caméras ont l'avantage de donner accès à un champ de points de mesure, alors que la mesure laser est ponctuelle. Beberniss [BEB, 2012] compare également les mesures par caméra rapide à des mesures laser et produit des conclusions similaires. Il met en garde sur la précision des mesures par caméra rapide, pour des fréquences d'excitation élevées.

1.3.3.4 Conclusion intermédiaire sur les bancs d'essais

D'après les travaux expérimentaux étudiés, la mesure par corrélation d'images semble être la mieux adaptée pour mesurer le comportement local des liaisons vissées. En effet, il s'agit d'une technique de mesure sans contact qui, d'une part permet de viser précisément une zone de mesure donnée et d'autre part qui ne perturbe pas le comportement local de la liaison et du spécimen. D'après les auteurs, la corrélation d'images peut être utilisée autant à température ambiante qu'en température. Les températures élevées peuvent poser problème en altérant la qualité de l'image et ainsi la précision des mesures. Cependant, certaines précautions peuvent être prises pour limiter ces perturbations, notamment en s'assurant de la qualité de la vitre de l'enceinte thermique. La corrélation d'images semble aussi donner de bons résultats en dynamique. Dans ce cas, une ou plusieurs caméras rapides doivent être utilisées et certaines précautions doivent être prises lors de la mesure. En particulier, certains auteurs cumulent des mesures par corrélation d'images à des mesures par vibrométrie, afin de pouvoir confronter les résultats issus de ces deux moyens de mesure. La précision des mesures semble avoir quelques limitations en dynamique, en particulier dans les hautes fréquences.

Concernant les autres moyens de mesure, De Crevoisier [CRE, 2012] applique une sollicitation en déplacement à l'aide d'une machine de traction et utilise un capteur d'effort afin de mesurer la variation de l'effort normal dans la liaison pendant l'essai. Cette méthode de mesure est pratique, cependant nous verrons que la présence du capteur d'effort perturbe le comportement local de la liaison. Lyons [LYO, 1996] utilise une enceinte thermique afin d'appliquer une variation de température et réalise des mesures de déformations par jauges cumulées à la corrélation d'images. En dynamique, des vibromètres laser sont utilisés pour mesurer des vitesses [EHR, 2014] [BEB, 2012].

Dans ces travaux, **nous proposons d'utiliser la mesure par corrélations d'images lorsque cela est possible en raison des différents avantages évoqués.** Par ailleurs, **nous nous appuyerons sur certains aspects comme la configuration et les moyens de mesures des bancs d'essais présentés pour le développement de nouveaux bancs mieux adaptés à nos travaux.**

1.4. Marges de calcul (« MoS »)

Dans la méthode de dimensionnement actuelle, les actions mécaniques issues des connecteurs linéaires à l'issue des simulations numériques sont utilisées dans des marges de calcul. Ces marges sont associées aux modes de défaillance évoqués dans l'introduction de ces travaux.

1.4.1 Revue de l'existant sur les marges de calcul

D'après [ESA, 2013], une liaison vissée doit actuellement vérifier les marges de calcul du Tableau 1-2.

Marge Sollicitation(s)	Tenue de la vis	Tenue des pièces	Non- détachement	Non-glissement	Dévisage
Serrage	x				
Traction	x		x		
Compression					
Cisaillement		x		x	
Flexion					
Torsion					
Combinées	x		x	x	
Thermique	x		x	x	

Tableau 1-2: Marges de calcul à vérifier dans la méthode de dimensionnement actuelle. Focalisation sur les marges de non-glissement.

Des marges de calcul (« MoS ») existent pour différents types de sollicitations et modes de défaillance. Elles sont associées à des critères de dimensionnement provenant de modèles analytiques de comportement plus ou moins réalistes. Comme le mode de défaillance « glissement des pièces » est étudié en priorité dans ces travaux, seules les marges de non-glissement correspondantes sont examinées dans ces travaux. Les autres marges pourront être étudiées dans des travaux ultérieurs.

Dans la suite de cette partie, les marges de non-glissement actuelles sont détaillées. Les variables intervenant dans ces marges sont détaillées dans la nomenclature générale (voir §1.2.2.1 pour la définition des axes).

1.4.2 Cisaillement (uniaxial)

Lorsqu'une liaison vissée est soumise à une sollicitation de cisaillement uniaxiale, il y a un risque de glissement des pièces. Le critère de non-glissement correspondant se traduit par la relation (9).

$$F_x \leq \mu_p P_0 \quad (9)$$

Ce critère se base sur le modèle de Coulomb classique évoqué sur la Figure 1-32. Il traduit le fait que l'effort de cisaillement total F_x doit rester inférieur à l'effort tangentiel de saturation $\mu_p \times P_0$. La marge de calcul associée se traduit par la relation (10).

$$MoS_{slip,cis} = \frac{\mu_p P_0}{F_x} - 1 \quad (10)$$

1.4.3 Sollicitations combinées

Plusieurs marges de non-glissement en sollicitations combinées sont actuellement utilisées dans l'industrie spatiale. Elles découlent toutes de la norme ECSS [ESA, 2010] et sont associées aux critères de dimensionnement suivants :

- Critère MECANO-ID « MID » et Thalès Alenia Space « TAS »

Ce critère est valable pour des sollicitations combinées de cisaillement-traction/compression. Il est défini par la relation (11), à un coefficient de transfert de charge λ près.

$$F_s \leq \mu_p (P_0 - F_z) \quad (11)$$

Il fait intervenir l'effort de traction-compression F_z . La marge de calcul associée à ce critère est donnée par la relation (12). Dans cette dernière, les différents coefficients de sécurité sont négligés.

$$MoS_{slip,comb,MID-TAS} = \frac{\mu_p (P_0 - F_z)}{F_s} - 1 \quad (12)$$

L'effort de cisaillement F_s est défini par la relation (13).

$$F_s = \sqrt{F_x^2 + F_y^2} \quad (13)$$

- Critère Airbus Defense and Space « ADS »

Ce critère est valable pour des sollicitations combinées de cisaillement-traction/compression-torsion. Il est défini par la relation (14).

$$F_s + \frac{M_z}{r_m} \leq \mu_p (P_0 - F_z) \quad (14)$$

Il prend en compte le moment de torsion M_z . r_m peut être pris comme le rayon moyen du contact entre les pièces. La marge de calcul associée à ce critère est donnée par la relation (15).

$$MoS_{slip,comb,ADS} = \frac{\mu_p (P_0 - F_z)}{F_s + \frac{M_z}{r_m}} - 1 \quad (15)$$

1.4.4 Thermique

Un critère de non-glissement thermo-élastique est évoqué dans [ESA, 2013]. Il est défini par la relation (16).

$$F_s \leq \mu_p (P_0 + \Delta P) \quad (16)$$

ΔP est la variation d'effort normal dans la liaison due à la variation de température. La marge de calcul associée à ce critère est donnée par la relation (17).

$$MoS_{slip,th} = \frac{\mu_p (P_0 + \Delta P)}{F_s} - 1 \quad (17)$$

1.4.5 Démarche d'amélioration des marges de calcul

Les critères de dimensionnement actuels et les marges de calcul associées se basent sur le modèle de Coulomb classique. Or, la littérature étudiée dans 1.3.1.2 montre que ce modèle n'est clairement pas adapté à la modélisation du comportement non-linéaire en cisaillement des liaisons vissées et donc à l'identification de critères de dimensionnement et de marges de calcul réalistes.

Ainsi, dans ces travaux, **nous proposons dans un premier temps une discussion concernant les marges de calcul actuelles, puis dans un second temps d'extraire de nouvelles marges de non-glissement des nouveaux modèles analytiques développés.**

1.5. Démarche de travail

L'étude d'investigation de ce chapitre a permis d'identifier des améliorations possibles de la méthode de dimensionnement actuelle des liaisons vissées. Ces améliorations sont orientées selon les 3 axes définis dans l'introduction.

1.5.1 Configuration et raideurs des connecteurs linéaires

Dans une première approche, le type et la configuration des connecteurs linéaires actuels peuvent être conservés, car nous verrons qu'ils ont une influence faible relativement aux raideurs utilisées dans ces connecteurs. Cependant, **nous proposons de développer une nouvelle configuration de connecteur linéaire qui nous semble plus en accord avec les avancées de ces travaux**. Concernant les raideurs de ces connecteurs, elles ont pour l'instant des valeurs génériques. **Nous proposons de définir des formulations analytiques explicites des raideurs d'une liaison vissée afin d'alimenter un nouveau connecteur linéaire**. Les valeurs obtenues seront également utilisées pour des confrontations avec les valeurs génériques actuelles.

Certaines de ces formulations analytiques existent déjà dans la littérature. C'est le cas pour les raideurs en traction/compression et flexion, qui sont définies par la VDI 2230. Cependant, il n'existe pas, à notre connaissance, de formulations analytiques explicites des raideurs en cisaillement et en torsion d'une liaison vissée. Ainsi, dans ces travaux, **nous proposons de développer des formulations analytiques explicites des raideurs en cisaillement et en torsion d'une liaison vissée**.

1.5.2 Correction du comportement des connecteurs linéaires

Actuellement, les actions mécaniques issues des connecteurs linéaires sont utilisées directement dans des marges de calcul. Or, la littérature montre que le comportement réel d'une liaison vissée est non-linéaire pour la plupart des sollicitations rencontrées lors de son fonctionnement. Ainsi, les actions mécaniques issues des modèles industriels sont pour la plupart erronées. Leur utilisation directe dans des marges de calcul entraîne donc inévitablement un dimensionnement non-optimisé, avec les problématiques de masse embarquée « inutile » associées. Dans ces travaux, **nous proposons de corriger le comportement des connecteurs linéaires a posteriori des simulations numériques industrielles avant d'utiliser les grandeurs qui en sont issues dans des marges de calcul**.

Pour faire cela, il faut être en mesure de prévoir le comportement réel non-linéaire d'une liaison vissée à partir du comportement d'un connecteur linéaire. Dans ces travaux, **le mode de défaillance « glissement des pièces » et le comportement en cisaillement des liaisons vissées sont étudiés en priorité** car ces deux aspects sont liés.

Dans un premier temps, **nous proposons de développer un modèle analytique de comportement non-linéaire d'une liaison vissée isolée sollicitée en cisaillement simple**. Pour développer ce modèle, **nous proposons de prendre en compte le comportement tangentiel des contacts par le biais d'une approche couplée phénoménologique / constitutive**. Dans cette approche, un modèle de Coulomb élastique (voir Figure 1-32) est utilisé comme base de modélisation et ses paramètres (coefficient de frottement μ et glissement critique g_c) sont identifiés à partir du modèle de contact EPB [ERI, 2011].

De plus, **nous proposons de prendre en compte le mécanisme de propagation du glissement décrit par Groper [GRO, 1985] afin de décrire la phase de glissement partiel.**

Dans un second temps, afin d'étudier l'influence des sollicitations combinées sur le comportement en cisaillement, **nous proposons d'étudier l'influence de certaines sollicitations combinées et d'une sollicitation thermique uniforme sur le comportement en cisaillement des liaisons vissées.** Nous verrons entre autres que les sollicitations de traction/compression et de flexion ont un impact non-négligeable sur le comportement en cisaillement et donc sur le glissement des pièces.

1.5.3 Marges de calcul

Dans ces travaux, les marges de calcul de non-glissement des pièces sont étudiées en priorité. Elles se basent sur le modèle de Coulomb classique (voir Figure 1-32), qui nous semble trop simpliste pour traduire le comportement réel des liaisons vissées. De plus, elles ne font pas apparaître explicitement le glissement car elles sont formulées en effort.

Ainsi, **nous proposons d'extraire de nouvelles marges de calcul des nouveaux modèles analytiques développés dans ces travaux.**

1.5.4 Transition vers le chapitre 2

Dans le chapitre 2, des bancs et des spécimens d'essais sont développés. Les objectifs sont les suivants:

- *mettre en évidence expérimentalement le comportement en cisaillement de liaisons vissées soumises à des sollicitations relativement proches de celles rencontrées par un véhicule spatial ;*
- *identifier les spécificités de chaque type de sollicitations sur le comportement en cisaillement des liaisons vissées et le glissement des pièces ;*
- *disposer de résultats de référence pour les confrontations avec des modèles numériques détaillés et industriels des spécimens d'essai (chapitres 3 et 5 respectivement) ;*
- *identifier les phénomènes prépondérants à prendre en compte dans le développement des modèles analytiques (chapitre 4).*

CHAPITRE 2 : ETUDE EXPERIMENTALE

Dans ce chapitre, des bancs et des spécimens d'essais sont développés. Les objectifs sont les suivants:

- *mettre en évidence expérimentalement le comportement en cisaillement de liaisons vissées soumises à des sollicitations relativement proches de celles rencontrées par un véhicule spatial ;*
- *identifier les spécificités de chaque type de sollicitations sur le comportement en cisaillement des liaisons vissées et le glissement des pièces ;*
- *disposer de résultats de référence pour les confrontations avec des modèles numériques détaillés et industriels des spécimens d'essai (chapitres 3 et 5 respectivement) ;*
- *identifier les phénomènes prépondérants à prendre en compte dans le développement des modèles analytiques (chapitre 4).*

Table des matières

2.1.	Introduction.....	54
2.2.	Essai quasi-statique de double cisaillement	56
2.2.1.	Objectif de l'essai	56
2.2.2.	Conception du spécimen et du banc d'essai.....	56
2.2.3.	Post-traitement des mesures brutes.....	58
2.2.4.	Analyse des résultats	61
2.2.5.	Validité des résultats du banc d'essais quasi-statique	62
2.3.	Essai thermique.....	63
2.3.1.	Objectif de l'essai	63
2.3.2.	Conception du spécimen et du banc d'essai.....	63
2.3.3.	Post-traitement des mesures brutes	66
2.3.4.	Analyse des résultats	69
2.3.5.	Validité des résultats du banc d'essais thermique	72
2.4.	Essai dynamique.....	73
2.4.1.	Objectif de l'essai	73
2.4.2.	Conception du banc et du spécimen d'essai.....	73
2.4.3.	Post-traitement des mesures brutes	76
2.4.4.	Analyse des résultats	82
2.4.5.	Validité des résultats du banc d'essais dynamique	87
2.5.	Conclusions et perspectives sur l'étude expérimentale.....	89
2.5.1.	Récapitulation.....	89
2.5.2.	Perspectives d'améliorations des bancs d'essais	90
2.5.3.	Transition vers le chapitre 3	92

2.1. Introduction

Dans le chapitre 1, nous avons vu que les principales sollicitations rencontrées par un véhicule spatial sont des sollicitations dynamiques et thermiques. Les sollicitations dynamiques sont plutôt associées à la phase de lancement tandis que les sollicitations thermiques sont plutôt associées à la phase orbitale.

Afin d'étudier ces deux types de sollicitations principales, trois types de bancs d'essais sont développés :

- Un banc d'essais quasi-statique, de type double-cisaillement
- Un banc d'essais thermique, de type bilame
- Un banc d'essais dynamique, de type équipement spatial

La sollicitation dynamique étant complexe par nature, le banc d'essais quasi-statique permet d'étudier cette sollicitation de façon équivalente sur un seul cycle de charge-décharge. Les bancs d'essais thermique et dynamique sont conçus pour se rapprocher de sollicitations et de structures réelles, de façon à pouvoir extrapoler les conclusions qui en sont issues à des véhicules spatiaux.

Ces bancs d'essais sont brièvement présentés dans le Tableau 2-1.

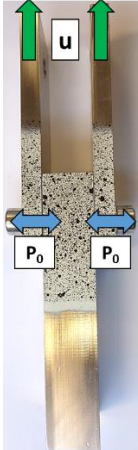
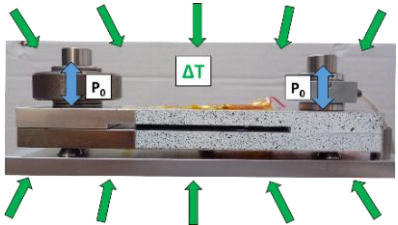
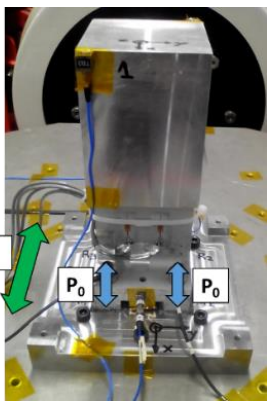
Sollicitation	Quasi-statique	Thermique	Dynamique
Type	Double-cisaillement	Bilame	Equipement spatial
Spécimen d'essai			
Sorties principales	- Comportement quasi-statique des liaisons - Glissement quasi-statique	- Comportement thermo-élastique des liaisons - Glissement thermo-élastique	- Comportement dynamique des liaisons - Glissement dynamique

Tableau 2-1 : Aperçus des spécimens et des sorties principales étudiées. Spécimen quasi-statique (gauche), thermique (centre) et dynamique (droite).

Les principales sorties de ces bancs d'essais sont :

- Le **comportement en cisaillement** de liaisons vissées soumises à ces différents types de sollicitations ;
- Le **glissement des pièces**.

L'étude du comportement en cisaillement est utile dans les confrontations avec les modèles numériques détaillés et industriels des spécimens d'essais, respectivement dans les chapitres 3 et 5. Elle est également nécessaire pour le développement des modèles analytiques dans le chapitre 4. L'étude du glissement est liée au comportement en cisaillement et constitue une des priorités de ces travaux.

Lors de la phase de lancement, une grandeur particulièrement intéressante est le **glissement résiduel**, c'est-à-dire le glissement des pièces restant lorsque le véhicule spatial atteint la phase orbitale. Comme le glissement induit une modification de la configuration initiale des pièces, il se peut que la configuration du véhicule spatial au début de la phase orbitale soit différente de celle au début de la phase lancement. Ceci peut en particulier avoir un impact sur les équipements de la charge utile, dont le dimensionnement ne prend pas en compte une telle modification de géométrie. Lors de la phase orbitale, une grandeur particulièrement intéressante est le **glissement maximal**, c'est-à-dire le glissement à la fin d'une phase de montée ou de descente en température. Ce glissement peut affecter la stabilité dimensionnelle du véhicule spatial, et en particulier, celle de certains instruments optiques de la charge utile. Bien que ces deux valeurs particulières du glissement des pièces nous intéressent dans ces travaux, le glissement est étudié dans son ensemble pour chaque type de sollicitation.

Le banc d'essais quasi-statique de double cisaillement s'inspire des travaux de De Crevoisier [CRE, 2012]. La sollicitation est un déplacement imposé à l'extrémité des plaques par une machine de traction. Cette sollicitation ne correspond pas aux sollicitations dynamiques réelles rencontrées lors du lancement, mais permet d'étudier un cycle de sollicitation. Cela constitue une première étape dans la compréhension et la mise en évidence des phénomènes physiques. La phase de glissement partiel évoquée dans le chapitre 1 est mise en évidence. C'est pendant cette phase que les phénomènes les plus intéressants, comme la propagation du glissement [GRO, 1985], sont censés se produire. La corrélation d'images est utilisée pour mesurer les déplacements locaux des liaisons vissées. L'effort de cisaillement est mesuré par la cellule de force de la machine de traction.

Le banc d'essais thermique de type bilame n'a pas d'équivalent dans la littérature à notre connaissance, mais sa conception s'appuie sur les travaux de Boudet [BOU, 1989] et de Lyons [LYO, 1996]. La sollicitation est une variation de température linéaire et uniforme imposée par une enceinte thermique. Cette sollicitation s'approche de la sollicitation réelle rencontrée en phase orbitale. En réalité, cette dernière correspond plutôt à un cyclage thermique chaud / froid, avec des températures variant approximativement entre -150°C et $+150^{\circ}\text{C}$. Dans un premier temps, ce banc d'essai a été conçu pour étudier ce type de cyclage, mais seul le cas chaud a pu être étudié pour des raisons évoquées dans la partie correspondante. La corrélation d'images est également utilisée pour mesurer les déplacements locaux d'une liaison vissée. D'autres moyens de mesure comme des jauges de déformations et un capteur d'effort sont utilisés pour mesurer le comportement du spécimen.

Le banc d'essais dynamique n'a pas d'équivalent dans la littérature à notre connaissance, cependant les moyens de mesure retenus s'inspirent des bancs d'essais de Beberniss [BEB, 2012], d'Ehrhardt [EHR, 2014] et d'Heimbs [HEI, 2010]. Le spécimen dynamique représente un équipement spatial de type masse déportée. La sollicitation est une accélération sinusoïdale imposée à la base du spécimen par une table vibrante. Cette sollicitation représente seulement une partie des sollicitations réelles rencontrées lors du lancement. En réalité, les sollicitations dynamiques sont souvent plus complexes (ex : vibrations aléatoires, chocs) et elles pourront faire l'objet de travaux ultérieurs. Dans un premier temps, ce banc d'essais a été conçu pour étudier le comportement des liaisons et le glissement pendant une sollicitation d'une durée ayant l'ordre de grandeur de celle d'un lancement typique, soit environ une minute. Cependant, pour des raisons évoquées dans la partie correspondante, seule la phase de montée en accélération en début d'essai a pu être post-traitée. Des caméras rapides et des vibromètres laser sont utilisés pour mesurer les déplacements et les vitesses locaux de deux liaisons sur les quatre présentes. D'autres moyens de mesure comme des accéléromètres, des jauges de déformations et des capteurs d'efforts sont utilisés pour mesurer le comportement du spécimen.

2.2. Essai quasi-statique de double cisaillement

2.2.1. Objectif de l'essai

L'objectif de cet essai est de mesurer le comportement local de liaisons vissées lorsque la structure dont elles font partie est sollicitée en cisaillement. Localement, les liaisons sont soumises à une sollicitation de cisaillement simple et le glissement des pièces est généré par cette sollicitation.

2.2.2. Conception du spécimen et du banc d'essai

La conception du spécimen et du banc d'essai s'inspire des travaux de De Crevoisier [CRE, 2012]. Le spécimen est illustré par la Figure 2-1.

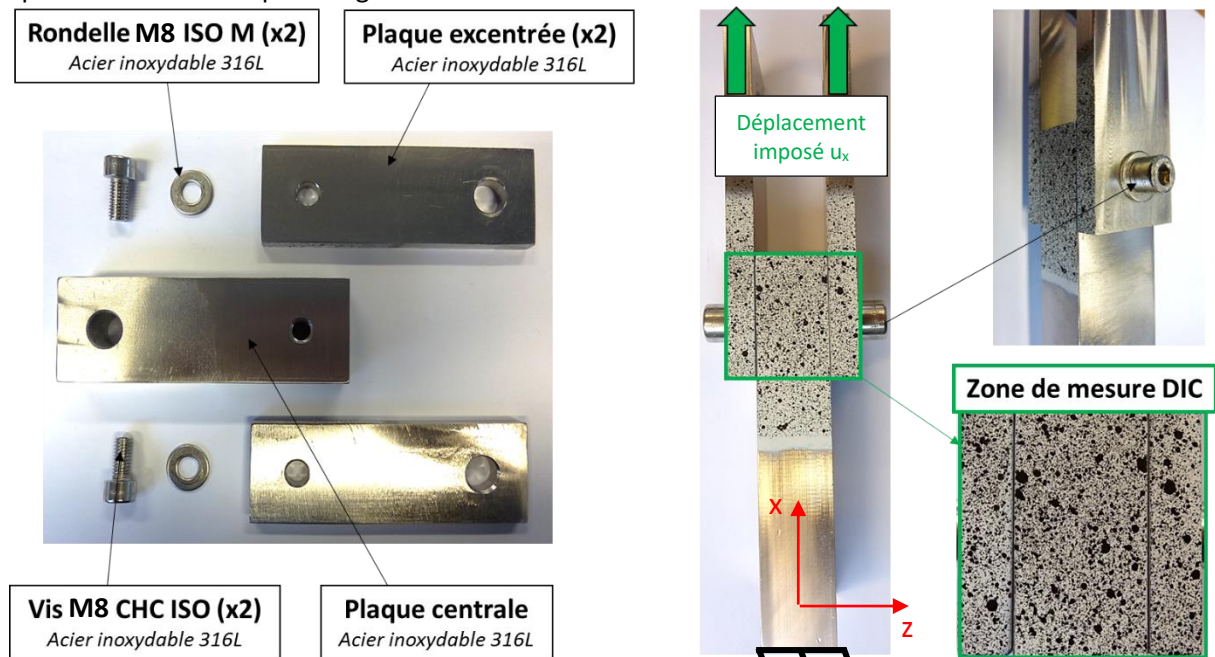


Figure 2-1 : Spécimen quasi-statique. Avant assemblage (gauche) et après assemblage (droite).

Il est constitué de deux plaques excentrées assemblées à une même plaque centrale par 2 liaisons vissées. Il fait partie du banc d'essai illustré par la Figure 2-2.

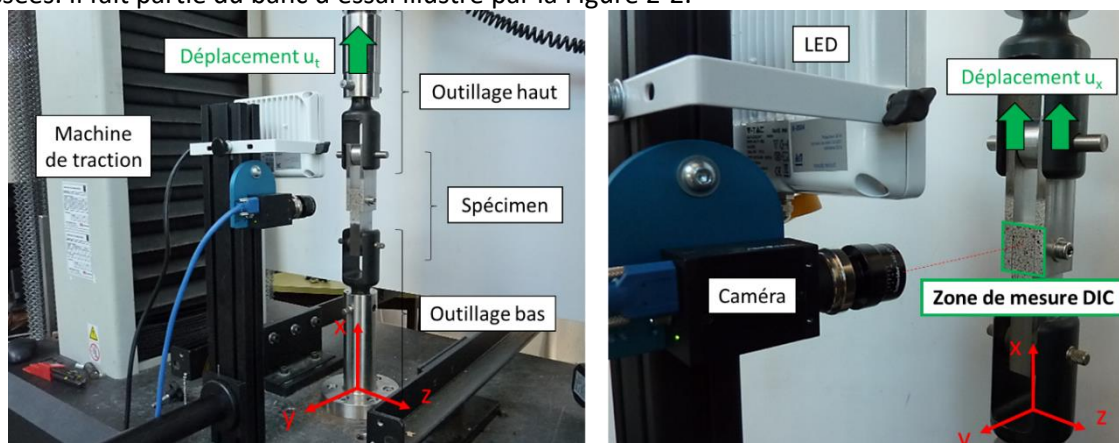


Figure 2-2 : Banc d'essais quasi-statique de double-cisaillement.

Un essai consiste à imposer un déplacement selon x à l'extrémité des plaques excentrées à l'aide d'une machine de traction, tandis que la plaque centrale est bloquée en translation (voir Figure 2-1). L'effort tangentiel résultant est mesuré avec la cellule de force de la machine. Les déplacements locaux des

liaisons sont mesurés par corrélation d'images 2D (une seule caméra). Les caractéristiques des moyens de mesure sont détaillées en annexe A1.2.

Le paramètre de rugosité « Ra » des différentes surfaces de contact est mesuré selon une procédure décrite en annexe A1.1. Le Ra des plaques est de $0.593 \mu\text{m} \pm 9.6\%$, celui des rondelles de $0.322 \mu\text{m} \pm 10.9\%$ et celui des têtes de vis de $0.813 \mu\text{m} \pm 7.8\%$. La planéité des surfaces de contact est contrôlée inférieure à 0.02 mm selon une procédure décrite en annexe A1.1.

Les plaques sont assemblées à l'aide de 2 vis M8 CHC ISO. Une rondelle M8 M ISO est positionnée sous chaque tête de vis. Les vis ne sont pas instrumentées de façon à se rapprocher d'une configuration de liaison vissée réelle. Nous avons remarqué que l'introduction de capteurs d'efforts perturbait le comportement des liaisons. Le serrage est réalisé au couple avec une clé dynamométrique électronique. La précharge P_0 est obtenue par 10 essais de serrage préliminaires sur un montage spécifique permettant d'étalonner la clé dynamométrique. Ces essais sont décrits en annexe A1.2. La précharge obtenue est de $10400 \text{ N} \pm 15.5\%$, pour un couple de 22.2 N.m .

Après positionnement du spécimen dans l'outillage, un déplacement u_t est imposé selon une rampe de charge et une rampe de décharge par la traverse de la machine de traction. La consigne en déplacement u_t en fonction du temps est illustrée par la Figure 2-3.

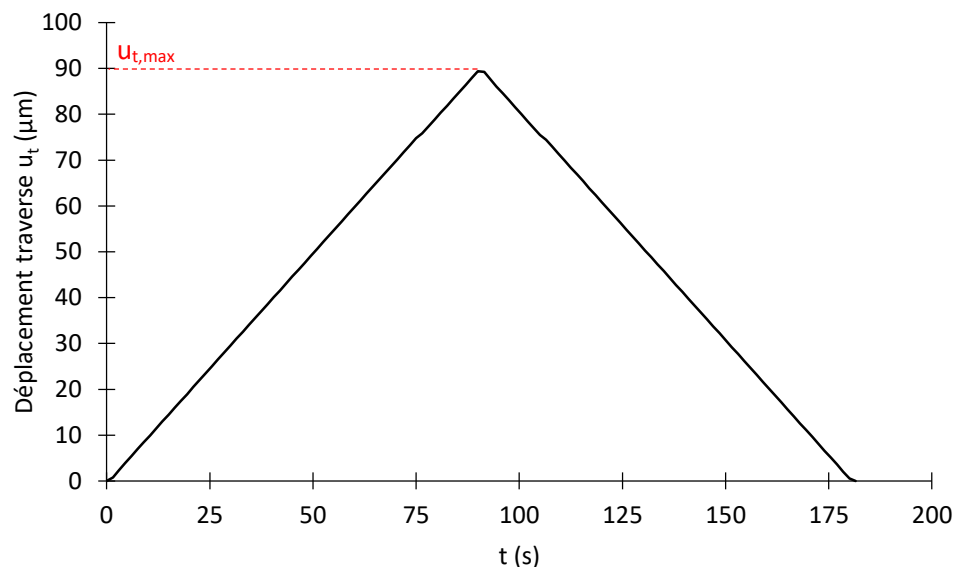


Figure 2-3 : Consigne de pilotage en déplacement traverse u_t . Essais quasi-statiques.

La valeur maximale du déplacement traverse imposé $u_{t,max}$ est de $90 \mu\text{m}$. Cette valeur est recherchée de façon à ce que le comportement local des liaisons reste dans la phase de glissement partiel, c'est-à-dire dans la phase de transition entre l'adhérence et le glissement. Par ailleurs, nous verrons dans le chapitre 5 que les confrontations entre la méthode actuelle de dimensionnement des liaisons et la nouvelle méthode issue de ces travaux est plus intéressante dans cette phase de comportement (voir 5.2). Le fait de rester dans la phase de glissement partiel permet de s'assurer qu'aucun contact entre le fût de la vis et l'alésage des plaques excentrées n'a lieu pendant l'essai.

La vitesse de sollicitation est constante et vaut $1 \mu\text{m/s}$. Cette valeur est choisie de façon à ce que les résultats soient indépendants à la fois du nombre de cycles et de la vitesse de sollicitation. Des vitesses plus élevées ont entraîné une dépendance des résultats à ces deux paramètres. En particulier, une diminution de la raideur initiale tangentielle des contacts a été observée pour des vitesses plus élevées, alors qu'elle se stabilise pour des vitesses inférieures ou égales à $1 \mu\text{m/s}$. Pour la vitesse choisie, nous avons observé que le nombre de cycles de sollicitation avait un impact négligeable sur les résultats. Un

seul cycle de charge-décharge est donc étudié, en restant en phase de traction seulement. La rigidité de l'outillage ne permet pas de tester la phase de compression.

Avant de lancer l'essai, un effort tangentiel machine F_m initial d'environ 50 N est appliqué manuellement afin d'annuler les jeux du montage. La valeur de cet effort initial a varié de 34 à 62 N, ce qui est inférieur à 5% de l'effort tangentiel maximal atteint pendant les essais, ce qui a été jugé suffisant pour ne pas perturber le comportement du spécimen. L'essai est répété trois fois suivant un protocole bien identifié et décrit en annexe A.1.2. Chaque essai permet d'obtenir deux comportements locaux, soit un par liaison. La visserie est renouvelée et les plaques sont légèrement repolies et renettoyées à l'acétone entre chaque essai, de façon à maintenir le même état de surface. Le pilotage de l'essai est réalisé à l'aide du logiciel Bluehill. Un système d'acquisition multivoies est utilisé pour enregistrer le déplacement traverse et l'effort machine. Le logiciel Vic-Snap est utilisé pour l'acquisition des images. La synchronisation est réalisée manuellement en début d'essai.

2.2.3. Post-traitement des mesures brutes

Les sorties d'essais étudiées sont les suivantes :

- Effort de cisaillement $F_{x,i}$ dans la liaison i : effort de cisaillement total dans une des liaisons. Valeur moyenne sur les deux liaisons, noté F_x .
- Glissement à ligne moyenne $\Delta x_{lm,i}$ de la liaison i : différence entre le déplacement à ligne moyenne d'une plaque excentrée $u_{x,lm,p1,i}$ et le déplacement à ligne moyenne de la plaque centrale $u_{x,lm,p2,i}$. Moyenne sur les deux liaisons, notée Δx_{lm} .
- Glissement interfacial $\Delta x_{int,i}$ de la liaison i : différence entre le déplacement interfacial $u_{x,int,p1,i}$ d'une plaque excentrée et le déplacement interfacial de la plaque centrale $u_{x,int,p2,i}$. Moyenne sur les deux liaisons, notée Δx_{int} .

Ces grandeurs et la méthode de post-traitement associée sont illustrées sur la Figure 2-4.

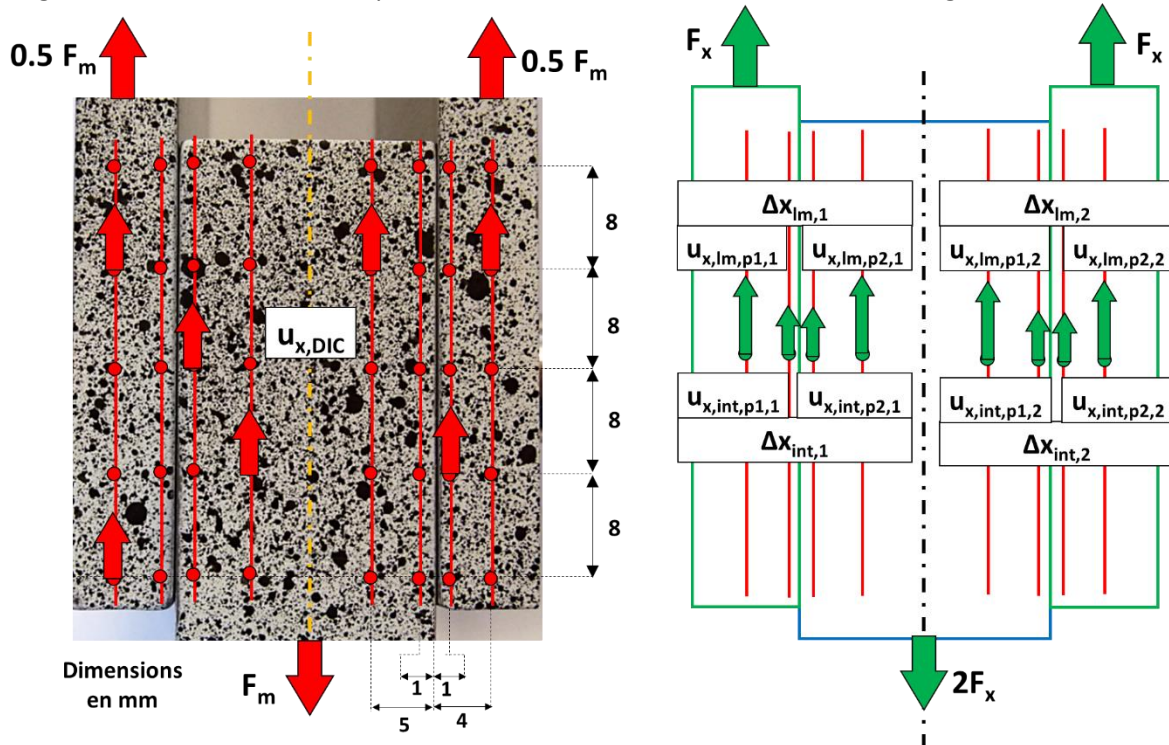


Figure 2-4 : Méthode de post-traitement des sorties d'essais brutes. Essai quasi-statique.

Effort de cisaillement : F_x

Dans ces essais, nous faisons l'hypothèse que la moitié de l'effort tangentiel machine F_m est repris par chaque liaison i . Cela se traduit par la relation (1).

$$F_x = 0.5F_m \quad (1)$$

Les courbes de comportement en cisaillement (voir Figure 2-7) finales d'un essai sont obtenues en faisant la moyenne des efforts de cisaillement $F_{x,i}$ et des glissements $\Delta x_{lm,i}$ et $\Delta x_{int,p,i}$ dans les deux liaisons. Le fait que l'effort machine F_m passe un peu plus dans une liaison que dans l'autre ne nous a pas paru être une information indispensable. L'effort de cisaillement moyen F_x n'est pas dépendant de la répartition de l'effort total F_m . Cependant, des jauges auraient pu être instrumentées sur les plaques afin de s'assurer de manière plus rigoureuse de la transmission de l'effort F_m dans chaque liaison. Cette amélioration est évoquée dans les perspectives de ce chapitre. L'effort tangentiel machine brut F_m est post-traité selon la Figure 2-5.

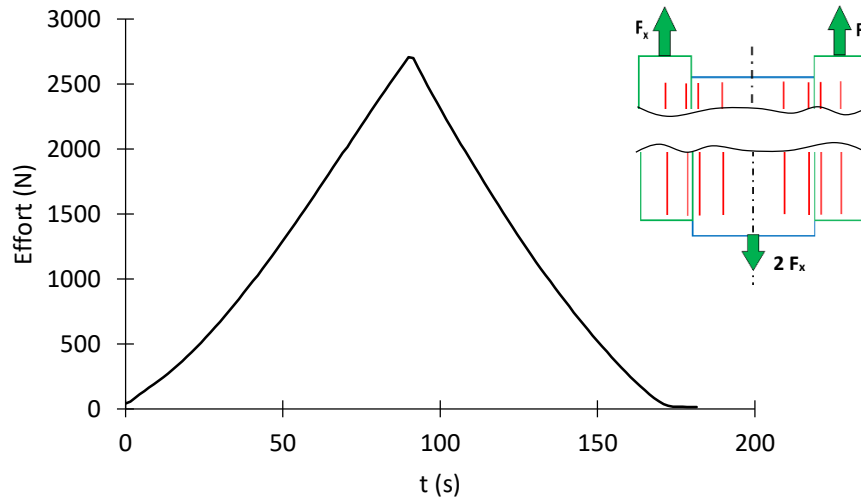


Figure 2-5 : Effort de cisaillement F_x moyen en fonction du temps.

Glissements : $\Delta x_{lm,i}$ et $\Delta x_{int,p,i}$

Le post-traitement des images est fait avec le logiciel VIC-2D. Les déplacements sont des moyennes de cinq déplacements répartis uniformément le long d'une ligne de mesure parallèle au contact entre les pièces (voir Figure 2-4). L'écart relatif maximal est de 12%. Le glissement à ligne moyenne $\Delta x_{lm,i}$ dans la liaison i est obtenu avec la relation (2).

$$\Delta x_{lm,i} = u_{x,lm,p1,i} - u_{x,lm,p2,i} \quad (2)$$

Le glissement interfacial $\Delta x_{int,i}$ dans la liaison i est obtenu avec la relation (3).

$$\Delta x_{int,i} = u_{x,int,p1,i} - u_{x,int,p2,i} \quad (3)$$

Expérimentalement, la corrélation d'images ne permet pas de faire des mesures strictement au niveau du contact entre les pièces, donc les points de mesure correspondants sont situés à 1 mm d'épaisseur de part et d'autre du contact. Le glissement à ligne moyenne Δx_{lm} et le glissement interfacial Δx_{int} moyens sur les deux liaisons sont obtenus en faisant la moyenne des glissements $\Delta x_{lm,i}$ et $\Delta x_{int,p,i}$. Cela se traduit par les relations (4).

$$\begin{aligned} \Delta x_{lm} &= 0.5(\Delta x_{lm,1} + \Delta x_{lm,2}) \\ \Delta x_{int} &= 0.5(\Delta x_{int,1} + \Delta x_{int,2}) \end{aligned} \quad (4)$$

L'évolution des glissements moyens en fonction du temps est illustrée par la Figure 2-6.

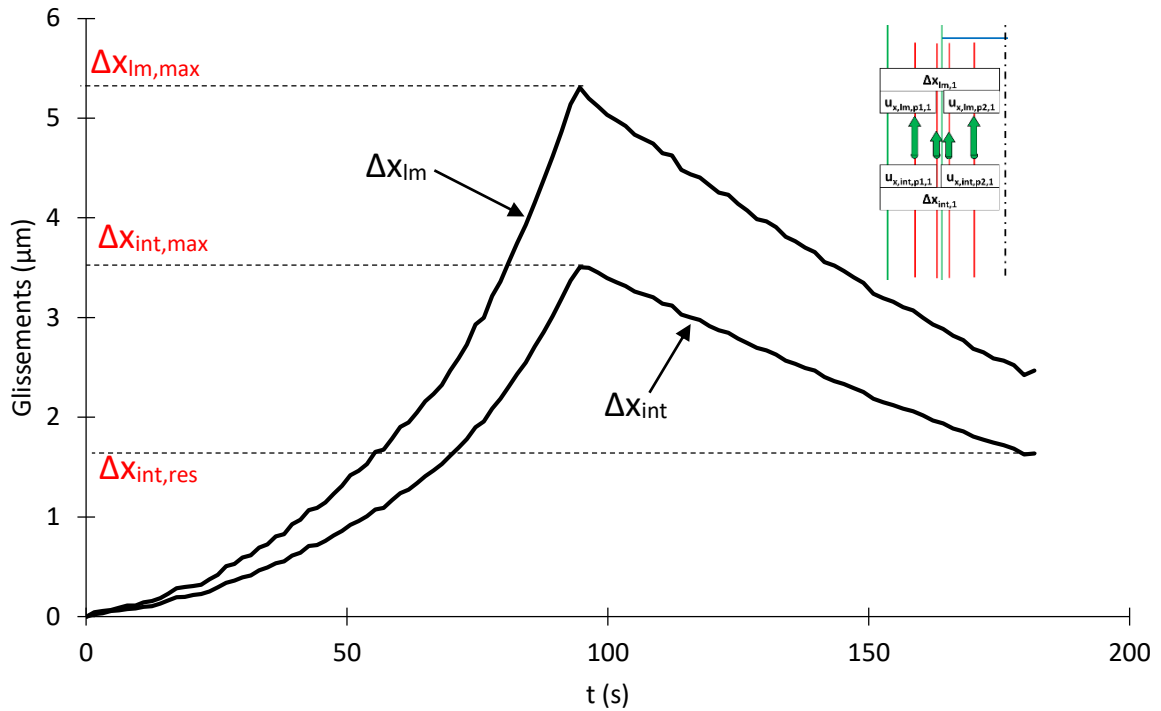


Figure 2-6 : Glissement à ligne moyenne Δx_{lm} et du glissement interfacial Δx_{int} en fonction du temps. Moyennes sur les deux liaisons.

Le comportement en cisaillement moyen est illustré par la Figure 2-7.

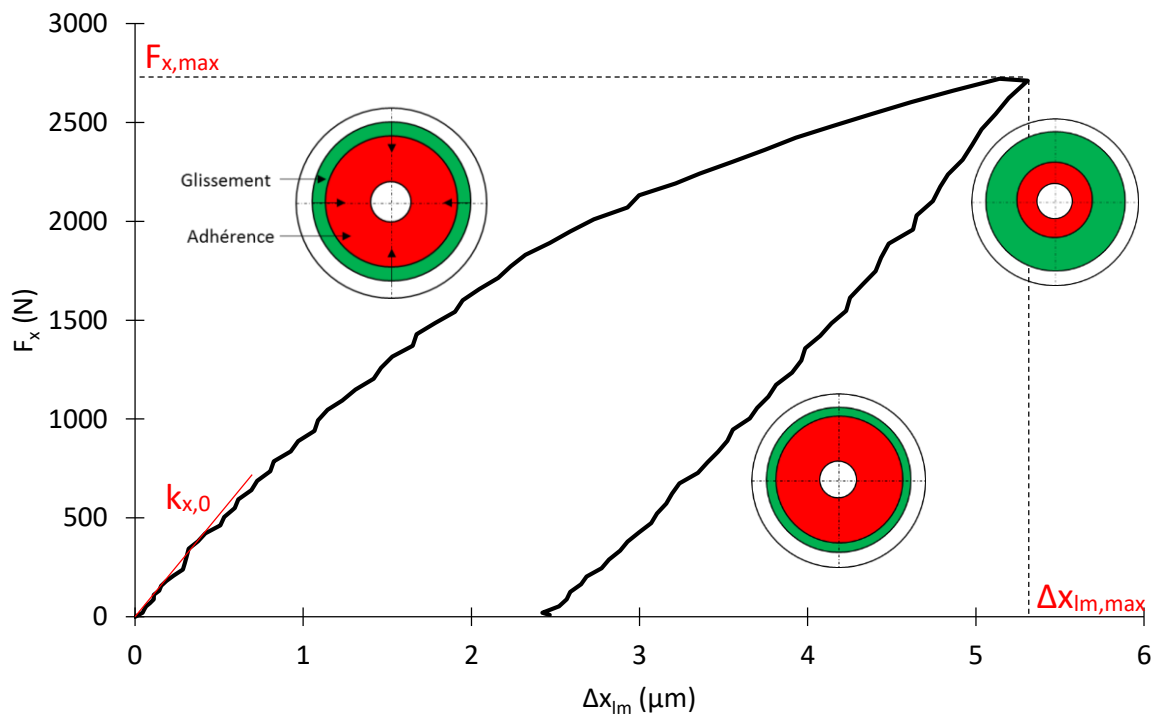


Figure 2-7 : Effort de cisaillement F_x en fonction du glissement à ligne moyenne Δx_{lm} . Moyenne sur les deux liaisons. Vue schématique de la propagation du glissement interfacial entre les pièces Δx_{int} .

L'ensemble des résultats d'essais est présenté en annexe A.1.2.

2.2.4. Analyse des résultats expérimentaux

Afin d'apporter une compréhension qualitative des résultats, un modèle analytique simplifié du spécimen est proposé sur la Figure 2-8. Il ne s'agit pas de s'attarder sur chaque terme mais plutôt de bien comprendre les relations entre les différentes variables, afin d'alimenter l'analyse des résultats.

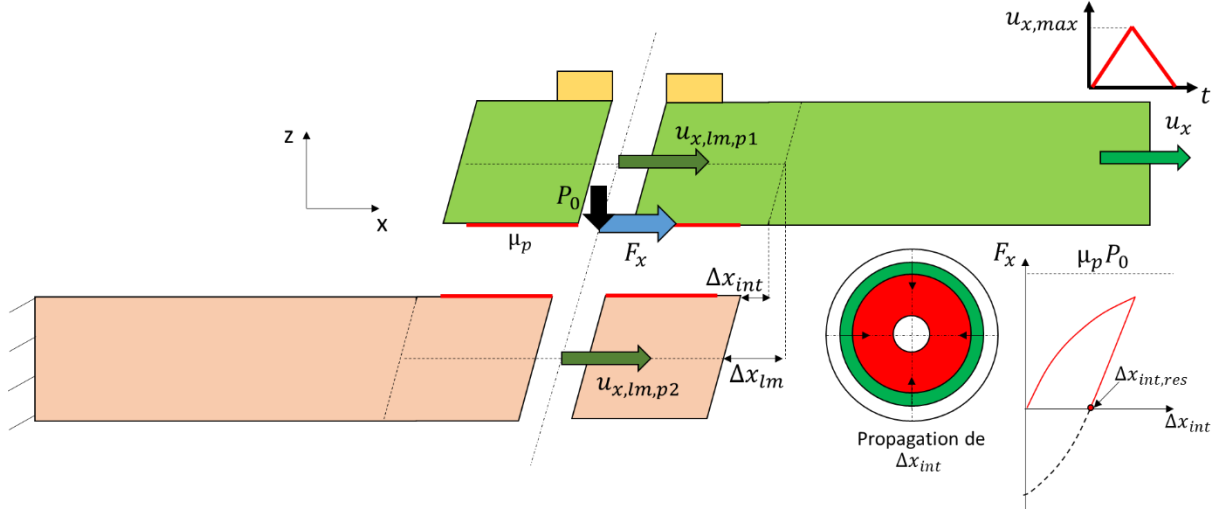


Figure 2-8 : Modèle analytique qualitatif du spécimen quasi-statique.

Ce modèle permet d'obtenir les relations (5), (6) et (7).

- Efforts

$$F_x = f(\Delta x_{int}) : \text{non-linéaire (contact)} \quad (5)$$

$$F_x = \mu_p P_0 \text{ si } F_x \geq \mu_p P_0$$

- Déplacements :

$$u_{x,lm,p1} = u_x - A F_x \quad (6)$$

$$u_{x,lm,p2} = B F_x$$

- Glissements

$$\Delta x_{lm} = u_{x,lm,p1} - u_{x,lm,p2} = u_x - (A + B) F_x \quad (7)$$

$$\Delta x_{int} = \Delta x_{lm} - C F_x = u_x - (A + B + C) F_x$$

Les termes A, B et C représentent des souplesses (en mm/N). Ce système d'équations permet de définir qualitativement le comportement du spécimen. Des précisions seront données dans le chapitre 4 lors du développement des modèles analytiques.

Glissements : Figure 2-6

D'après la Figure 2-6, le glissement interfacial Δx_{int} et le glissement à ligne moyenne Δx_{lm} ont la même forme. Celle-ci est non-linéaire. Comme le montrent les relations (7), ces deux glissements dépendent de l'effort de cisaillement total F_x . Celui-ci étant un effort de frottement, il dépend du comportement du contact entre les pièces. Comme évoqué dans le chapitre 1, le comportement tangentiel réel d'un contact est non-linéaire. Bien que la consigne en déplacement u_x soit linéaire, l'évolution du glissement à ligne moyenne Δx_{lm} et du glissement interfacial Δx_{int} ne l'est pas. D'autre part, le glissement interfacial Δx_{int} est inférieur au glissement à ligne moyenne Δx_{lm} . Comme le montre qualitativement les relations (7), la différence est due à la souplesse C, qui sera explicitée dans le chapitre 4.

Bien que cela ne soit pas observable expérimentalement, la propagation du glissement interfacial Δx_{int} est supposée respecter le mécanisme décrit par Groper [GRO, 1985], c'est-à-dire que le glissement commence au bord extérieur du contact entre les pièces et se propage vers le centre de façon concentrique. Tant que cette propagation n'a pas atteint le centre du contact, c'est-à-dire le diamètre de l'alésage des plaques excentrées, le glissement interfacial Δx_{int} est dit « partiel » et l'effort de cisaillement F_x est inférieur à sa valeur de saturation. Nous verrons dans le chapitre 4 qu'en réalité une partie de l'effort de cisaillement F_x est reprise par le contact entre la vis et la rondelle.

Lors de la phase de décharge, l'évolution des glissements Δx_{lm} et Δx_{int} est plus linéaire car celle de l'effort de cisaillement F_x l'est aussi. La raideur en début de décharge est théoriquement égale à la raideur en début de charge pour une sollicitation de cisaillement simple. Ainsi, la non-linéarité du comportement en décharge n'est pas très marquée étant donné que la phase de compression n'est pas étudiée. Le glissement interfacial résiduel $\Delta x_{int,res}$ correspond au glissement interfacial lorsque l'effort total de cisaillement F_x s'annule pendant la phase de décharge (voir Figure 2-8). Il faut bien noter qu'il n'est pas directement accessible sur la Figure 2-7 car celle-ci ne fait apparaître l'effort de cisaillement F_x .

Comportement en cisaillement : Figure 2-7

D'après la Figure 2-7, la relation entre l'effort de cisaillement F_x et le glissement à ligne moyenne Δx_{lm} est non-linéaire. Ceci est dû à la propagation du glissement interfacial Δx_{int} . Le déplacement maximal $u_{x,max}$ étant recherché pour rester en phase de glissement interfacial partiel au niveau des liaisons, l'effort F_x n'atteint pas sa valeur de saturation. Pendant la décharge, l'évolution est plus linéaire car le comportement du contact entre les pièces est « réinitialisé » à cause du changement de signe de la consigne. Ainsi, les zones glissantes en fin de charge redeviennent adhérentes en début de décharge et les zones adhérentes en fin de charge le restent. Ce point est détaillé dans le chapitre 3.

La raideur initiale en cisaillement $k_{x,0}$ peut être identifiée sur le début du comportement en cisaillement comme étant le ratio entre la variation initiale de l'effort F_x et la variation initiale du glissement à ligne moyenne Δx_{lm} . Cette raideur $k_{x,0}$ est identifiée en recalant un polynôme de degré élevé au début de la courbe expérimentale. Il s'agit d'une grandeur importante qui sera utilisée dans la définition d'un nouveau connecteur linéaire présenté dans le chapitre 3 (voir 3.5).

2.2.5. Validité des résultats du banc d'essais quasi-statique

La forme des résultats nous semble cohérente avec celle de certains résultats de la littérature [CRE, 2012] [ERI, 2010] [BLA, 2004]. En effet, la forme de la courbe F_x vs Δx_{lm} est proche de ces résultats, même si nous n'avons pas étudié la phase de compression alors que certains auteurs l'étudient [CRE, 2012]. Les confrontations quantitatives avec des résultats de la littérature ne sont pas évidentes car nous avons observé que les résultats étaient sensibles à beaucoup de paramètres, notamment à l'état des surfaces et à la vitesse de sollicitation. Or, dans la littérature, nous n'avons pas trouvé de cas strictement identique pour lequel nous ayons toutes les données d'entrée. Ainsi, nous ne nous risquons pas à des confrontations quantitatives avec des résultats de la littérature.

Les mesures de déplacements par corrélations d'images donnent des résultats très peu bruités car nous nous sommes rapprochés au maximum de la zone de mesure. Les résultats mettent notamment en évidence que le glissement dépend de la zone de mesure, ce qui n'avait pas été clairement observé dans la littérature à notre connaissance. De plus, l'étude de l'évolution des glissements en fonction du temps met en évidence leur non-linéarité, ce qui n'avait pas non plus été identifié dans la littérature car en général seule la courbe F_x vs Δx_{lm} est présentée.

Étant donné le bon déroulement de ces essais et leur bonne répétabilité (cf. annexe A.1.2), il nous semble que les résultats qui en sont issus peuvent servir de référence dans la suite des travaux. Des perspectives d'amélioration du banc d'essais quasi-statique sont données dans les conclusions de ce chapitre.

2.3. Essai thermique

2.3.1. Objectif de l'essai

L'objectif de l'essai est de mesurer le comportement local de liaisons vissées lorsque la structure dont elles font partie est soumise à une sollicitation thermique. Localement, les liaisons sont soumises à des sollicitations combinées de cisaillement-traction-flexion et le glissement des pièces est généré par ce type de sollicitations, mais aussi par la dilatation différentielle des plaques.

2.3.2. Conception du spécimen et du banc d'essai

Le spécimen est illustré par la Figure 2-9.

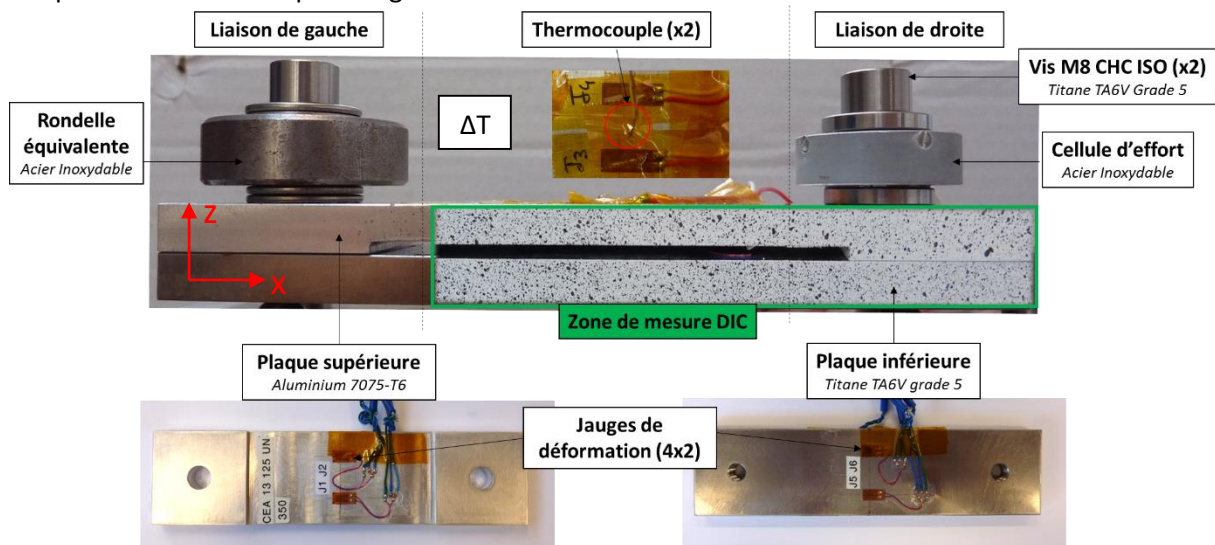


Figure 2-9 : Spécimen thermique. Assemblage de type bilame.

Ce spécimen est conçu en s'inspirant des travaux de Boudet [BOU, 1989]. Il s'agit d'un bilame constitué de deux plaques aux coefficients de dilatations différents, assemblées par 2 liaisons vissées. Le spécimen d'essai fait partie du banc d'essai illustré par la Figure 2-10.

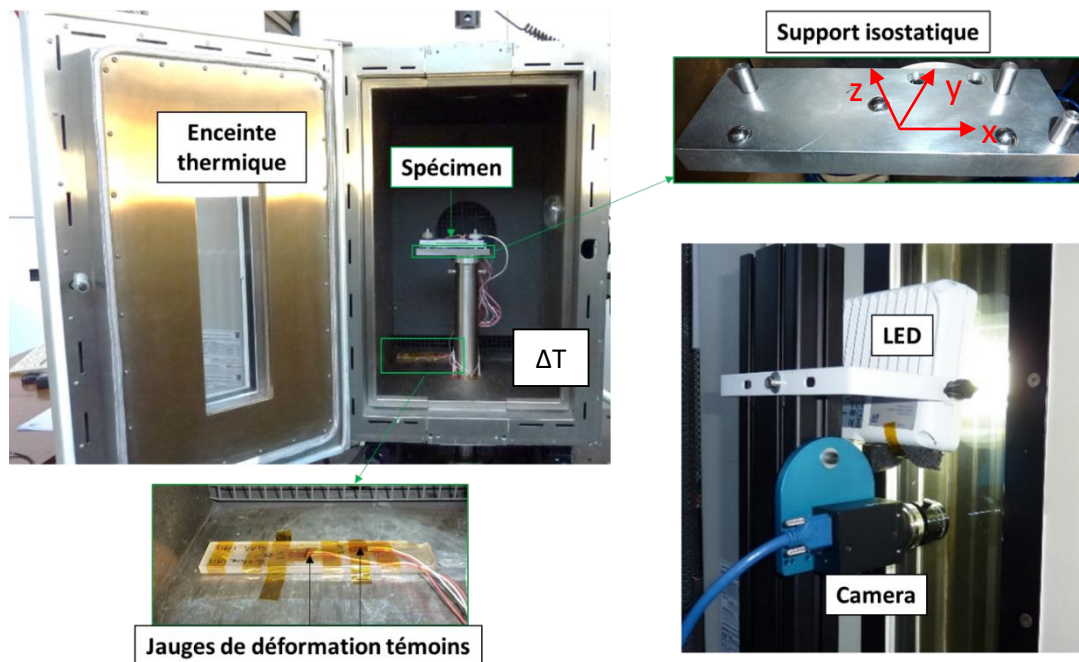


Figure 2-10 : Banc d'essai thermique.

La conception du banc d'essai s'inspire des travaux de Lyons [LYO, 1996] et de Pan [PAN, 2010]. Lors de sa conception, ce banc devait permettre de réaliser du cyclage thermique chaud/froid. Cependant, des problèmes ont été rencontrés à froid. En effet, nous avons observé une importante formation de givre lors de la phase de descente en température jusqu'à -110°C , puis la formation de buée et de gouttelettes de condensation lors de phase de retour à la température ambiante. Ces phénomènes sont illustrés par la Figure 2-11.

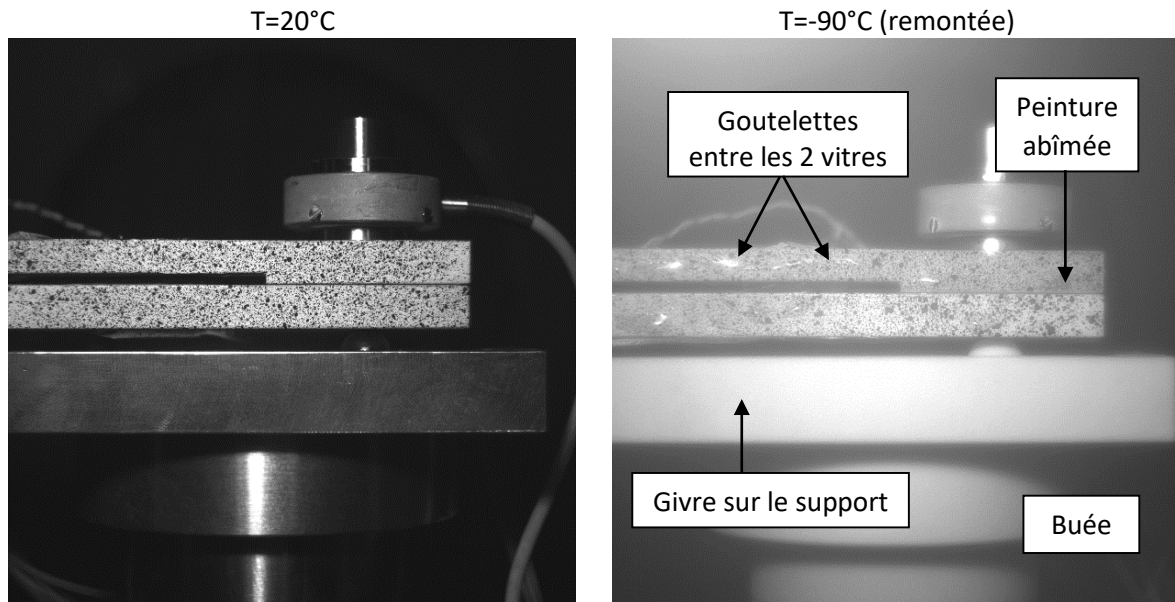


Figure 2-11 : Problèmes rencontrés lors des essais à froid. Givre, buée et gouttelettes. $T=20^{\circ}\text{C}$ (gauche) et $T=-90^{\circ}\text{C}$ lors de la remontée à l'ambiante (droite).

Les gouttelettes se forment à la fois entre les deux vitres en verre, ce qui les rend impossible à enlever manuellement, et sur le spécimen, ce qui a tendance à affecter la tenue de la peinture. Ces différents phénomènes sont venus perturber les mesures par corrélation d'images en altérant la qualité du mouchetis et la netteté de l'image. Ainsi, seuls les essais à chaud ont pu être retenus pour la suite de l'étude. Un essai à chaud consiste à appliquer une variation de température positive, linéaire et uniforme ΔT à l'ensemble du spécimen à l'aide d'une enceinte thermique et à mesurer le comportement global du spécimen et le comportement local de la liaison de droite (voir Figure 2-9).

Les déplacements locaux de la liaison de droite sont mesurés par corrélation d'images 2D (une seule caméra). La déformation des plaques est mesurée par huit jauges de déformation auto-compensées, avec quatre jauges par plaque, et deux par face (voir Figure 2-9). La déformation purement thermique de ces jauges est mesurée par deux jauges de déformation témoins instrumentées sur un matériau indilatable (voir Figure 2-10). La variation d'effort normal ΔP_{th} dans la liaison de droite est mesurée par un capteur d'effort sur-mesure et positionné sous la tête de vis. L'évolution de la température surfacique des plaques est mesurée avec deux thermocouples positionnés au centre de chaque plaque. Les caractéristiques de ces moyens de mesures sont détaillées en annexe A.1.3.

Le paramètre de rugosité « Ra » des différentes surfaces de contact est mesuré selon une procédure décrite en annexe A.1.3. Le Ra de la plaque supérieure est de $0.758\ \mu\text{m} \pm 3.3\%$, celui de la plaque inférieure est de $0.510\ \mu\text{m} \pm 17.7\%$, celui des rondelles de $0.237\ \mu\text{m} \pm 26.8\%$ et celui des têtes de vis de $1.13\ \mu\text{m} \pm 9.0\%$. La planéité des surfaces de contact est contrôlée inférieure à $0.02\ \text{mm}$.

Les plaques sont assemblées à l'aide de 2 vis M8 CHC ISO. Dans la liaison de droite, l'empilement serré contient un capteur d'effort (voir Figure 2-9). Dans la liaison de gauche, il contient une rondelle

équivalente. Dans la liaison de droite, le serrage est réalisé en précharge car celle-ci est connue précisément. La précharge P_0 visée est de 5000 N. Dans la liaison de gauche, le serrage est réalisé au couple avec une clé dynamométrique électronique. La précharge dans la liaison de gauche est obtenue par 10 essais de serrage préliminaires sur un montage spécifique permettant d'étalonner la clé dynamométrique. Ces essais sont décrits en annexe A.1.3. La précharge évaluée est de 5052 N +/- 15%, pour un couple de 10.2 N.m.

La raideur équivalente et le coefficient de dilatation du capteur d'effort et de la rondelle équivalente sont déterminés par corrélation d'images lors d'essais préliminaires. Ces essais sont détaillés en A.1.3. L'objectif dans le choix de la rondelle équivalente était qu'elle ait à la fois une raideur et un coefficient de dilatation proches de ceux du capteur d'effort de la liaison de droite. L'écart relatif entre les propriétés de la rondelle équivalente et du capteur d'effort est de 15.3 % pour la raideur équivalente et de 10% pour le coefficient de dilatation.

L'outillage est un support conçu spécialement pour reproduire des conditions d'appui isostatiques. Le contact entre le support et le spécimen se fait à l'aide trois billes. De cette façon, le spécimen est libre de se dilater dans toutes les directions. La mise en position initiale est assurée par 3 pions, de façon à s'assurer que la face mouchetée des plaques est bien orientée à 90° par rapport à l'objectif de la caméra. Afin d'optimiser la zone utile des mesures par corrélation d'images, l'outillage est conçu de façon à ce que le spécimen soit décentré par rapport à la vitre pour limiter l'étude à une seule liaison. et la caméra est positionnée au plus près de la vitre de l'enceinte thermique. Un éclairage LED puissant permet de limiter les perturbations de l'image dues aux reflets et aux effets de mirage. La vitre de l'enceinte est composée de deux vitres en verre et d'une couche d'air intermédiaire. Les vitres sont nettoyées à l'alcool avant chaque essai.

L'enceinte est pilotée de façon à obtenir une augmentation linéaire de température de $T_0 = 20^\circ\text{C}$ à $T_{max} = 150^\circ\text{C}$. La 1^{ère} phase consiste à passer de la température ambiante T_0 à la température maximale T_{max} , tandis que la 2^{ème} consiste en un retour à la température ambiante T_0 . La vitesse de pilotage est de $2^\circ\text{C}/\text{min}$ lors de la 1^{ère} phase et de $4^\circ\text{C}/\text{min}$ lors de la 2^{ème} phase. Cette consigne est illustrée par la Figure 2-12.

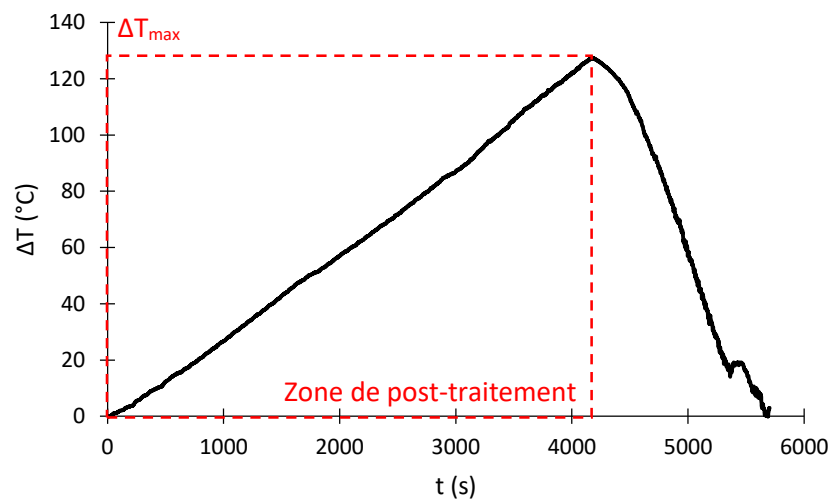


Figure 2-12 : Consigne en variation de température lors d'un essai à chaud. Sélection de la phase de montée en température pour le post-traitement.

Le post-traitement des essais se concentre sur la phase de montée en température pour des raisons évoquées dans l'introduction de ce chapitre. La vitesse de pilotage est volontairement faible afin de minimiser les effets d'inertie thermique. D'autres vitesses plus élevées ont été testées. Plus la vitesse est élevée, plus un « retard » dans le comportement du spécimen est observé. En effet, sa température n'a pas le temps de s'uniformiser par rapport à celle de l'enceinte. En fin d'essai, un palier est alors nécessaire pour que la température finale du spécimen atteigne la température maximale visée. Par ailleurs, les thermocouples étant instrumentés sur la surface des plaques, la température à cœur n'est

jamais connue instantanément. Une vitesse de pilotage faible permet de s'assurer que la température à cœur est très proche de la température surfacique à tout instant, même si une certaine inertie thermique est inévitable.

L'essai est répété 2 fois suivant un protocole bien identifié et décrit en annexe A.1.3. La visserie est renouvelée et les plaques sont légèrement repolies et renettoyées à l'acétone entre chaque essai, de façon à maintenir le même état de surface. Le pilotage de l'enceinte est réalisé manuellement. Un système d'acquisition multivoies est utilisé pour enregistrer les mesures des jauges, du capteur d'effort et des thermocouples. Le logiciel Vic-Snap est utilisé pour l'acquisition des images. La synchronisation entre les deux acquisitions se fait manuellement en début d'essai. Des mesures préliminaires ont permis d'estimer l'incertitude des mesures de déplacements par corrélation d'images dans l'enceinte thermique à chaud. Ces essais sont détaillés en annexe A.1.3. L'incertitude maximale obtenue est de 11% à 150°C. Des mesures préliminaires ont également été réalisées afin de déterminer les coefficients de dilatation de chaque élément du spécimen. Ces essais sont détaillés en annexe A.1.3. Les valeurs obtenues corréleront bien avec les valeurs issues de la littérature et alimentent le modèle numérique détaillé du spécimen développé dans le chapitre 3.

2.3.3. Post-traitement des mesures brutes

2.3.3. Les sorties d'essais étudiées sont les suivantes (seule la liaison de droite est étudiée) :
2.3.3.

- 2.3.3. Glissement à ligne moyenne Δx_{lm} : différence entre le déplacement à ligne moyenne de la plaque supérieure $u_{x,lm,p1}$ et le déplacement à ligne moyenne de la plaque inférieure $u_{x,lm,p2}$.
- Glissement interfacial Δx_{int} : différence entre le déplacement interfacial de la plaque supérieure $u_{x,int,p1}$ et le déplacement interfacial de la plaque inférieure $u_{x,int,p2}$.
- Déformations moyennes des plaques $\epsilon_{x,p1,h}$, $\epsilon_{x,p1,b}$, $\epsilon_{x,p2,h}$, $\epsilon_{x,p2,b}$: déformations moyennes de chaque face de chaque plaque.
- Variation d'effort normal ΔP_{th} : évolution de l'effort normal dans la liaison par rapport à la précharge initiale P_0 .

Ces grandeurs de sortie et la méthode de post-traitement associée sont illustrées sur la Figure 2-13.

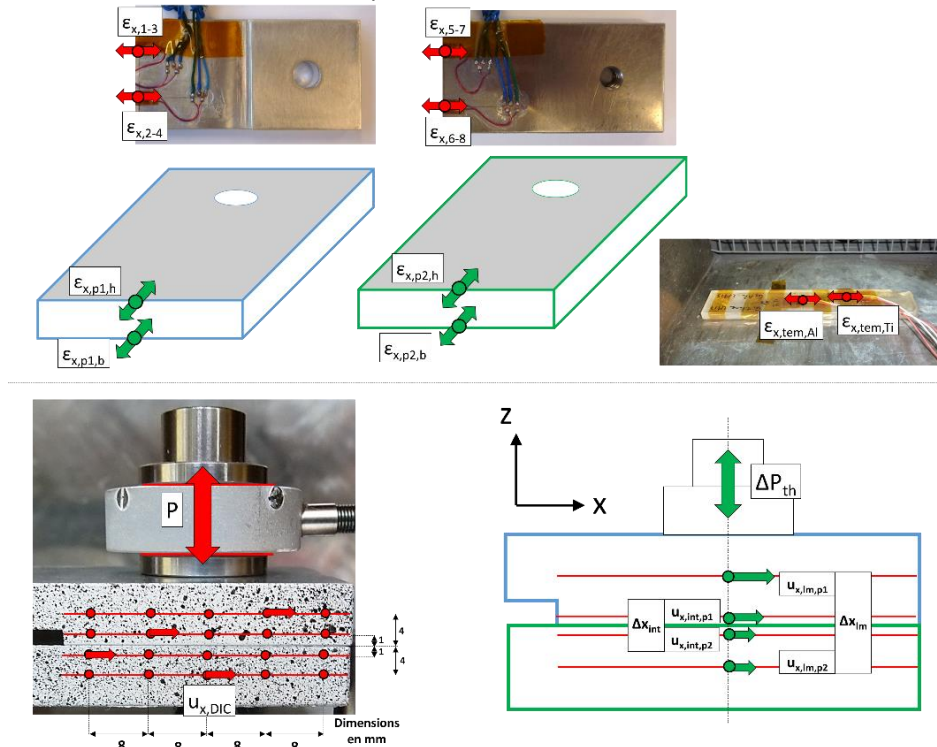


Figure 2-13 : Méthode de post-traitement des sorties d'essais brutes. Essai thermique.

Glissements : Δx_{lm} et Δx_{int}

Le post-traitement des images est fait avec le logiciel VIC-2D. Les déplacements sont des moyennes de cinq déplacements répartis uniformément le long d'une ligne de mesure parallèle au contact entre les pièces (voir Figure 2-13). Le glissement à ligne moyenne Δx_{lm} et le glissement interfacial Δx_{int} sont obtenus de la même façon que pour le cas quasi-statique (voir Figure 2-4).

L'évolution des glissements Δx_{lm} et Δx_{int} en fonction de la température est illustrée par la Figure 2-14.

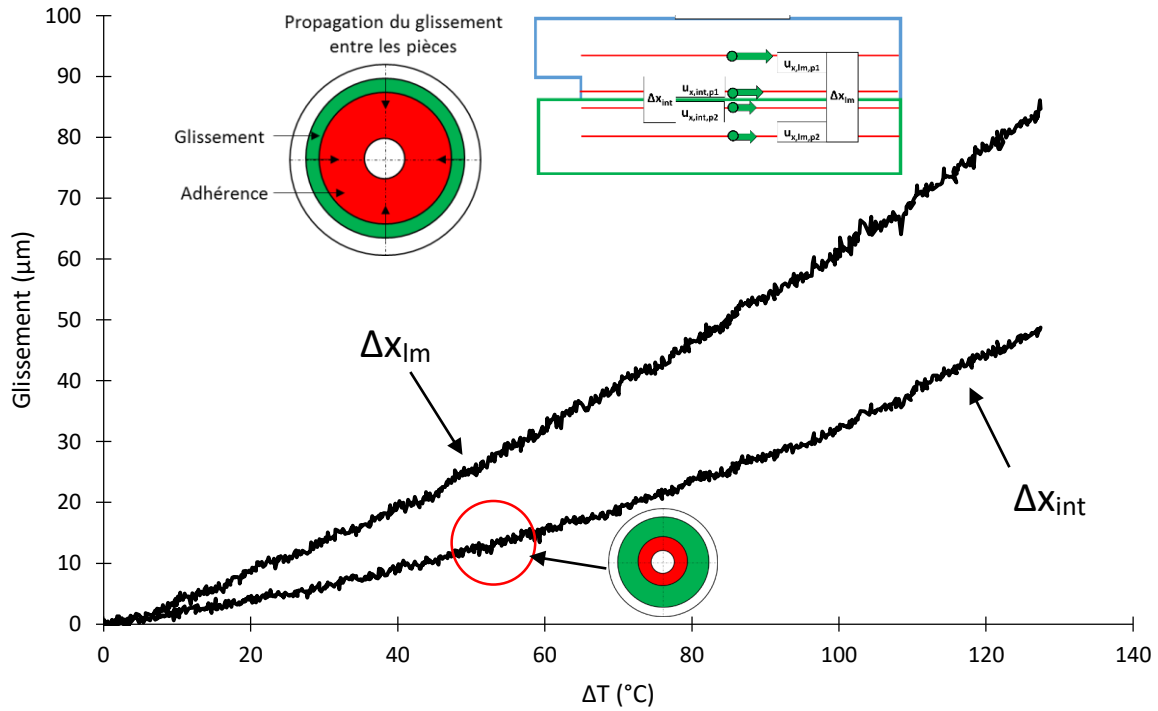


Figure 2-14 : Glissement à ligne moyenne Δx_{lm} et glissement interfacial Δx_{int} en fonction de la variation de température ΔT .

Déformations : $\epsilon_{x,p1,h}$, $\epsilon_{x,p1,b}$, $\epsilon_{x,p2,h}$ et $\epsilon_{x,p2,b}$

La déformation de chaque jauge contient une composante thermique et une composante mécanique. Afin d'obtenir la composante mécanique, il faut soustraire la déformation purement thermique de chaque jauge. Celle-ci est obtenue avec les jauges témoins instrumentées sur le matériau indilatable.

La déformation totale des jauges témoins est égale à leur déformation thermique. Comme elles sont auto-compensées, leur déformation thermique est obtenue par les relations (8).

$$\begin{aligned}\epsilon_{x,th,tem,Al} &= \epsilon_{x,tem,Al} - \alpha_{tem,Al} \Delta T \\ \epsilon_{x,th,tem,Ti} &= \epsilon_{x,tem,Ti} - \alpha_{tem,Ti} \Delta T\end{aligned}\quad (8)$$

La composante mécanique de la déformation des jauges instrumentées sur les plaques est alors obtenue par les relations (9).

$$\begin{aligned}\epsilon_{x,m,1-4} &= \epsilon_{x,1-4} - \epsilon_{x,th,tem,Al} \\ \epsilon_{x,m,5-8} &= \epsilon_{x,5-8} - \epsilon_{x,th,tem,Ti}\end{aligned}\quad (9)$$

Les déformations moyennes de chaque face sont obtenues avec les relations (10).

$$\begin{aligned}
 \varepsilon_{x,p1,h} &= 0.5(\varepsilon_{x,m,1} + \varepsilon_{x,m,2}) \\
 \varepsilon_{x,p1,b} &= 0.5(\varepsilon_{x,m,3} + \varepsilon_{x,m,4}) \\
 \varepsilon_{x,p2,h} &= 0.5(\varepsilon_{x,m,5} + \varepsilon_{x,m,6}) \\
 \varepsilon_{x,p2,b} &= 0.5(\varepsilon_{x,m,7} + \varepsilon_{x,m,8})
 \end{aligned}
 \tag{10}$$

Les déformations moyennes de la plaque supérieure en aluminium sont illustrées par la Figure 2-15.

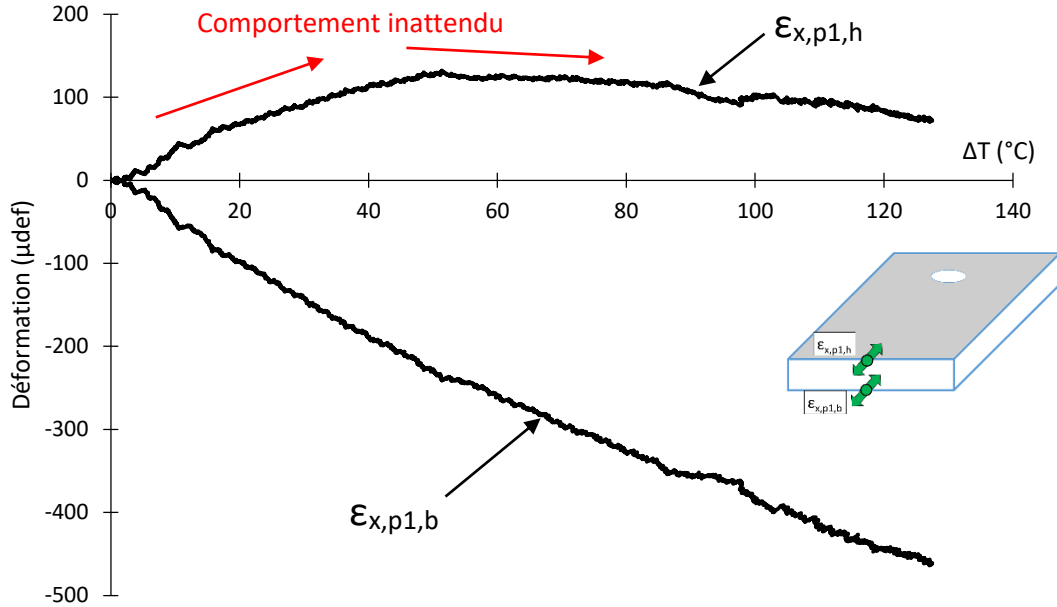


Figure 2-15 : Déformations de la plaque supérieure en aluminium $\varepsilon_{x,p1,h}$ et $\varepsilon_{x,p1,b}$ en fonction de la variation de température ΔT .

Les déformations moyennes de la plaque inférieure en titane sont illustrées par la Figure 2-16.

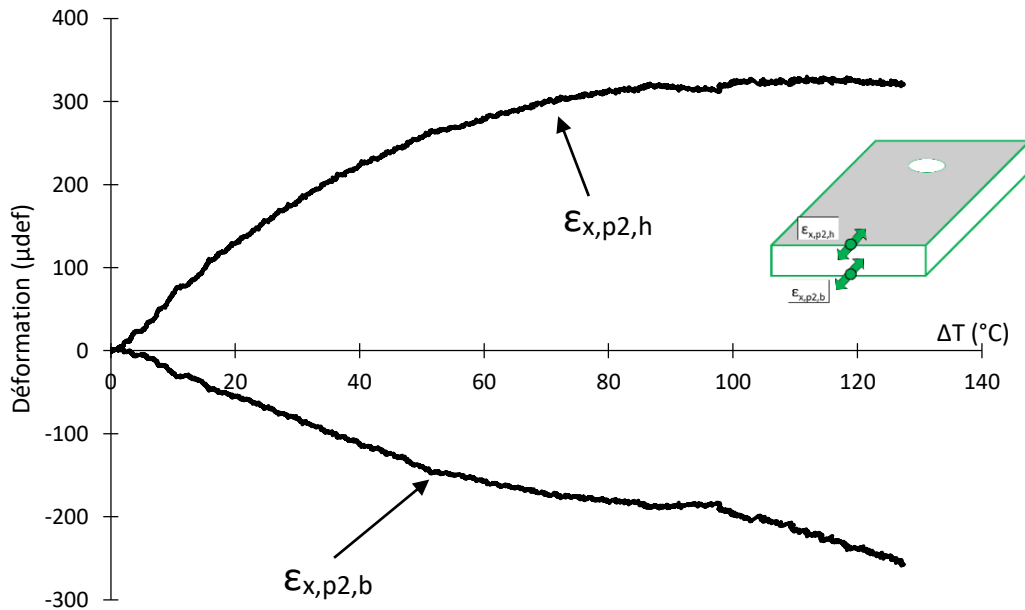


Figure 2-16 : Déformations de la plaque inférieure en titane $\varepsilon_{x,p2,h}$ et $\varepsilon_{x,p2,b}$ en fonction de la variation de température ΔT .

Variation d'effort normal : ΔP_{th}

La variation d'effort normal ΔP_{th} est la différence entre la mesure du capteur d'effort P et la précharge initiale P_0 . Elle est obtenue avec la relation (11).

$$\Delta P_{th} = P - P_0 \quad (11)$$

La variation d'effort normal est illustrée par la Figure 2-17.

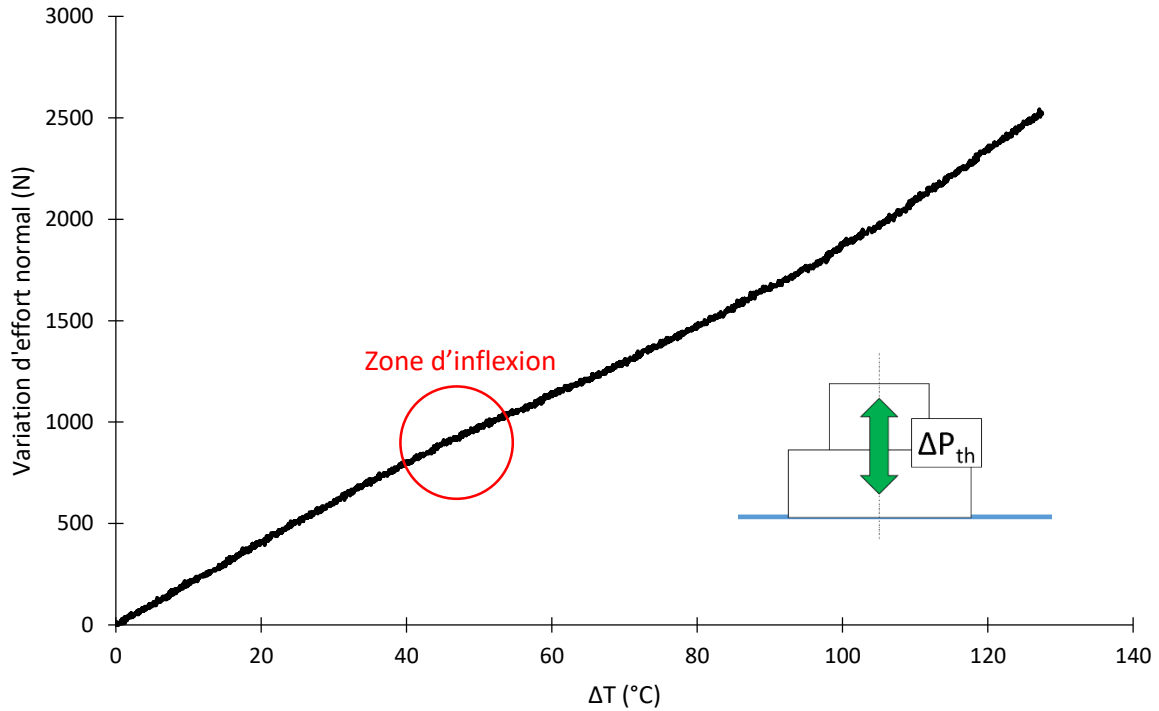


Figure 2-17 : Variation d'effort normal ΔP_{th} en fonction de la variation de température ΔT .

2.3.4. Analyse des résultats

Afin d'apporter une compréhension qualitative des résultats, un modèle analytique simplifié est proposé sur la Figure 2-18. Ce modèle s'inspire du modèle analytique de Boudet [BOU, 1989]. Il ne s'agit pas de s'attarder sur chaque terme, mais plutôt de bien comprendre les relations entre les différentes variables, afin d'alimenter l'analyse des résultats.

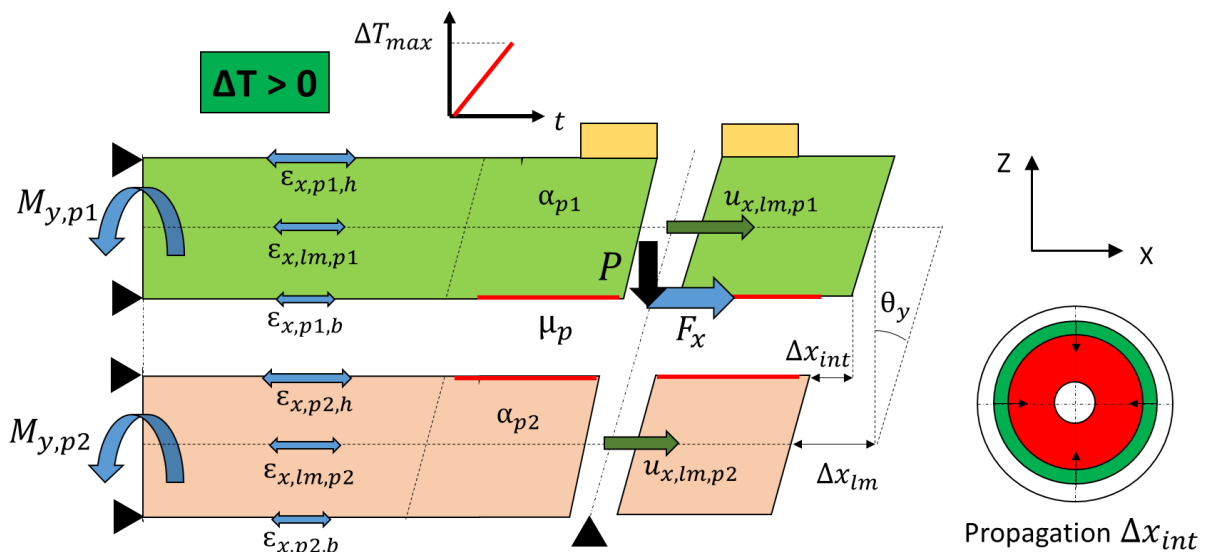


Figure 2-18 : Modèle analytique qualitatif du spécimen thermique.

Ce modèle permet d'obtenir les relations (12), (13), (14), (15), (16) et (17).

- Efforts

$$\begin{aligned} F_x &= f(\Delta x_{\text{int}}) : \text{non-linéaire (contact)} \\ F_x &= \mu_p P \text{ si } F_x \geq \mu_p P \\ P &= g(\Delta T) : \text{linéaire [ESA, 2013]} \end{aligned} \quad (12)$$

- Moment

$$\begin{aligned} M_{y,p1} &= A \theta_y \\ M_{y,p2} &= B \theta_y \end{aligned} \quad (13)$$

- Déformations

$$\begin{aligned} \varepsilon_{x,lm,p1} &= \alpha_{p1} \Delta T - C F_x \\ \varepsilon_{x,lm,p2} &= \alpha_{p2} \Delta T + D F_x \\ \varepsilon_{x,p1,h} &= \varepsilon_{x,lm,p1} + E M_{y,p1} \\ \varepsilon_{x,p1,b} &= \varepsilon_{x,lm,p1} - E M_{y,p1} \\ \varepsilon_{x,p2,h} &= \varepsilon_{x,lm,p2} + F M_{y,p2} \\ \varepsilon_{x,p2,b} &= \varepsilon_{x,lm,p2} - F M_{y,p2} \end{aligned} \quad (14)$$

- Déplacements / glissements

$$\begin{aligned} u_{x,lm,p1} &= \varepsilon_{x,lm,p1} G \\ u_{x,lm,p2} &= \varepsilon_{x,lm,p2} G \end{aligned} \quad (15)$$

- Glissements

$$\begin{aligned} \Delta x_{lm} &= u_{x,lm,p1} - u_{x,lm,p2} = H \Delta T - I F_x \\ \Delta x_{\text{int}} &= \Delta x_{lm} - J F_x - K \theta_y \end{aligned} \quad (16)$$

- Rotation

$$\theta_y = L \Delta x_{lm} \quad (17)$$

Les termes A-L contiennent des souplesses en translation et en rotation et des longueurs. Ce système d'équations permet de définir qualitativement le comportement du spécimen. Des précisions seront données dans le chapitre 4 lors du développement des modèles analytiques.

Glissements Δx_{lm} et Δx_{int} : Figure 2-14

Pour commencer, les résultats ne sont pas très bruités malgré le fait d'utiliser une vitre en verre classique. Ceci est sûrement dû au fait que la température maximale de 150°C est bien inférieure aux températures plus élevées évoquées dans Lyons [LYO, 1996] et Pan [PAN, 2010], qui sont de l'ordre de 550°C.

Le glissement à ligne moyenne Δx_{lm} et le glissement interfacial Δx_{int} ont la même allure, comme dans le cas quasi-statique. Celle-ci est légèrement non-linéaire car ces glissements dépendent de l'effort de cisaillement F_x , comme le montrent les relations (16). Or, cet effort étant un effort de frottement, son évolution est non-linéaire. Dans le cas thermique, les glissements sont principalement influencés par la dilatation différentielle des plaques, c'est pourquoi leur non-linéarité est moins marquée qu'en quasi-statique. Le glissement interfacial Δx_{int} est inférieur au glissement à ligne moyenne Δx_{lm} à cause

de l'élasticité des plaques entre la ligne moyenne et le contact entre les pièces, comme en quasi-statique. Cependant, dans le cas thermique, la différence entre ces deux glissements dépend aussi de la rotation d'ensemble du spécimen θ_y , comme le montre la relation (16). Cette rotation θ_y étant positive dans le cas étudié, ceci a pour effet de créer une différence plus importante entre les deux glissements Δx_{lm} et Δx_{int} que dans le cas quasi-statique. Ce point est abordé plus en détails dans le chapitre 4 lors de la prise en compte de l'effet de la flexion sur le glissement interfacial Δx_{int} .

Déformations $\epsilon_{x,p1,h}$, $\epsilon_{x,p1,b}$, $\epsilon_{x,p2,h}$ et $\epsilon_{x,p2,b}$: Figure 2-15 et Figure 2-16

Les déformations moyennes des faces des plaques $\epsilon_{x,p1,h}$, $\epsilon_{x,p1,b}$, $\epsilon_{x,p2,h}$ et $\epsilon_{x,p2,b}$ ont une forme non-linéaire. D'après les relations (14), les déformations à ligne moyenne $\epsilon_{x,lm,p1}$ et $\epsilon_{x,lm,p2}$ dépendent de la variation de température ΔT mais aussi de l'effort de cisaillement F_x , donc elles ont une forme non-linéaire. Les déformations des faces des plaques $\epsilon_{x,p1,h}$, $\epsilon_{x,p1,b}$, $\epsilon_{x,p2,h}$ et $\epsilon_{x,p2,b}$ dépendent de ces déformations moyennes $\epsilon_{x,lm,p1}$ et $\epsilon_{x,lm,p2}$, mais aussi des moments de flexion dans les plaques $M_{y,p1}$ et $M_{y,p2}$. D'après les relations (13), ces moments dépendent de la rotation d'ensemble du spécimen θ_y , qui elle-même dépend du glissement à ligne moyenne Δx_{lm} d'après la relation (17). Ainsi, la forme non-linéaire des déformations moyennes des faces des plaques est due à plusieurs causes intriquées, qui sont toutes liées aux frottements. Dans le chapitre 4, nous verrons que le contact entre la tête de vis et la rondelle a aussi une influence.

Les déformations moyennes des faces des plaques sont négatives sur les faces inférieures des plaques ($\epsilon_{x,p1,b}$ et $\epsilon_{x,p2,b}$) et positives sur leur face supérieure ($\epsilon_{x,p1,h}$ et $\epsilon_{x,p2,h}$). Les plaques subissent de la traction sur leur face supérieure et de la compression sur leur face inférieure. D'après les relations (14), les déformations des faces des plaques comprennent trois composantes : la déformation thermique $\epsilon_{x,th}$, la déformation mécanique $\epsilon_{x,m}$ due à l'effort F_x dans les plaques et la déformation mécanique $\epsilon_{x,m}$ due aux moments de flexion. Après post-traitement, les déformations présentées sur les courbes ne comprennent plus que les composantes mécaniques. La composante à ligne moyenne due à l'effort de cisaillement est négative pour la plaque supérieure et positive pour la plaque inférieure. Seule, elle ne suffit donc pas à expliquer que les déformations sur les faces supérieures et inférieures d'une même plaque n'aient pas le même signe. Cela s'explique par la présence de la composante mécanique due aux moments de flexion, qui a tendance à créer une traction de la face supérieure et une compression de la face inférieure de chaque plaque. C'est donc cette composante qui est prépondérante dans notre cas.

La déformation de la face supérieure de la plaque supérieure en aluminium $\epsilon_{x,p1,h}$ (voir Figure 2-15) a une allure particulière car elle est croissante puis décroissante, ce qui est inattendu. Il ne s'agit pas d'un comportement isolé d'une des deux jauges de cette face (1 et 2) puisque celles-ci donnent la même forme de résultats. Le fait que le spécimen ne soit pas strictement symétrique selon le plan YZ (voir Figure 2-9) peut déséquilibrer le comportement du spécimen. Cette erreur de symétrie peut s'expliquer de plusieurs façons. Premièrement, elle peut être due à un déséquilibre engendré pendant la phase de serrage. Expérimentalement, cette opération ne peut pas être strictement identique pour les deux liaisons, même si elle a été réalisée avec précautions. Un écart de positionnement initial entre les surfaces de contact en vis-à-vis peut exister et déséquilibrer le comportement des contacts. Deuxièmement, la valeur de la précharge P_0 n'est contrôlée par capteur d'effort que d'un seul côté du spécimen. La précharge P_0 dans la liaison de gauche (voir Figure 2-9) non-instrumentée est forcément différente. Bien que des essais préliminaires aient été réalisés pour l'estimer, une dispersion de 15% existe. Une précharge P_0 plus faible implique un glissement interfacial Δx_{int} plus important et un risque de rotation des éléments serrés autour de l'axe z , avec les déplacements parasites que cela peut engendrer au niveau des plaques. Troisièmement, la rugosité (paramètre R_a) des contacts entre les plaques est obtenue manuellement par polissage. Même si cette rugosité peut sembler uniforme à l'oeil nu, le R_a mesuré par profilométrie n'est pas strictement identique selon le positionnement sur la surface, comme le montrent les mesures de rugosité préliminaires (annexe A.1.3). L'orientation des

stries de polissage est également obtenue manuellement. Elles sont censées être orientées perpendiculairement à la direction principale de glissement, mais une erreur sur cette orientation existe et peut être une source de déplacements parasites. Les causes invoquées pour expliquer l'allure de la déformation de la face supérieure de la plaque supérieure $\varepsilon_{x,p1,h}$ sont donc principalement liées à la phase de préparation du spécimen.

Variation de l'effort normal ΔP_{th} : Figure 2-17

La variation de l'effort normal ΔP_{th} dans la liaison instrumentée est quasi-linéaire. Ceci est en accord avec la formulation analytique proposée dans [ESA, 2013].

Cependant, une légère inflexion est observée à partir de 50°C environ (voir Figure 2-17). Celle-ci peut être due à plusieurs phénomènes. Premièrement, la mesure du capteur d'effort peut être perturbée. En effet, comme le montrent les relations (13), le spécimen est soumis à de la flexion, donc le moment de flexion sous la tête de la vis instrumentée est non-nul. De plus, et même s'ils sont négligés dans l'approche qualitative de la Figure 2-18, des frottements sont présents entre la tête de vis et la rondelle. Ce point est abordé dans le chapitre 4. Or, le fonctionnement optimal du capteur d'effort n'est garanti que lorsque ces composantes de flexion et de frottements sont nulles. Deuxièmement, la zone d'inflexion correspond au moment où le glissement interfacial Δx_{int} se rapproche de la phase de glissement complet (voir Figure 2-14). Au fur et à mesure de ce glissement, un phénomène de rodage des surfaces peut avoir lieu, ce qui a tendance à diminuer légèrement l'épaisseur serrée et donc à entraîner une relaxation de l'effort normal P . Troisièmement, au fur et à mesure les moments de flexion $M_{y,p1}$ et $M_{y,p2}$ augmentent dans les plaques et donc dans la liaison, la distribution des pressions de contact dans les filets de la vis est affectée. Un phénomène de plastification des filets peut survenir, menant au même type de relaxation de l'effort normal P .

2.3.5. Validité des résultats du banc d'essais thermique

Le banc d'essais thermique était au départ conçu pour réaliser des essais de cyclage thermique chaud / froid. Cependant, des problèmes propres au cas froid sont venus perturber cet objectif. La formation de givre et de condensation ont empêché le bon déroulement des essais à froid. Cependant, ces difficultés sont propres au cas froid et ne remettent pas en question les résultats des essais à chaud. Malgré les problèmes rencontrés à froid, les résultats de ce banc d'essais sont globalement cohérents et présentent une bonne répétabilité (annexe A.1.3), même si seulement deux essais ont été réalisés. Il faut noter une incohérence sur la mesure de la déformation supérieure de la plaque supérieure en aluminium, que nous avons tenté d'analyser.

La phase de mise au point de ces essais a permis de montrer que l'incertitude des mesures de déplacements par corrélation d'images à travers la vitre de l'enceinte thermique à chaud est proche de l'incertitude à température ambiante hors enceinte (annexe A.1.3). Ce résultat est confirmé par les travaux de Lyons [LYO, 1996], de Pan [PAN, 2010] et Bing [BIN, 2008]. Les coefficients de dilatation des pièces ont également été mesurés par corrélation d'images et confrontés positivement à des valeurs de la littérature (annexe A.1.3). Ce résultat est confirmé par les travaux de Lyons [LYO, 1996] et Bing [BIN, 2006]. Ces différents résultats augmentent la confiance dans les mesures de déplacements (et de déformations) par corrélation d'images à chaud dans l'enceinte, donc des mesures de glissements.

Ainsi, nous pensons qu'il est possible d'utiliser les résultats des essais à chaud comme référence dans la suite de l'étude. Des perspectives d'amélioration du banc d'essai thermique sont données dans les conclusions de ce chapitre.

2.4. Essai dynamique

2.4.1. Objectif de l'essai

L'objectif de l'essai est de mesurer le comportement local de liaisons vissées lorsque la structure dont elles font partie est soumise à une sollicitation dynamique sinusoïdale. Localement, les liaisons sont soumises à des sollicitations combinées de cisaillement-flexion-traction/compression et le glissement dans ces liaisons est généré par ce type de sollicitations.

2.4.2. Conception du banc et du spécimen d'essai

Le spécimen est illustré par la Figure 2-19.

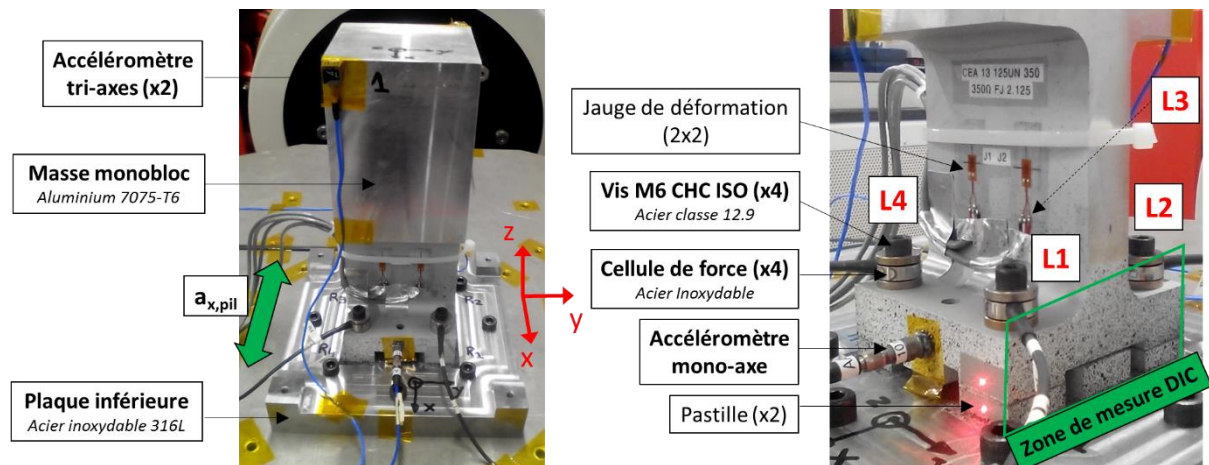


Figure 2-19 : Spécimen dynamique.

Sa conception s'inspire d'un équipement spatial soumis à des sollicitations dynamiques lors de la phase de lancement. Il s'agit d'une masse monobloc déportée assemblée à une plaque par 4 liaisons vissées. Le banc d'essai dont fait partie ce spécimen est illustré par la Figure 2-20.

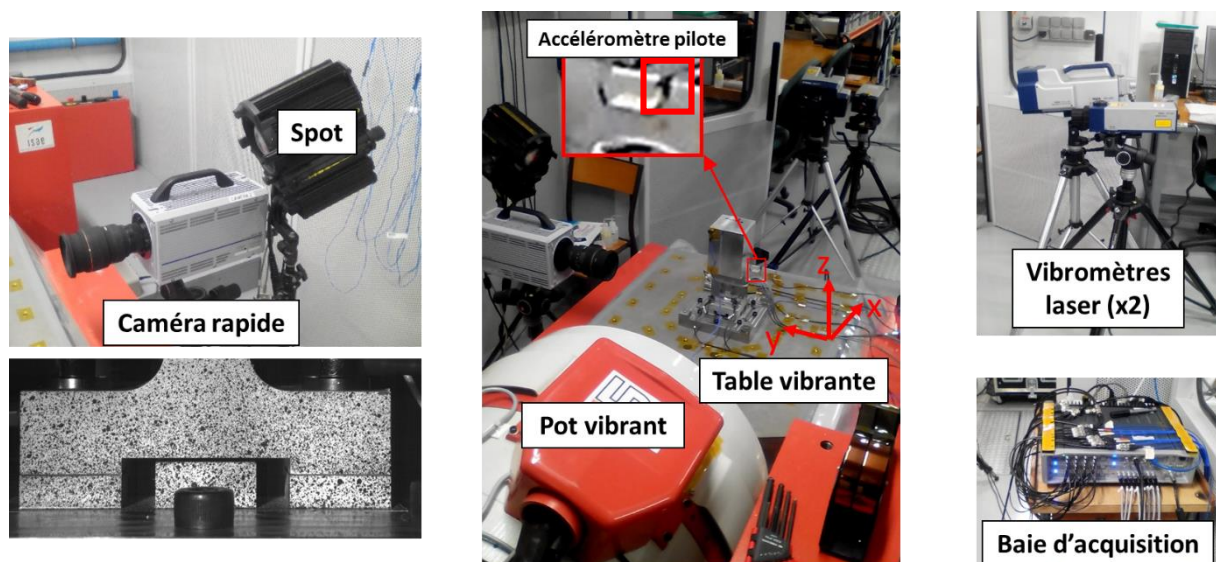


Figure 2-20 : Banc d'essais dynamique.

Un essai consiste à appliquer une accélération sinusoïdale selon x à la base du spécimen par le biais d'une table vibrante.

Les moyens de mesure utilisés s'inspirent notamment des travaux de Beberniss [BEB, 2012] et d'Heimbs [HEI, 2013]. Les déplacements locaux des liaisons L1 et L2 (voir Figure 2-19) sont mesurés par corrélation d'images 2D, avec une caméra rapide. Les vitesses locales de la liaison L1 sont mesurées par deux vibromètres laser (voir Figure 2-20) sur une face perpendiculaire à la face de mesure de la caméra rapide. Les accélérations sont mesurées par un accéléromètre mono-axe et deux accéléromètres tri-axes en plusieurs points du spécimen. Un accéléromètre mono-axe « pilote » est instrumenté sur un petit cube solidaire de la table vibrante (voir Figure 2-20). Les déformations dans l'âme de la masse monobloc sont mesurées par quatre jauges de déformations, soit deux sur chaque face de l'âme. L'effort normal dans les liaisons L1, L2, L3 et L4 est mesuré par un capteur d'effort par liaison. Les caractéristiques de ces moyens de mesures sont détaillées en annexe A1.4.

Le paramètre de rugosité « Ra » des différentes surfaces de contact est mesuré selon une procédure décrite en annexe A1.4. Le Ra de la masse monobloc est de $0.537 \mu\text{m} \pm 4.1\%$, celui de la plaque inférieure de $0.712 \pm 2.2\%$, celui des rondelles de $0.322 \mu\text{m} \pm 19\%$ et celui des têtes de vis de $0.683 \mu\text{m} \pm 14\%$. La planéité des surfaces de contact est contrôlée inférieure à 0.02 mm selon une procédure décrite en annexe A1.4.

Pour chaque liaison, l'empilement serré contient un capteur d'effort, constitué d'une rondelle de charge piézo-résistive et de deux rondelles épaisses. Le centrage des éléments de l'empilement par rapport au fût de la vis est assuré par des couches de kapton enroulées autour de la partie lisse du fût de la vis. Le serrage est réalisé en pilotant la précharge P_0 dans chaque liaison. La valeur cible est de 2500 N. Le serrage est réalisé en allant de la liaison L1 à la liaison L4. Nous avons vérifié que la précharge initialement installée ne baissait pas sur les vis déjà serrées lors de ce processus de serrage.

L'essai réalisé est composé d'un essai principal encadré par deux signatures modales. Les deux signatures sont réalisées de façon à mesurer l'impact de l'essai principal sur la signature modale bas niveau du spécimen. Les modifications engendrées par l'essai principal peuvent éventuellement être observées indirectement par des modifications des fréquences propres ou de la forme des modes sur cette signature. L'essai se déroule selon la chronologie suivante :

- **Signature modale 1** : Sinus 0.2g. Balayage fréquentiel de 0 à 2000 Hz à une vitesse de 2 oct/min ;
- **Essai principal** (consigne prévue): Sinus 4g. Balayage de 171.5 à 172.5 Hz (fréquence proche de la résonance), à une vitesse de 0.03 oct/min ;
- **Signature modale 2** : idem signature modale 1.

Pour des raisons de pilotage du pot vibrant, la consigne en accélération souhaitée de 4g pendant l'essai principal n'a pas pu être maintenue constante comme cela était prévu. A cause de la proximité de la résonance et de l'amplification dynamique élevée du spécimen, le niveau d'accélération à la base a évolué par périodes à cause du balayage en fréquence, même très restreint, avec des pics à 17.4g. Des pistes d'amélioration sont proposées dans les perspectives de ce chapitre pour ne plus rencontrer ce problème dans des travaux ultérieurs. Etant donnée la complexité de la consigne d'accélération à la base, nous avons décidé de ne pas nous risquer à une interprétation des résultats sur l'ensemble de l'essai. Nous choisissons de concentrer le post-traitement sur la phase de la 1ère montée en accélération, comme le montre la Figure 2-21.

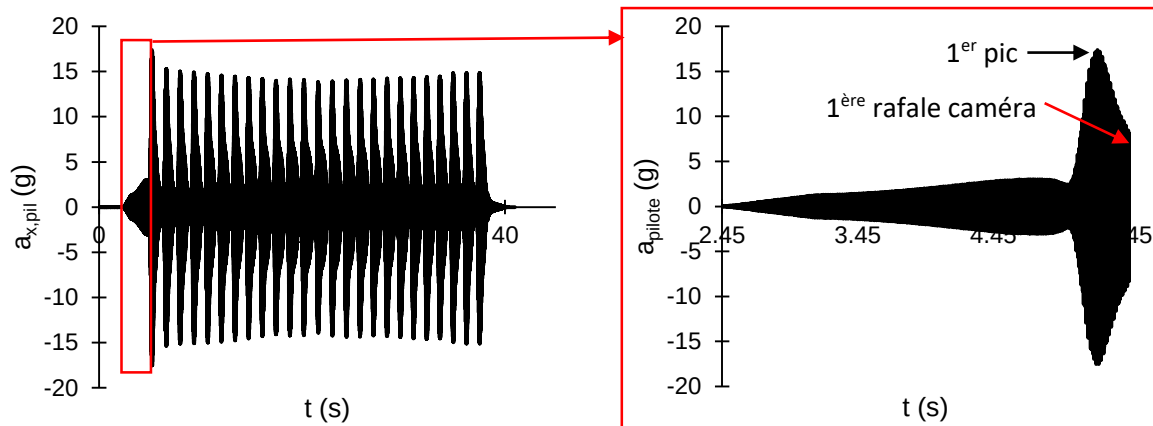


Figure 2-21 : Perturbations de l'accélération pilote lors de l'essai principal (gauche). Sélection de la zone de post-traitement retenue (droite).

Dans cette phase, le profil d'accélération s'apparente à une rampe en deux temps, ce qui est plus facilement interprétable. L'étude de cette phase permet de détecter le début du glissement, ce qui a été suffisant pour alimenter le reste de l'étude, notamment pour l'approche numérique des chapitres 3 et 5. Des accélérations pilotes inférieures à 4g, soit 0.5g, 1g et 2g ont été testées et n'ont pas produit de glissement significatif car elles ont été régulées normalement par le pot vibrant, comme l'illustre la Figure 2-22.

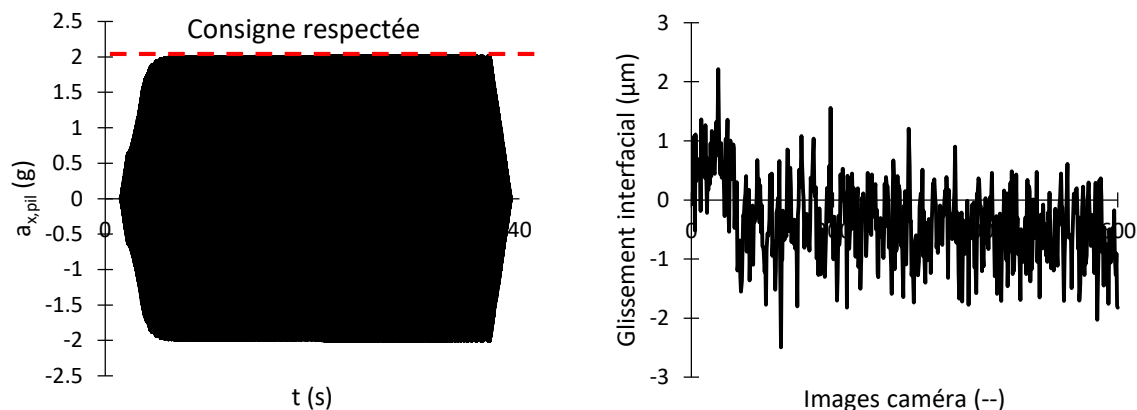


Figure 2-22 : Accélération pilote de 2g maintenue constante (gauche). Aperçu des glissements interfaciaux mesurés par corrélation d'images pour cette consigne (droite).

L'essai principal présenté a été retenu car, même s'il ne remplit pas les objectifs évoqués dans l'introduction de ce chapitre concernant les sollicitations dynamiques, il a permis d'atteindre des accélérations suffisantes pour générer un glissement des pièces. Concernant les mesures de la caméra rapide, pour des raisons évoquées dans l'introduction de ce chapitre, nous étions au départ intéressés à la fois par l'évolution du glissement des pièces sur quelques cycles et à son évolution globale sur toute la durée de l'essai. Dans cette optique, et bien que seule la 1^{ère} montée en accélération ait finalement été retenue pour le post-traitement, les mesures ont été découpées en rafales de 60 images toutes les 3s, afin de ne pas saturer la mémoire de la caméra. La fréquence d'acquisition étant de 3000 images/s, cette méthode permet de mesurer environ 4 cycles par rafale. Le déclenchement de ces rafales se fait manuellement. La synchronisation avec la base temporelle de l'essai est réalisée à l'aide d'un signal annexe provenant des vibromètres. Comme seule la première montée en accélération a été retenue, seule la rafale de mesures prise à $t=3.002s$ est utile dans le post-traitement. Avec du recul, le mieux aurait été faire des acquisitions en continu pendant toute la première montée en accélération. Cela fait partie des améliorations possibles de ce banc d'essai présentées dans les perspectives de ce chapitre.

Les mesures des vibromètres, des jauges, des capteurs d'effort et des accéléromètres sont acquises par une même baie d'acquisition, donc synchronisées. La fréquence d'acquisition des mesures est de 800 Hz. Le pilotage de l'essai se fait à l'aide du logiciel LMS Test Lab. Comme pour les précédentes études quasi-statique et thermique, un protocole spécifique à ces essais a été mis en place. Ce protocole est défini en annexe A.1.4.

2.4.3. *Post-traitement des mesures brutes*

Les sorties d'essais étudiées sont les suivantes :

- Glissement à ligne moyenne $\Delta x_{lm,i}$ de la liaison i : différence entre le déplacement à ligne moyenne de la masse monobloc $u_{x,lm,p1,i}$ et le déplacement à ligne moyenne de la plaque inférieure $u_{x,lm,p2,i}$.
- Glissement interfacial $\Delta x_{int,i}$ de la liaison i : différence entre le déplacement interfacial $u_{x,int,p1,i}$ de la masse monobloc et le déplacement interfacial de la plaque inférieure $u_{x,int,p2,i}$.
- Vitesses de glissement de la liaison L1 $v_{g,x}$: différence entre la vitesse de la masse monobloc $v_{x,vib,1}$ et la vitesse de la plaque inférieure $v_{x,vib,2}$ proche du contact entre les pièces dans la liaison L1
- Accélération
 - accélération « pilote » $a_{x,pil}$: accélération imposée par la table vibrante selon x.
 - accélération « semelle » $a_{x,s}$: accélération sur la semelle de la masse monobloc selon x.
 - accélération « top masse 1 » et « top masse 2 » $a_{xyz,tm1}$ et $a_{xyz,tm2}$: accélération selon x, y et z en haut de la masse monobloc.
- Déformations de l'âme de la masse monobloc $\epsilon_{z,a,1}$ et $\epsilon_{z,a,2}$: déformations moyennes de chaque face de l'âme de la masse monobloc.
- Effort normal moyen $P_{m,i}$: Effort normal moyen dans les liaisons. Moyennes sur les liaisons L1, L4 et L2, L3 respectivement.

Ces grandeurs de sortie et la méthode de post-traitement associée sont illustrées sur la Figure 2-23.

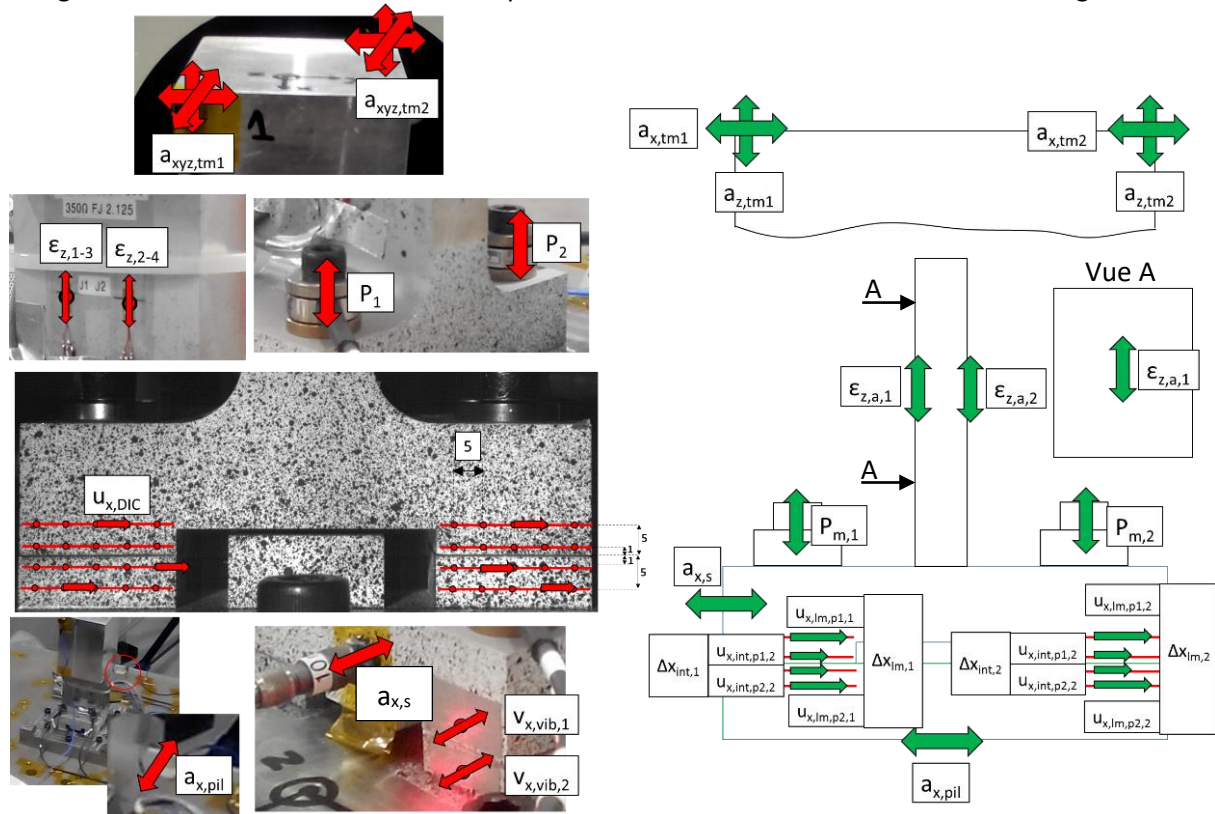


Figure 2-23 : Méthode de post-traitement des sorties d'essais brutes. Essai dynamique.

Comparaison des signatures modales 1 et 2

Dans un premier temps, les signatures modales avant et après l'essai peuvent être comparées afin de mettre en évidence de possibles différences. Ces signatures sont illustrées par la Figure 2-24.

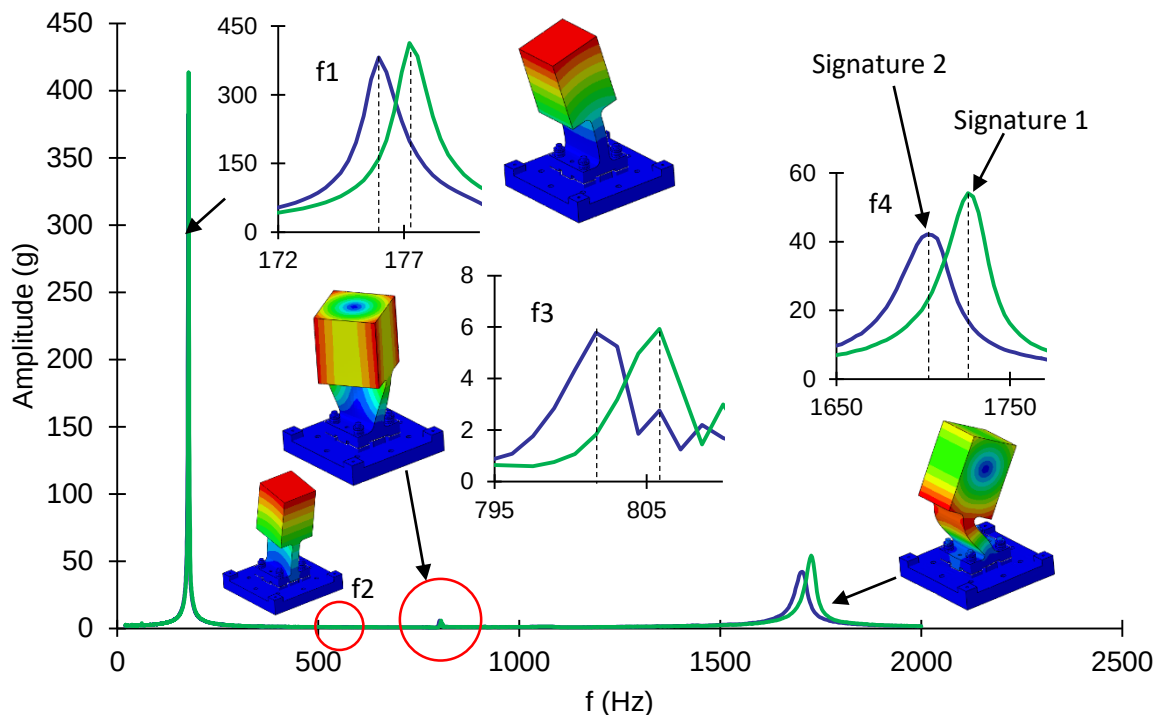


Figure 2-24 : Evolution de la signature modale du spécimen dynamique due à l'essai principal. Consigne d'accélération à la base 0.2g, fréquence 20-2000 Hz, balayage 2 oct/min.

Les fréquences propres obtenues lors de ces 2 signatures sont données dans le Tableau 2-2.

	f1	f3	f4
	Hz	Hz	Hz
Signature 1	177.4	805.8	1729
Signature 2	175.7	801.7	1702
Ecart relatif	-0.96%	-0.51%	-1.56%

Tableau 2-2 : Evolution des fréquences propres du spécimen dynamique due à l'essai principal.

Le mode propre 2 (mode de flexion autour de x, à 513 Hz) n'est pas excité par l'excitation selon x utilisée pour obtenir la signature modale. Il n'apparaît donc pas sur la Figure 2-24. Des écarts relatifs de moins de 2% sont observés sur les fréquences propres. Ces écarts sont jugés trop faibles pour être attribués de façon certaine à une modification de la géométrie du spécimen, et en particulier au glissement des pièces. En effet, ils peuvent être attribués à la répétabilité des essais. Cependant, nous allons voir dans la suite du post-traitement qu'un glissement des pièces a bien eu lieu pendant l'essai, et qu'il n'est pas négligeable.

Glissements : $\Delta x_{lm,i}$ et $\Delta x_{int,i}$

Le post-traitement des images de la caméra rapide est fait avec le logiciel VIC-2D. Les glissements à ligne moyenne $\Delta x_{lm,i}$ et les glissements interfaciaux $\Delta x_{int,i}$ sont obtenus de la même façon que pour les essais quasi-statique et thermique.

L'évolution des glissements à ligne moyenne $\Delta x_{lm,i}$ dans les liaisons L1 et L2 (voir Figure 2-23) est illustrée par la Figure 2-25 pour les liaisons L1 et L2.

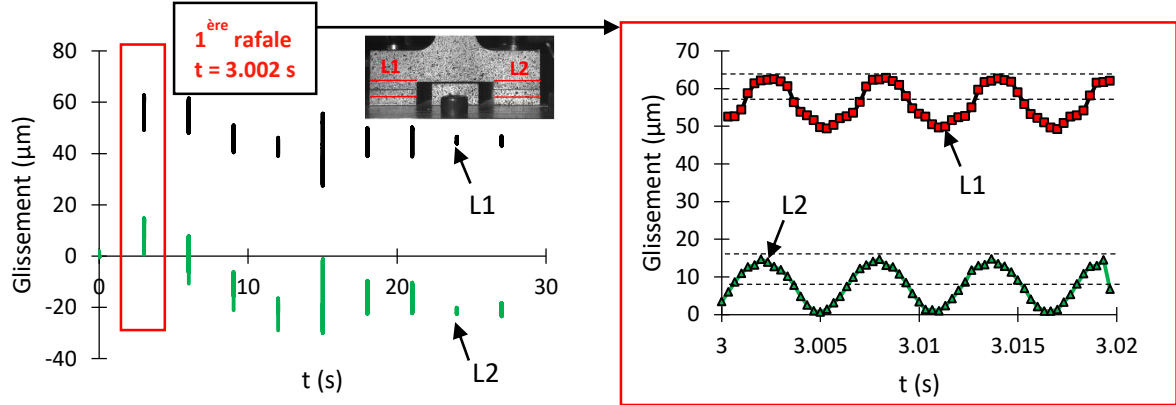


Figure 2-25 : Glissement à ligne moyenne Δx_{lm} dans les liaisons L1 et L2 en fonction du temps. Evolution globale (gauche) et zoom sur la 1^{ère} rafale (droite).

L'évolution des glissements interfaciaux $\Delta x_{int,i}$ dans les liaisons L1 et L2 (voir Figure 2-23) est illustrée par la Figure 2-26.

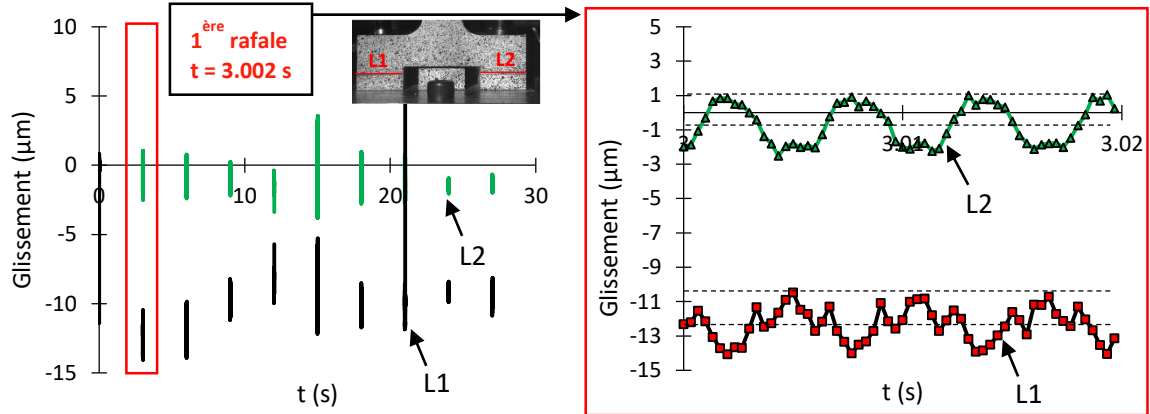


Figure 2-26 : Glissement interfacial Δx_{int} dans les liaisons L1 et L2 en fonction du temps. Evolution globale (gauche) et zoom sur la 1^{ère} rafale (droite).

Vitesse de glissement : $v_{g,x}$

Les vibromètres donnent accès à deux vitesses uniaxiales $v_{x,vib,1}$ et $v_{x,vib,2}$ dans la zone de la liaison L1 (voir Figure 2-23). La vitesse de glissement $v_{g,x}$ est obtenue avec la relation .

$$v_{g,x} = v_{x,vib,1} - v_{x,vib,2} \quad (18)$$

Les vitesses des vibromètres $v_{x,vib,1}$ et $v_{x,vib,2}$ et la vitesse de glissement $v_{g,x}$ sont illustrées sur la Figure 2-27.

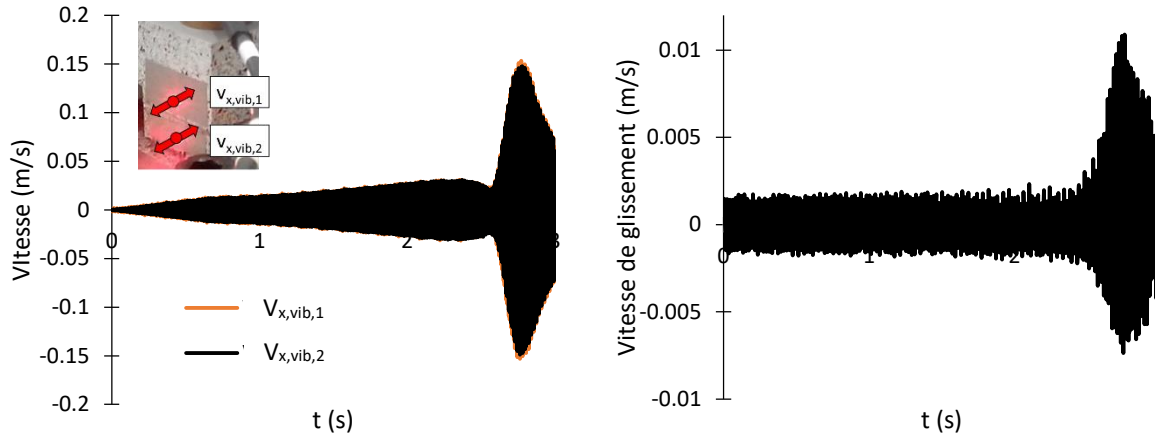


Figure 2-27 : Vitesses mesurées par les vibromètres $v_{x,vib,1}$ et $v_{x,vib,2}$ dans la zone de la liaison 1 en fonction du temps (gauche). Vitesse de glissement $v_{g,x}$ (droite).

Cette vitesse de glissement $v_{g,x}$ peut éventuellement être post-traitée afin d'obtenir le glissement entre les deux points de mesure. Pour cela, deux méthodes de post-traitement ont été testées :

- la méthode des trapèzes
- la méthode de division par la pulsation ω

Avec la méthode des trapèzes, le glissement à l'instant t est obtenu par la relation (19).

$$\Delta x_{int}(t) = 0.5\Delta t(v_{g,x}(t) + v_{g,x}(t-1)) + \Delta x_{int}(t-1) \quad (19)$$

Avec la méthode de la pulsation, le glissement est obtenu par la relation (20) à tout instant.

$$\Delta x_{int} = \frac{v_{g,x}}{\omega} \quad (20)$$

Ces deux méthodes donnent les résultats illustrés par la Figure 2-28.

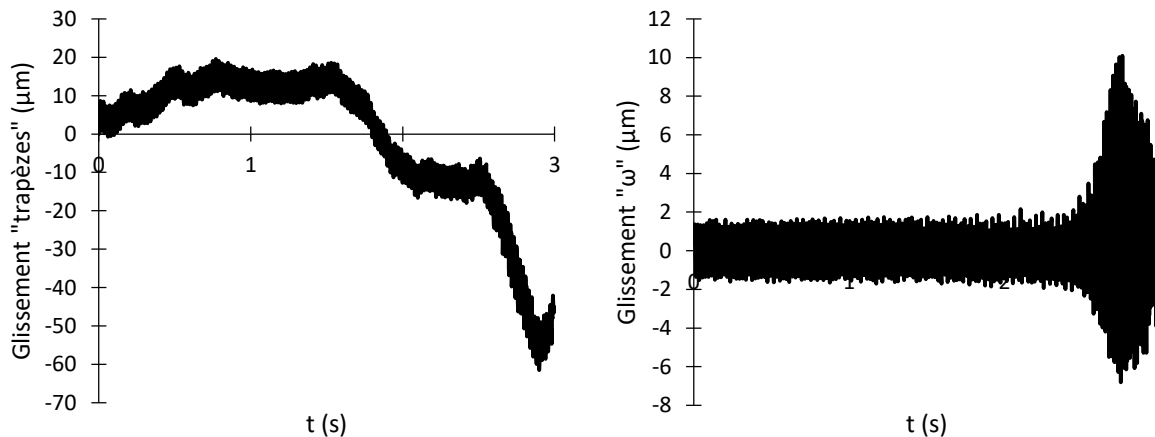


Figure 2-28 : Glissement des pièces dans la liaison L1 après post-traitement de la vitesse de glissement $v_{g,x}$ en fonction du temps. Résultats de la méthode des trapèzes (gauche) et de la méthode de la pulsation (droite).

Accélération : $a_{x,pil}$, $a_{x,s}$, $a_{xyz,tm1}$ et $a_{xyz,tm2}$

Les accélérations pilote $a_{x,pil}$, semelle $a_{x,s}$, top masse 1 $a_{xyz,tm1}$ et top masse 2 $a_{xyz,tm2}$ selon x et z sont illustrées sur la Figure 2-29, la Figure 2-30, la Figure 2-31, et la Figure 2-32 respectivement. L'accélération pilote $a_{x,pil}$ est d'abord présentée seule, puis les autres accélérations sont superposées. Une vue détaillée sur le pic d'accélération pilote est également proposée.

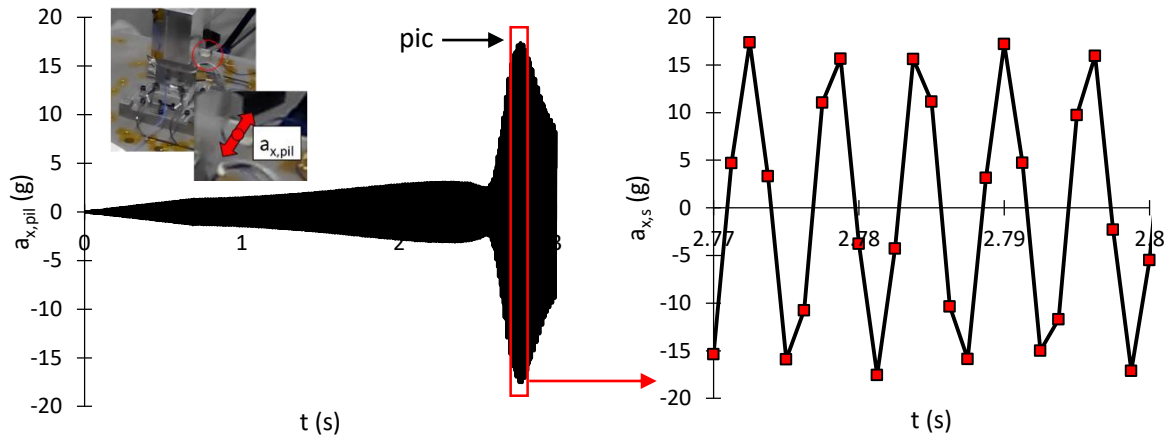


Figure 2-29 : Accélération pilote $a_{x,pil}$ en fonction du temps. Evolution globale (gauche) et zoom sur le pic (droite).

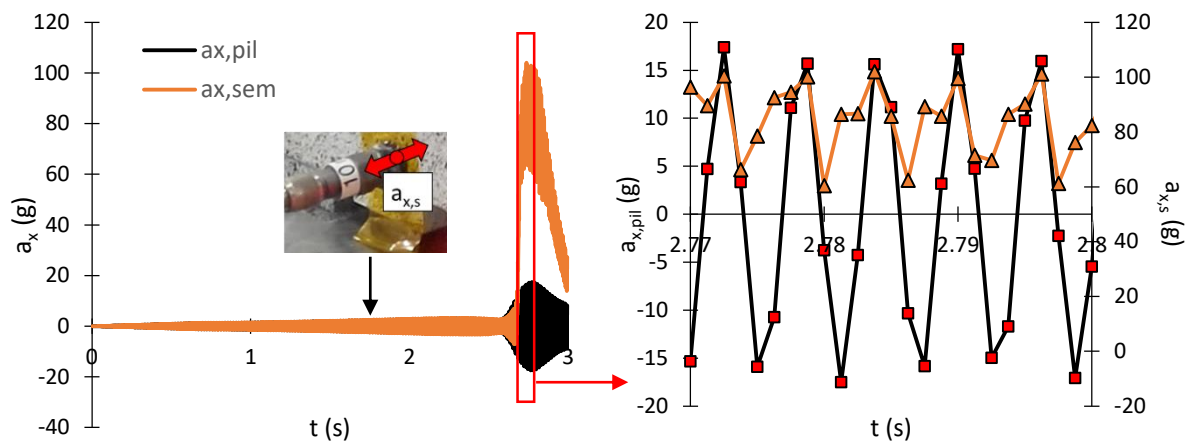


Figure 2-30 : Accélérations pilote $a_{x,pil}$ et semelle $a_{x,s}$ en fonction du temps. Evolution globale (gauche) et zoom sur le pic (droite).

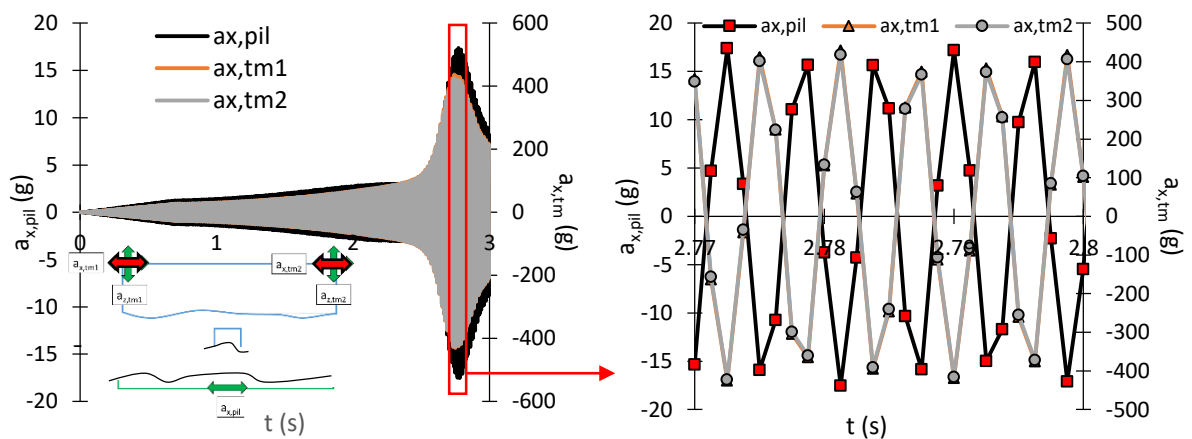


Figure 2-31 : Accélérations pilote $a_{x,pil}$, top masse 1 $a_{x,tm1}$ et top masse 2 $a_{x,tm2}$ selon x en fonction du temps. Evolution globale (gauche) et zoom sur le pic (droite).

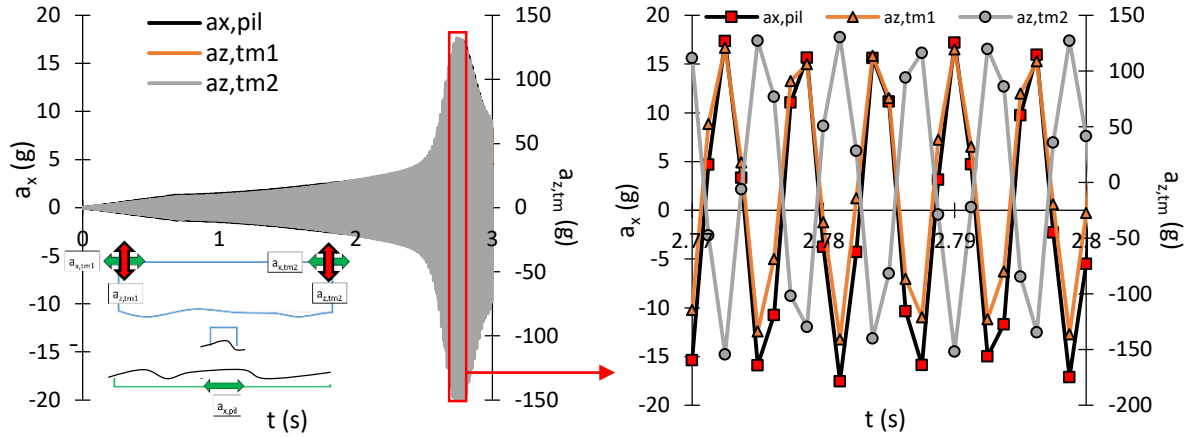


Figure 2-32 : Accélérations pilote $a_{x,pil}$, top masse 1 $a_{z,tm1}$ et top masse 2 $a_{z,tm2}$ selon z en fonction du temps. Evolution globale (gauche) et zoom sur le pic (droite).

Déformations : $\epsilon_{z,a,1}$ et $\epsilon_{z,a,2}$

Les déformations moyennes de chaque face de l'âme de la masse monobloc $\epsilon_{z,a,1}$ et $\epsilon_{z,a,2}$ sont obtenues avec les relations (21).

$$\begin{aligned}\epsilon_{z,a,1} &= \epsilon_{z,1} \\ \epsilon_{z,a,2} &= 0.5(\epsilon_{z,3} + \epsilon_{z,4})\end{aligned}\quad (21)$$

La jauge 2 s'étant dessoudée pendant l'essai, elle n'est pas prise en compte dans le post-traitement de la déformation moyenne $\epsilon_{z,a,1}$. Ces déformations moyennes sont illustrées par la Figure 2-33.

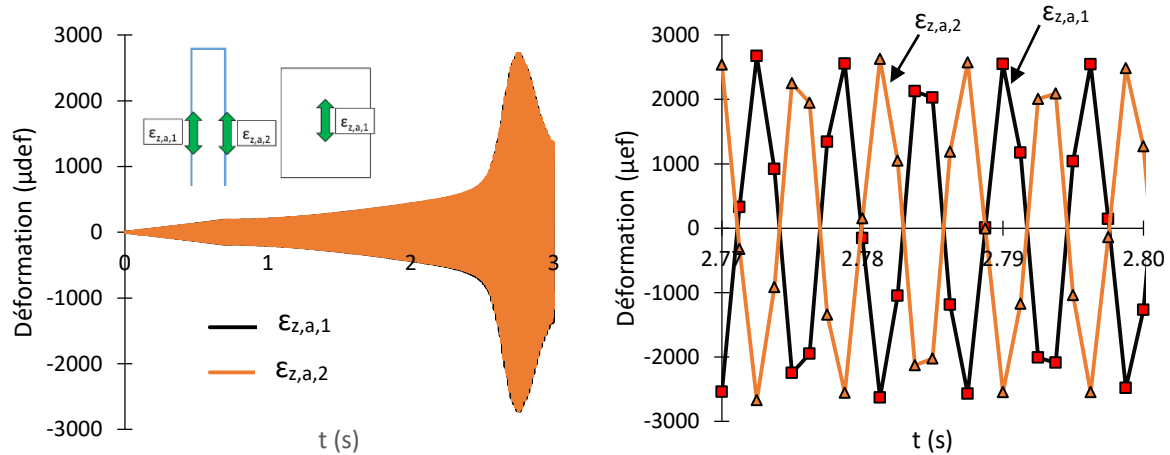


Figure 2-33 : Déformations dans l'âme de la masse monobloc $\epsilon_{z,a,1}$ et $\epsilon_{z,a,2}$ en fonction du temps. Evolution globale (gauche) et zoom sur le pic (droite).

Efforts normaux : $P_{m,1}$ et $P_{m,2}$

Les efforts normaux $P_{m,1}$ et $P_{m,2}$ respectivement dans les liaisons L1 et L4 et dans les liaisons L2 et L3 (voir Figure 2-19) sont moyennés. Cela se traduit par les relations (22).

$$\begin{aligned}P_{m,1} &= 0.5(P_1 + P_4) \\ P_{m,2} &= 0.5(P_2 + P_3)\end{aligned}\quad (22)$$

Les efforts normaux moyennés $P_{m,1}$ et $P_{m,2}$ sont illustrés par la Figure 2-34.

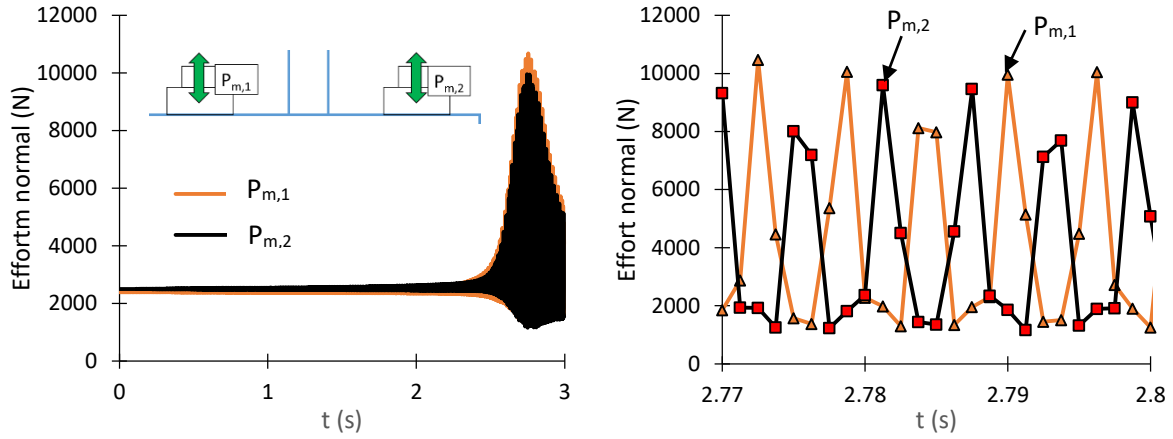


Figure 2-34 : Efforts normaux moyennés $P_{m,1}$ et $P_{m,2}$ fonction du temps. Evolution globale (gauche) et zoom sur le pic (droite).

2.4.4. Analyse des résultats

Afin d'apporter une compréhension qualitative des résultats, un modèle analytique simplifié est proposé sur la Figure 2-35. Il ne s'agit pas de s'attarder sur chaque terme mais plutôt de bien comprendre les relations entre les différentes variables afin d'alimenter l'analyse des résultats.

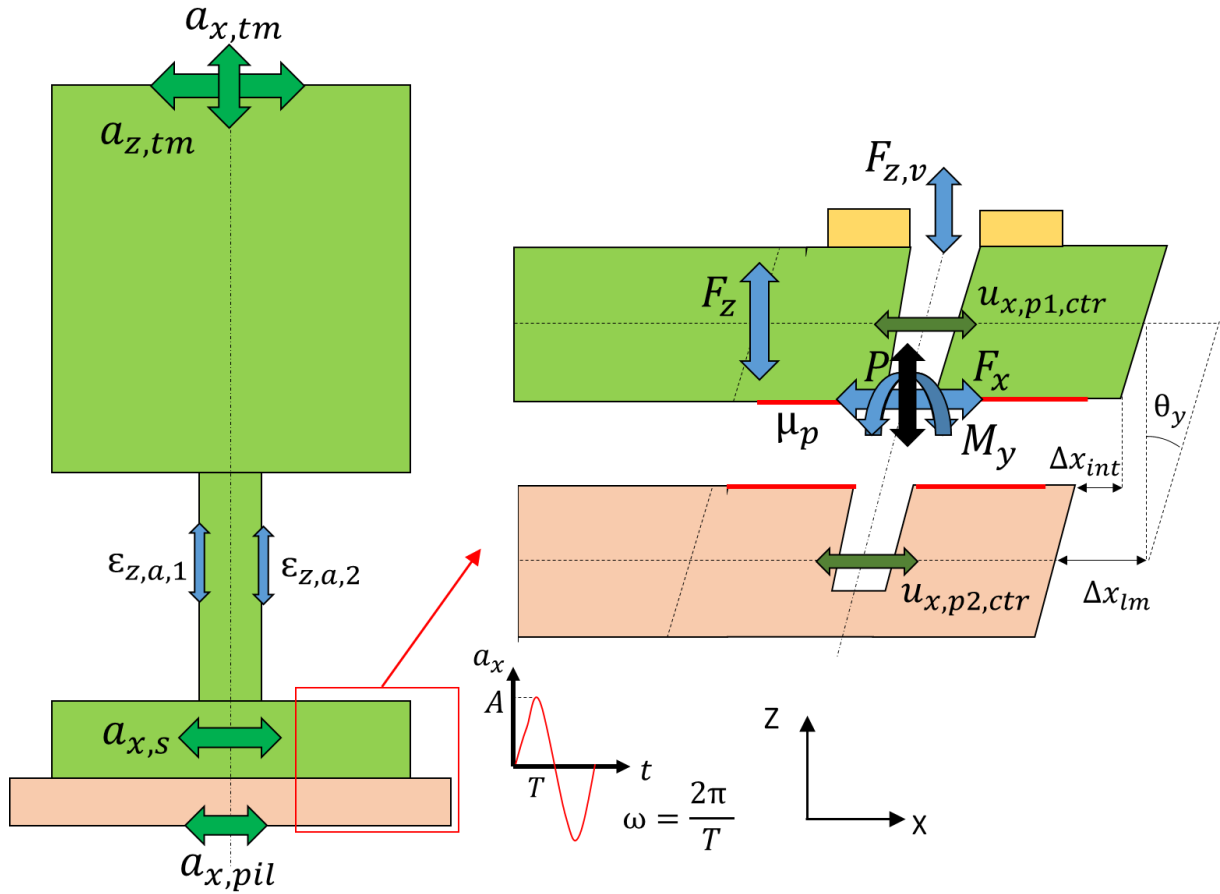


Figure 2-35 : Modèle analytique qualitatif du spécimen dynamique.

Ce modèle permet d'obtenir les relations (23), (24), (25), (26), (27) et (28).

- Accélérations

$$a_{x,pil} = A \sin(\omega t) \quad (23)$$

- Efforts

$$\begin{aligned}
 F_x &= B(a_{x,tm} - a_{x,pil}) = f(\Delta x_{int}) : \text{non-linéaire (contact)} \\
 F_x &= \mu_p P \text{ si } F_x \geq \mu_p P \\
 F_x &= -\mu_p P \text{ si } F_x \leq -\mu_p P \\
 F_z &= \pm(C F_x + D a_{z,tm}) = F_{z,v} \frac{k_{z,v}}{k_{z,v} + k_{z,p}} = (k_{z,v} + k_{z,p}) \Delta z
 \end{aligned} \tag{24}$$

- Moment

$$M_y = E \theta_y \tag{25}$$

- Déplacements / glissements

$$\begin{aligned}
 u_{x,lm,p1} &= a_{x,s} \omega^2 \\
 u_{x,lm,p2} &= a_{x,pil} \omega^2 \\
 \Delta x_{lm} &= u_{x,lm,p1} - u_{x,lm,p2} = (a_{x,s} - a_{x,pil}) \omega^2 \\
 \Delta x_{int} &= \Delta x_{lm} - G F_x - H \theta_y
 \end{aligned} \tag{26}$$

- Rotation

$$\theta_y = I \Delta x_{lm} \tag{27}$$

- Déformations

$$\begin{aligned}
 \varepsilon_{z,a,1} &= J F_x + K a_{z,tm} \\
 \varepsilon_{z,a,2} &= -(J F_x + K a_{z,tm})
 \end{aligned} \tag{28}$$

Les termes A-K contiennent des souplesses en translation et en rotation et des longueurs. Ce système d'équations permet de définir qualitativement le comportement du spécimen. Des précisions seront données dans le chapitre 4 lors du développement des modèles analytiques.

Glissements $\Delta x_{lm,i}$ et $\Delta x_{int,i}$: Figure 2-25 et Figure 2-26

L'incertitude de mesure sur les déplacements mesurés par corrélation d'images est supposée égale à l'incertitude en quasi-statique. En effet, d'après Beberniss [BEB, 2012] et Ehrhardt [EHR, 2014], la précision des mesures dynamiques est proche de celle des mesures quasi-statiques tant que la fréquence d'excitation n'est pas trop élevée et que les déplacements ne sont pas trop faibles. Ici, les déplacements sont de l'ordre de 50 μm , ce qui est relativement élevé. Le bruit de mesure de la caméra a été estimé sur une rafale préliminaire réalisée avant l'essai et sur les essais à 0.5g, 1g et 2g, dans lesquels aucun glissement n'a été détecté. Ce bruit de mesure est d'environ 1 μm (voir Figure 2-22). Il a été assimilé à l'incertitude de mesure, dans notre cas. De plus, la caméra détecte bien l'aspect périodique du signal et sa fréquence de 172 Hz, ce qui améliore la confiance dans les mesures. Des pistes sont données dans les perspectives de ce chapitre pour améliorer l'estimation de l'incertitude des mesures en dynamique.

Le glissement à ligne moyenne $\Delta x_{lm,i}$ n'évolue pas de la même façon dans les liaisons L1 et L2. Il est plus important au niveau de la liaison L1 et ce pendant tout l'essai. Nous pouvons remarquer que l'écart entre ces glissements à ligne moyenne $\Delta x_{lm,i}$ est dû à un glissement d'ensemble du spécimen selon +X lors de la montée en accélération. Par la suite, l'évolution de ces glissements $\Delta x_{lm,i}$ est quasiment identique. Il est possible que la première phase de glissement lors de la montée en accélération soit

pilotée par le rodage des surfaces de contact, pendant lequel l'état des surfaces évolue de façon peu prédictible jusqu'à se stabiliser. D'après les relations (26), le glissement à ligne moyenne $\Delta x_{lm,i}$ dépend de l'accélération pilote $a_{x,pil}$, de l'accélération semelle $a_{x,s}$ et du glissement interfacial $\Delta x_{int,i}$, donc des conditions de contact, ce qui pourrait apporter un début d'explication à cette observation. La forme de l'évolution du glissement à ligne moyenne pendant l'essai est difficile à expliquer car, à part sur la 1^{ère} rafale, les glissements $\Delta x_{lm,i}$ des liaisons L1 et L2 n'ont pas le même signe. Cela veut dire que les pièces glissent selon +X dans la liaison L1 et selon -X dans la liaison L2. Ce constat traduit le fait que le glissement à ligne moyenne est orienté vers l'intérieur du spécimen pour les deux liaisons. Cela peut éventuellement être dû à la présence de flexion. Etant donnée la forme des accélérations pilote $a_{x,pil}$ et semelle $a_{x,s}$ dans cet essai, des phénomènes plus complexes que ceux représentés dans le modèle analytique qualitatif sont sûrement à l'oeuvre, par exemple le fretting, et plus globalement, une évolution de la rugosité des surfaces de contact. Ces phénomènes étant difficilement prédictibles, ils peuvent éventuellement être à l'origine de la forme particulière de l'évolution du glissement à ligne moyenne $\Delta x_{lm,i}$.

Une vue détaillée de la 1^{ère} rafale montre que le glissement à ligne moyenne $\Delta x_{lm,i}$ est cyclique dans les deux liaisons, à la même fréquence que la fréquence d'excitation, et que les deux liaisons glissent en phase. Sur la 1^{ère} rafale, la valeur moyenne du glissement $\Delta x_{lm,1}$ est de 57.2 μm pour la liaison L1 et celle de $\Delta x_{lm,2}$ de 8.3 μm pour la liaison L2. L'amplitude du glissement $\Delta x_{lm,1}$ est de 6.9 μm pour la liaison L1 et celle de $\Delta x_{lm,2}$ de 7.7 μm pour la liaison L2. Ainsi, l'amplitude du glissement pendant une rafale est très proche dans les deux liaisons. L'écart sur la valeur moyenne des glissements $\Delta x_{lm,i}$ peut traduire le fait qu'un certain glissement s'est cumulé au fur et à mesure des cycles de sollicitations jusqu'à la 1^{ère} rafale. Il n'est pas possible qu'un glissement d'ensemble du spécimen ait eu lieu brusquement à partir d'un certain niveau d'accélération pilote entre 0 et 3.002 s justement car la valeur moyenne des glissements $\Delta x_{lm,i}$ n'est pas la même d'une liaison à l'autre. L'écart pourrait éventuellement s'expliquer par une valeur de précharge P_0 différente d'une liaison à l'autre, cependant les écarts qui ont été observés sur la précharge initiale sont jugés trop faibles pour engendrer ce niveau d'écart sur les glissements $\Delta x_{lm,i}$.

Concernant le glissement interfacial $\Delta x_{int,i}$, il est orienté dans le même sens dans les liaisons L1 et L2, à part pour la 1^{ère} rafale. Le sens du glissement interfacial $\Delta x_{int,i}$ n'est pas le même que celui du glissement à ligne moyenne $\Delta x_{lm,i}$ sur la plus grande partie de l'essai. D'après les relations (26), cela peut s'expliquer par la présence d'une rotation de la liaison θ , ce qui traduit la présence de flexion. Dans le cas thermo-élastique, cette flexion n'était pas assez importante pour entraîner un changement de signe entre le glissement à ligne moyenne $\Delta x_{lm,i}$ et le glissement interfacial $\Delta x_{int,i}$, mais c'est a priori le cas pour l'essai dynamique. La présence de traction peut aussi avoir tendance à favoriser l'impact de la flexion sur le glissement interfacial $\Delta x_{int,i}$ en diminuant les pressions de contact entre les pièces. Ce point sera abordé plus amplement dans le chapitre 4. La forme de l'évolution du glissement interfacial $\Delta x_{int,i}$ pendant l'essai est difficile à interpréter, comme celle de l'évolution du glissement à ligne moyenne $\Delta x_{lm,i}$.

Une vue détaillée de la 1^{ère} rafale (Figure 2-36) montre que la période de glissement interfacial $\Delta x_{int,i}$ n'est pas aussi claire que pour le glissement à ligne moyenne $\Delta x_{lm,i}$. Elle existe, mais semble atténuée par des comportements locaux de micro-déformations proches du contact. Il ne s'agit pas de bruit de mesure car le glissement dans la liaison L2 est plus faible et moins bruyé. Comme évoqué précédemment, le bruit de mesure a été estimé à moins de 1 μm . Le glissement interfacial $\Delta x_{int,i}$ n'étant pas mesuré strictement au niveau du contact (à 1 mm de part et d'autre), ce phénomène devrait être plus marqué pour un glissement interfacial $\Delta x_{int,i}$ idéalement mesuré au niveau du contact. Il semble possible de dire que pour une sollicitation dynamique, malgré la forme des relations (26), il soit

impossible de postuler que le glissement interfacial $\Delta x_{int,i}$ ait la même forme que la consigne en accélération à la base à cause de phénomènes spécifiques de contact en dynamique. Sur la 1^{ère} rafale, la valeur moyenne du glissement $\Delta x_{int,1}$ cumulé est de -12.1 μm pour la liaison L1 et celle de $\Delta x_{int,2}$ de 1.9 μm pour la liaison L2. L'amplitude du glissement $\Delta x_{int,1}$ est de 2 μm pour la liaison L1 et celle de $\Delta x_{int,2}$ de 1.5 μm pour la liaison L2. Comme le montre la Figure 2-36, le glissement interfacial $\Delta x_{int,1}$ de la liaison L1 (c'est le cas également pour la liaison L2) n'est pas uniforme sur tout le contact entre les pièces.

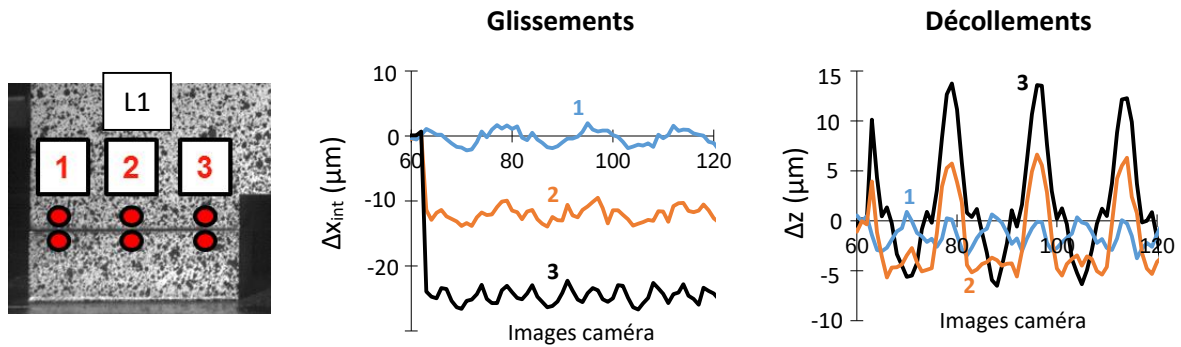


Figure 2-36 : Glissement interfacial $\Delta x_{int,1}$ et décollements Δz sur la 1^{ère} rafale. Influence du décollement sur le glissement interfacial dans la liaison L1 en fonction de la position sur le contact.

Nous remarquons que le décollement, c'est-à-dire le déplacement différentiel selon z Δz , a une influence non-négligeable sur ce glissement interfacial $\Delta x_{int,1}$. Cet effet n'est pas pris en compte dans le modèle analytique qualitatif proposé par la Figure 2-35. Le décollement peut être engendré par une sollicitation de traction Δz et/ou une sollicitation de flexion θ_y . Le fait que du décollement Δz soit présent sur tout le contact simultanément traduit la présence de traction. Cependant, la traction seule engendre un décollement axisymétrique. Si seule cette sollicitation était présente, le décollement Δz des points 1, 2 et 3 de la Figure 2-36 serait proche. Or, cela n'est pas le cas. Ceci traduit inévitablement la présence de flexion. Nous avons cherché à analyser l'impact de cette flexion sur le glissement d'après les mesures de décollement. L'amplitude du décollement Δz est clairement corrélée à l'amplitude du glissement interfacial $\Delta x_{int,1}$ d'après la Figure 2-36. Cette amplitude décroît du point 1 au point 3, autant pour le décollement Δz que pour le glissement $\Delta x_{int,1}$. Le décollement et le glissement du point 1 sont quasi-nuls. Le décollement maximal du point 3 est de 13.8 μm , pour un glissement interfacial moyen maximal de -25.3 μm . Le point 2 atteint un décollement et un glissement intermédiaire. Ces observations confirment que les liaisons sont bien soumises à des sollicitations combinées et que la flexion a un impact non-négligeable sur le comportement des liaisons, à la fois sur le décollement et sur le glissement. Les deux phénomènes ne peuvent, a priori, pas être étudiés séparément lors de sollicitations combinées.

Vitesse de glissement $v_{g,x}$: Figure 2-27 et Figure 2-28

La mesure des vibromètres est bruitée. Ce bruit est estimé à 1.9 mm/s pour le vibromètre 1 et à 0.75 mm/s pour le vibromètre 2 sur les mesures avant le début de l'essai. Ce bruit a été quasi-constant pendant les essais à 0.5 g, 1 g et 2 g dans lesquels aucun glissement interfacial n'a été détecté par la caméra rapide. Ce bruit peut provenir à la fois de la résolution des vibromètres, mais aussi du positionnement de ces vibromètres par rapport aux surfaces de mesure. Dans notre cas, les faisceaux lasers sont légèrement inclinés (environ 20°) pour des raisons pratiques, alors que le fonctionnement optimal d'un vibromètre est atteint lorsque le faisceau est strictement orthogonal à la surface de mesure.

Concernant le post-traitement de la vitesse de glissement $v_{g,x}$ pour obtenir le glissement, la méthode des trapèzes n'a pas donné de résultats cohérents. Même si la courbe de la Figure 2-28 (gauche) peut

sembler cohérente, nous obtenons des résultats similaires pour les essais à 0.5 g, 1 g et 2 g, dans lesquels le glissement interfacial détecté par la caméra est quasi-nul. Ceci peut notamment être dû à la fréquence d'acquisition qui est un peu basse (800 Hz). Dans la suite de l'analyse, seul le glissement obtenu avec la méthode de la pulsation est retenu. L'ordre de grandeur du glissement obtenu avec cette méthode n'est pas incohérent puisqu'il est en accord avec l'ordre de grandeur obtenu par corrélation d'images. Cependant, le glissement obtenu par vibrométrie est censé être proche du glissement à ligne moyenne $\Delta x_{lm,1}$ étant donnée la position des faisceaux de part et d'autre du contact entre les pièces. Cependant, les valeurs diffèrent d'un facteur 10 environ à l'instant de la 1^{ère} rafale, soit à 3.002 s (voir Figure 2-25). Même si les mesures ne sont pas réalisées exactement au même endroit, cet écart important nous fait remettre en question la mesure par vibrométrie, ou du moins le calcul du glissement par post-traitement des vitesses. Le bruit de mesure sur le glissement post-traité à partir des vitesses est estimé à 1.7 μm , soit 17.6% de la valeur maximale au pic d'accélération pilote, qui est de 9.65 μm . Pour ces différentes raisons, nous avons jugé que la mesure du glissement par vibrométrie laser donnait sûrement la bonne allure de l'évolution du glissement lors la montée en accélération, mais qu'elle n'était pas assez fiable pour étudier quantitativement ce glissement. Elle n'a donc pas été retenue dans la suite de l'étude pour des applications quantitatives.

Accélération $a_{x,pil}$, $a_{x,s}$, $a_{xyz,tm1}$ et $a_{xyz,tm2}$: Figure 2-29 à Figure 2-32

Comme évoqué précédemment, l'analyse de la Figure 2-29 montre que l'accélération pilote $a_{x,pil}$ a un profil particulier à cause d'un problème d'asservissement du pot vibrant. Cependant, le profil peut s'apparenter à une rampe en deux temps. De 0 à 2.6 s, la montée en accélération est lente et de 2.6 à 3 s, la montée en accélération est rapide. Une vue détaillée sur le pic d'accélération montre que celle-ci est montée jusqu'à 17.4 g, soit presque 4 fois la consigne souhaitée de 4 g.

L'accélération semelle $a_{x,s}$ a un profil particulier (Figure 2-30). D'après les relations (26), pour une pulsation ω constante, l'écart entre l'accélération pilote $a_{x,pil}$ et l'accélération semelle $a_{x,s}$ correspond au glissement à ligne moyenne $\Delta x_{lm,i}$ divisé par la pulsation au carré. Or, d'après ces mêmes relations, le glissement à ligne moyenne $\Delta x_{lm,i}$ dépend du glissement interfacial $\Delta x_{int,i}$. L'accélération semelle $a_{x,s}$ est donc impactée par le comportement non-linéaire des contacts. Sa forme particulière traduit qu'un glissement a eu lieu entre les pièces. Vraisemblablement, ce glissement provoque une décohérence croissante de l'accélération semelle $a_{x,s}$ par rapport à l'accélération pilote $a_{x,pil}$. Avec une pièce complètement monobloc (contacts soudés), la forme de l'accélération semelle $a_{x,s}$ aurait été identique à celle de l'accélération pilote $a_{x,pil}$, à un certain facteur d'amplification près. La décohérence de l'accélération semelle $a_{x,s}$ peut donc éventuellement être un moyen indirect de détecter la présence de glissement. Ce point sera abordé plus en détails dans le chapitre 3. Même si l'accélération semelle $a_{x,s}$ est perturbée, elle est en phase avec l'accélération pilote $a_{x,pil}$. L'accélération semelle $a_{x,s}$ au pic est environ 10 fois plus élevée que l'accélération pilote $a_{x,pil}$.

Globalement, l'accélération pilote $a_{x,pil}$ et les accélérations top masse 1 et 2 selon x $a_{x,tm1}$ et $a_{x,tm2}$ ont la même enveloppe. Les accélérations top masse 1 et 2 selon x $a_{x,tm1}$ et $a_{x,tm2}$ sont en phase, ce qui est normal (Figure 2-31). Elles ont des valeurs quasi-identiques, ce qui permet de dire que la masse n'a pas eu de mouvement de rotation autour de z pendant l'essai, même à l'approche de la résonance, ce qui améliore la confiance dans les mesures. Cependant, elles sont déphasées par rapport à l'accélération pilote $a_{x,pil}$. Il s'agit d'un déphasage propre à l'approche de la résonance. Il n'est pas observé au début de l'essai, c'est-à-dire loin du pic. Les accélérations top masse 1 et top masse 2 $a_{x,tm1}$ et $a_{x,tm2}$ au pic sont environ 30 fois plus élevées que l'accélération pilote $a_{x,pil}$.

Globalement, l'accélération pilote $a_{x,pil}$ et les accélérations top masse 1 et 2 selon z $a_{z,tm1}$ et $a_{z,tm2}$ ont la même enveloppe (Figure 2-32). Ces dernières sont déphasées entre elles à cause du mouvement de rotation de la masse monobloc autour de y. Une des accélérations est déphasée par rapport à l'accélération pilote $a_{x,pil}$ tandis que l'autre est en phase, et ce pendant toute la durée de l'essai. Les

accélérations top masse $a_{z,tm1}$ et $a_{z,tm2}$ au pic sont environ 10 fois plus élevées que l'accélération pilote $a_{x,pil}$.

Déformations $\epsilon_{z,a,1}$ et $\epsilon_{z,a,2}$: Figure 2-33

Les déformations dans l'âme de la masse monobloc $\epsilon_{z,a,1}$ et $\epsilon_{z,a,2}$ permettent de s'assurer que la transmission des actions mécaniques dans le spécimen ne présente pas d'anomalie. Les déformations de chaque face sont en opposition de phase, ce qui est cohérent puisque l'âme de la masse monobloc subit de la flexion. Une face voit de la compression pendant que l'autre voit de la traction. Les valeurs absolues des jauges sont très proches ce qui permet de dire que la sollicitation principale est bien restée orientée selon x, malgré les perturbations de la consigne $a_{x,pil}$ car la rotation de l'âme est bien restée orientée autour de l'axe y.

Efforts normaux $P_{m,1}$ et $P_{m,2}$: Figure 2-34

Les capteurs d'effort sont situés sous la tête de chaque vis. L'effort P mesuré par chaque capteur est égal à $P_0 \pm F_{z,v}$, avec $F_{z,v}$ étant la part de l'effort total F_z vue par chaque capteur, comme le montre la relation (24). Les signaux sont en opposition de phase pour la même raison que pour les jauges. La flexion de la masse a tendance à produire de la compression d'un côté de la semelle et de la traction de l'autre côté. Ainsi, l'effort normal augmente dans 2 des liaisons tandis qu'il diminue dans les deux autres. Cependant, le profil d'augmentation des efforts normaux $P_{m,i}$ n'est pas le même que leur profil de diminution sur un cycle de sollicitation. Cela est dû au fait que la raideur des pièces $k_{z,p}$ et la raideur de la vis $k_{z,v}$ interviennent dans la répartition de l'effort total F_z dans une liaison, comme le montrent les relations (23). En traction, la vis est susceptible de reprendre un effort important si les pièces se décolle, ce qui est le cas ici d'après les mesures par corrélation d'images qui montrent clairement la présence de décollement Δz positif (voir Figure 2-36). En compression, les pièces reprennent une grande partie de l'effort total F_z car il n'y a pas de possibilité de décollement Δz positif et que leur raideur $k_{z,p}$ est plus élevée que celle de la vis $k_{z,v}$ d'un facteur 15 environ dans le cas étudié. La vis et le capteur d'effort voient une variation d'effort $F_{z,v}$ moins importante qu'en traction.

2.4.5. Validité des résultats du banc d'essais dynamique

La mise au point du banc dynamique a été plus complexe que prévue. D'une part, des accélérations à la base $a_{x,pil}$ de 0.5 g, 1 g et 2 g n'ont pas permis de détecter de glissement interfacial Δx_{int} significatif. D'autre part, pour des raisons pratiques d'asservissement du pot vibrant, la consigne en accélération $a_{x,pil}$ de 4 g n'a pas pu être respectée lors de l'essai principal. L'accélération à la base $a_{x,pil}$ est alors montée à 17.4 g par pics successifs à cause de la proximité avec la résonance qui entraînait la plaque d'interface. Cependant, cet essai étant le seul à avoir généré un glissement interfacial Δx_{int} significatif, nous avons choisi de le post-traiter et d'axer le post-traitement sur la 1^{ère} montée en accélération. Comme évoqué dans l'introduction de cette partie, la grandeur la plus intéressante lors de la phase de lancement est le glissement interfacial résiduel $\Delta x_{int,res}$. Bien que nous ayons pu étudier le glissement à l'aide de plusieurs moyens de mesure, nous n'avons finalement pas pu étudier directement ce glissement résiduel. D'autres phénomènes intéressants ont tout de même été mis en évidence.

Les résultats obtenus sont globalement cohérents. A un facteur d'amplification près, l'allure des accélérations mesurées en plusieurs points du spécimen est la même que celle de l'accélération pilote, à part pour l'accélération semelle $a_{x,s}$ qui est affectée par le comportement des contacts. Les mesures de déplacements par corrélation d'images ont permis d'obtenir l'évolution des glissements à ligne moyenne $\Delta x_{lm,i}$ et interfaciaux $\Delta x_{int,i}$ dans 2 liaisons sur les 4 présentes dans le spécimen. Les signaux sont relativement propres et peu bruités. Les mesures par vibrométrie laser n'ont pas donné entière satisfaction car elles ne donnent pas des niveaux de glissements cohérents avec ceux issus de la corrélation d'images et sont par ailleurs relativement bruitées. Les jauges et les capteurs d'effort

donnent des résultats qui nous semblent qualitativement valables. Ainsi, il nous semble que les résultats issus de ce banc d'essai peuvent être utilisés comme référence dans la suite des travaux.

Lors du développement du modèle numérique détaillé du spécimen d'essai dans le chapitre 3, ce cas dynamique est ramené à un cas quasi-statique équivalent pour des raisons qui sont expliquées dans le même chapitre. Pour identifier la sollicitation quasi-statique équivalente à appliquer dans le modèle numérique équivalent, nous avons choisi de nous placer à l'instant de début du glissement expérimental. Comme les mesures de glissement par vibrométrie nous semblent inutilisables quantitativement, l'instant de début du glissement a été détecté lors du début de la divergence de l'accélération semelle $a_{x,s}$ par rapport à l'accélération pilote $a_{x,pil}$, comme le montre la Figure 2-37.

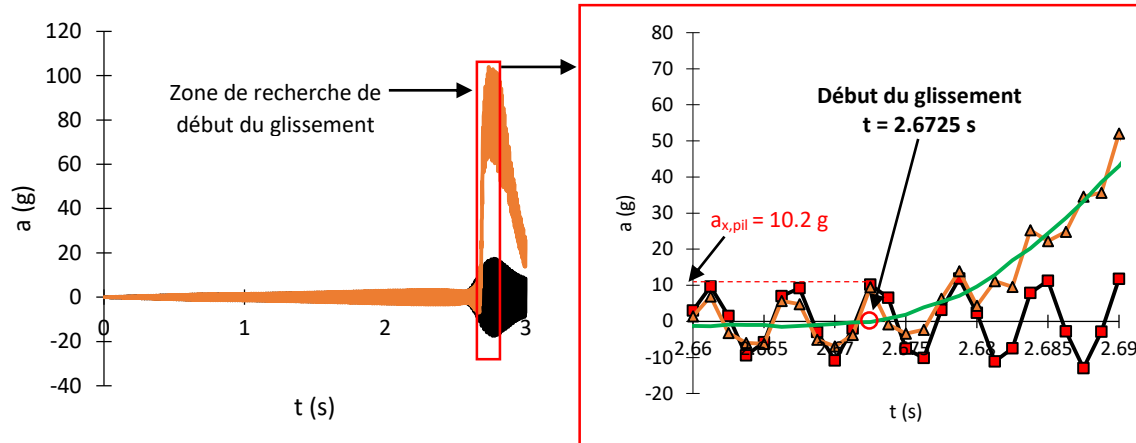


Figure 2-37 : Accélérations pilote $a_{x,pil}$ et semelle $a_{x,s}$ en fonction du temps. Recherche du début du glissement par divergence de l'accélération semelle.

A partir d'un certain niveau d'accélération pilote $a_{x,pil}$, l'accélération semelle $a_{x,s}$ diverge. Cet événement est forcément dû à un phénomène qui fait diverger le comportement réel du comportement « monobloc » masse monobloc / plaque inférieure, c'est-à-dire si les contacts entre ces deux pièces étaient soudés. Dans ce comportement monobloc, l'accélération de la semelle $a_{x,s}$ devrait avoir la même enveloppe que l'accélération pilote $a_{x,pil}$, à un certain facteur d'amplification près. Nous faisons ici l'hypothèse que le glissement interfacial $\Delta x_{int,i}$ entre la masse monobloc et la plaque inférieure est la principale cause de cette divergence. Ainsi, le début du glissement est identifié lorsque l'accélération de la semelle $a_{x,s}$ commence à diverger, soit à $t = 2.6725$ s. L'accélération pilote $a_{x,pil}$ correspondante est de 10.2 g. Les accélérations en haut de la masse monobloc $a_{xyz,tm1}$ et $a_{xyz,tm2}$ à l'instant du début du glissement sont récapitulées dans le Tableau 2-3.

$a_{x,tm1,QS,eq}$	$a_{x,tm2,QS,eq}$	$a_{y,tm1,QS,eq}$	$a_{y,tm2,QS,eq}$	$a_{z,tm1,QS,eq}$	$a_{z,tm2,QS,eq}$
g					
326	333	5.3	-4.2	125	-96.2

Tableau 2-3 : Accélérations $a_{xyz,tm1}$ et $a_{xyz,tm2}$ selon x, y et z à l'instant du début du glissement expérimental.

Les accélérations utilisées dans le modèle numérique détaillé quasi-statique équivalent sont obtenues avec les relations (29).

$$\begin{aligned}
 a_{x,QS} &= 0.5(a_{x,tm1} + a_{x,tm2}) - a_{x,pil} = 0.5(326 + 333) - 10.2 = 319.3 \text{ g} \\
 a_{y,QS} &\approx 0 \\
 a_{z,z+x,QS} &= a_{z,tm,z+x} + 1g = -0.5(125 + 96.2) - 1 = -111.6 \text{ g} \\
 a_{z,z-x,QS} &= a_{z,tm,z-x} - 1g = 0.5(125 + 96.2) - 1 = 109.6 \text{ g}
 \end{aligned} \tag{29}$$

L'accélération pilote $a_{x,pil}$ est retranchée de l'accélération top masse moyenne selon x de façon à obtenir un différentiel d'accélération entre le haut de la masse et la base. La gravité (1g) est retranchée de l'accélération top masse moyenne selon z. L'accélération top masse moyenne selon y est négligée. La sollicitation équivalente contient donc deux composantes d'accélération, une sur x et une sur z.

2.5. Conclusions et perspectives sur l'étude expérimentale

2.5.1. Récapitulation

Trois bancs d'essais ont été développés : un banc d'essai quasi-statique de double cisaillement, un banc d'essai thermique de type bilame et un banc d'essai dynamique de type équipement spatial. Les bancs quasi-statique et dynamique permettent d'étudier la phase de lancement et le banc thermique la phase orbitale. Dans ces bancs d'essais, nous avons étudié en particulier le comportement local des liaisons vissées et le glissement des pièces. Des comportements et des phénomènes propres à chaque banc d'essais ont été mis en évidence.

Les résultats du banc quasi-statique mettent en évidence les phénomènes suivants :

- le comportement en cisaillement F_x vs Δx_{lm} d'une liaison vissée pendant un cycle de charge-décharge est non-linéaire et hystérétique (voir Figure 2-7). Ce comportement est dû à la présence des contacts et des frottements associés. Il est cohérent avec certains résultats de la littérature [ERI, 2010] [CRE, 2012].
- La raideur en cisaillement d'une liaison vissée peut être identifiée sur la courbe de comportement F_x vs Δx_{lm} (voir Figure 2-6).
- Le glissement des pièces dépend de la zone de mesure. Le glissement interfacial des pièces Δx_{int} , c'est-à-dire au plus proche du contact entre les pièces, est inférieur au glissement à ligne moyenne Δx_{lm} .
- L'évolution du glissement interfacial Δx_{int} et du glissement à ligne moyenne Δx_{lm} en fonction du temps est non-linéaire (voir Figure 2-7).
- La phase de glissement partiel, c'est-à-dire la phase de transition entre l'adhérence et le glissement du contact entre les pièces, est confirmée. Pendant cette phase, le glissement est supposé se propager de l'extérieur vers l'intérieur du contact entre les pièces [GRO, 1985].
- Le glissement interfacial résiduel $\Delta x_{int,res}$, c'est-à-dire le glissement interfacial restant lorsque l'effort de cisaillement total F_x s'annule pendant la phase de décharge, a pu être identifié.

Les résultats du banc d'essais thermique ont permis de mettre en évidence les phénomènes suivants :

- Une variation de température uniforme ΔT imposée à un véhicule spatial produit des efforts de cisaillement et des moments de flexion dans les pièces, mais aussi une variation de l'effort normal dans les liaisons (voir Figure 2-14 à Figure 2-17).
- Une variation de température ΔT uniforme produit des sollicitations combinées dans les liaisons. Il s'agit de sollicitations de cisaillement-traction/compression-flexion (seulement traction dans le cas étudié). Le cisaillement est principalement dû aux dilatations différentielles des pièces selon x, la traction/compression à la variation d'effort normal ΔP_{th} et la flexion à la rotation d'ensemble θ_y de la liaison induite par les dilatations différentielles des pièces selon x et z.
- Les glissements interfacial Δx_{int} et à ligne moyenne Δx_{lm} thermo-élastiques sont principalement dus à la dilatation différentielle des pièces. Comme en quasi-statique, ils ont une forme non-linéaire. Cependant, en thermique, ils sont aussi influencés par la rotation d'ensemble θ_y de la liaison.

- Le glissement thermo-élastique dépend de la zone de mesure, comme en quasi-statique. L'écart entre le glissement interfacial Δx_{int} et le glissement à ligne moyenne Δx_{lm} est plus marqué en raison de la rotation d'ensemble de la liaison θ_y .

Les résultats du banc dynamique ont permis de mettre en évidence les phénomènes suivants :

- Une accélération imposée à la base d'un équipement spatial produit des sollicitations combinées dans les liaisons. Il s'agit de sollicitations de cisaillement-traction/compression-flexion (et a priori de torsion bien que non-mesurée). Le cisaillement est principalement dû aux déplacements différentiels des pièces selon x. La traction/compression et la flexion sont principalement dues au mouvement de rotation de l'équipement (voir Figure 2-25 à Figure 2-32).
- La présence du glissement dynamique peut être détectée de plusieurs façons plus ou moins directes. Bien qu'incomplètes, les mesures par corrélations d'images ont donné les meilleurs résultats.
- Le niveau du glissement dynamique dépend de la zone de mesure, comme en quasi-statique. Le glissement interfacial Δx_{int} est encore une fois inférieur au glissement à ligne moyenne Δx_{lm} .
- L'allure du glissement dynamique dépend de la zone de mesure. Le glissement interfacial Δx_{int} est plus bruité que le glissement à ligne moyenne Δx_{lm} . Ceci est attribué au comportement dynamique des contacts, par exemple à l'évolution de l'état des surfaces en fonction du nombre de cycles.
- Les glissements interfacial Δx_{int} et à ligne moyenne Δx_{lm} sont périodiques. Ils ont la même période que celle de l'accélération imposée à la base $a_{x,pil}$.
- Le glissement interfacial Δx_{int} est influencé par la présence du décollement. Les deux phénomènes ne peuvent a priori pas être étudiés séparément.
- La présence de flexion produit un glissement et un décollement non-uniformes sur le contact et un changement de signe entre le glissement à ligne moyenne Δx_{lm} et le glissement interfacial Δx_{int} .

Une grande partie de ces phénomènes est prise en compte dans le développement des modèles analytiques dans le chapitre 4. En particulier, nous verrons que la différence entre glissement à ligne moyenne Δx_{lm} et glissement interfacial Δx_{int} a une grande importance. Nous verrons également qu'il est important de prendre en compte l'impact des sollicitations de type traction-compression et flexion sur le comportement en cisaillement F_x vs Δx_{lm} d'une liaison vissée et sur le glissement interfacial Δx_{int} .

2.5.2. Perspectives d'améliorations des bancs d'essais

2.5.2.1. Banc d'essai quasi-statique

Plusieurs améliorations de ce banc d'essai sont envisagées (prochainement) :

- Instrumenter des jauges de déformations sur les plaques afin de s'assurer que l'hypothèse d'un effort tangentiel machine également réparti dans les liaisons est valable.
- Faire évoluer l'outillage de façon à mesurer aussi le comportement en compression, ce qui permettrait de mesurer une boucle d'hystérésis complète.

2.5.2.2. Banc d'essais thermique

Plusieurs améliorations de ce banc d'essai sont envisagées :

- Concevoir un nouvel outillage permettant de rapprocher le spécimen de la vitre de l'enceinte de façon à augmenter la précision des mesures.

- Améliorer la symétrie du spécimen en achetant un deuxième capteur sur-mesure pour la liaison de gauche.
- Utiliser la stéréo-corrélation d'images (2 caméras) afin de mesurer le comportement hors plan du spécimen.
- Remplacer les vitres de l'enceinte par une seule vitre en quartz.
- Automatiser le pilotage de l'enceinte.
- Trouver un moyen de limiter la formation de givre et de buée pour les essais à froid.

2.5.2.3. Banc d'essais dynamique

Etant données les difficultés rencontrées lors de ces essais, nous proposons de nombreuses améliorations si d'autres essais devaient être réalisés avec le même spécimen.

Pilotage

- Améliorer le pilotage du pot vibrant, travailler avec un pot de plus forte capacité ou mieux asservi.
- Se placer loin de la résonance et piloter en accélération jusqu'à détecter du glissement.

Caméra (s)

- Faire une acquisition continue de plusieurs secondes en début d'essai de façon à détecter précisément l'évolution du glissement dans cette phase.
- Déclencher la mesure caméra par trigger.
- Améliorer l'estimation de l'incertitude des mesures par corrélations d'image en dynamique : imposer un déplacement sinusoïdal de référence à la base du spécimen et confronter aux déplacements de corps rigide mesurés par la caméra.
- Ajouter une caméra thermique pour mesurer les aspects échauffement de façon à les corrélérer avec le glissement.

Autres moyens de mesure

- Ne pas utiliser les vibromètres laser : peu d'utilité car redondance avec les mesures de la caméra rapide.
- Réfléchir à l'utilité des capteurs d'effort. Leur présence perturbe le comportement des liaisons. Par ailleurs, leurs caractéristiques matériaux sont difficiles à connaître. Réfléchir à d'autres moyens de mesure de l'évolution de l'effort normal (ex : ultrasons).
- Limiter le nombre de jauges instrumentées au strict minimum afin de limiter le nombre de voies d'acquisition.
- Utiliser un seul accéléromètre tri-axe pour mesurer l'accélération en haut de la masse monobloc. Instrumenter des accéléromètres mono-axes supplémentaires à intervalles régulier du haut vers le bas du spécimen de façon à mieux connaître l'évolution de l'accélération dans la hauteur du spécimen. Ajouter des accéléromètres mono-axes au niveau des 4 liaisons de part et d'autre du contact entre les pièces.

Divers

- Faire des mesures de rugosité après essai en étudiant l'influence du nombre de cycles et du niveau d'accélération à la base.
- Faire des essais de durée croissante pour étudier l'évolution de l'état de surface et faire des corrélations entre état de surface et glissement.

2.5.3. Transition vers le chapitre 3

Dans le chapitre 3, des modèles numériques détaillés des spécimens d'essais sont développés. Les objectifs sont les suivants :

- confronter les résultats numériques aux résultats expérimentaux ;*
- mettre en évidence numériquement des phénomènes non-mesurables expérimentalement ;*
- identifier des phénomènes supplémentaires à prendre en compte dans le développement des modèles analytiques (chapitre 4) ;*
- disposer de résultats de référence numériques pour les confrontations avec des modèles numériques industriels des spécimens d'essai (chapitre 5).*

CHAPITRE 3 : ETUDE NUMERIQUE

Dans ce chapitre, des modèles numériques détaillés des spécimens d'essais sont développés. Les objectifs sont les suivants :

- *confronter les résultats numériques aux résultats expérimentaux ;*
- *mettre en évidence numériquement des phénomènes non-mesurables expérimentalement ;*
- *identifier des phénomènes supplémentaires à prendre en compte dans le développement des modèles analytiques (chapitre 4) ;*
- *disposer de résultats de référence numériques pour les confrontations avec des modèles numériques industriels des spécimens d'essai (chapitre 5).*

Table des matières

3.1.	Introduction	94
3.2.	Spécimen quasi-statique	95
3.2.1.	Présentation du MEF3D	95
3.2.2.	Méthode d'extraction des résultats numériques	96
3.2.3.	Confrontation essai / MEF3D	96
3.2.4.	Conclusion intermédiaire sur le MEF3D du spécimen quasi-statique	99
3.3.	Spécimen thermique	100
3.3.1.	Présentation du MEF3D	100
3.3.2.	Méthode d'extraction des résultats numériques	101
3.3.3.	Confrontations essai / MEF3D	102
3.3.4.	Conclusions intermédiaires sur la validité du MEF3D du spécimen thermique	106
3.4.	Spécimen dynamique	106
3.4.1.	Présentation du MEF3D QS	106
3.4.2.	Méthode d'extraction des résultats numériques	108
3.4.3.	Confrontation essai / MEF3D QS	108
3.4.4.	Conclusions intermédiaires sur la validité du MEF3D QS du spécimen dynamique ...	113
3.5.	Liaison isolée générique (« LIG »)	114
3.5.1.	Présentation	114
3.5.2.	Introduction aux modèles analytiques	119
3.5.3.	Etude qualitative du comportement en cisaillement d'une liaison vissée	122
3.5.4.	Paramétrisation du MEF3D de LIG	124
3.5.5.	Nouveau connecteur linéaire associé au MEF3D de LIG	126
3.6.	Conclusions et perspectives sur l'étude numérique	127
3.6.1.	Récapitulation	127
3.6.2.	Zones de mesures spécifiques	130
3.6.3.	Transition vers le chapitre 4	132

3.1. Introduction

La stratégie de développement des modèles numériques détaillés est de partir de modèles globaux correspondant aux spécimens d'essais et de se diriger vers un modèle numérique détaillé local de liaison vissée isolée. Ce dernier servira de base pour le développement et la validation du modèle analytique de comportement en cisaillement du chapitre 4. De plus, l'étude d'une liaison isolée permet de faire le lien avec la configuration d'un connecteur linéaire isolé. Cette démarche est illustrée par la Figure 3-1.

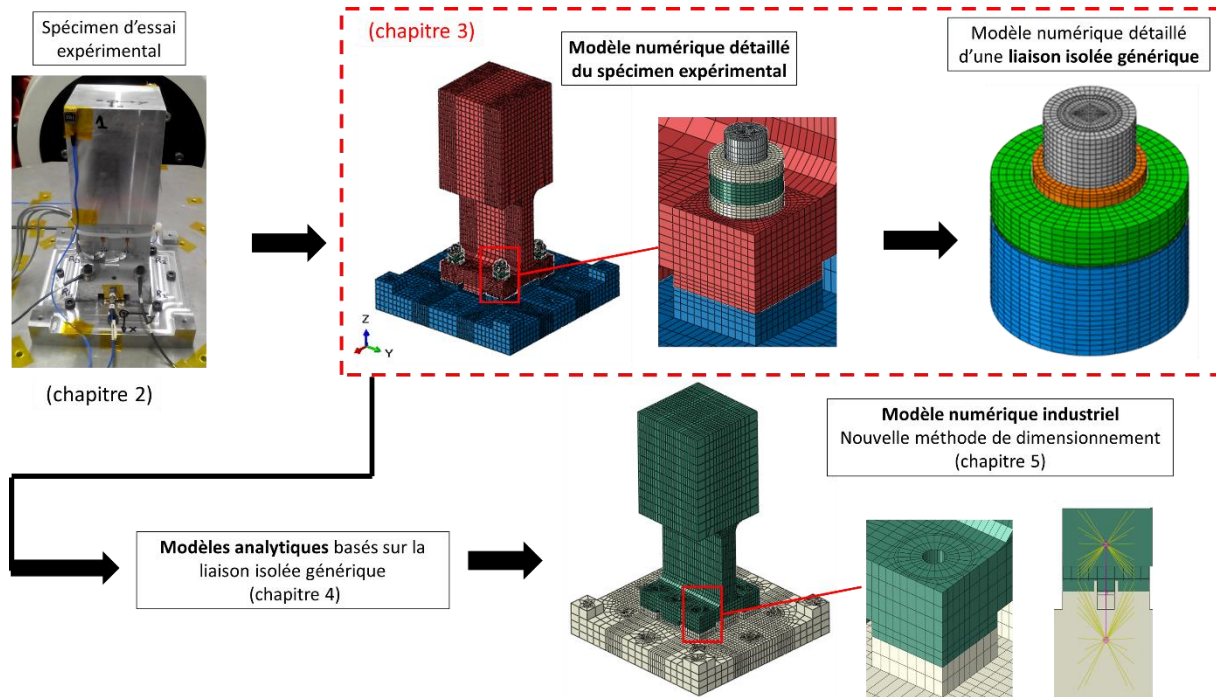


Figure 3-1 : Méthode de développement des modèles numériques détaillés.

Ce chapitre comprend :

- des modèles numériques détaillés des spécimens d'essai présentés dans le chapitre 2 ;
- un modèle numérique détaillé paramétrique de liaison vissée isolée générique.

Tous les modèles numériques détaillés sont développés avec le logiciel éléments finis Abaqus. Il s'agit de modèles éléments finis volumiques. Dans la suite de l'étude, l'acronyme « MEF3D » est utilisé pour désigner les « **M**odèle **E**léments **F**inis volumiques non-linéaires ». L'acronyme « LIG » est utilisé pour désigner la **L**iaison vissée **I**solée **G**énérique car ces termes seront souvent utilisés.

Dans un premier temps, les MEF3D des spécimens d'essais sont présentés. Les résultats expérimentaux et numériques sont confrontés et permettent d'évaluer la performance des MEF3D. Les trois parties correspondantes comprennent chacune :

- une présentation du MEF3D du spécimen d'essai (géométrie, matériau, etc.) ;
- la méthode de post-traitement des résultats numériques ;
- une confrontation essais / MEF3D.

Dans un second temps, le MEF3D paramétrique de LIG est présenté pour faire la transition entre les modèles globaux des spécimens d'essais et un modèle local de liaison vissée. Il est utilisé dans le chapitre 4 pour développer et valider des modèles analytiques sur un domaine d'étude représentatif.

3.2. Spécimen quasi-statique

3.2.1. Présentation du MEF3D

Le MEF3D du spécimen d'essai quasi-statique est présenté sur la Figure 3-2.

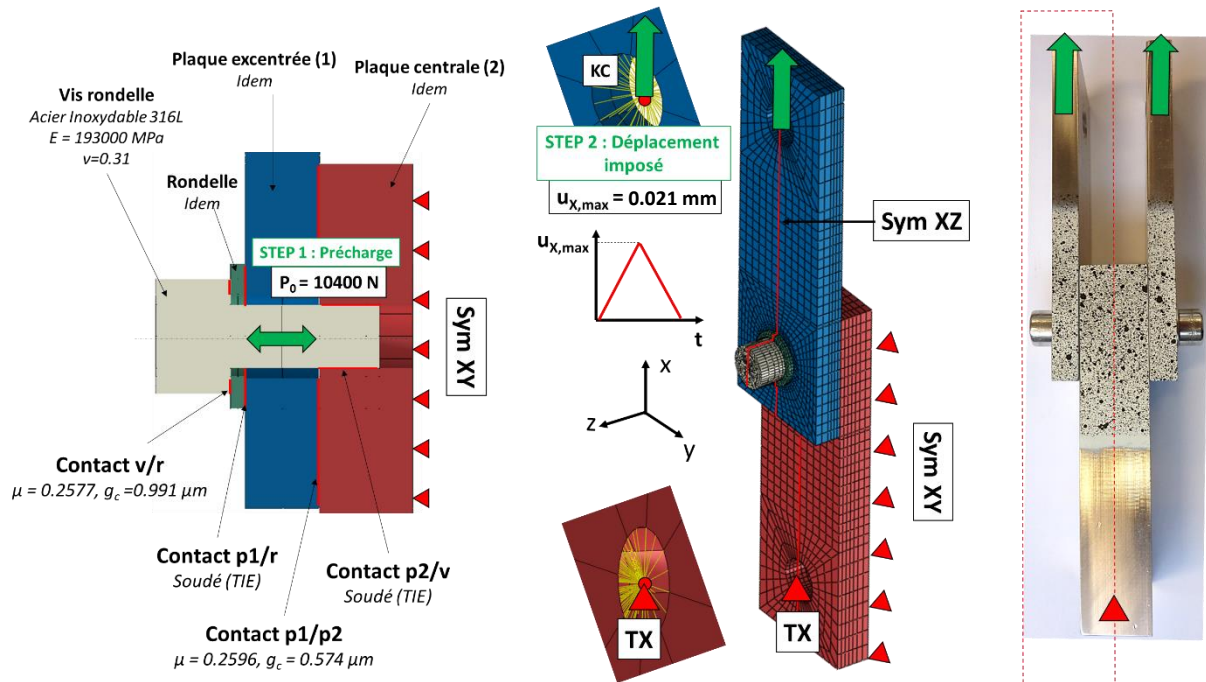


Figure 3-2 : MEF3D du spécimen quasi-statique.

La géométrie du MEF3D quasi-statique correspond à celle du spécimen réel. Seule la moitié du spécimen est modélisée pour des raisons de symétrie géométrique et mécanique selon le plan XY. Un quart de spécimen aurait pu suffire, mais cela n'est pas suffisant lors des confrontations avec le modèle industriel de ce même spécimen, présenté dans le chapitre 5. En effet, la définition des raideurs du connecteur linéaire associé à ce modèle industriel nécessite la modélisation complète de ce connecteur.

Le contact tangentiel est pris en compte par une variante locale du modèle de Coulomb classique [HIB, 1992]. Dans ces travaux, ce modèle phénoménologique est défini par le coefficient de frottement μ et le glissement critique g_c . Les paramètres μ et g_c des contacts v/r et p1/p2 sont déterminés analytiquement à partir de modèles de contact constitutifs développés dans le prochain chapitre (modèles « EPBR » et « EPBFR »). En particulier, la rugosité du contact est prise en compte par le biais du paramètre « Ra ».

Les matériaux sont homogènes, élastiques et isotropes. Le maillage est raffiné dans les zones de contacts. Des précisions sur les choix concernant le maillage sont données dans la partie 3.5. Les valeurs des modules de Young E_i et des coefficients de Poisson ν_i sont issues de [ESA, 2010].

Dans une première étape, la précharge P_0 est appliquée à la vis sur une section interne du corps de la vis (fonction « Bolt Load » dans Abaqus). Dans une seconde étape, un déplacement u_x est imposé selon une rampe au centre de l'alésage situé à l'extrémité supérieure de la plaque excentrée. Ce déplacement est recalé de façon à ce que la valeur maximale du glissement à ligne moyenne local $\Delta x_{lm,max}$ soit identique à celle mesurée expérimentalement dans le chapitre 2 (voir 2.2.4). En effet, le déplacement précisément au niveau de l'alésage supérieur n'a pas été mesuré expérimentalement. La translation selon x de l'extrémité inférieure de la plaque centrale est bloquée.

Des détails supplémentaires sur la géométrie, les contacts, les matériaux, le maillage, les conditions limites et les sollicitations sont donnés sur la Figure 3-2.

3.2.2. Méthode d'extraction des résultats numériques

Les confrontations essai / MEF3D sont réalisées sur les grandeurs expérimentales définies dans le chapitre 2, à savoir :

- L'effort de cisaillement total F_x ;
- Le glissement à ligne moyenne Δx_{lm} ;
- Le glissement interfacial Δx_{int} .

La méthode d'extraction de ces grandeurs dans le MEF3D est illustrée par la Figure 3-3.

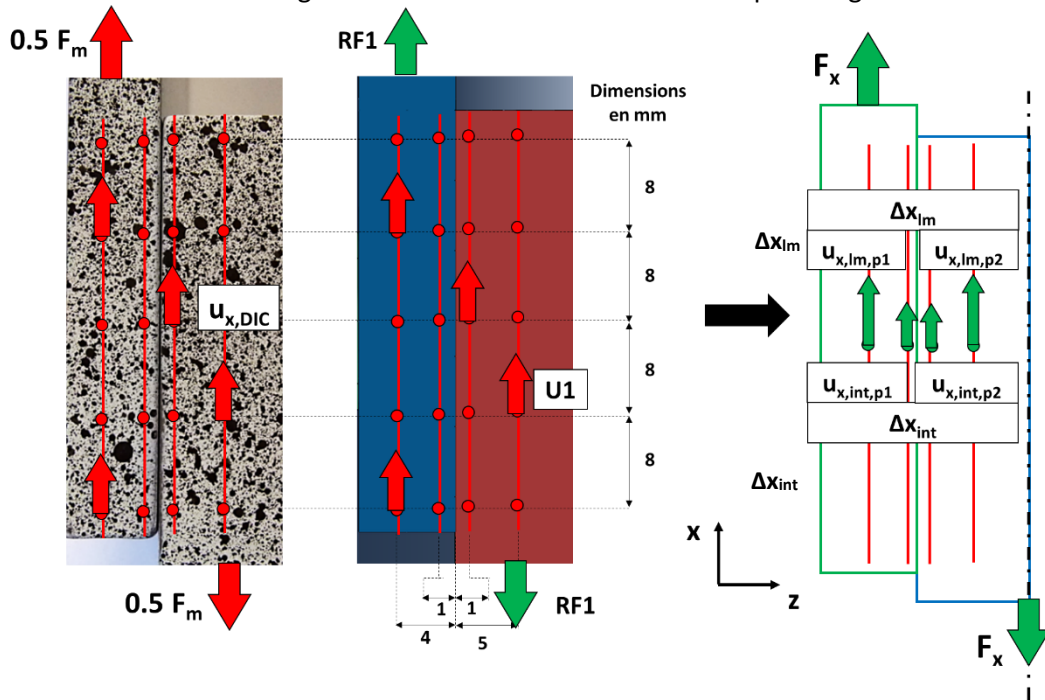


Figure 3-3 : Méthode d'extraction des sorties numériques. Spécimen quasi-statique.

Dans le MEF3D, l'effort de cisaillement F_x est récupéré au niveau du blocage selon x comme la somme des forces de réaction sur la plaque centrale. Les déplacements sont obtenus de la même façon qu'avec les mesures par corrélations d'images, c'est-à-dire en moyennant sur 5 nœuds de mesure. Ils sont mesurés à la même position que dans le spécimen expérimental afin d'être cohérent au niveau des confrontations. Les glissements à ligne moyenne Δx_{lm} et interfacial Δx_{int} sont obtenus de la même façon que pour le spécimen expérimental.

3.2.3. Confrontation essai / MEF3D

La confrontation essai / MEF3D est réalisée sur les deux courbes d'essais relatives à l'évolution des glissements Δx_{lm} et Δx_{int} en fonction du temps (Figure 2-6) et au comportement en cisaillement de la liaison F_x vs Δx_{lm} (Figure 2-7) dans le chapitre 2.

Plusieurs grandeurs de sorties utiles dans la suite des travaux sont identifiées :

- La raideur initiale en cisaillement : $k_{x,0}$;
- L'effort de cisaillement maximal : $F_{x,max}$;
- Le glissement maximal au niveau de la ligne moyenne : $\Delta x_{lm,max}$;
- Le glissement interfacial maximal : $\Delta x_{int,max}$;

- Le glissement interfacial résiduel : $\Delta x_{\text{int, res}}$.

Le comportement en cisaillement de la liaison issu des deux approches est confronté sur la Figure 3-4. Cette figure comprend des vues numériques de l'évolution du contact entre les pièces (rouge = adhérence, vert = glissement).

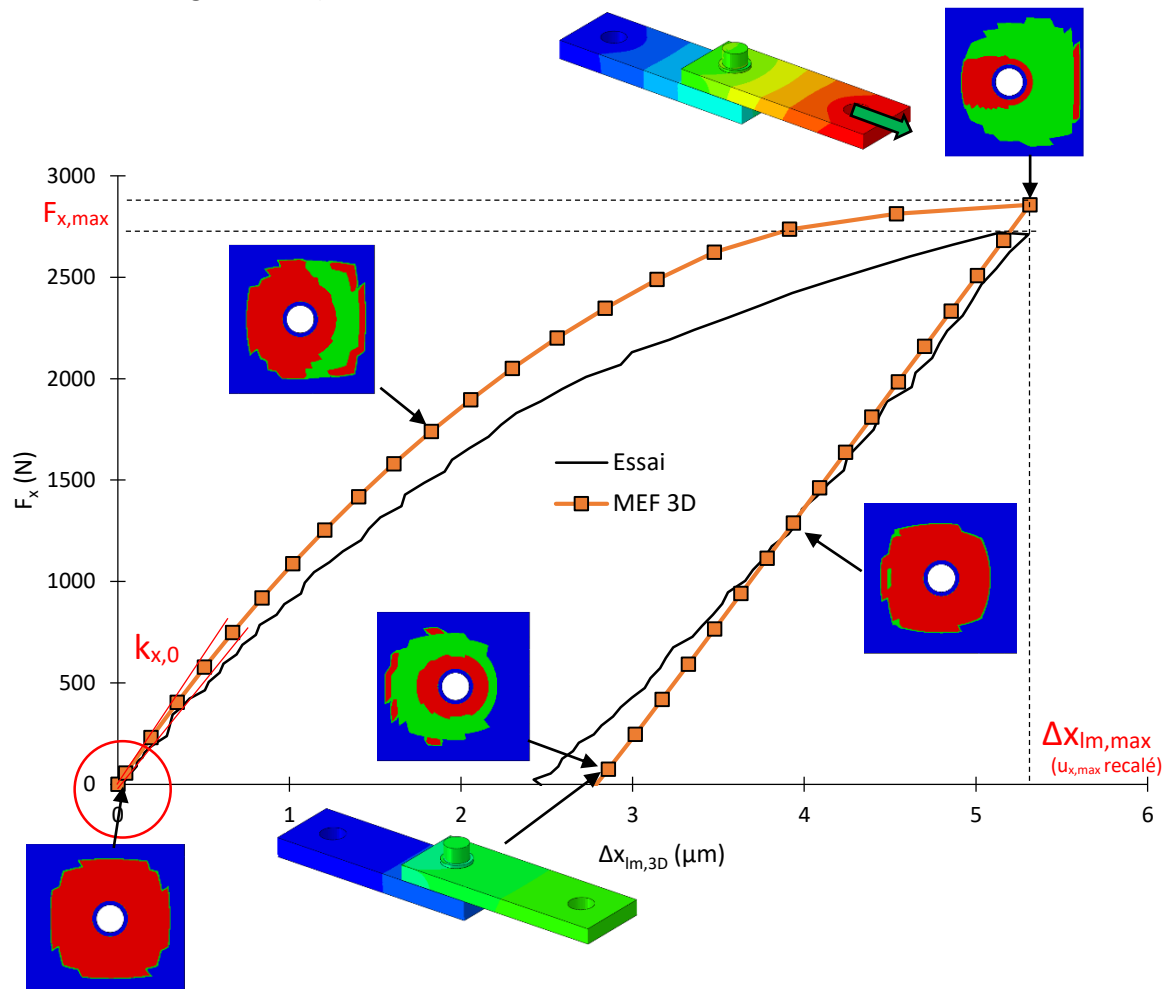


Figure 3-4 : Confrontation essai / MEF3D de l'effort de cisaillement F_x en fonction du glissement à ligne moyenne Δx_{lm} . Spécimen quasi-statique. Evolution du contact entre les pièces au cours de la sollicitation.

Raideur initiale : $k_{x,0}$

La méthode d'identification de la raideur initiale en cisaillement $k_{x,0}$ expérimentale est détaillée dans le chapitre 2. La raideur initiale en cisaillement $k_{x,0}$ numérique est identifiée pour un incrément de glissement à ligne moyenne $\Delta x_{\text{lm}} = 0.01 \mu\text{m}$. Cette valeur a été sélectionnée après une étude de convergence de la raideur initiale numérique. Le MEF3D surestime la raideur en cisaillement expérimentale de 21%. La dispersion sur la précharge P_0 lors du serrage peut être une cause d'écart sur la raideur. En effet, nous verrons dans le chapitre 4 que la précharge P_0 a une influence quasi-linéaire sur la raideur initiale. Une dispersion de 15% sur la précharge P_0 entraîne donc une dispersion d'autant sur la raideur initiale $k_{x,0}$.

Les coefficients de frottement μ_v et μ_p et les glissements critiques $g_{c,v}$ et $g_{c,p}$ des contacts v/r et p1/p2 (voir Figure 3-2) sont déterminés à partir de modèles analytiques de contact développés dans le chapitre 4. Ces modèles font l'hypothèse que les contacts sont en condition de frottements secs, c'est-à-dire sans aucune lubrification. La préparation du spécimen d'essai permet de tendre vers cette condition, mais elle n'est pas forcément strictement respectée. Ceci peut être dû à la présence d'humidité lors des essais, à la formation de couches d'oxydes entre le nettoyage des surfaces et l'essai ou encore à la présence de micro-gouttelettes de graisse à cause des manipulations manuelles.

L'humidité a été contrôlée inférieure à 50% lors des essais, mais cela n'est peut-être pas suffisant. La formation de couches d'oxydes après nettoyage est très probable d'après [BLA, 2004], et ce malgré les précautions prises concernant le stockage des pièces. La présence de micro-gouttelettes de graisse est peu probable étant donné que des gants en latex propres sont toujours utilisés lors des manipulations. Ces phénomènes ont tendance à diminuer les coefficients de frottements expérimentaux μ_v et μ_p par rapport aux coefficients de frottement numériques, ce qui a pour effet de diminuer la raideur expérimentale $k_{x,0}$ par rapport à la raideur numérique.

Les modèles de contact développés dans le chapitre 4 font intervenir les propriétés des contacts, c'est-à-dire des propriétés matériaux, de la rugosité, de la dureté et de la précharge. La rugosité (paramètre « Ra »), la dureté (HV) et la précharge P_0 sont mesurés expérimentalement avant les essais (voir annexe A.1.1) mais une certaine dispersion existe. Celle-ci est raisonnable, mais engendre forcément une erreur sur les paramètres de contact numériques. Les modules de Young E_{p1} , E_{p2} , E_v et E_r et les coefficients de Poisson ν_{p1} , ν_{p2} , ν_v et ν_r utilisés dans les modèles de contact n'ont pas été mesurés expérimentalement. Cependant l'erreur sur ces grandeurs est supposée faible puisque les valeurs utilisées sont issues de la littérature [ESA, 2010]. Ces erreurs sur ces différentes grandeurs peuvent se répercuter sur les coefficients de frottement μ_v et μ_p et les glissements critiques $g_{c,v}$ et $g_{c,p}$ puisque ceux-ci sont identifiés à partir de ces modèles de contact.

Plusieurs causes peuvent donc être à l'origine d'une surestimation de la raideur initiale $k_{x,0}$ par le MEF3D. Ces causes sont forcément liées au comportement des contacts v/r et $p1/p2$, autant expérimental que numérique. Un écart de 21% nous semble déjà satisfaisant dans le sens où les paramètres de contact numériques sont identifiés à partir de modèles de contact purement analytiques dans lesquels la rugosité est seulement prise en compte par le paramètre « Ra ».

Comportement en cisaillement : F_x vs Δx_{lm}

L'évolution de la raideur k_x est légèrement plus rapide expérimentalement, c'est-à-dire que le comportement expérimental sature moins rapidement que le comportement numérique. Cette phase d'évolution de la raideur correspond à la propagation du glissement sur le contact $p1/p2$, comme évoqué dans le chapitre 2. A priori, si les paramètres de contact μ_v , μ_p et $g_{c,v}$, $g_{c,p}$ étaient correctement estimés, donc si la raideur initiale $k_{x,0}$ l'était également, le comportement du MEF3D serait a priori plus proche du comportement expérimental. Les causes d'écarts sur le comportement en cisaillement sont donc a priori les mêmes que celles évoquées pour l'écart sur la raideur initiale $k_{x,0}$. La surestimation de l'effort de saturation par le MEF3D peut provenir d'une surestimation des coefficients de frottements μ_v et μ_p en raison de l'hypothèse de conditions de frottement sec évoquée précédemment. De plus, le fait de surestimer l'effort de cisaillement F_x sur l'ensemble du comportement en cisaillement rend le MEF3D conservatif à ce niveau.

Les glissements issus des deux approches sont confrontés sur la Figure 3-5.

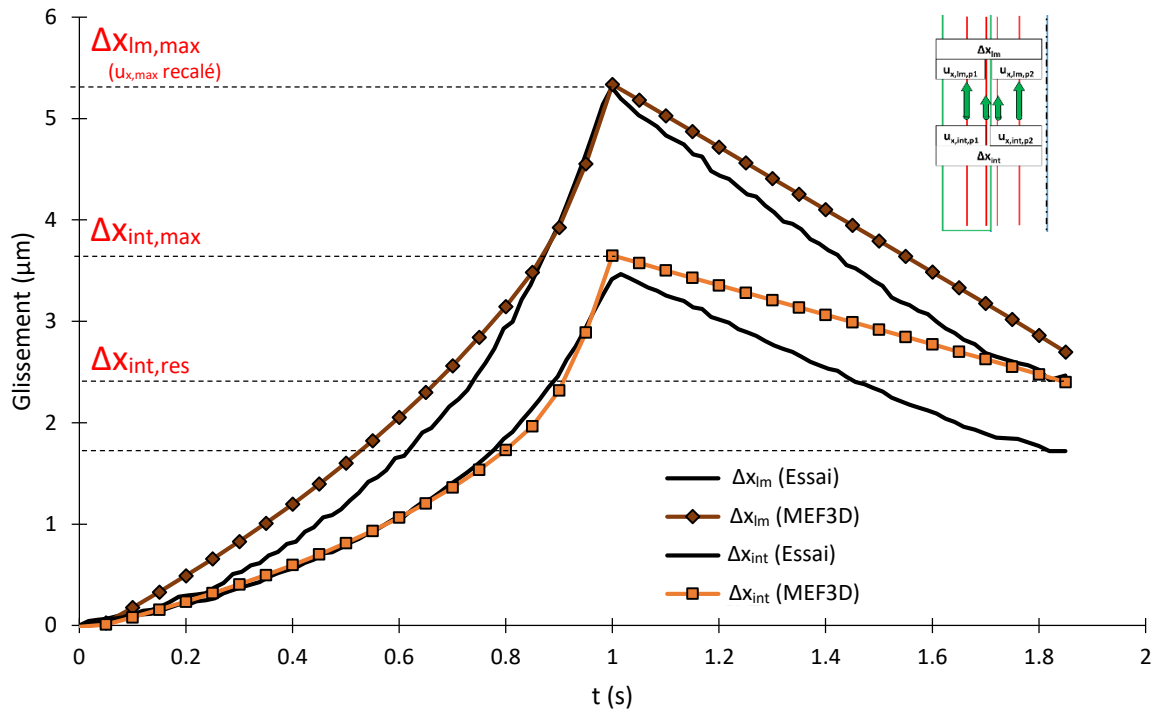


Figure 3-5 : Confrontation essai / MEF 3D du glissement à ligne moyenne Δx_{lm} et du glissement interfacial Δx_{int} en fonction du temps. Spécimen quasi-statique.

L'examen de la Figure 3-5 montre que les allures du glissement à ligne moyenne Δx_{lm} et du glissement interfacial Δx_{int} sont bien représentées par le MEF3D. Le glissement interfacial maximal $\Delta x_{int,max}$ est bien estimé par le MEF3D, avec un écart relatif de 6.7%. Cet écart est jugé raisonnable étant donné la complexité des phénomènes de contact à l'œuvre et les faibles niveaux de glissements étudiés. Cette bonne corrélation peut être considérée comme normale dans le sens où le glissement à ligne moyenne maximal $\Delta x_{lm,3D,max}$ est recalé sur la valeur expérimentale.

Concernant la phase de décharge, le fait de surestimer à la fois le glissement interfacial maximal $\Delta x_{int,max}$ et la raideur initiale $k_{x,0}$ dans le MEF3D a un impact sur le glissement interfacial résiduel $\Delta x_{int,res}$. En effet, ce dernier dépend directement de ces deux grandeurs et est donc lui aussi surestimé. L'écart relatif sur le glissement interfacial résiduel $\Delta x_{int,res}$ est de 40.3%. La pente lors de la phase de décharge est censée être égale à la raideur initiale $k_{x,0}$, donc l'écart de 21% sur celle-ci se répercute sur le glissement résiduel $\Delta x_{int,res}$. L'écart de 6.7% sur le glissement interfacial maximal se répercute également, ce qui donne un écart relatif de 27.7% sur le glissement résiduel $\Delta x_{int,res}$ provenant de l'estimation d'autres grandeurs. L'écart relatif intrinsèquement lié au glissement résiduel $\Delta x_{int,res}$ est donc de l'ordre de 10%. Cet écart vient a priori du comportement des contacts lors de la phase de décharge et notamment de la propagation du glissement pendant cette phase, qui n'est pas strictement identique à la propagation lors de la phase de charge d'après le MEF3D. De plus, le fait de surestimer les glissements interfaciaux maximal $\Delta x_{int,max}$ et résiduel $\Delta x_{int,res}$ rend le MEF3D conservatif sur ces grandeurs.

3.2.4. Conclusion intermédiaire sur le MEF3D du spécimen quasi-statique

Globalement, le MEF3D du spécimen quasi-statique surestime l'ensemble des grandeurs qui nous intéressent dans ces travaux. A priori, ces écarts sont tous dus à l'estimation des paramètres de contacts numériques à partir des modèles analytiques de contact développés dans le chapitre 4 et au comportement des contacts expérimental et numérique. Etant donnée la complexité des phénomènes

et les faibles niveaux de glissements étudiés, ces résultats nous semblent satisfaisants pour une première confrontation. De plus, le fait de surestimer les grandeurs d'intérêts comme les glissements interfaciaux $\Delta x_{int,max}$ et $\Delta x_{int,res}$ rend le MEF3D conservatif.

Bien que des campagnes d'essais plus exhaustives puissent permettre de mieux tester la performance du MEF3D et des modèles analytiques de contact associés, il nous semble que le MEF3D donne des résultats suffisamment encourageants pour être pris comme référence dans la suite de ces travaux. En particulier, il sera utilisé comme référence lors de l'évaluation d'un modèle industriel du spécimen quasi-statique dans le chapitre 5.

3.3. Spécimen thermique

3.3.1. Présentation du MEF3D

Le MEF3D du spécimen thermique est présenté sur la Figure 3-6.

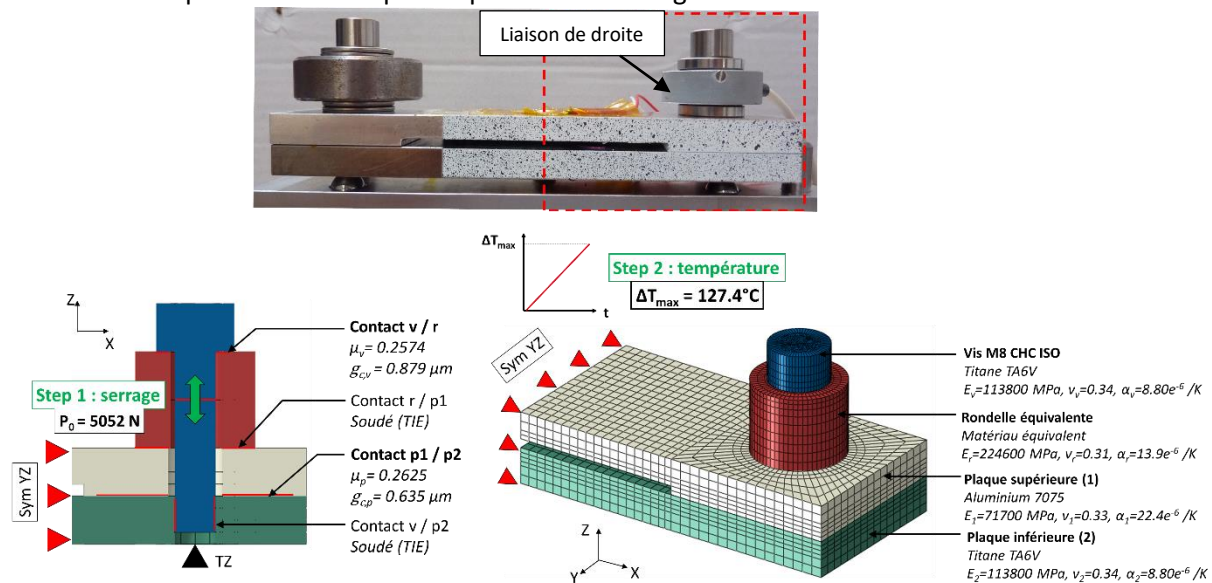


Figure 3-6 : MEF3D du spécimen thermique.

La géométrie du MEF3D thermique correspond à celle du spécimen réel excepté pour le capteur d'effort (cellule de force + 2 rondelles épaisses), qui est modélisé par une rondelle équivalente. Seule la moitié du spécimen est modélisée pour des raisons de symétrie par le plan YZ situé à mi-distance des 2 vis. Un quart de spécimen aurait pu suffire, mais n'est pas suffisant pour des confrontations avec le modèle industriel présenté dans le chapitre 5. En effet, la définition des raideurs du connecteur linéaire associé à ce modèle industriel nécessite la modélisation complète de ce connecteur.

Le contact tangentiel est pris en compte par une variante locale du modèle de Coulomb classique [HIB, 1992]. Dans ces travaux, ce modèle phénoménologique est défini par le coefficient de frottement μ et le glissement critique g_c . Les paramètres μ et g_c des contacts v/r et p1/p2 sont déterminés analytiquement à partir de modèles de contact constitutifs développés dans le prochain chapitre (modèles « EPBR » et « EPBFR »). En particulier, la rugosité du contact est prise en compte par le biais du paramètre « Ra ».

Les matériaux sont homogènes, élastiques et isotropes. Le maillage est raffiné dans les zones de contacts. Des précisions sur les choix concernant le maillage sont données dans la partie 3.5. Les valeurs des modules de Young E_i et des coefficients de Poisson ν_i sont issues de [ESA, 2010]. Les

coefficients de dilatation thermique α_i sont issus de mesures expérimentales présentées en annexe A1.3. Les propriétés matériaux de la rondelle équivalente sont aussi issues de mesures expérimentales présentées en annexe A1.3.

Dans une première étape, la précharge P_0 est appliquée à la vis sur une section interne du corps de la vis (fonction « Bolt Load » dans Abaqus). Dans une seconde étape, une variation linéaire positive de température ΔT est imposée à l'ensemble du spécimen de façon homogène. Les translations selon z sont bloquées au niveau des appuis isostatiques réels. Le plan de définition du support isostatique est disponible en annexe A1.3.

Des détails supplémentaires sur la géométrie, les contacts, les matériaux, le maillage, les conditions limites et les sollicitations sont donnés sur la Figure 3-6.

3.3.2. Méthode d'extraction des résultats numériques

La confrontation essai / MEF3D est réalisée sur les deux courbes d'essais relatives à l'évolution des glissements Δx_{lm} et Δx_{int} , des déformations moyennes des plaques $\epsilon_{p1,h}$, $\epsilon_{p1,b}$, $\epsilon_{p2,h}$ et $\epsilon_{p2,b}$, et de la variation d'effort normal dans la liaison ΔP_{th} en fonction de la variation de température ΔT (Figure 2-15 à Figure 2-17).

La méthode d'extraction de ces grandeurs dans le MEF3D est illustrée par la Figure 3-7.

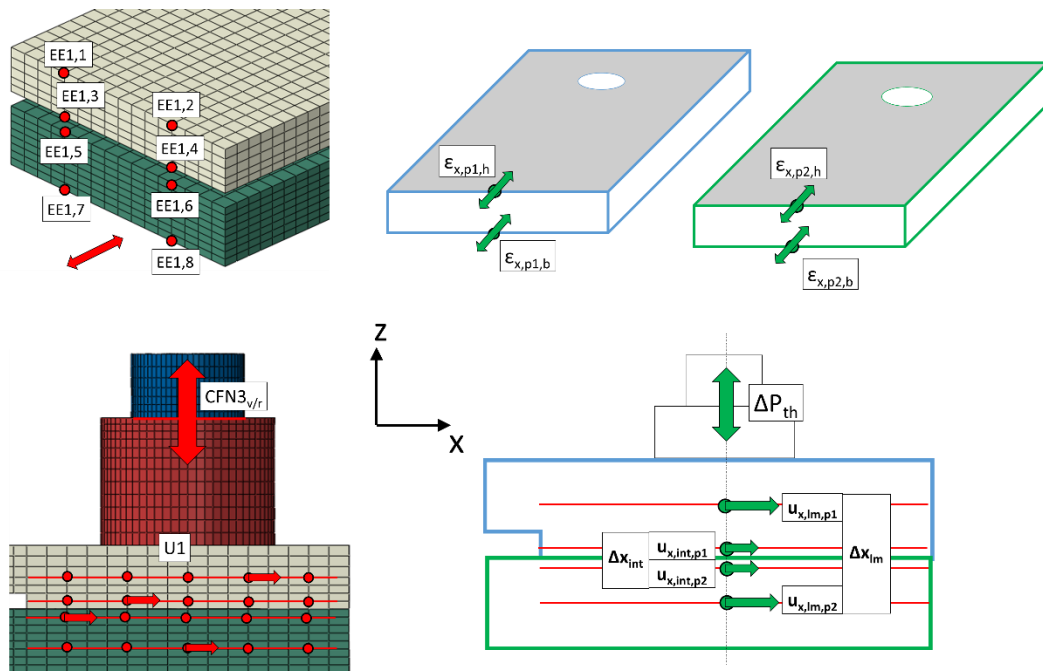


Figure 3-7 : Méthode d'extraction des sorties numériques. Spécimen thermique.

Les déplacements sont obtenus de la même façon qu'avec les mesures par corrélations d'images, c'est-à-dire en moyennant sur 5 nœuds de mesure. Ils sont mesurés à la même position que dans le spécimen expérimental afin d'être cohérent au niveau des confrontations. Les glissements à ligne moyenne Δx_{lm} et interfacial Δx_{int} sont obtenus de la même façon que pour le spécimen expérimental.

Les déformations numériques $EE1_i$ suivant l'axe x lues sur les plaques sont récupérées au niveau de nœuds correspondant aux points de mesures expérimentaux (voir Figure 3-7). Les déformations moyennes dans les plaques sont calculées de la même façon que les déformations moyennes expérimentales.

L'effort normal dans la liaison est récupéré par le biais de l'effort normal au niveau du contact entre la vis et la rondelle « CFN3_{v/r} ». La variation d'effort normal ΔP est évaluée à partir de la connaissance de la précharge initiale P_0 . La température T est récupérée en n'importe quel nœud du spécimen.

3.3.3. Confrontations essai / MEF3D

Plusieurs grandeurs de sorties utiles dans la suite des travaux sont identifiées :

- Le glissement à ligne moyenne maximal : $\Delta x_{lm,max}$;
- Le glissement interfacial maximal : $\Delta x_{int,max}$.

Glissements : Δx_{lm} et Δx_{int}

Les glissements issus des deux approches sont confrontés sur la Figure 3-8.

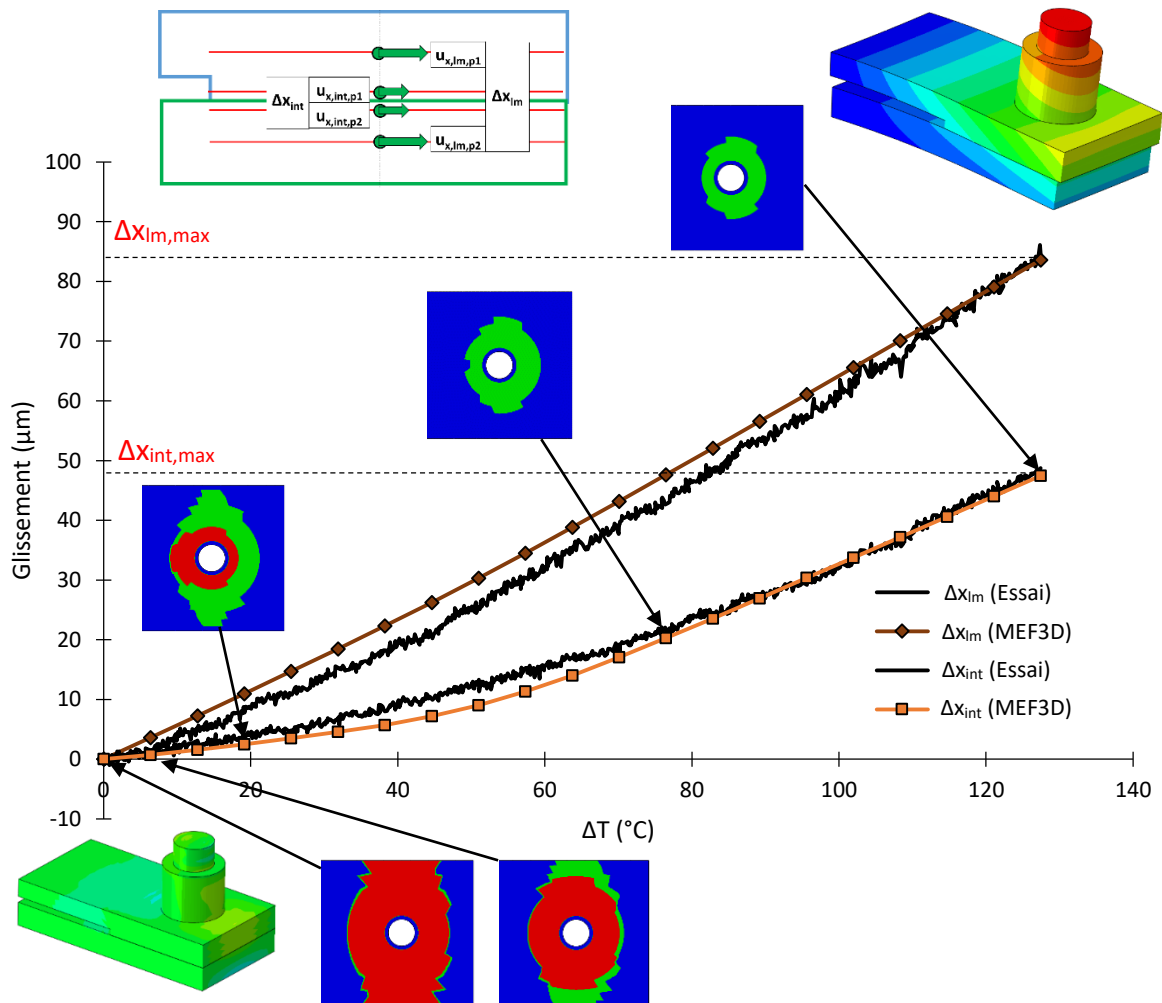


Figure 3-8 : Confrontation essai / MEF 3D du glissement à ligne moyenne Δx_{lm} et du glissement interfacial Δx_{int} en fonction de la variation de température ΔT . Spécimen thermique.

La confrontation essai / MEF3D présente une bonne corrélation des glissements, autant pour le glissement à ligne moyenne Δx_{lm} que pour le glissement interfacial Δx_{int} . Les erreurs maximales sont atteintes aux alentours de $\Delta T = 50^\circ\text{C}$, c'est-à-dire à la fin de la phase de glissement partiel du contact p1/p2. Pour cette valeur ΔT , l'écart relatif maximal est de 26.7% pour le glissement à ligne moyenne Δx_{lm} et de 31.7 % pour le glissement interfacial Δx_{int} . Le MEF3D surestime le glissement à ligne moyenne Δx_{lm} sur l'ensemble de la montée en température et sous-estime le glissement interfacial Δx_{int} jusqu'à

environ $\Delta T = 80^\circ\text{C}$. Les écarts sur les glissements maximaux à ligne moyenne $\Delta x_{\text{lm,max}}$ et interfacial $\Delta x_{\text{int,max}}$ sont très faibles, soit 1.2% pour $\Delta x_{\text{lm,max}}$ et 2.6% pour $\Delta x_{\text{int,max}}$.

Les écarts sur le glissement à ligne moyenne Δx_{lm} peuvent être dus à des écarts sur les coefficients de dilatation thermique des plaques α_{p1} et α_{p2} . Les valeurs mesurées expérimentalement par corrélation d'images sont proches des valeurs de la littérature, mais il se peut que des écarts existent entre les valeurs mesurées et les valeurs réelles étant donné que l'incertitude des mesures par corrélation d'image dans l'enceinte thermique a été estimée à 11%. Les écarts sur le glissement à ligne interfacial Δx_{int} , peuvent provenir, comme dans le cas quasi-statique, d'une surestimation de la raideur initiale en cisaillement $k_{x,0}$ à cause de l'estimation purement analytique des coefficients de frottement μ_p et μ_v et des glissements critiques $g_{c,p}$ et $g_{c,v}$. Cela se traduit par un glissement interfacial Δx_{int} plus faible dans le MEF3D. La confrontation sur Δx_{int} devient de plus en plus proche au fur et à mesure de la propagation du glissement interfacial Δx_{int} , c'est-à-dire au fur et à mesure que la raideur tangentielle du contact p1/p2 se rapproche de zéro. De plus, les écarts sur le glissement à ligne moyenne Δx_{lm} alimentent forcément les écarts sur le glissement interfacial Δx_{int} .

Les écarts peuvent également être dus à l'évolution des propriétés tribologiques des contacts avec la température [BLA, 2007]. L'augmentation de la température a pour effet une diminution de la dureté interfaciale et de la contrainte à rupture en cisaillement [RAB, 1995], ce qui peut aller dans le sens d'une diminution du coefficient de frottement et donc favoriser le glissement. Des phénomènes de condensation de micro-gouttelettes emprisonnées lors du serrage peuvent aussi perturber le comportement. L'impact de la présence d'humidité sur les paramètres de contact n'est pas vraiment prédictible. En effet, selon le système tribologique, la présence d'un troisième corps aqueux a des effets variables [BLA, 2007] [KOU, 2016]. L'évolution des propriétés matériaux (modules de Young et coefficients de Poisson) avec la température peut également être une cause. Cependant, l'évolution attendue de ces propriétés sur la plage de température étudiée est faible étant donné que la température de transition vitreuse des différents matériaux en contacts n'est pas atteinte [MIL, 1998]. De plus, les coefficients de dilatation thermique α_i ont été mesurés expérimentalement par corrélation d'images et les mesures n'ont pas montré d'évolution en fonction de la température de 0 à 100°C .

Pour finir, l'erreur peut également venir de la méthode de post-traitement des déplacements. En effet, le positionnement des points de mesure dans le logiciel de corrélation d'images peut entraîner des erreurs entre les points de mesure expérimentaux et numériques puisqu'il se fait manuellement. Bien que les points soient placés précautionneusement, cette erreur peut exister et le fait de faire des moyennes va normalement dans le sens de la minimiser.

Déformations moyennes des plaques : $\epsilon_{x,p1,h}$, $\epsilon_{x,p1,b}$, $\epsilon_{x,p2,h}$ et $\epsilon_{x,p2,b}$

Les déformations de la plaque supérieure en aluminium issues des deux approches sont confrontées sur la Figure 3-9. Les déformations de la plaque inférieure en titane issues des deux approches sont confrontées sur la Figure 3-10.

La corrélation essai / MEF3D est assez bonne concernant les déformations moyennes des plaques supérieure et inférieure $\epsilon_{x,p1,h}$, $\epsilon_{x,p1,b}$, $\epsilon_{x,p2,h}$ et $\epsilon_{x,p2,b}$. La seule corrélation discutable concerne la déformation moyenne de la face supérieure de la plaque supérieure en aluminium $\epsilon_{x,p1,h}$ (voir Figure 3-9). Dans le MEF3D, cette déformation $\epsilon_{x,p1,h}$ augmente quasi-linéairement, alors que sa variation est non-linéaire expérimentalement. Ceci est le cas pour tous les essais, ce n'est pas un phénomène isolé. (voir annexe A.1.3). Le comportement observé dans le MEF3D nous semble plus vraisemblable. En effet, certains phénomènes non pris en compte dans le MEF3D peuvent être en cause et perturber la mesure des jauges de la face supérieure de la plaque supérieure en aluminium. L'écart n'est pas dû au fait de moyenner les déformations des deux jauges de la face supérieure car celles-ci montrent la

même tendance. Il s'agit donc d'une déformation valable sur toute la largeur de la face supérieure de la plaque supérieure. Il peut y avoir plusieurs explications à cet écart de comportement.

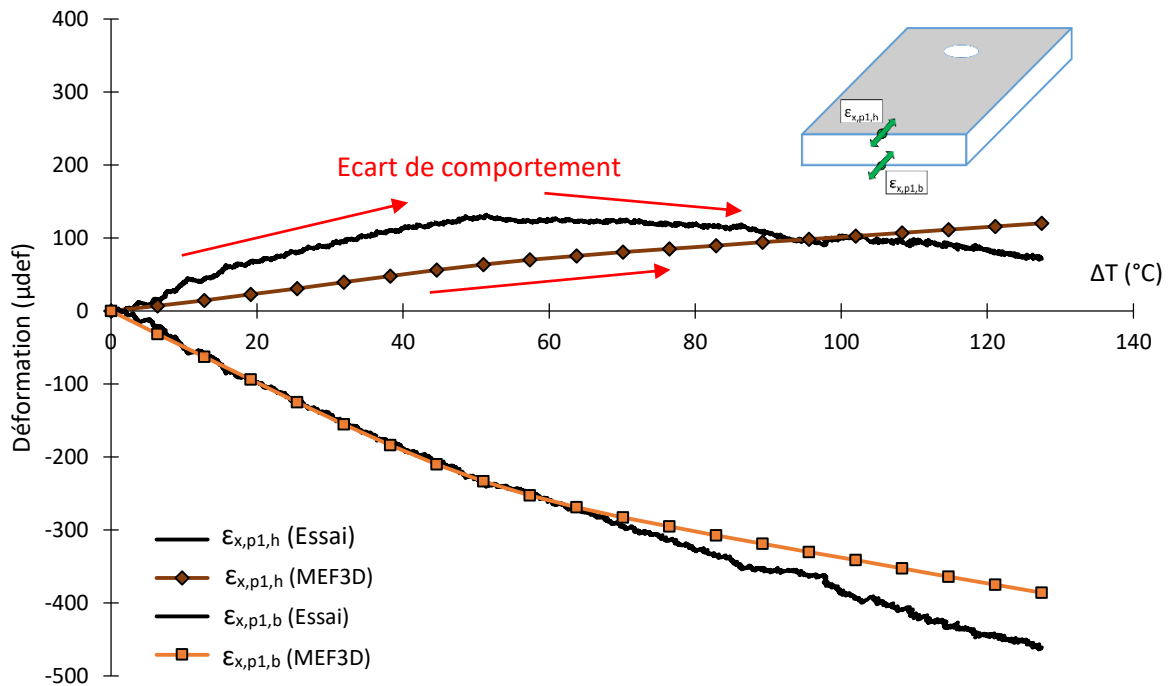


Figure 3-9 : Confrontation essai / MEF3D des déformations de la plaque supérieure en aluminium $\epsilon_{x,p1,h}$ et $\epsilon_{x,p1,b}$ en fonction de la variation de température ΔT . Spécimen thermique.

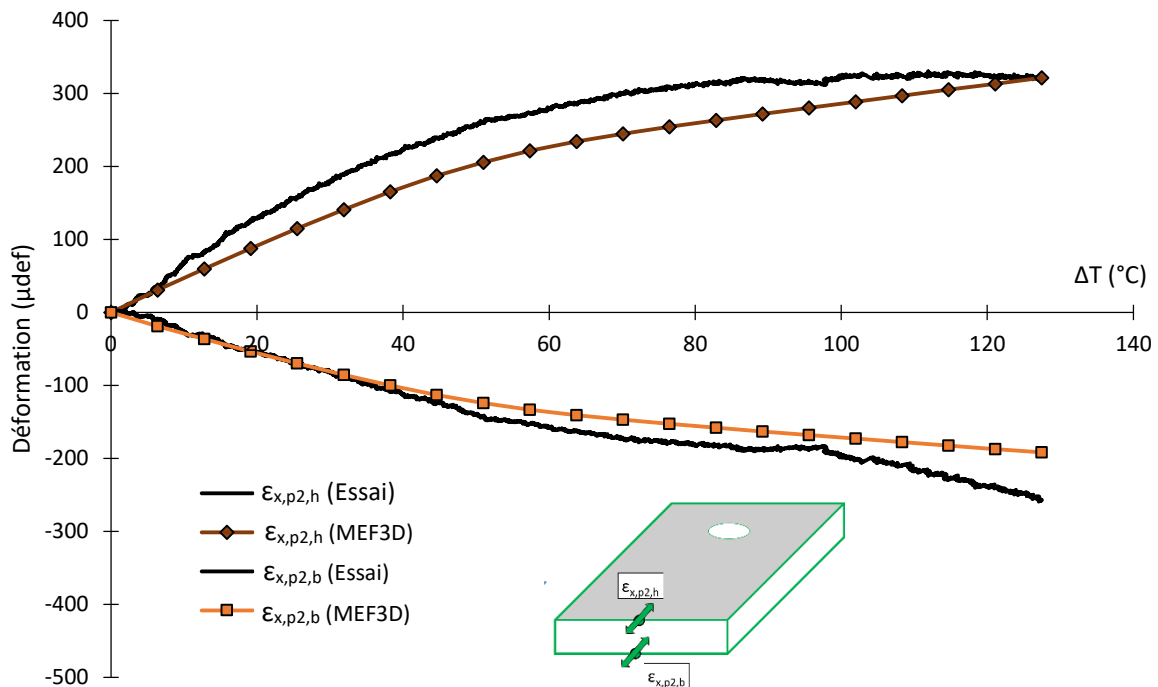


Figure 3-10 : Confrontation essai / MEF3D des déformations de la plaque inférieure en titane $\epsilon_{x,p2,h}$ et $\epsilon_{x,p2,b}$ en fonction de la variation de température ΔT . Spécimen thermique.

Les écarts concernant cette déformation $\epsilon_{x,p1,h}$ sont a priori dus aux causes évoquées dans le chapitre 2 (2.3.3) concernant la symétrie du spécimen expérimental. Celle-ci peut être perturbée par plusieurs

phénomènes identifiés comme intervenant plutôt pendant la phase de préparation du spécimen. Le spécimen numérique étant strictement symétrique, ces perturbations ne sont pas présentes et un comportement qui nous parait plus vraisemblable est mesuré. Les causes invoquées pour justifier l'allure inattendue de la déformation $\varepsilon_{x,p1,h}$ expérimentale paraissent donc valables bien que nous ne puissions identifier quelle est la cause prépondérante.

Les écarts observés sur les autres déformations $\varepsilon_{x,p1,b}$, $\varepsilon_{x,p2,h}$ et $\varepsilon_{x,p2,b}$ peuvent provenir de plusieurs causes, notamment des modules de Young E_i des pièces qui n'ont pas été mesurés expérimentalement. Ces écarts sont considérés comme acceptables car globalement faibles.

Variation d'effort normal : ΔP_{th}

La variation d'effort normal ΔP_{th} issue des deux approches est confrontée sur la Figure 3-11.

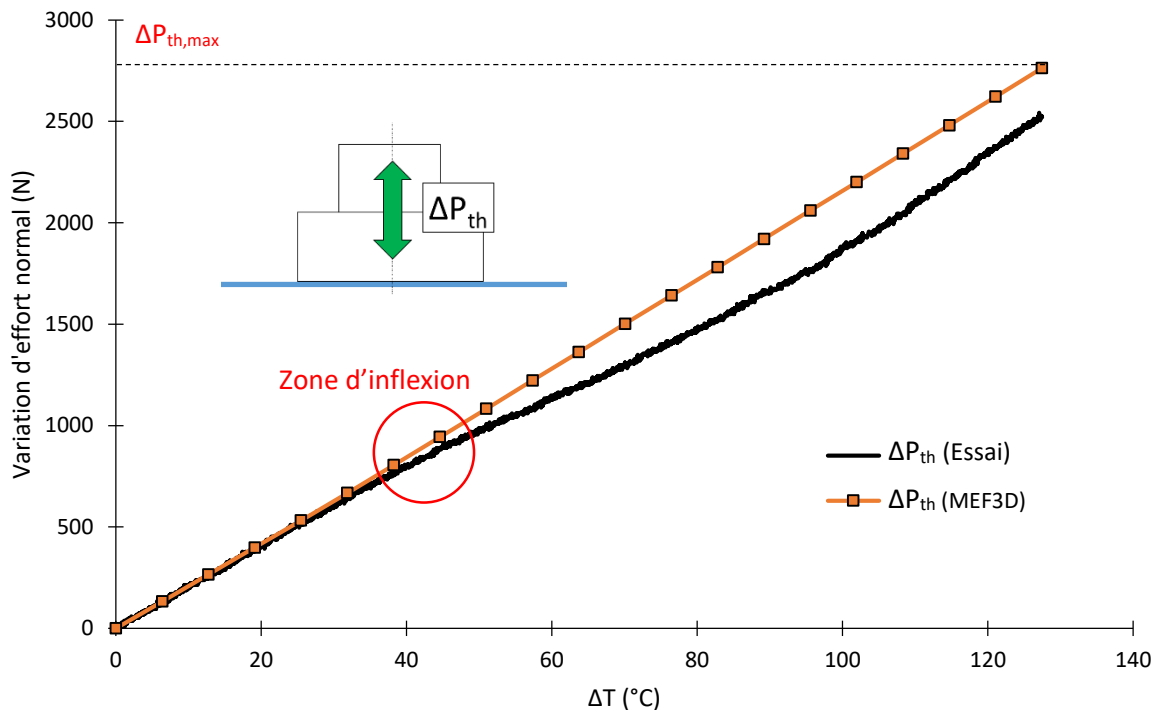


Figure 3-11 : Confrontation essai / MEF3D de la variation d'effort normal ΔP_{th} en fonction de la variation de température ΔT . Spécimen thermique.

La corrélation essais / MEF3D montre que la variation d'effort normal ΔP_{th} dans la liaison instrumentée (voir Figure 3-6) est globalement bonne. Les résultats sont très proches jusqu'à environ $\Delta T = 40^\circ\text{C}$ et $\Delta P_{th} = 700\text{ N}$ mais divergent à partir de ce point. L'augmentation de la précharge P est plus élevée dans le MEF3D, avec un écart relatif maximal de 14.1 % sur la valeur de $\Delta P_{th,max}$. L'écart peut éventuellement venir d'une erreur sur le coefficient de dilatation du capteur d'effort car celui-ci est mesuré expérimentalement (annexe A1.3) avec une incertitude maximale estimée à 11%. Cependant, nous pensons que cette cause n'est pas prépondérante et nous proposons d'autres explications à cet écart.

Premièrement, comme évoqué dans le chapitre 2, la mesure du capteur d'effort peut être perturbée par la présence d'un moment de flexion et d'un effort de frottement sous tête. Ces phénomènes sont présents dans le MEF3D mais ne perturbent pas la valeur numérique de la variation d'effort normal ΔP_{th} . Deuxièmement, comme évoqué dans le chapitre 2, un phénomène de rodage des surfaces peut avoir lieu expérimentalement ce qui a tendance à diminuer légèrement l'épaisseur serrée et donc à entraîner une relaxation de l'effort normal P . Ce phénomène n'étant pas pris en compte dans le MEF3D, cette relaxation ne peut pas y être observée.

Troisièmement, au fur et à mesure que la flexion augmente, la distribution des pressions de contact dans les filets de la vis est affectée, et un phénomène de plastification localisé à fond de filets peut survenir, menant alors au même type de relaxation de l'effort normal P . Les filets n'étant pas modélisés dans le MEF3D, ce phénomène ne peut pas y être observé non plus.

3.3.4. Conclusions intermédiaires sur la validité du MEF3D du spécimen thermique

Comme évoqué dans le chapitre 2 (2.2.4), la déformation moyenne de la face supérieure de la plaque supérieure en aluminium $\varepsilon_{x,p1,h}$ pose problème. Cependant, les confrontations essais / MEF3D concernant la mesure de cette jauge montre que les causes invoquées dans le chapitre 2 pour l'expliquer sont crédibles. Les écarts sont supposés provenir de la symétrie du spécimen, qui est strictement respectée dans le MEF3D et un peu moins dans le spécimen expérimental. L'allure de cette déformation dans le MEF3D nous semble plus vraisemblable.

A part cette déformation moyenne $\varepsilon_{x,p1,h}$, la confrontation essai / MEF3D est jugée correcte sur l'ensemble des grandeurs confrontées. Ainsi, il nous semble que le MEF3D du spécimen thermique peut être utilisé comme référence dans la suite des travaux, notamment dans la confrontation avec un modèle numérique industriel du spécimen thermique dans le chapitre 5.

3.4. Spécimen dynamique

Concernant le spécimen dynamique, deux MEF3D ont été développés :

- Un MEF3D dynamique : « MEF3D DYN » ;
- Un MEF3D quasi-statique équivalent : « MEF3D QS ».

Dans le MEF3D DYN, nous avons cherché à modéliser le comportement dynamique réel du spécimen afin de reproduire les résultats expérimentaux. Cependant, la construction de ce MEF3D DYN s'est avérée plus complexe que prévue, d'une part à cause des aspects amortissement numérique et d'autre part à cause du couplage entre le comportement dynamique et la présence de contacts multiples. Pour ces raisons, les résultats issus de ce modèle n'ont pas été jugés assez satisfaisants pour être présentés prioritairement. Cependant, quelques résultats issus de ce MEF3D DYN sont présentés dans les perspectives de ce chapitre.

Dans le MEF3D QS, nous avons cherché à nous ramener à un cas de sollicitation équivalent à un instant de la sollicitation dynamique réelle. Pour cela, nous avons choisi de modéliser à l'instant correspondant au début du glissement expérimental et en considérant la sollicitation correspondante. La méthodologie pour repérer cet instant sur les courbes de résultats est détaillée dans le chapitre 2 (2.3.4). Les conditions limites sont également équivalentes et sont détaillées par la suite.

3.4.1. Présentation du MEF3D QS

Le MEF3D QS du spécimen d'essai dynamique est présenté sur la Figure 3-12.

La géométrie du modèle numérique correspond à celle du spécimen réel. Les capteurs d'effort (1 rondelle de charge + 2 rondelles épaisses) sont modélisés entièrement. Le même modèle numérique détaillé ayant été utilisé pour les cas MEF3D DYN et MEF3D QS, la symétrie selon le plan XZ n'a pas été prise en compte.

Le contact tangentiel est pris en compte par une variante locale du modèle de Coulomb classique [HIB, 1992]. Dans ces travaux, ce modèle phénoménologique est défini par le coefficient de frottement μ et le glissement critique g_c . Les paramètres μ et g_c des contacts v/r et $p1/p2$ sont déterminés

analytiquement à partir de modèles de contact constitutifs développés dans le prochain chapitre (modèles « EPBR » et « EPBFR »). En particulier, la rugosité du contact est prise en compte par le biais du paramètre « Ra ».

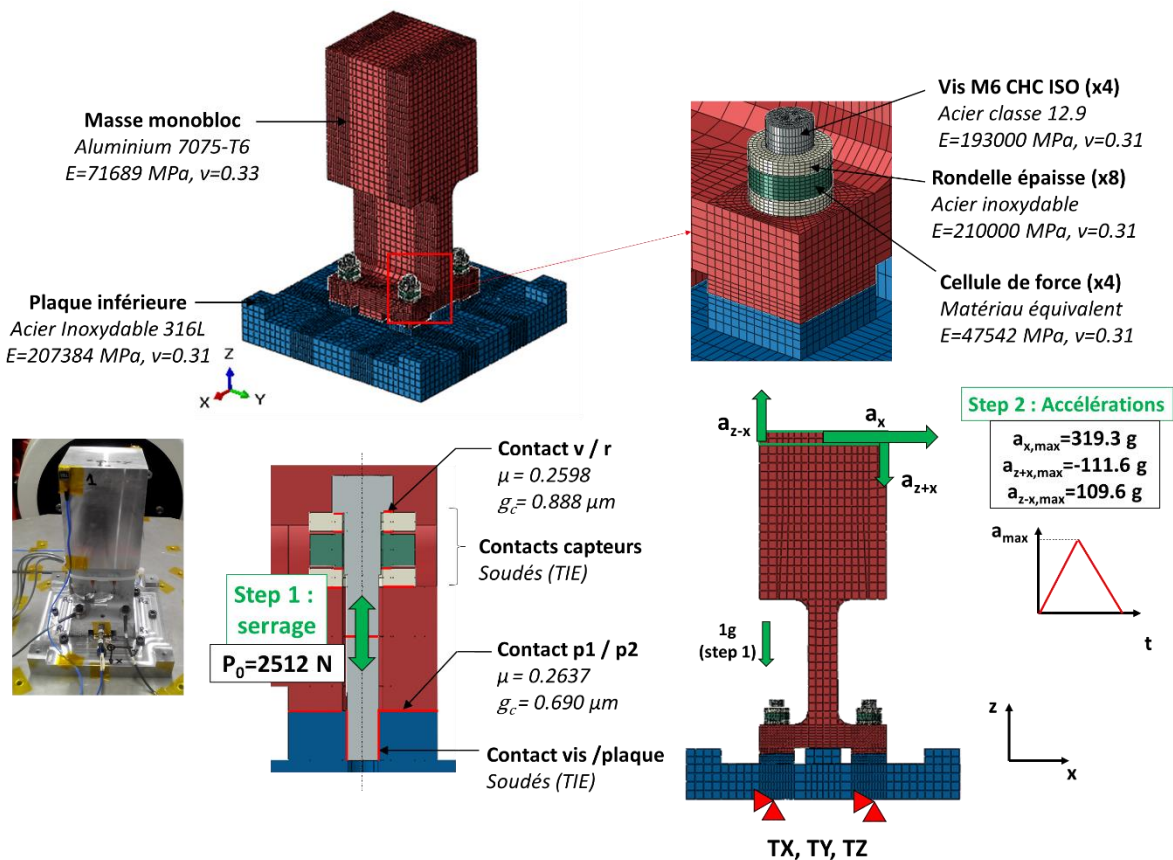


Figure 3-12 : Modèle numérique détaillé équivalent (MEF3D QS) du spécimen dynamique.

Les matériaux sont homogènes, élastiques et isotropes. Le maillage est raffiné dans les zones de contacts. Des précisions sur les choix concernant le maillage sont données dans la partie 3.5. Les valeurs des modules de Young de la vis E_v et des rondelles épaisses E_r et des coefficients de Poisson ν_i sont issues de [ESA, 2010]. Les valeurs des modules de Young de la masse monobloc et de la plaque inférieure sont issues d'essais préliminaires de recalage de type « tap tests » détaillés en annexe A1.4.2. Le module de Young des rondelles de charge est issu d'une étude numérique détaillée en annexe A1.4. La masse volumique de chaque élément est recalée sur des mesures de masse détaillées en annexe 1.4.2.

Dans une première étape, la précharge P_0 est appliquée aux 4 vis. Dans une seconde étape, les accélérations selon x et z a_x , a_{z-x} et a_{z+x} sont appliquées en haut de la masse monobloc, soit au niveau des accéléromètres tri-axes correspondants (voir Figure 3-12), selon un cycle de charge-décharge. Les accélérations en haut de la masse sont les accélérations expérimentales obtenues au début du glissement expérimental. La justification de leur valeur est détaillée dans le chapitre 2 (2.4.5). L'application d'accélérations dans un calcul quasi-statique est possible dans Abaqus en utilisant le chargement « Gravity ». Moyennant la connaissance des masses volumiques ρ_i , Abaqus ramène une accélération à un effort, pour chaque élément volumique soumis à cette accélération. Par ailleurs, comme l'amplification dynamique est élevée ($Q=147.8$ sur le 1^{er} mode), le comportement dynamique du spécimen est piloté par le comportement en flexion de la masse monobloc, et notamment l'accélération en haut de la masse monobloc. Nous avons fait l'hypothèse que la sollicitation pouvait

être appliquée en haut de la masse tandis que la base de la plaque inférieure était encastree au niveau des 9 liaisons existantes entre la plaque et la table vibrante.

Des détails supplémentaires sur la géométrie, les contacts, les matériaux, le maillage, les conditions limites et les sollicitations sont donnés sur la Figure 3-612.

3.4.2. Méthode d'extraction des résultats numériques

La confrontation essai / MEF3D QS est réalisée sur les deux courbes d'essais relatives à l'évolution des glissements $\Delta x_{lm,i}$ et $\Delta x_{int,i}$, des déformations moyennes $\epsilon_{z,a,1}$ et $\epsilon_{z,a,2}$ dans l'âme de la masse monobloc et des efforts normaux moyennés $P_{m,i}$ dans les liaisons 1-4 en fonction du temps (Figure 2-25:Figure 2-34).

La méthode d'extraction de ces grandeurs dans le MEF3D QS est illustrée par la Figure 3-13.

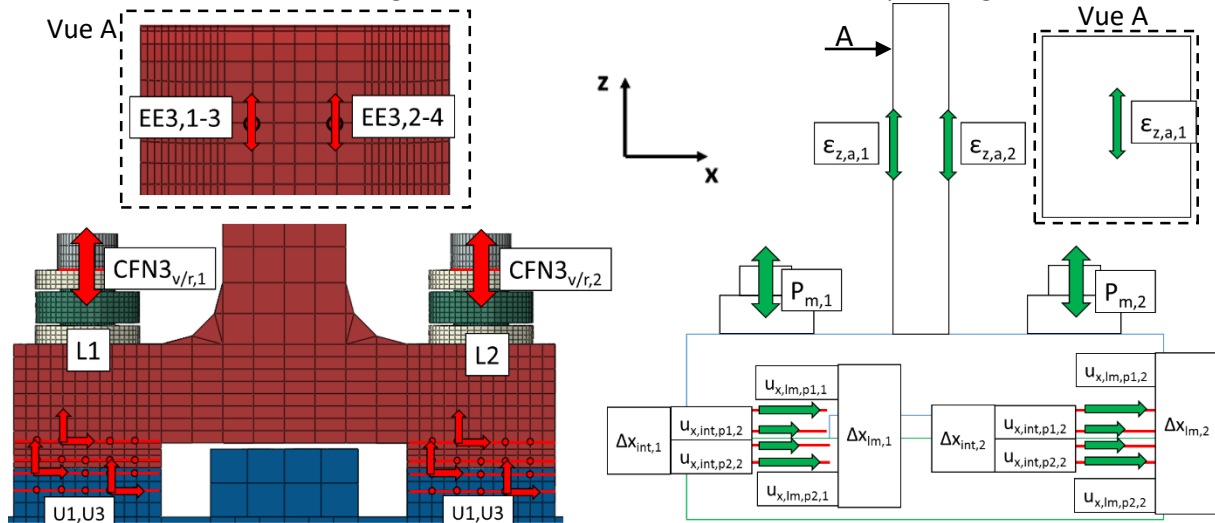


Figure 3-13 : Méthode d'extraction des sorties numériques. Spécimen dynamique.

Les déplacements sont obtenus de la même façon qu'avec les mesures par corrélations d'images, c'est-à-dire en moyennant sur 5 nœuds de mesure. Ils sont mesurés à la même position que dans le spécimen expérimental afin d'être cohérent au niveau des confrontations. Les glissements à ligne moyenne $\Delta x_{lm,i}$ et interfacial $\Delta x_{int,i}$ dans les liaisons L1 et L2 sont obtenus de la même façon que pour le spécimen expérimental. Les déformations numériques $EE3_i$ suivant l'axe z sont récupérées au niveau de nœuds correspondants aux points de mesures expérimentaux (voir Figure 3-13). Les déformations moyennes dans l'âme de la masse monobloc sont calculées de la même façon que les déformations moyennes expérimentales. L'effort normal dans les liaisons est récupéré par le biais de l'effort normal au niveau du contact entre la vis et la rondelle « CFN3_{v/r} ».

3.4.3. Confrontation essai / MEF3D QS

Glissements : $\Delta x_{lm,i}$ et $\Delta x_{int,i}$

Les acquisitions de la caméra rapide étant faites par rafales, la 1^{ère} acquisition disponible se situe à 3.0002s. Etant donné que l'instant identifié de début du glissement se situe à 2.6725 s, les confrontations essai / MEF3D QS ne peuvent pas se faire strictement au même instant.

Les glissements à ligne moyenne dans les liaisons L1 et L2 $\Delta x_{lm,i}$ issus des deux approches sont confrontés sur la Figure 3-14. La valeur moyenne de ces glissements $\Delta x_{lm,m}$ est ajoutée, afin d'alimenter

les confrontations. L'évolution du contact numérique est également renseignée (rouge : adhérence, vert : glissement).

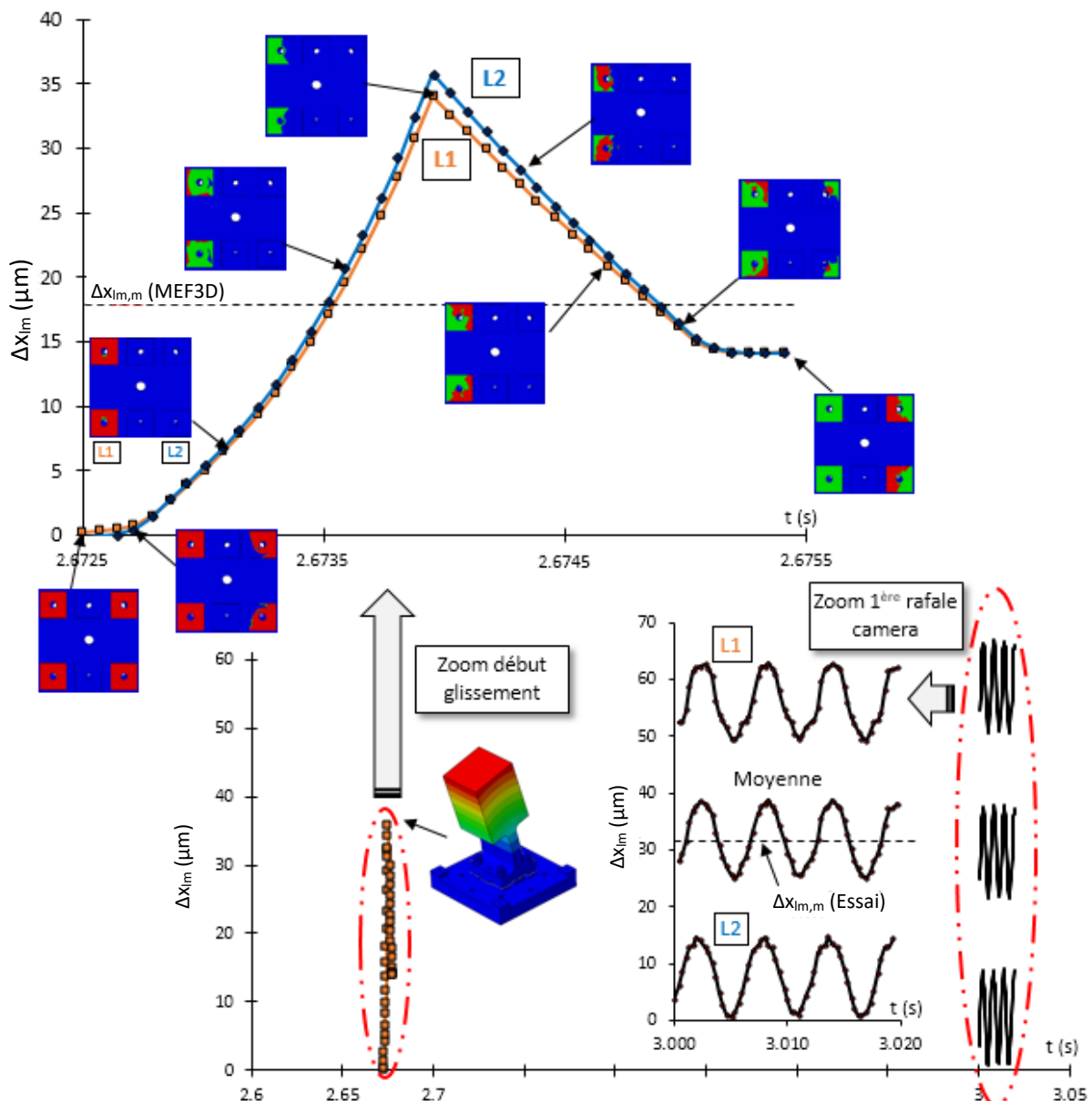


Figure 3-14 : Confrontation essai / MEF3D QS des glissements à ligne moyenne $\Delta x_{lm,i}$ en fonction du temps. Début du glissement expérimental à $t = 2.6725$ s et 1^{ère} rafale caméra à $t = 3.0002$ s.

Les résultats expérimentaux montrent que les glissements à ligne moyenne $\Delta x_{lm,i}$ ne sont pas identiques dans les liaisons L1 et L2. Ainsi, seule la valeur moyenne de ce glissement $\Delta x_{lm,m}$ est discutée et confrontée aux résultats issus du MEF3D QS. L'amplitude du glissement à ligne moyenne Δx_{lm} dans le MEF3D QS est de $35.8 \mu\text{m}$ (liaison L2), tandis que l'amplitude du glissement moyen expérimental sur la 1^{ère} rafale est de $15.6 \mu\text{m}$ (moyenne). Ceci semble normal car l'accélération pilote $a_{x,pil}$ est supérieure à $t = 2.6725\text{s}$ ($a_{x,pil} = 10.2\text{g}$) qu'à $t = 3.002\text{s}$ ($a_{x,pil} = 5.4\text{g}$) selon les courbes expérimentales (voir Figure 2-37). L'amplitude du glissement à ligne moyenne Δx_{lm} issu du MEF3D QS est attendue comme supérieure à l'amplitude expérimentale, ce qui est le cas. Le ratio d'amplitude en accélération correspond assez bien au ratio en glissements. Concernant la valeur moyenne expérimentale de ce glissement, elle correspond à l'accumulation d'un certain niveau de glissement à chaque cycle de sollicitation. Concernant la valeur moyenne $\Delta x_{lm,m}$ (MEF3D) issue du MEF3D QS, il est difficile d'extrapoler à partir de la valeur moyenne expérimentale $\Delta x_{lm,m}$ (Essai) puisqu'elle n'est pas obtenue

au même instant. Le profil d'accélération expérimental étant complexe (voir Figure 2-29), le processus d'accumulation du glissement au fur et à mesure des cycles est lui aussi complexe, a priori. Cependant, le glissement moyen $\Delta x_{lm,m}$ (MEF3D) de $17.9 \mu\text{m}$ ($35.8/2$) atteint dans le MEF3D QS ne semble pas incohérent puisqu'il est inférieur de 44% à la valeur moyenne expérimentale $\Delta x_{lm,m}$ (Essai) de $31.2 \mu\text{m}$. En effet, la 1^{ère} rafale expérimentale étant postérieure au cas équivalent QS à $t = 2.6725 \text{ s}$, il y a eu une accumulation plus importante du glissement à ligne moyenne $\Delta x_{lm,m}$ à 3.0002 s qu'à 2.6725 s . Bien que la sollicitation soit quasi-statique dans le MEF3D QS, un glissement moyen de $17.9 \mu\text{m}$ semble indiquer que l'instant de début du glissement repéré expérimentalement par la divergence de l'accélération semelle (voir Figure 2-37) surestime l'instant de début du glissement réel. Cette observation est suggérée par la mesure des vibromètres bien que celle-ci ait été jugée trop bruitée pour être exploitée (voir Figure 2-27).

Les glissements interfaciaux $\Delta x_{int,i}$ dans les liaisons L1 et L2 issus des deux approches sont confrontés sur la Figure 3-15. La valeur moyenne de ces glissements $\Delta x_{int,m}$ est ajoutée afin d'alimenter les confrontations.

Les valeurs moyennes des glissements interfaciaux $\Delta x_{int,i}$ sur la 1^{ère} rafale sont négatives, autant expérimentalement que numériquement. Les glissements interfaciaux $\Delta x_{int,i}$ ne sont pas orientés dans le même sens que les glissements à ligne moyenne $\Delta x_{lm,i}$. Dans le chapitre 2, ce phénomène a été expliqué par la présence de la flexion dans les liaisons L1 et L2. L'amplitude du glissement interfacial issue du MEF3D QS est de $-15.6 \mu\text{m}$ (liaison L2), tandis qu'elle est de $-2.1 \mu\text{m}$ expérimentalement. L'écart est plus élevé que pour les glissements à ligne moyenne $\Delta x_{lm,i}$. Il n'est sûrement pas dû qu'à l'accélération pilote $a_{x,pil}$ plus faible lors de la 1^{ère} rafale à $t = 3.0002 \text{ s}$ qu'à $t = 2.6725 \text{ s}$. Il est possible que le processus d'accumulation du glissement interfacial $\Delta x_{int,i}$ ne soit pas affecté par les mêmes facteurs que l'accumulation du glissement à ligne moyenne $\Delta x_{lm,i}$. En effet, les mesures montrent que plus le glissement est mesuré proche du contact entre les pièces, plus son évolution est bruitée. Cela traduit la présence de phénomènes perturbateurs au niveau des contacts, comme une évolution de l'état des surfaces de contact. Ces phénomènes sont difficiles à prévoir et à modéliser. Ils ne sont pas étudiés dans ces travaux, mais leur étude a été évoquée dans les perspectives d'amélioration du banc d'essais dynamique dans le chapitre 2.

Il se peut également que l'effet de la flexion sur le glissement interfacial $\Delta x_{int,i}$ soit plus complexe. En effet, si une évolution des conditions de contact a eu lieu de 0 à 2.6725 s , il est possible que les paramètres de contacts du MEF3D QS ne représentent plus correctement les conditions de contact réelles. Si la rugosité du contact (paramètre « R_a ») a diminué, ce qui peut être le cas à cause d'un phénomène de rodage, la raideur tangentielle des contacts augmente (voir chapitre 4) et l'effet de la flexion peut éventuellement être moindre à cause de cela. Afin d'améliorer le MEF3D QS, il faudrait prendre en compte une évolution des paramètres de contact en fonction du nombre de cycles de sollicitation. Devant la complexité du phénomène, nous ne tenterons pas de comparer la valeur moyenne $\Delta x_{int,m}$ (MEF3D) de $-7.8 \mu\text{m}$ à $t = 2.6725 \text{ s}$ dans le MEF3D QS à la valeur moyenne $\Delta x_{int,m}$ (Essai) expérimentale de $-6.7 \mu\text{m}$, même si ces deux valeurs sont finalement assez proches. Il semble intéressant que la confrontation soit correcte sur cette valeur moyenne mais il semble aussi étonnant qu'elle le soit au vu de la complexité des phénomènes proches du contact. Pour finir, même si elle ne peut pas être observée, l'accumulation du glissement est pressentie dans le MEF3D QS puisque les glissements interfaciaux résiduels $\Delta x_{int,i, res}$ ne sont pas nuls, ce qui veut dire qu'un offset en glissement interfacial serait présent au début du cycle suivant.

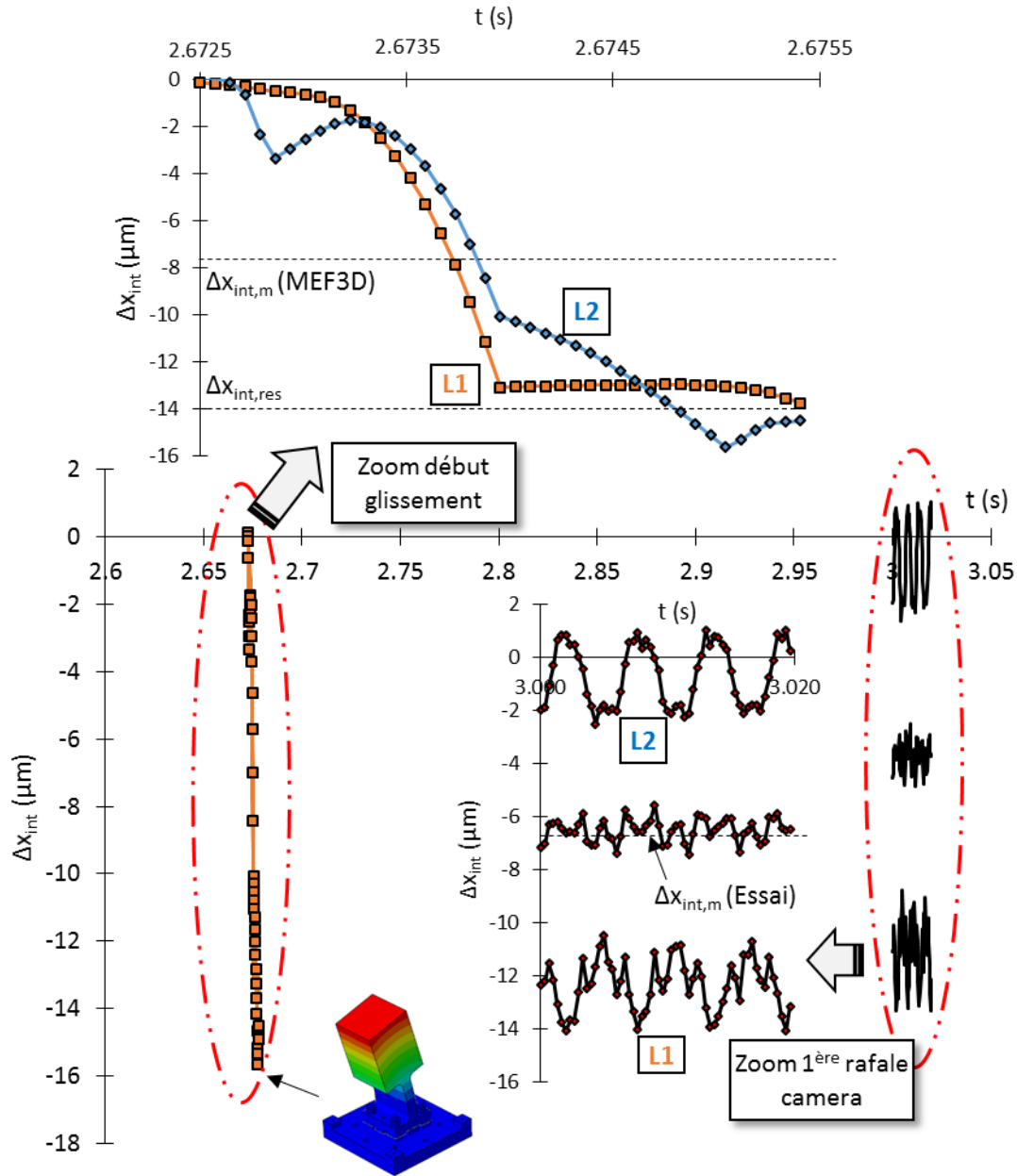


Figure 3-15 : Confrontation essai / MEF3D QS des glissements interfaciaux $\Delta x_{int,i}$, en fonction du temps. Début du glissement à $t = 2.6725$ s et 1^{ère} rafale caméra à $t = 3.0002$ s.

Autant pour les glissements à ligne moyenne $\Delta x_{lm,i}$ que pour les glissements interfaciaux $\Delta x_{int,i}$, les écarts peuvent toujours être dus à la méthode de post-traitement expérimentale. La présence de flexion fait que les glissements interfaciaux sont non-uniformes, comme évoqué dans le chapitre 2, à cause du décollement. Le fait de moyenner ce glissement sur cinq points de mesures peut avoir un impact dans le sens où la mesure finale est très sensible à la position de chaque point, contrairement au cas quasi-statique de double-cisaillement par exemple, où le glissement est quasi-uniforme. Le fait de moyenner les déplacements va normalement dans le sens de minimiser l'erreur commise à ce niveau.

Déformations : $\epsilon_{z,a,1}$ et $\epsilon_{z,a,2}$

Les déformations dans l'âme de la masse monobloc $\epsilon_{z,a,1}$ et $\epsilon_{z,a,2}$ issues des deux approches sont confrontées sur la Figure 3-16. Les acquisitions des jauges étant continues pendant l'essai, la

confrontation peut se faire sur le cycle correspondant à l'instant du début du glissement expérimental, soit à $t = 2.6725$ s.

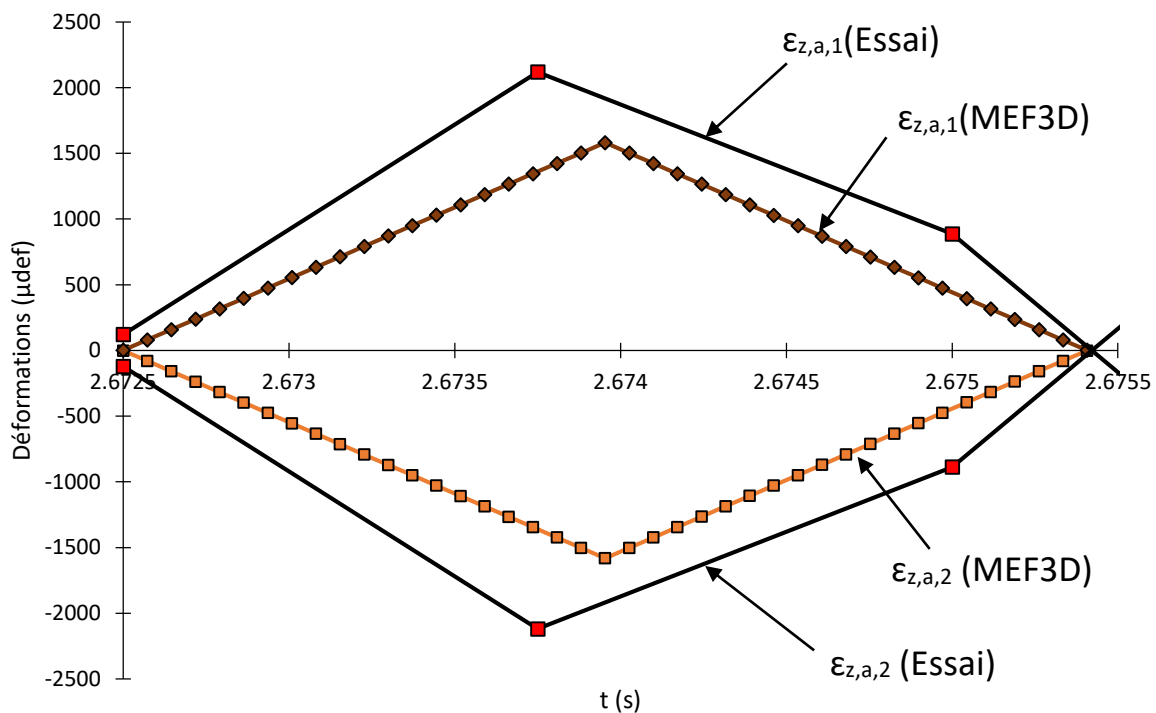


Figure 3-16 : Confrontation essai / MEF3D QS des déformations dans l'âme de la masse monobloc $\epsilon_{z,a,1}$ et $\epsilon_{z,a,2}$ en fonction du temps.

La confrontation essai / MEF3D QS est correcte. Bien qu'elle ne puisse se faire que sur un cycle de sollicitation, le comportement du MEF3S QS capture bien la flexion du pied de la masse monobloc et les niveaux de déformation associés. Les déformations $\epsilon_{z,a,1}$ (Essai) et $\epsilon_{z,a,2}$ (Essai) sont plus élevées, avec un écart relatif maximal de 25.4% sur la valeur maximale de ces déformations. Ces écarts peuvent avoir plusieurs causes.

D'une part, les déformations $\epsilon_{z,a,1}$ et $\epsilon_{z,a,2}$ sont influencées par l'inertie et l'épaisseur de l'âme, et par le moment de flexion engendré par la rotation de la masse monobloc. L'inertie et l'épaisseur de l'âme sont bien représentées dans le MEF3D QS et sont en accord avec le plan de définition de la masse monobloc (voir annexe A1.4). La seule erreur peut provenir du moment de flexion, qui dépend de l'effort selon x au niveau du centre de gravité de la partie supérieure masse monobloc. Le fait d'avoir appliqué les accélérations, donc les efforts, en haut de la masse car c'est là que nous avons les données expérimentales, et par « bandes » peut être à l'origine d'une erreur sur le moment de flexion. Une autre façon de procéder aurait pu être de recalibrer la sollicitation dynamique sur la mesure expérimentale des déformations $\epsilon_{z,a,1}$ et $\epsilon_{z,a,2}$.

D'autre part, les écarts peuvent provenir d'effets purement dynamiques qui ne peuvent pas être pris en compte dans le MEF3D QS. Il peut s'agir, par exemple, de déformations générées par des accélérations hors symétrie, par exemple à de la torsion ou à un couplage entre flexion autour de x et flexion autour de y . En effet, le comportement dynamique à l'approche de la résonance est assez chaotique et difficile à prévoir physiquement. Les accéléromètres top masse 1 et top masse 2 permettent juste de dire que la flexion autour de y est prépondérante, tandis que la torsion de la masse et la flexion autour de x sont limitées.

Malgré ces écarts le comportement de flexion est bien représenté et les écarts sont principalement dus au choix de modélisation en quasi-statique du MEF3D QS.

Effort normaux : $P_{m,1}$ et $P_{m,2}$

Les efforts normaux moyens $P_{m,1}$ et $P_{m,2}$ issu des deux approches sont confrontés sur la Figure 3-17.

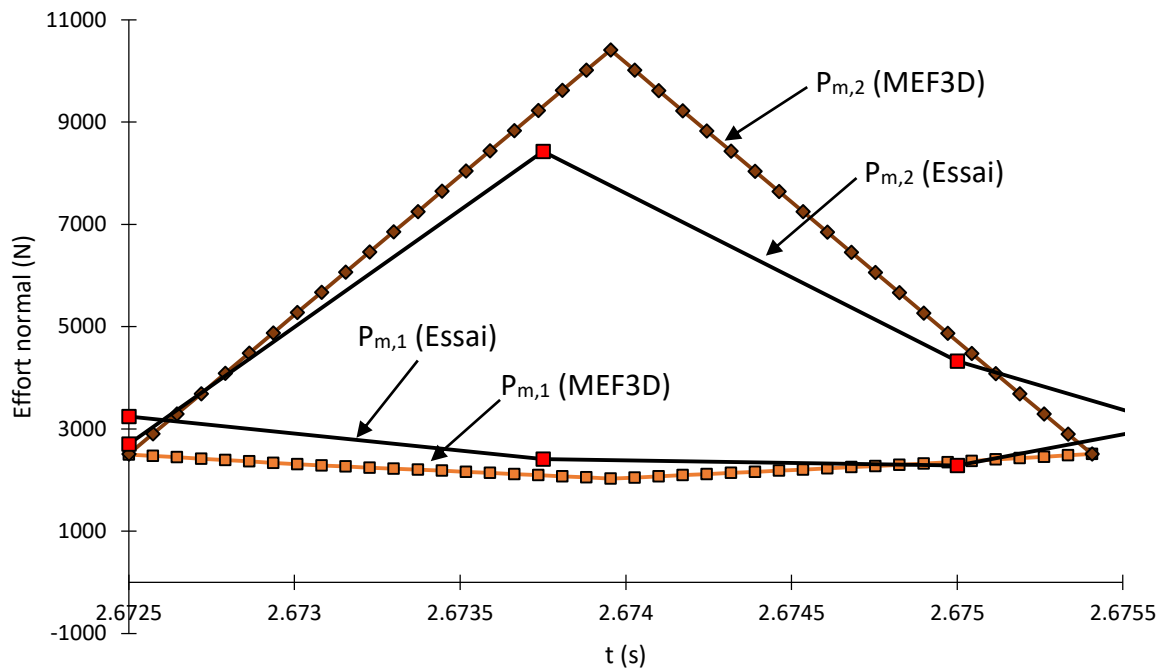


Figure 3-17 : Confrontation essai / MEF3D QS des efforts normaux moyennés $P_{m,1}$ et $P_{m,2}$ en fonction du temps.

Autant expérimentalement que numériquement, les liaisons L1 et L4 sont soumises à de la compression (dans la phase de charge) tandis que les liaisons L2 et L3 sont soumises à de la traction (dans la phase de charge). Dans les liaisons L1 et L4, la compression crée une diminution de l'effort normal $P_{m,1}$ mesuré par le capteur d'effort sous tête de vis. Dans les liaisons L2 et L3, la traction crée une augmentation de cet effort $P_{m,2}$. Ces résultats sont commentés dans le chapitre 2.

La valeur maximale de $P_{m,1}$ (MEF3D) est de 10486 N et est supérieure de 23.5% à la valeur maximale expérimentale $P_{m,1}$ (Essai). La valeur en compression est sous-estimée en valeur absolue par le MEF3D QS, avec une valeur de $P_{m,2}$ (MEF3D) de 2291 N contre 2410 N pour $P_{m,2}$ (Essai), soit un écart relatif de 4.9%. Expérimentalement, ces écarts peuvent venir de la présence de flexion qui perturbe la mesure des capteurs d'efforts. Ils peuvent aussi venir de la plastification à fond de filets ou autres phénomènes non-linéaires liés à une rotation de la vis selon son axe, comme le dévissage, ce qui expliquerait les valeurs inférieures obtenues expérimentalement, autant en traction qu'en compression. En effet, le comportement d'un éventuel dévissage n'est pas pris en compte dans le MEF3D QS, tout comme les phénomènes locaux de plastification des filets ou de relaxation due au rodage des contacts.

3.4.4. Conclusions intermédiaires sur la validité du MEF3D QS du spécimen dynamique

La confrontation essai / MEF3D QS est relativement bonne compte tenu de l'aspect quasi-statique du MEF3D QS. Certains phénomènes purement dynamiques comme l'accumulation du glissement ou tout phénomène lié à l'évolution des conditions de contact ne sont pas pris en compte numériquement. Or, nous faisons l'hypothèse que ces phénomènes sont les principales causes d'écart entre essai et MEF3D QS. En effet, tout phénomène affectant les glissements interfaciaux $\Delta x_{int,i}$ a, d'après nous, un impact sur l'ensemble du comportement dynamique du spécimen et donc sur les confrontations essai / MEF3D QS. Afin de faire des confrontations plus poussées, il faudrait modéliser l'évolution des

conditions de contact, ce qui sort du cadre de ces travaux. Le fait de modéliser le comportement dynamique réel du spécimen pourrait également de revoir certaines hypothèses réductrices faites pour construire le MEF3D QS, comme par exemple le positionnement et la valeur des accélérations équivalentes ou de la condition limite à la base.

Etant donné ces confrontations relativement cohérentes, nous considérerons que le MEF3D QS du spécimen dynamique peut être utilisé comme référence, mais seulement dans le cadre de confrontations quasi-statiques.

3.5. Liaison isolée générique (« LIG »)

3.5.1. Présentation

Un MEF3D paramétrique de LIG (noté également par la suite « MEF3D de LIG ») est utilisé afin de valider les modèles analytiques développés dans le chapitre 4. Il est paramétrique de façon à pouvoir être intégré dans une démarche de validation par la méthode des plans d'expériences. Il est présenté sur la Figure 3-18.

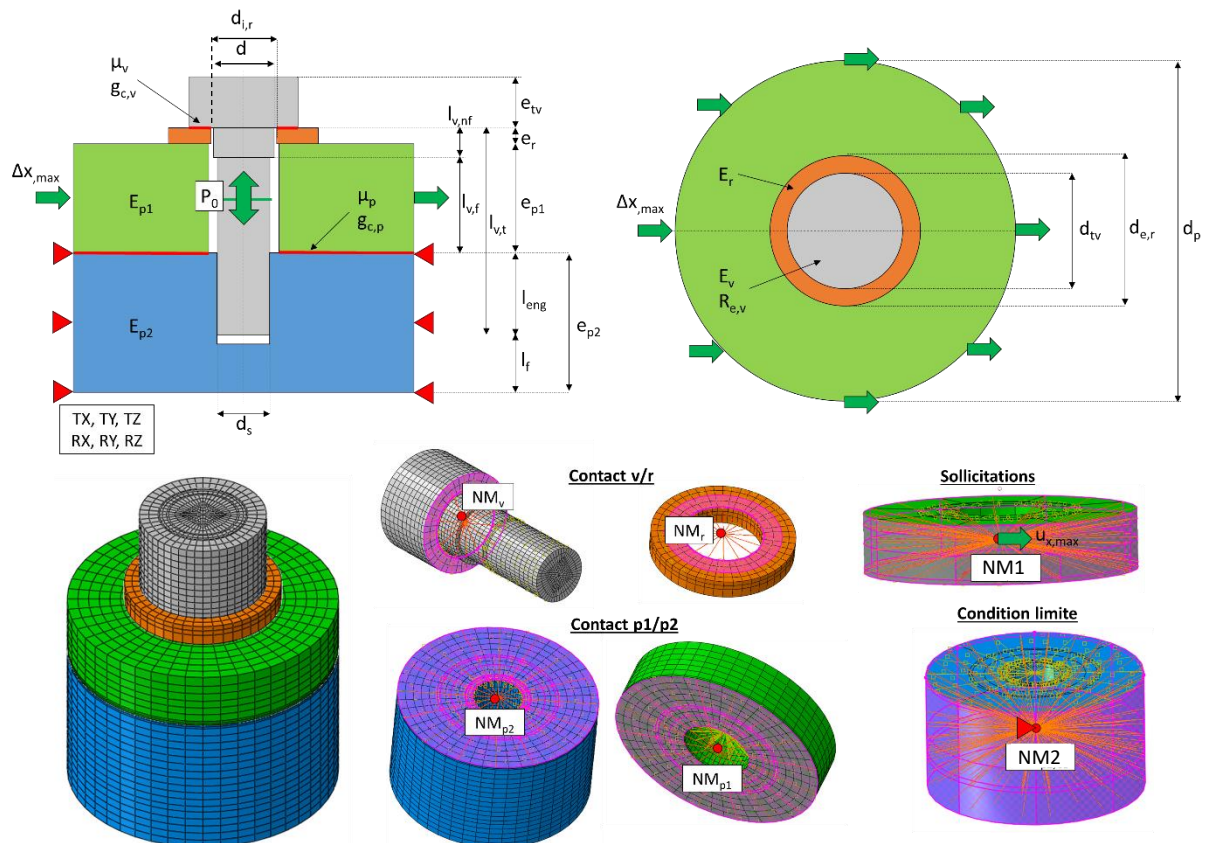


Figure 3-18 : Présentation du MEF3D paramétrique de LIG. Paramètres, géométrie, contacts, maillage.

Le MEF3D de LIG est composé d'une pièce supérieure (notée « p1 »), d'une pièce inférieure (notée « p2 »), d'une vis CHC ISO (notée « v ») et d'une rondelle M ISO (notée « r »).

Les pièces sont circulaires de façon à se rapprocher de la forme du cône de compression et des connecteurs linéaires actuels. Certains détails géométriques comme les chanfreins, les congés et les filets ne sont pas modélisés.

Les dimensions de la vis (d , d_s , d_{tv} et e_{tv}), de la rondelle ($d_{i,r}$, $d_{e,r}$ et e_r) et le diamètre du trou de passage d_t respectent les normes en vigueur [ISO 4762] [ISO 7089] [ISO 273]. Les valeurs numériques de ces

dimensions utilisées dans ces travaux sont listées dans le Tableau 3-1, pour des diamètres de vis d variant de 2 à 10 mm.

Vis [ISO 4762]				Rondelle [ISO 7089]			Trou [ISO 273]
d	d_s	d_{tv}	e_{tv}	$d_{i,r}$	$d_{e,r}$	e_r	d_t
mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm
2	1.625	3.48	2.0	2.2	5	0.3	2.4
2.5	2.078	4.18	2.5	2.7	6	0.5	2.9
3	2.484	5.07	3.0	3.2	7	0.5	3.4
4	3.343	6.53	4.0	4.3	9	0.8	4.5
5	4.249	8.03	5.0	5.3	10	1	5.5
6	5.062	9.38	6.0	6.4	12	1.6	6.6
8	6.828	12.33	8.0	8.4	16	1.6	9.0
10	8.593	15.33	10.0	10.5	20	2	11.0

Tableau 3-1 : Dimensions de la visserie selon les normes ISO. Diamètre nominal de vis d compris entre 2 et 10 mm.

Ces dimensions correspondent toutes aux dimensions nominales définies par la norme ISO, à part pour le diamètre d'appui de la tête de vis d_{tv} , qui correspond à sa valeur minimale. Les relations (1) sont extraites de ce tableau par la méthodes des moindres carrés de façon à définir toutes ces dimensions en fonction du diamètre nominal de la vis d (en mm).

$$\begin{aligned}
 p &= 0.1396d + 0.1244 \\
 d_{tv} &= 1.4749d + 0.5748 \\
 d_t &= 1.0869d + 0.1599 \\
 d_{i,r} &= 1.0388d + 0.116 \\
 e_r &= 0.2093d - 0.074 \\
 \text{si } d = 2.5 \text{ ou } 3, e_r &= 0.3 \\
 \text{si } d = 6, e_r &= 1.6
 \end{aligned} \tag{1}$$

Ces relations sont spécifiques à ces travaux dans le sens où elles ne sont valables que pour un diamètre nominal de la vis d compris entre 2 et 10 mm. Le diamètre nominal d devient le seul paramètre géométrique associé à toutes ces dimensions. Les différentes longueurs de la tige de la vis sont définies par les relations (2).

$$\begin{aligned}
 l_{v,t} &= e_r + e_{p1} + l_{eng} \\
 l_{v,nf} &= 0.2d \\
 l_{v,f} &= l_{v,t} - l_{v,nf}
 \end{aligned} \tag{2}$$

Le choix du ratio de 20% entre la longueur non-filetée et le diamètre nominal de la vis est arbitraire. Cela permet de se placer dans un cas représentatif dans lequel la vis n'est pas entièrement filetée, afin de prendre en compte ce paramètre dans le développement du modèle analytique de cisaillement dans le prochain chapitre.

Il y a en tout 5 contacts potentiels (voir Figure 3-18), qui sont :

- **Le contact pièce supérieure/pièce inférieure (noté « p1/p2 »)**
- Le contact pièce supérieure / rondelle : (noté « p1/r »)
- **Le contact vis / rondelle : (noté « v/r »)**
- Le contact vis / pièce supérieure : (noté « v/p1 »)

- Le contact vis / pièce inférieure : (noté « v/p2 »)

La complexité d'un modèle numérique augmente avec le nombre de contacts [HIB, 1992]. Ainsi, il faut faire un choix quant aux contacts à prendre en compte prioritairement. Plusieurs sources mettent en évidence la prépondérance du contact entre les pièces dans les comportements impliquant des frottements [GRA, 2010] [ALK, 2007] [YU, 2008] [JUO, 2016]. Le contact entre la vis et la rondelle (ou la pièce supérieure) est également pris en compte dans plusieurs études [CHA, 2007], [MAS, 1994]. Ainsi, nous avons choisi de prendre en compte les contacts p1/p2 et v/r en priorité pour l'étude du comportement en cisaillement d'une LIG et des glissements associés.

Concernant le contact v/p2, la modélisation détaillée des filets de vis et du taraudage de la pièce inférieure n'intervient que dans les études concernant le dévissage [JIA, 2003] [DIN, 2011]. Le contact v/p1 n'est pris en compte que dans les problématiques d'interférence, sinon il n'est pas défini. Comme l'étude du dévissage ne fait pas partie de ces travaux, que nous travaillons avant interférence, et que le contact r/p1 est considéré comme redondant avec le contact v/r, les contacts v/p1, v/p2 et r/p1 sont modélisés par un collage rigide des surfaces en vis-à-vis (fonction « TIE » dans Abaqus).

Concernant la modélisation numérique des contacts, il faut définir les comportements normal et tangentiel. Pour le comportement normal, la formulation « surface-to-surface, Hard contact, Default » est utilisée par défaut. Il s'agit d'une formulation dans laquelle la relation entre les pressions de contact et la pénétration associée est gérée par une raideur normale de contact permettant un certain niveau de pénétration des surfaces. Concernant le comportement tangentiel, la formulation « surface-to-surface, Coulomb, penalty » est utilisée. Comme évoqué dans le chapitre 1, cette formulation est associée à un modèle de Coulomb élastique local [HIB, 1992]. Il s'agit d'une variante du modèle de Coulomb classique qui permet de définir le comportement tangentiel d'un contact en chaque couple de nœud en contact en prenant en compte une raideur tangentielle de contact (formulation par « pénalité »), comme le montre la Figure 3-19.

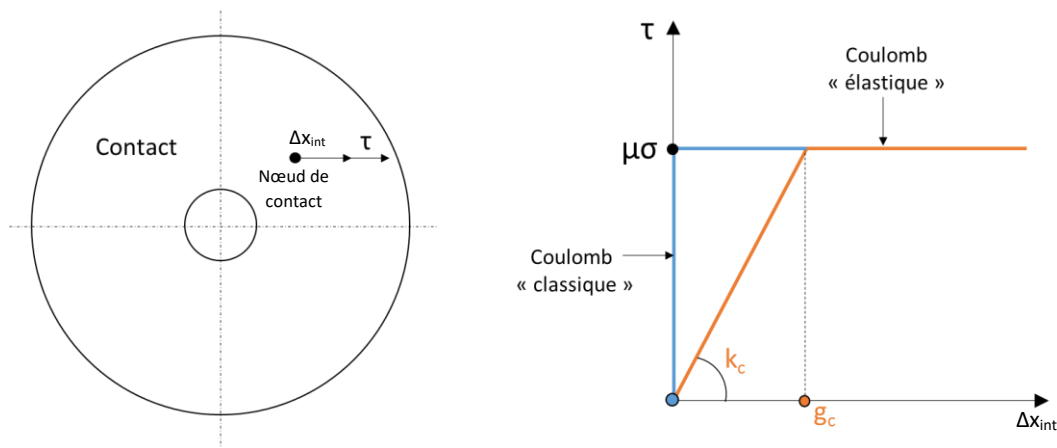


Figure 3-19 : Modèle de Coulomb classique et modèle de Coulomb élastique au niveau local. Relation entre la contrainte de cisaillement interfaciale τ et le glissement interfacial Δx_{int} sur un couple de nœuds en contact.

Il existe plusieurs façons de définir le modèle de Coulomb élastique [HIB, 1992]. Dans ces travaux, nous considérerons que ce modèle est entièrement défini par deux paramètres : le coefficient de frottement μ et le glissement élastique critique g_c (voir Figure 3-19). Ce modèle de contact tangentiel est choisi pour deux raisons. D'une part, il permet d'avoir une cohérence entre le MEF3D de LIG et les modèles analytiques développés dans le chapitre suivant. En effet, le comportement tangentiel des contacts dans ces modèles analytiques se base sur la même formulation. D'autre part, nous proposons d'utiliser les paramètres μ et g_c de ce modèle afin de prendre en compte la rugosité des surfaces. Une étude bibliographique présentée dans le chapitre 1 a permis de montrer que le coefficient de frottement μ

est la plupart du temps issu de résultats d'essais ou de la littérature, tandis que le glissement critique g_c est défini arbitrairement ou pour faire converger les calculs. Ces paramètres rendent le modèle numérique ou analytique dont ils font partie non-autonome car ils ne sont pour l'instant pas reliés à une formulation analytique. Nous proposons de les définir à partir de modèles de contact constitutifs développés dans le chapitre 4 et s'appuyant sur le modèle EPB évoqué dans le chapitre 1. Ces modèles font notamment intervenir la rugosité des surfaces par le biais du paramètre « Ra ». Les paramètres μ_v , $g_{c,v}$ et μ_p , $g_{c,p}$ dépendent des caractéristiques respectives des contacts v/r et p1/p2 (ex : rugosité Ra, dureté HV) et ne sont pas égaux.

Les surfaces du contact p1/p2 correspondent à la totalité de la surface inférieure de la pièce 1 et de la surface supérieure de la pièce 2 (voir Figure 3-18). Les surfaces du contact v/r correspondent à la totalité de la surface inférieure de la tête de vis et à la surface correspondante en vis-à-vis de la surface supérieure de la rondelle. Le diamètre extérieur de la surface de contact de la rondelle est légèrement plus élevé que le diamètre extérieur de la tête de vis de façon à ce que le contact soit toujours défini pendant le glissement du contact v/r. Les déplacements du nœud maître et des nœuds esclaves sont calculés de façon à ce qu'un équilibre statique des efforts et des moments soit conservé. Cette méthode permet de ne pas rigidifier le comportement réel des surfaces (fonction « Distributed Coupling » dans Abaqus). Le fait de récupérer le déplacement « moyen » d'une surface sur un nœud maître permet de faciliter le post-traitement et de faire des confrontations cohérentes avec les modèles analytiques développés dans le chapitre 4.

Les matériaux sont homogènes, isotropes et élastiques. Concernant le maillage, la seule contrainte qui ressort de la littérature [HIB, 1992] est qu'il soit raffiné dans les zones de concentrations de contraintes et dans les zones de contact. Nous n'avons pas trouvé de règles officielles pour le choix de la finesse du maillage. En effet, dans des travaux étudiant des comportements proches, la finesse de maillage n'est pas identique [YU, 2008] [JUO, 2016]. Dans ces travaux, nous avons choisi de régler la finesse de maillage en réalisant des études de convergence préliminaires sur des cas unitaires de contacts plan/plan et sur le MEF3D de LIG. Concernant le type d'éléments, le maillage est exclusivement composé d'éléments volumiques hexaédriques à intégration réduite. Le degré d'intégration définit le nombre de points de Gauss utilisés pour la définition des fonctions de formes des éléments. Dans une intégration exacte, ces fonctions sont définies par des polynômes de degré 2. La solution obtenue est exacte mais plus coûteuse en temps de calcul. Comme le MEF3D de LIG est utilisé dans une démarche par plans d'expériences qui comprend un nombre important de configurations, nous avons cherché à optimiser le temps de calcul. L'intégration réduite induit une erreur car le nombre de points de Gauss est réduit. Cependant, une étude comparative entre intégration réduite et intégration exacte a montré que la méthode d'intégration n'impactait pas les sorties de calcul auxquelles nous nous intéressons dans ces travaux, à savoir les déplacements $u_{x,lm,p1,3D}$ et $u_{x,lm,p2,3D}$ et l'effort de réaction F_x récupérés sur les nœuds maîtres NM1 et NM2 situés à ligne moyenne et au centre de chaque pièce, et les déplacements interfaciaux $u_{x,int,p1}$ et $u_{x,int,p2}$ récupérés au niveau de nœuds maîtres NM_{p1} et NM_{p2} situés au centre de chaque surface de contact. L'utilisation des indices « 3D » sera justifiées dans le chapitre 4.

Les conditions limites et les sollicitations sont appliquées au niveau des nœuds maîtres NM1 et NM2. Ces nœuds sont positionnés respectivement au centre de la pièce 1 et au centre de la pièce 2, à ligne moyenne. Ils sont reliés au contour des pièces par un lien permettant un certain déplacement des nœuds esclaves qui vérifie les conditions d'équilibre d'effort et de moment. Cela permet de ne pas rigidifier le comportement des pièces et de prendre en compte le fait que la liaison est en réalité intégrée dans une structure qui se déforme elle-aussi.

Le calcul contient deux étapes de chargement, illustrées par la Figure 3-20.

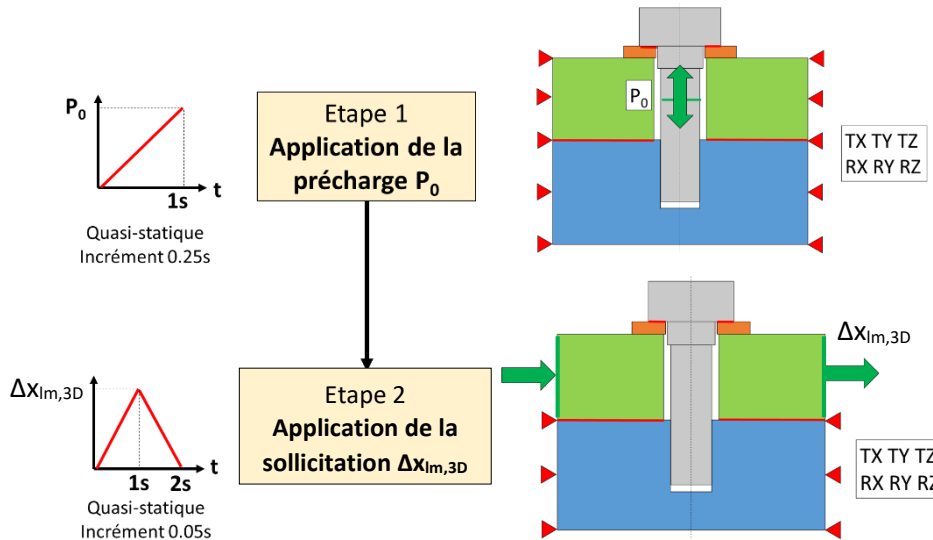


Figure 3-20 : Etapes de calcul dans le MEF3D de LIG.

Dans une première étape, la précharge P_0 est appliquée selon une rampe de 1 s sur une section de la vis située au niveau de la ligne moyenne de la pièce 1. Les nœuds maîtres NM1 et NM2 sont encastres. Afin de respecter les pratiques industrielles, la précharge P_0 est définie en fonction de la section résistante $S_{r,v}$ et de la résistance élastique $R_{e,v}$ de la vis d'après la relation .

$$P_0 = k_{\sigma/Re} R_{e,v} S_{r,v} \quad (3)$$

La formulation du coefficient de serrage $k_{\sigma/Re}$ est déduite de [ESA, 2013] et donnée par la relation (4). Elle permet de prendre en compte la composante de torsion introduite dans le corps de la vis lors du serrage (bien que cette torsion ne soit pas modélisée numériquement).

$$k_{\sigma/Re} = \left(1 + \frac{48}{d_s^2} (0.16p + 0.583\mu_f d_2)^2 \right)^{-0.5} \quad (4)$$

Dans une deuxième étape, la liaison est sollicitée en cisaillement selon x. Le glissement à ligne moyenne $\Delta x_{lm,3D}$ est imposé selon une rampe de charge de 1 s et une rampe de décharge de 1 s sur le nœud maître NM1 tandis que les autres degrés de liberté de ce nœud sont libérés. Le nœud maître NM2 reste encasté pendant cette étape. Le fait de piloter en déplacement permet d'améliorer la convergence des calculs étant donnée la présence de contacts.

Dans la réalité, la pièce 2 n'est pas encastée. Cependant, il faut imposer une condition limite dans le MEF3D. Ainsi, nous faisons l'hypothèse que le fait d'imposer le glissement à ligne moyenne $\Delta x_{lm,3D}$ tout en encastant la pièce inférieure est équivalent à la sollicitation réelle dans laquelle le glissement à ligne moyenne $\Delta x_{lm,3D}$ résulte de la différence entre deux déplacements non-nuls $u_{x,lm,p1,3D}$ et $u_{x,lm,p2,3D}$ respectivement au niveau des nœuds NM1 et NM2.

Les grandeurs de sortie de ce MEF3D sont la raideur initiale $k_{x,0}$, l'effort de cisaillement total F_x , le glissement interfacial du contact p1/p2 $\Delta x_{int,p}$ et le glissement interfacial du contact v/r $\Delta x_{int,v}$. Jusqu'à présent, le glissement interfacial du contact p1/p2 était noté Δx_{int} dans un souci de lisibilité mais à ce stade de l'étude il est nécessaire de différencier les glissements interfaciaux des contacts p1/p2 (indice « p ») et v/r (indice « v »). La raideur initiale $k_{x,0}$ est le quotient de l'effort total de cisaillement F_x sur le glissement à ligne moyenne $\Delta x_{lm,3D}$. Elle est calculée sur un incrément initial $\Delta x_{lm,3D} = 0.01 \mu m$. Cet incrément a été sélectionné à partir d'une étude de convergence de la raideur $k_{x,0}$. L'effort total de cisaillement F_x est récupéré au niveau du NM2 comme un effort total de réaction selon x. Le glissement interfacial $\Delta x_{int,p}$ est la différence entre les déplacements des nœuds maîtres NM_{p1} et NM_{p2}. Le glissement interfacial $\Delta x_{int,v}$ est la différence entre les déplacements des nœuds maîtres NM_r et NM_v.

3.5.2. Introduction aux modèles analytiques

Les hypothèses de modélisation des modèles analytiques du chapitre 4 s'appuient sur les résultats expérimentaux et numériques obtenus jusqu'à présent, mais aussi sur une étude qualitative du comportement en cisaillement du MEF3D de LIG présentée dans cette partie.

Dans un premier temps, une étude des pressions de contact à la fin de l'application de la précharge P_0 est proposée. Nous verrons que ces pressions ont un impact important sur le comportement des contacts. Dans un second temps, une étude qualitative numérique du comportement en cisaillement d'une LIG est proposée afin d'en extraire des hypothèses de modélisation. Dans un troisième temps, la démarche par plan d'expériences est détaillée.

3.5.2.1. Pressions de contact

La configuration de la liaison à la fin de l'application de la précharge P_0 est illustrée par la Figure 3-21.

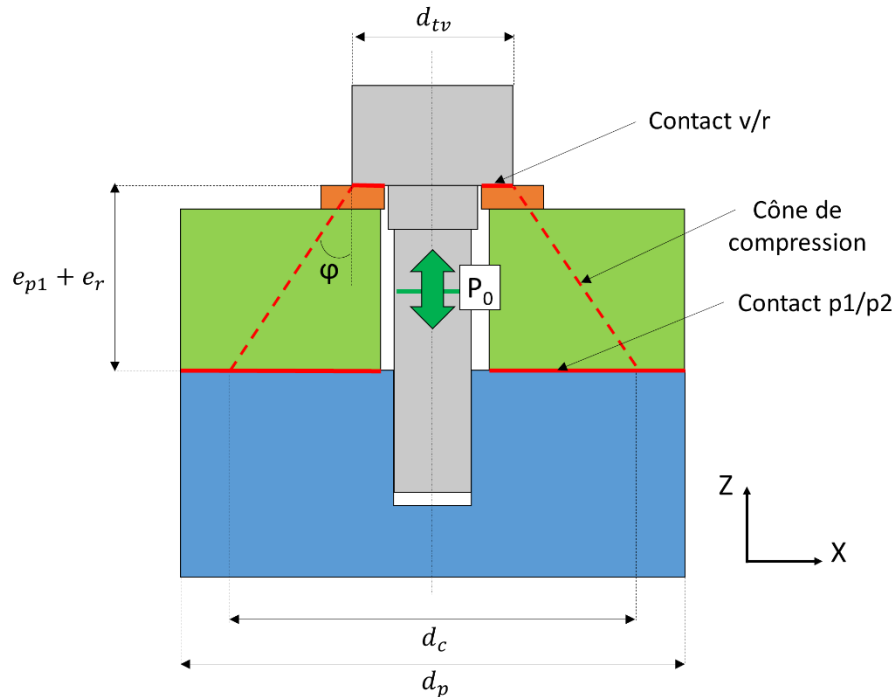


Figure 3-21 : Configuration d'une liaison vissée en fin de serrage. Contacts v/r, p1/p2 et cône de compression.

Les pièces sont comprimées entre la tête de la vis et le taraudage de la pièce inférieure. La zone comprimée a la forme d'un cône, appelé « cône de compression ». Dans ces travaux, le diamètre de contact entre les pièces d_c est obtenu en utilisant la formulation du cône de compression issue de la VDI 2230 [VDI, 2014].

Dans un 1^{er} temps, l'angle du cône de compression φ est calculé avec la relation (5).

$$\tan \varphi = 0.348 + 0.013 \log(l_p / d_{tv}) + 0.193 \log(d_p / d_{tv}) \quad (5)$$

Le diamètre limite du cône de compression est exprimé par la relation (6).

$$d_{lim} = d_{tv} + 2l_p \tan \varphi \quad (6)$$

Selon l'épaisseur de l'ensemble {pièce 1 + rondelle}, la base du cône de compression peut être tronquée ou non [GUI, 2009]. Dans notre étude, le ratio $(e_{p1} + e_r)/d$ a une valeur maximale de 1.4. Ainsi, l'ensemble {pièce 1 + rondelle} est considéré comme étant assez peu épais pour faire l'hypothèse que le cône de compression n'est jamais tronqué. Dans ces conditions, seuls deux cas doivent être distingués en fonction du diamètre des pièces.

$$\text{si } d_{\text{lim}} \geq d_p$$

$$d_c = d_p \quad (7)$$

$$\text{si } d_{\text{lim}} < d_p$$

$$d_c = d_{\text{lim}} \quad (8)$$

Excepté pour la concentration de pression sur le bord interne du contact v/r, qui est plus un artefact numérique, la répartition des pressions p_v sur le contact v/r est quasi-uniforme. Ce constat est en accord avec [GUI, 2009] et la relation (9) permet d'évaluer la pression moyenne p_v sur le contact v/r.

$$p_v = \frac{P_0}{S_{c,v}} \quad (9)$$

La Figure 3-22 donne un exemple de répartitions de pressions typiques p_v et p_p sur les contacts v/r et p1/p2, obtenues numériquement sur la configuration centrale du plan d'expériences défini dans la suite de ce chapitre.

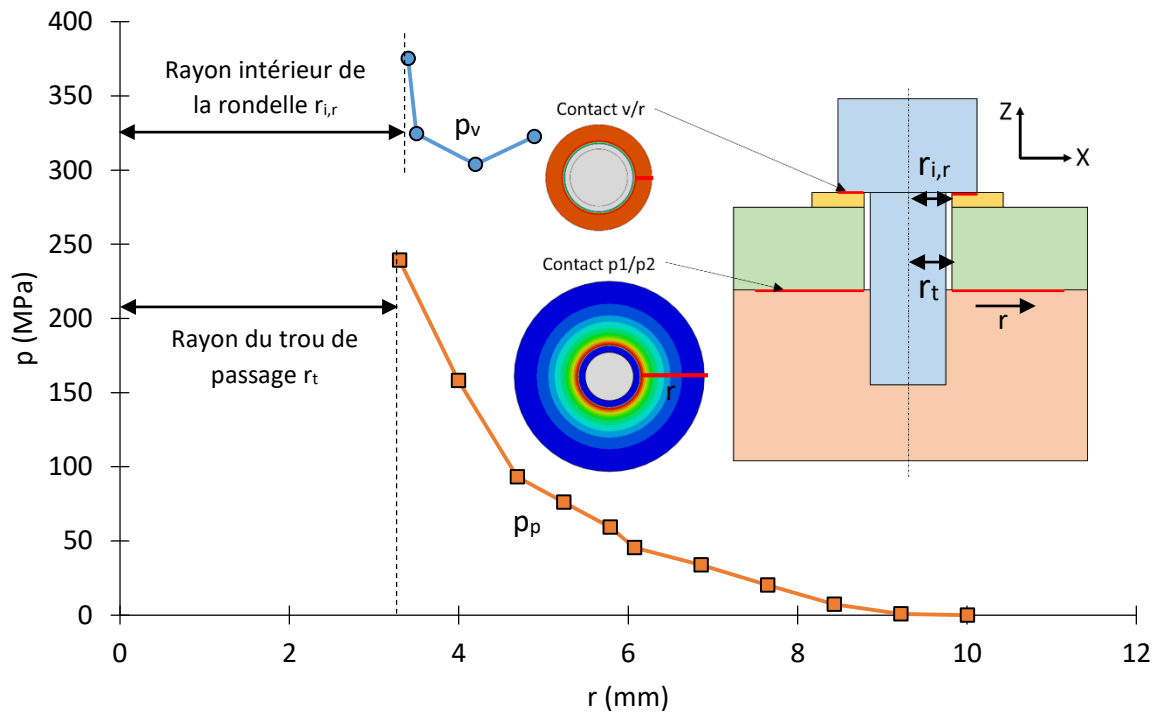


Figure 3-22 : Répartition des pressions p_v et p_p sur les contacts v/r et p1/p2. Vues des pressions de contact (« CPRESS ») issues de la configuration centrale du MEF3D de LIG.

La répartition des pressions sur le contact p1/p2 p_p est décroissante du bord interne au bord externe du contact. Cette répartition p_p est souvent modélisée par une fonction linéairement décroissante en fonction du rayon du contact [BIC, 2007] [GUI, 1989] [GRO, 1985]. Cependant, sur un exemple concret, la Figure 3-22 montre que la répartition p_p réelle ne l'est pas vraiment. L'étude du glissement interfacial des pièces $\Delta x_{\text{int},p}$ étant une priorité dans ces travaux, la modélisation de la répartition des pressions p_p l'est aussi car nous verrons dans le chapitre 4 que celle-ci intervient dans la formulation analytique du glissement interfacial $\Delta x_{\text{int},p}$. Nous avons donc choisi d'utiliser un modèle de répartition de pressions plus réaliste. D'après [GUI, 2009], le modèle de Fernlund [FER, 1961] peut être utilisé pour cela. Ce modèle permet de définir la répartition des pressions p_p en fonction de certains paramètres

géométriques de la liaison vissée et de la précharge P_0 . Cette répartition de pressions p_p est définie en fonction du rayon de contact r et de la position selon z par la relation (10).

$$p_p(r, z) = A_f r^4 + B_f r^3 + C_f r^2 + D_f r + E_f \quad (10)$$

Avec

$$\begin{aligned} A_f &= \frac{\frac{15}{\pi} \left(\frac{x_f}{x} \right)^6 P_0}{-x_f^6 + 2x_f^5 + 5x_f^4 - 20x_f^3 + 25x_f^2 - 14x_f + 3} \\ B_f &= -\frac{2}{3} (2x_f + 1) d A_f \\ C_f &= 0.5x_f (x_f + 2) d^2 A_f \\ D_f &= -2x_f^2 d A_f \\ E_f &= -\frac{1}{48} x_f^3 (x_f - 4) d^4 A_f \\ x_f &= \frac{d_{iv} + 2z \tan \varphi}{d} \end{aligned} \quad (11)$$

Le modèle original prévoit une répartition de pressions p_p en fonction des coordonnées r et z . Cependant, ici, seule la pression strictement au niveau du contact p_1/p_2 nous intéresse, donc les valeurs de x et de z peuvent être fixées selon les relations (12).

$$\begin{aligned} x &= d_{lim}/2 \\ z &= l_p \end{aligned} \quad (12)$$

Les répartitions des pressions p_v et p_p analytiques retenues pour cette étude sont confrontées aux répartitions p_v et p_p numériques de la Figure 3-22. Cette confrontation est illustrée par la Figure 3-23.

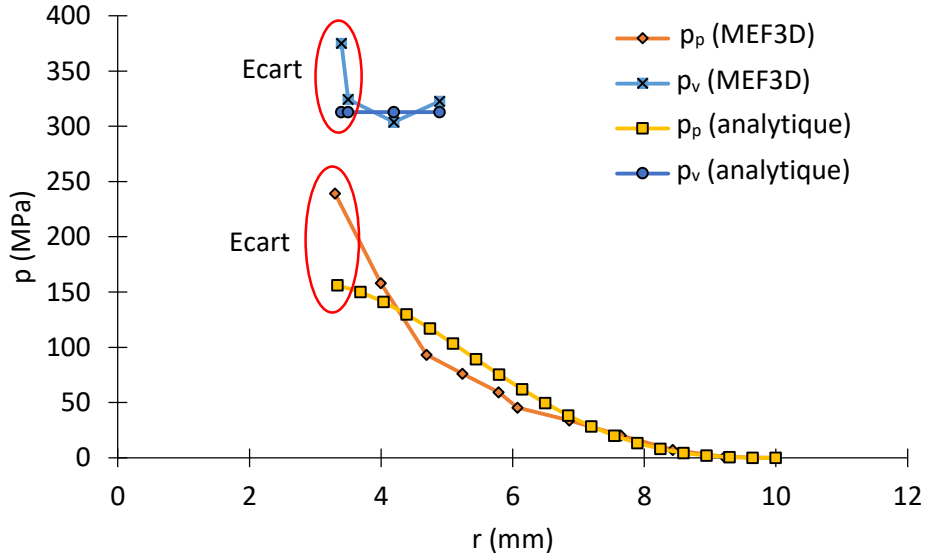


Figure 3-23 : Confrontation analytique / numérique des répartitions des pressions p_v et p_p .

Sur le cas étudié, les modèles analytiques de répartitions donnent de bons résultats. Seule la pression au niveau du bord interne des contacts est sous-estimée, en occultant des singularités numériques liées aux effets de bord. Une perspective d'amélioration des modèles analytiques consisterait à mieux modéliser cette concentration de pression. Cependant, à notre connaissance, il n'existe pas de modèle

analytique le permettant à l'heure actuelle. L'écart peut éventuellement être amélioré en affinant le maillage mais la même tendance est observée.

3.5.3. Etude qualitative du comportement en cisaillement d'une liaison vissée

Une étude qualitative du comportement en cisaillement d'une liaison vissée est proposée ici afin d'apporter une compréhension supplémentaire des phénomènes étudiés jusqu'à présent. L'objectif est d'en extraire des hypothèses de modélisation pour le développement des modèles analytiques dans le chapitre suivant. Pour cela, un MEF3D témoin de LIG est utilisé. Il correspond à la configuration centrale du plan d'expériences défini dans la suite de ce chapitre.

Le comportement en cisaillement issu du MEF3D de LIG témoin est étudié sur un seul un cycle de charge-décharge. Il est illustré par la Figure 3-24.

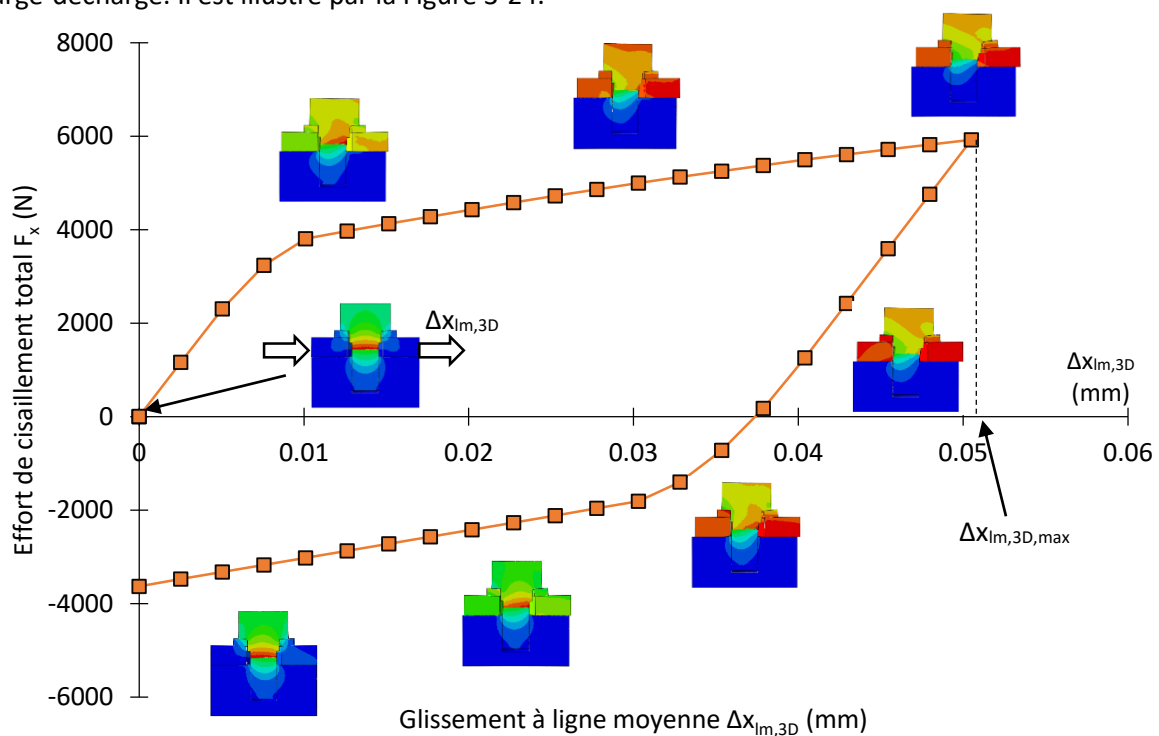


Figure 3-24 : Comportement d'une liaison vissée sollicitée en cisaillement. Effort de cisaillement total F_x en fonction du glissement à ligne moyenne $\Delta x_{lm,3D}$.

Le comportement en cisaillement issu du MEF3D de LIG est clairement non-linéaire, comme celui des spécimens d'essais dans le chapitre 2 et 3. La seule cause de non-linéarité possible dans le MEF3D est la présence des contacts p1/p2 et v/r. Avant de développer un modèle analytique, il faut d'abord étudier le comportement qualitatif de ces contacts.

L'évolution du contact p1/p2 est illustrée par la Figure 3-25 et distingue trois situations possibles : glissement (vert), adhérence (rouge) et décollement (bleu). Seules les étapes importantes lors desquelles une modification notable du statut du contact se produit sont relevées.

A partir de $\Delta x_{lm,3D} = 0.1 \Delta x_{lm,3D,max}$, le contact p1/p2 commence à glisser. C'est le début de la phase de glissement partiel. Le glissement se propage petit à petit vers le centre du contact de façon concentrique, comme c'est le cas dans le modèle de Groper [GRO, 1985]. La propagation est légèrement asymétrique selon x à cause de la présence d'un moment de flexion sur le contact p1/p2. Le glissement complet est atteint pour $\Delta x_{lm,3D} = 0.25 \Delta x_{lm,3D,max}$.

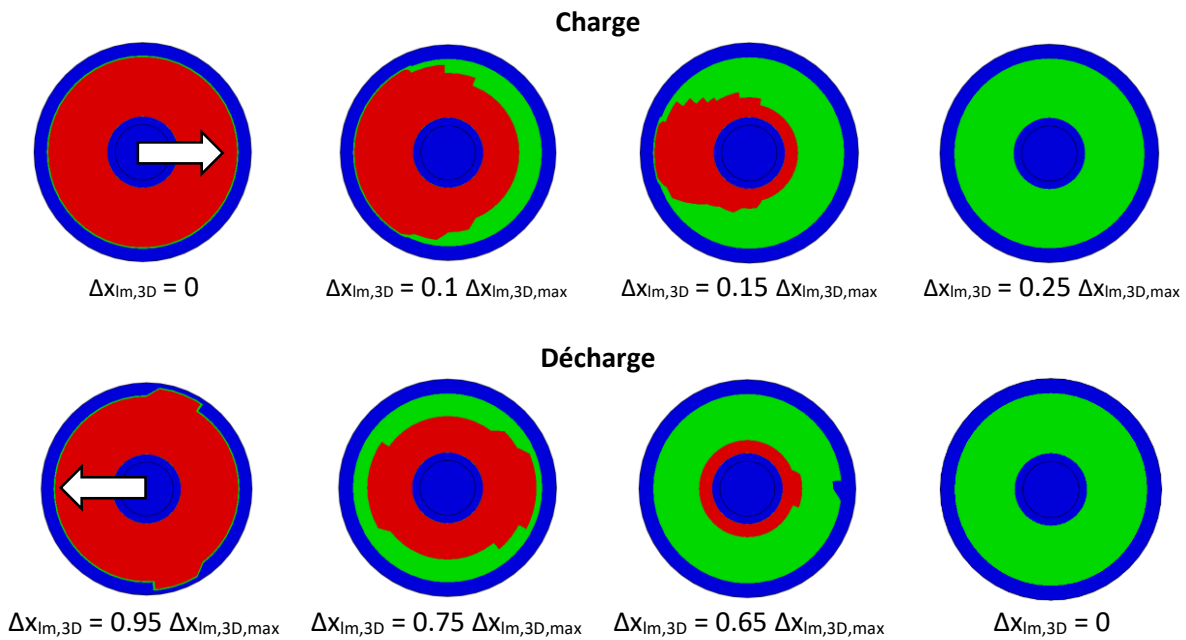


Figure 3-25 : Evolution du contact p1/p2 au cours d'une sollicitation de cisaillement appliquée sur le contour de la pièce supérieure. Statut du contact : rouge = adhérence, vert = glissement.

Au début de la décharge, le modèle de Coulomb élastique impose que le statut du contact se réinitialise lorsque la sollicitation change de sens. Le glissement cumulé lors de la charge est conservé au début de la décharge. Jusqu'à la fin de la décharge, le processus de glissement se reproduit en sens opposé, avec une phase de propagation du glissement plus axisymétrique et plus longue que lors de la phase de charge.

Nouveau mécanisme de propagation du glissement

Le modèle analytique de glissement de Groper évoqué dans le chapitre 1 prend en compte la propagation du glissement. D'après lui, cette propagation vient du fait que le coefficient de frottement μ_p décroît avec la pression de contact p_p . Cette affirmation est vraie d'après plusieurs sources [PER, 2013] [BLA, 2007]. Dans notre cas, le coefficient de frottement est donc a priori plus faible au niveau du bord interne et plus élevé au niveau du bord externe du contact p1/p2. Cependant, cette non-uniformité du coefficient de frottement μ_p n'est pas prise en compte dans le MEF3D témoin, car le coefficient de frottement μ_p est constant sur le contact p1/p2. Or, la propagation du glissement est quand même observée (voir Figure 3-25). La cause invoquée par Groper est donc a priori insuffisante.

Nous proposons un autre mécanisme de propagation du glissement sur le contact p1/p2 : **la propagation du glissement sur le contact p1/p2 est due au couplage entre la répartition non-uniforme des pressions de contact p_p et les déformations élastiques non-uniformes dans l'épaisseur des pièces.** En effet, le glissement à ligne moyenne $\Delta x_{lm,3D}$ génère des contraintes de cisaillement interfaciales τ_p sur le contact p1/p2. Pendant la phase d'adhérence, ces contraintes τ_p sont proportionnelles aux pressions de contact p_p et au glissement interfacial local $\Delta x_{int,p,dS}$ [HIB, 1992]. Elles sont donc élevées en bord de trou de passage et faibles au niveau du bord externe du contact p1/p2. Il en est de même pour les déformations élastiques générées dans les pièces par ces contraintes. Le glissement à ligne moyenne $\Delta x_{lm,3D}$ est plus ou moins encaissé par ces déformations des pièces en fonction de la position par rapport au centre du contact p1/p2, comme l'illustre la Figure 3-26.

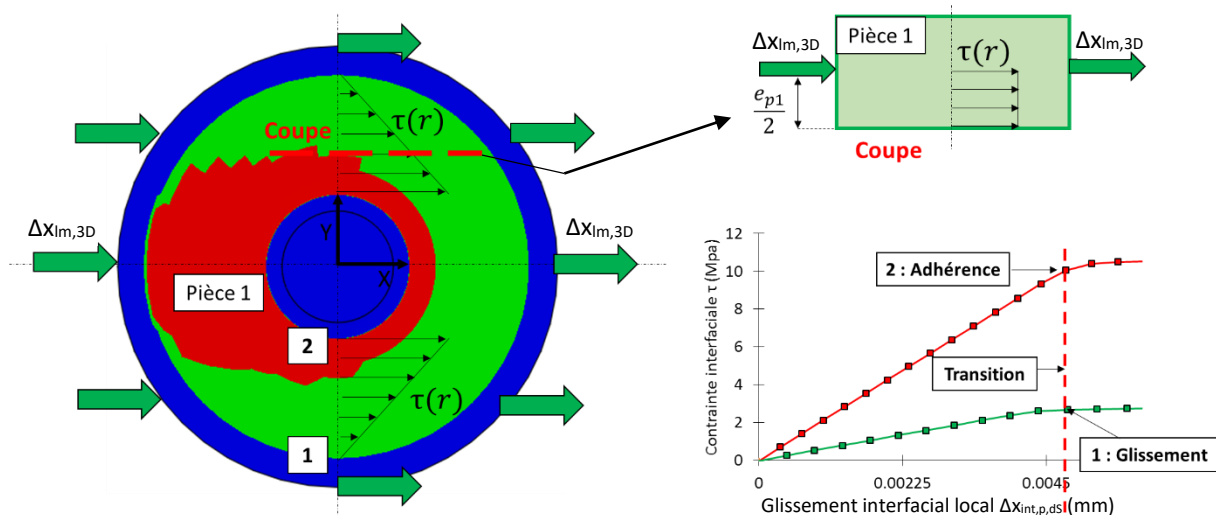


Figure 3-26 : Nouveau mécanisme de propagation du glissement sur le contact p1/p2. Zones d'adhérence et de glissement.

Par exemple, la contrainte de cisaillement interfaciale τ_p étant nulle au niveau du bord extérieur du contact p1/p2, les déformations élastiques engendrées par cette contrainte τ_p à ce niveau sont nulles dans l'épaisseur des pièces e_{pi} . Le glissement à ligne moyenne $\Delta x_{lm,3D}$ se propage alors directement jusqu'au contact p1/p2 et la phase de glissement est atteinte très rapidement. En phase de glissement, la contrainte de cisaillement interfaciale τ_p ne dépend plus du glissement interfacial local $\Delta x_{int,p,dS}$ mais seulement de la pression p_p . Le statut adhérence / glissement d'une zone du contact p1/p2 est piloté par le glissement critique $g_{c,p}$ de ce contact. Si le glissement interfacial local $\Delta x_{int,p,dS}$ est inférieur au glissement critique $g_{c,p}$, il y a adhérence, et si le glissement interfacial local $\Delta x_{int,p,dS}$ est supérieur à ce glissement critique $g_{c,p}$, il y a glissement. Par ce même mécanisme, le glissement se propage jusqu'au bord interne du contact. Lorsque c'est le cas, la phase de glissement complet commence. **Il nous semble important que ce nouveau mécanisme de propagation du glissement soit pris en compte dans le modèle analytique de cisaillement. A notre connaissance, il n'existe actuellement pas de modèle analytique décrivant l'influence des déformations élastiques des pièces sur la propagation du glissement dans les liaisons vissées sollicitées en cisaillement.**

L'analyse de l'évolution du contact v/r montre que le glissement interfacial de ce contact $\Delta x_{int,v}$ est inférieur au glissement interfacial $\Delta x_{int,p}$. Cela s'explique par le fait que la vis encaisse le déplacement venant de la pièce supérieure par sa propre déformation élastique, alors que les déformations des pièces sont faibles. Sur le cas de MEF3D témoin de LIG étudié, un ratio de 2.8 environ est observé sur les valeurs maximales de ces glissements. Même s'il est inférieur, le glissement $\Delta x_{int,v}$ n'est donc pas négligeable et doit être pris en compte dans le développement du modèle analytique de cisaillement. Cependant, comme la pression p_v sur ce contact est supposée uniforme, nous ferons l'hypothèse que le glissement interfacial $\Delta x_{int,v}$ est également uniforme. Contrairement au contact p1/p2, nous ne prendrons donc pas en compte de propagation du glissement interfacial $\Delta x_{int,v}$.

3.5.4. Paramétrisation du MEF3D de LIG

Le MEF3D paramétrique de LIG est utilisé pour valider le modèle analytique de cisaillement développé dans le chapitre 4 par la méthode des plans d'expériences. L'objectif est de valider ce modèle analytique sur un domaine d'étude représentatif (noté dans la suite des travaux « DER »), afin d'évaluer sa performance globale sur un domaine d'étude correspondant à celui de nos travaux.

Afin de définir ce DER, il faut choisir les paramètres d'entrée à étudier et leurs niveaux. Dans ces travaux, les paramètres d'entrée sont sélectionnés à partir du modèle analytique de cisaillement

développé dans le chapitre 4. Ce modèle étant assez complexe, tous les paramètres renseignés sur la Figure 3-18 interviennent. Même s'il est possible de faire certaines hypothèses, il est difficile d'évaluer à l'avance l'influence prépondérante de certains paramètres sur l'ensemble du DER. Bien que les observations issues de l'étude du comportement des spécimens d'essais dans les chapitres 2 et 3 et de la configuration témoin de MEF3D de LIG soient valables, il y a un risque que cela ne soit pas le cas sur l'intégralité du DER. Nous avons donc choisi de retenir tous les paramètres qui nous semblaient potentiellement influents pour la définition du plan d'expériences. Le modèle analytique étant fortement non-linéaire, l'effet des paramètres d'entrée peut également être non-linéaire. Afin de mettre en évidence ces non-linéarités potentielles, 3 niveaux par paramètre d'entrée ont été retenus. Le choix des niveaux de ces paramètres d'entrée se base en majeure partie sur des données issues de la littérature spatiale. La justification complète des niveaux des paramètres d'entrée est détaillée en annexe A3.1. Ils sont récapitulés dans le Tableau 3-2.

	Géométrie				
Niveaux	d	e _{p1} /d	d _p /d	l _{eng} /d	l _f /l _{eng}
—	mm	—	—	—	—
-1	2	0.230	2.623	0.640	0.05
0	6	0.715	3.412	1.22	0.525
1	10	1.2	4.2	1.80	1
	Matériaux				
Niveaux	E _{p1}	E _{p2}	E _v	E _r	
—	MPa	MPa	MPa	MPa	
-1	54606	54606	91040	91040	
0	147272	147272	166120	166120	
1	239938	239938	241200	241200	
	Contacts				
Niveaux	μ _v	g _{c,v}	μ _p	g _{c,p}	
—	—	μm	—	μm	
-1	0.03	0.0166	0.04	0.048	
0	0.226	5.38	0.20	5.12	
1	0.4200	10.7	0.36	10.2	
	Précharge			Sollicitation	
Niveaux	k _{σ/Re}	R _{e,v}		Δx _{lm,3D,max}	
—	—	MPa		μm	
-1	0.35	502		0	
0	0.742	991		50	
1	1.14	1481		100	

Tableau 3-2 : Paramètres d'entrée du plan d'expériences et leur plage de variation.

Concernant les paramètres géométriques, ils sont pour la plupart adimensionnés par le diamètre nominal de la vis d .

Les niveaux minimal et maximal de chaque paramètre sont, pour la plupart, affectés de coefficients de sécurité respectifs de 0.8 et 1.2 afin d'englober le domaine d'étude obtenu en utilisant strictement les valeurs de la littérature. Cette approche a été adoptée pour définir un DER sécuritaire au cas où les paramètres d'entrée prennent des valeurs un peu plus faibles ou un peu plus grandes que celle de la littérature. Par exemple, le module de Young minimal de la vis correspond au module de Young du titane TA6V, soit 113800 MPa, issu de la littérature [ESA, 2010], affecté d'un coefficient de sécurité de 0.8, ce qui donne la valeur de 91040 MPa. Le module de Young maximal de la vis correspond au module

de Young de l'acier A286, soit 201000 MPa, affecté d'un coefficient de sécurité de 1.2, ce qui donne la valeur de 241200 MPa.

Enfin, il faut choisir le type de plan d'expériences. Un plan complet représente 3^{16} configurations, soit 43 046 721 configurations, ce qui n'est bien sûr pas envisageable d'un point de vue coût. Pour cette raison, il faut définir un plan d'expériences fractionnaire. Ce type de plan permet de sélectionner des configurations optimales afin de balayer le DER de façon relativement homogène. Plusieurs types de plans d'expériences fractionnaires peuvent convenir pour l'étude. Les plus utilisés sont les suivants :

- Les plans d'expériences de type surfaces de réponse (RSM) ;
- Les plans d'expériences par la méthode Taguchi.

D'un point de vue général, les plans de type surfaces de réponse sont plus souvent utilisés pour identifier un modèle mathématique reliant les grandeurs de sortie aux paramètres d'entrée. Les plans de Taguchi sont plus souvent utilisés pour identifier les valeurs des paramètres d'entrée permettant d'optimiser les grandeurs de sortie. Par ailleurs, les plans de type surfaces de réponse sont plus souvent utilisés lorsque le nombre de paramètres d'entrée est relativement restreint (4-5 paramètres), tandis que les plans de Taguchi sont plus adaptés à l'étude des effets d'un grand nombre de paramètres d'entrée [GOU, 2006] [ALE, 1999]. Dans notre cas, l'identification de modèles mathématiques n'est pas la priorité et le nombre de paramètres est important. Ainsi, nous avons choisi d'utiliser la méthode Taguchi pour définir la matrice d'expériences. Des informations supplémentaires sur la méthode Taguchi sont disponibles dans [SOU, 1995].

Les matrices permettant l'étude de plus de 13 paramètres sur 3 niveaux par la méthode Taguchi sont appelées des Mixed-Level Design. Dans ces matrices, au moins un des paramètres doit être étudié sur 2 niveaux. Ici, nous avons choisi de réduire à 2 le nombre de niveaux du paramètre l_f/l_{eng} car il est supposé avoir une influence relative faible sur les grandeurs de sortie étudiées. La matrice de Taguchi ainsi obtenue est une matrice « L54 ». Elle comporte 54 configurations et est détaillée en annexe A3.2. Une matrice d'essais est identifiée à partir de la matrice d'expériences en remplaçant les niveaux -1, 0 et 1 de la matrice d'expériences par les niveaux réels correspondants du Tableau 3-2.

Les confrontations analytique / numérique issues de ce plan d'expériences sont réalisées après le développement du modèle analytique de cisaillement dans le chapitre 4.

3.5.5. Nouveau connecteur linéaire associé au MEF3D de LIG

La configuration géométrique du MEF3D de LIG permet de définir un nouveau connecteur linéaire associé. Bien que cette configuration soit semblable à celle des connecteurs linéaires actuels, ce nouveau connecteur est proposé de façon à se rapprocher au mieux de la configuration du MEF3D de LIG. L'équivalence entre le MEF3D de LIG et le connecteur linéaire associé est illustrée par la Figure 3-27.

Les raideurs k_{1-6} des ressorts linéaires de ce nouveau connecteur sont obtenues par des formulations analytiques explicites présentées dans le chapitre suivant. La formulation des raideurs en cisaillement et en torsion provient des avancées de ces travaux. Les 6 ressorts relient les nœuds maître NM1 et NM2, situés au centre de chaque pièce, à ligne moyenne. Ces nœuds sont reliés au contour des pièces par des « griffes », ou « couplings », de la même façon que dans le MEF3D de LIG. Les pièces du connecteur linéaire sont modélisées en 3D. Dans l'industrie spatiale, les pièces sont modélisées en 2D à ligne moyenne ou en 3D selon les cas. L'étude de l'impact de la modélisation 2D des pièces pourra faire l'objet de travaux ultérieurs. Dans ces travaux, nous ne souhaitons pas intégrer une incertitude supplémentaire provenant de la modélisation des pièces. Le maillage est simplifié afin de respecter les

pratiques industrielles actuelles. Les déplacements / rotations sont récupérés au niveau des nœuds maîtres

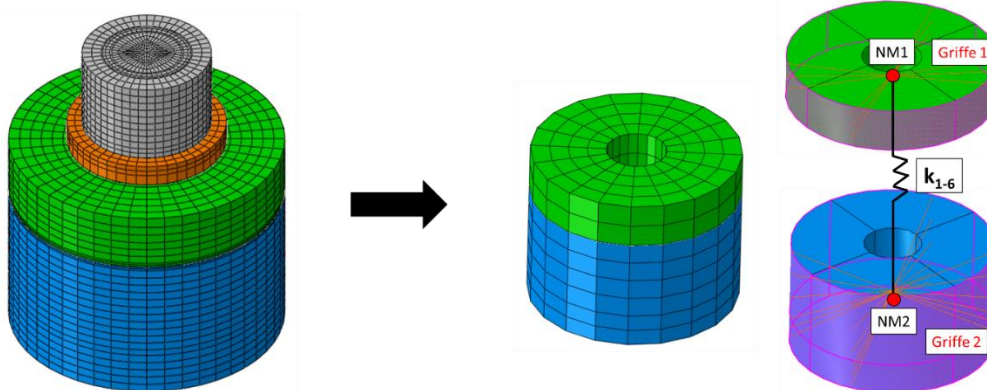


Figure 3-27 : Connecteur linéaire associé au MEF3D de LIG.

3.6. Conclusions et perspectives sur l'étude numérique

3.6.1. Récapitulation

Dans ce chapitre, des modèles numériques détaillés (« MEF3D ») de chaque spécimen d'essais et de liaison isolée générique (« LIG ») ont été développés.

Le comportement du MEF3D du spécimen d'essai quasi-statique est validé par les confrontations essais / MEF3D. Des écarts sont cependant observés sur les grandeurs d'intérêts, comme par exemple les glissements interfaciaux maximal $\Delta x_{int,max}$ et résiduel $\Delta x_{int,res}$ (voir Figure 3-5). Ces écarts sont identifiés comme provenant pour la plupart de l'écart sur la raideur initiale en cisaillement $k_{x,0}$, qui est surestimée de 21% par le MEF3D. Cet écart se répercute à la fois sur le comportement en cisaillement F_x vs Δx_{im} (voir Figure 3-4) et sur l'évolution des glissements Δx_{im} et Δx_{int} (voir Figure 3-5), notamment lors de la phase de décharge. L'écart sur $k_{x,0}$ peut venir de la dispersion sur la précharge P_0 , mais aussi des conditions de contact, soit expérimentale soit numérique. Afin de compléter la confrontation, des capteurs d'effort pourront dans un premier temps être positionnés sous la tête de chaque vis dans le spécimen expérimental afin de mesurer précisément la précharge P_0 . Il faudra cependant prendre en compte le fait que ces capteurs perturbent le comportement nominal des liaisons. Dans un second temps, une amélioration de la préparation des surfaces de contact expérimentales pourrait permettre de respecter des conditions de contact sec plus strictes, de façon à être en accord avec les conditions de contact supposées dans les modèles analytiques utilisés pour identifier les paramètres numériques de contact μ et g_c .

Le comportement du MEF3D du spécimen thermique est globalement validé par les confrontations essais / MEF3D. Les glissements à ligne moyenne Δx_{im} et interfacial Δx_{int} sont très bien représentés par le MEF3D. Un écart relatif de seulement 2.6% est obtenu sur la principale grandeur d'intérêt, c'est-à-dire le glissement interfacial maximal $\Delta x_{int,max}$. Les déformations dans les plaques et la variation de l'effort normal ΔP_{th} dans la liaison sont relativement bien représentées. Les principaux écarts de comportement sont observés pendant la phase de glissement interfacial Δx_{int} partiel. Certains phénomènes expérimentaux non pris en compte dans le MEF3D sont identifiés comme pouvant perturber les confrontations essais / MEF3D, par exemple le fait que le spécimen et les conditions de contact expérimentales ne soient pas strictement symétriques alors que c'est le cas dans le MEF3D. Les écarts peuvent aussi venir des propriétés matériaux, dont seuls les coefficients de dilatation

thermique ont été mesurés expérimentalement. Afin d'améliorer les confrontations, il faudrait d'abord améliorer la symétrie du spécimen expérimental. Pour cela, il faudrait dans un premier temps, automatiser la procédure de polissage permettant d'obtenir l'état des surfaces de contact et améliorer la procédure de nettoyage des surfaces présentées en annexe A1.3. Dans un second temps, il faudrait positionner un capteur d'effort identique dans la liaison qui est actuellement non-instrumentée. Pour finir, les propriétés matériaux de tous les éléments du spécimen pourraient être mesurées expérimentalement par des essais préliminaires afin d'alimenter le MEF3D.

Le comportement du MEF3D du spécimen d'essai dynamique est partiellement validé par les confrontations essais / MEF3D. Le chargement dynamique expérimental a été ramené à un chargement quasi-statique équivalent qui correspond à l'instant de début du glissement des pièces expérimental. Dans ces conditions, les confrontations essais / MEF3D ne peuvent se faire que sur un cycle de sollicitation équivalente. L'ordre de grandeur des résultats numériques est bon. Les glissements à ligne moyenne $\Delta x_{lm,i}$ et interfaciaux $\Delta x_{int,i}$ issus du MEF3D présentent des valeurs moyennes et des amplitudes qui sont jugées cohérentes avec les valeurs expérimentales. Les déformations dans l'âme de la masse monobloc et l'évolution des efforts normaux P_{1-4} dans les liaisons issus du MEF3D donnent une évolution et des valeurs maximales cohérentes. Cependant, des effets purement dynamiques comme l'accumulation du glissement avec le nombre de cycles et l'évolution des conditions de contact ne peuvent pas être observés dans le MEF3D quasi-statique équivalent. Ces phénomènes viennent perturber les confrontations, notamment concernant les glissements interfaciaux $\Delta x_{int,i}$ dont l'allure est plus bruitée expérimentalement que numériquement. Afin d'améliorer les confrontations, les améliorations concernant le banc d'essai dynamique listées dans le chapitre 2 peuvent dans un premier temps être prises en compte. Dans un second temps, le développement d'un modèle numérique dynamique nous semble nécessaire. Afin de mettre en évidence le type de résultats qui peuvent être obtenus avec un tel modèle, nous avons mis en place un MEF3D DYN évoqué précédemment. Celui-ci est défini par la Figure 3-28.

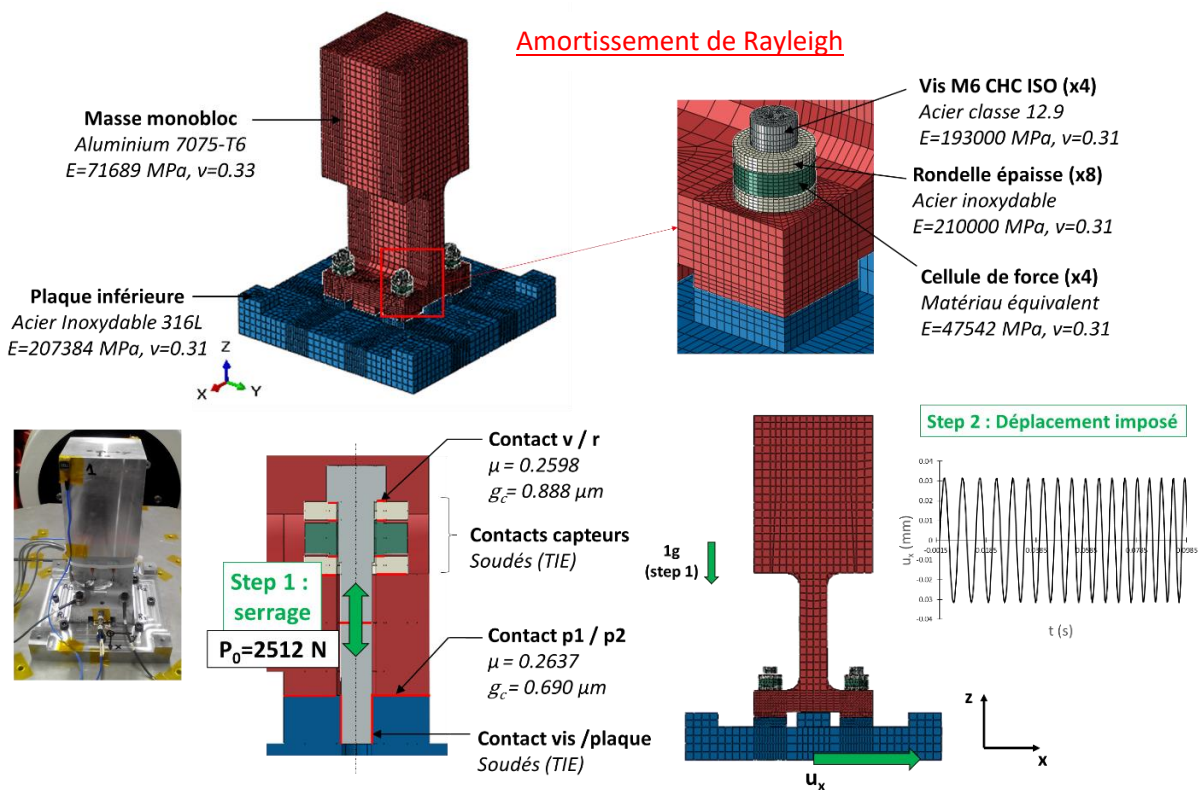


Figure 3-28 : Définition du MEF3D DYN du spécimen dynamique.

Dans ce MEF3D DYN, un déplacement sinusoïdal u_x d'amplitude 0.0316 mm (ce qui correspond à une amplitude d'accélération de 4 g à une fréquence de $f_{p1} = 177.4$ Hz) est imposé selon x à la base du spécimen numérique à la place des blocages sur les 9 alésages de la plaque inférieure utilisés dans le MEF3D QS. La fréquence de cette accélération est linéairement croissante de 133 à 177.4 Hz, c'est-à-dire de $0.75 f_{p1}$ à f_{p1} (f_{p1} = fréquence propre 1) et le reste du MEF3D DYN est laissé libre. Cette sollicitation permet de reproduire une phase de montée en déplacement (donc en accélération) en utilisant l'approche de la résonance. Le calcul est réalisé en dynamique implicite transitoire et l'amortissement global est pris en compte à l'aide du modèle de Rayleigh. Il s'agit d'un modèle d'amortissement équivalent attribuant une partie de l'amortissement à la matrice de masse et une partie à la matrice de raideur du système. Ses paramètres α et β sont calculés à partir des facteurs d'amortissement expérimentaux sur deux modes propres. Leur calcul est détaillé en annexe A.1.4. Quelques résultats obtenus avec ce MEF3D DYN sont présentés sur la Figure 3-29.

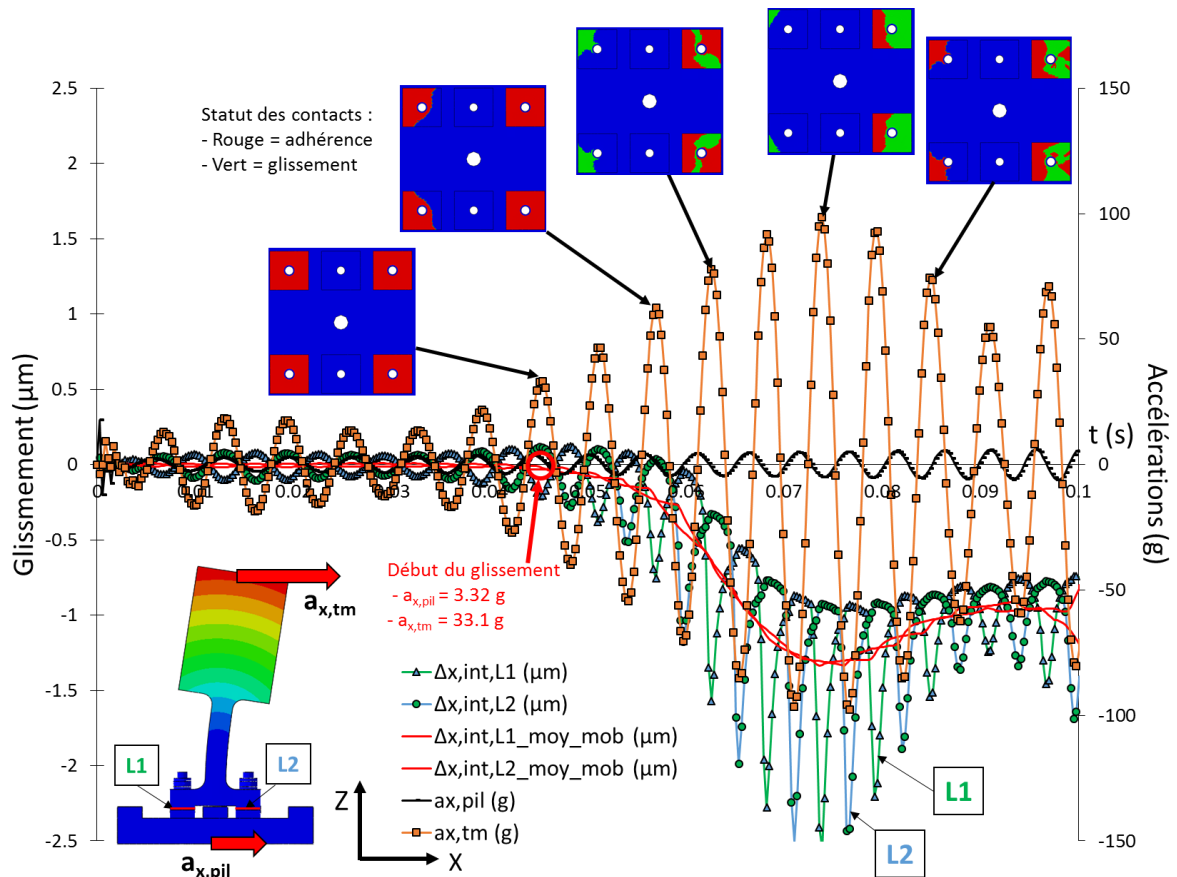


Figure 3-29 : Evolution du glissement interfacial $\Delta x_{int,1}$ et $\Delta x_{int,2}$ dans les liaisons L1 et L2, de l'accélération à la base $a_{x,pil}$ et de l'accélération top masse selon x $a_{x,tm}$ en fonction du temps. MEF3D DYN du spécimen dynamique. Evolution des contacts entre la masse monobloc et la pièce inférieure. Repérage du début du glissement interfacial.

Ces résultats mettent en évidence plusieurs phénomènes qui pourront être étudiés dans des travaux ultérieurs. D'une part, l'amplification dynamique du spécimen est bien présente au vu de l'enveloppe de l'accélération top masse selon x $a_{x,tm}$. Cependant, dans le MEF3D DYN, cette amplification n'est pas aussi importante que dans le spécimen réel. En effet, pour une accélération à la base $a_{x,pil}$ de 4 g à 172 Hz (donc à $t = 0.0879$ s dans le MEF3D DYN), l'accélération en haut de la masse $a_{x,tm}$ vaut 210 g expérimentalement contre 62.2 g seulement dans le MEF3D DYN. Cela montre que l'amortissement est trop important dans le MEF3D DYN. Cette surestimation de l'amortissement numérique est la principale raison pour laquelle ce MEF3D DYN n'a pas été présenté prioritairement. L'amortissement

total contient une composante purement numérique qui dépend de plusieurs paramètres du calcul, notamment la discrétisation temporelle et l'algorithme de résolution. Ici, nous avons pris $\Delta t_{\min}=1/20 f_{p1}$, ce qui est préconisé dans [HIB, 1992], et une résolution de type HHT (Hilber-Hughes-Taylor), avec un paramètre d'intégration de -0.05. Cependant, un sur-amortissement persiste, dont nous n'avons pas été en mesure d'identifier la cause. Il s'agit d'une des perspectives d'évolution de ce modèle numérique. Malgré cela, les résultats mettent en évidence l'évolution du glissement interfacial $\Delta x_{\text{int},i}$ dans les liaisons L1 et L2 et nous pouvons voir que ce glissement augmente de façon cohérente avec l'accélération top masse $a_{x,\text{tm}}$. Nous observons également que le pic d'accélération $a_{x,\text{tm}}$ et donc les pics de glissements interfaciaux dans les liaisons L1 et L2 sont atteints avant la première fréquence de résonance théorique de 177.4 Hz. Il se peut que ce décalage de pic soit dû à la non-linéarité engendrée par la présence des contacts. Ce phénomène a également été rencontré lors de la mise au point du banc dynamique. En effet, un décalage de la 1^{ère} fréquence propre de 177.4 Hz à 173.1 Hz a été observé pour une accélération à la base de 4 g. Dans le MEF3D DYN, le pic d'accélération est atteint pour une fréquence de 165.8 Hz, ce qui ne semble pas incohérent étant donnée la surestimation de l'amortissement dans le MEF3D DYN. Il semble donc que le MEF3D DYN soit en mesure de prendre en compte l'influence des contacts sur le comportement dynamique du spécimen, ce qui est encourageant. Pour finir, nous obtenons un début des glissements interfaciaux pour une accélération à la base $a_{x,\text{pil}}$ de 3.32 g et une accélération en haut de la masse monobloc $a_{x,\text{tm}}$ de 33.1 g. Ces valeurs sont inférieures aux valeurs expérimentales de 10.2 g et 326 g respectivement. Bien qu'il faille être très prudent concernant ces résultats numériques, ils ne nous semblent pas incohérents. En effet, dans ces travaux, nous avons choisi de détecter le glissement de façon indirecte par le biais de la divergence de l'accélération semelle $a_{x,s}$. Cependant, les mesures par corrélation d'images et par vibrométrie suggèrent fortement que le glissement interfacial se cumule de façon très progressive au fur et à mesure des cycles de sollicitations. Le glissement obtenu par vibrométrie a été considéré comme trop bruité pour une analyse qualitative cependant la forme du signal dénote une accumulation du glissement évidente qui débute avant la divergence de l'accélération semelle. Ainsi, l'analyse des résultats expérimentaux et numériques issus du MEF3D DYN suggère fortement que le début du glissement interfacial a lieu pour une accélération en haut de la masse monobloc $a_{x,\text{tm}}$ plus faible que celle retenue pour alimenter le MEF3D QS. Il ne s'agit pour l'instant que d'une hypothèse, qu'il faudra vérifier, notamment en améliorant la procédure d'essai telle que décrite dans les perspectives du chapitre 2 et en réalisant des confrontations entre les mesures continues de déplacements issues de la caméra rapide et les résultats du MEF3D DYN.

Un MEF3D de LIG paramétrique est également présenté. Il sera utilisé pour valider le modèle analytique de cisaillement développé dans le chapitre 4 à l'aide d'une démarche par plans d'expériences. Il comprend seize paramètres (géométriques, matériaux, de contact et de chargements). Deux contacts sont pris en compte : le contact pièce supérieure / pièce inférieure (« p1/p2 ») et le contact vis / rondelle (« v/r »). Pour définir le comportement tangentiel de ces contacts, une approche couplée phénoménologique / constitutive est proposée. Elle consiste à définir les paramètres μ et g_c d'un modèle de contact phénoménologique de type Coulomb à l'aide de modèles de contact constitutifs. Ceux-ci sont développés dans le prochain chapitre. Cette approche permet de prendre en compte la rugosité du contact par le biais du paramètre « Ra ».

3.6.2. Zones de mesures spécifiques

Les MEF3D permettent d'accéder à des grandeurs récupérées dans des zones de mesures non physiques mais plus adaptées aux confrontations avec les modèles analytiques du chapitre 4 et aux modèles numériques industriels des spécimens d'essais développés dans le chapitre 5.

Les Figure 3-30, Figure 3-31 et Figure 3-32 illustrent les zones de mesures associées à ces grandeurs pour chaque MEF3D.

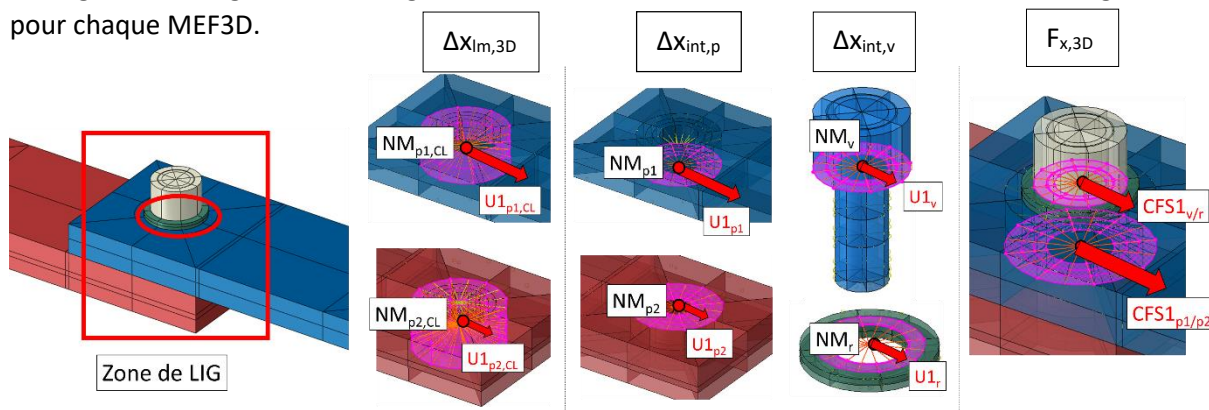


Figure 3-30 : Méthode d'extraction des sorties additionnelles. MEF3D quasi-statique.

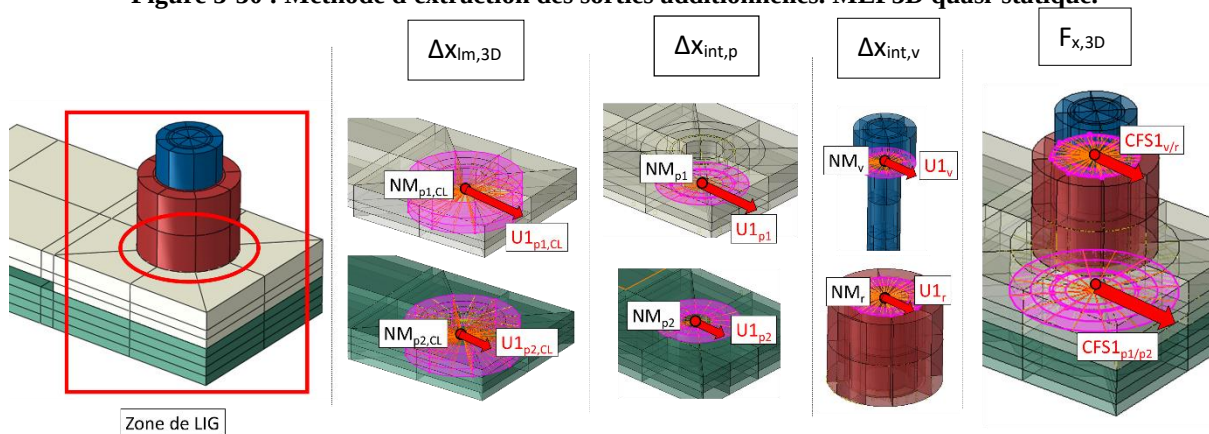


Figure 3-31 : Méthode d'extraction des sorties additionnelles. MEF3D thermique.

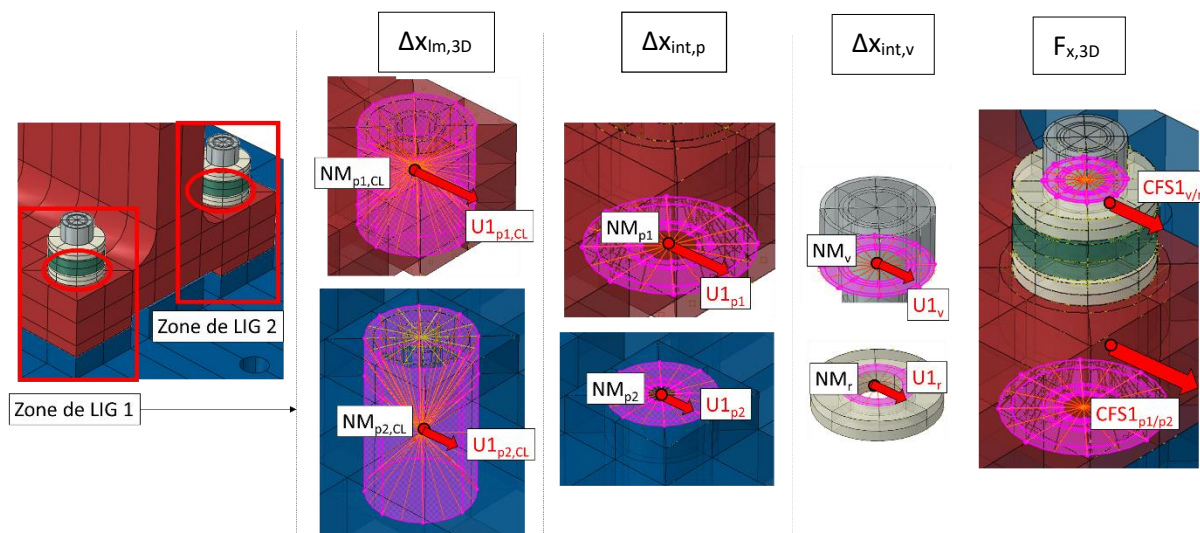


Figure 3-32 : Méthode d'extraction des sorties additionnelles. MEF3D dynamique.

Le diamètre de reprise des liens correspond à la valeur moyenne du paramètre d_p du plan d'expériences défini précédemment (voir Tableau 3-2). Les déplacements « U1 » sont des déplacements selon x et les efforts « CFS1_{v/r} » et « CFS1_{p1/p2} » sont les efforts de frottement sur les contacts v/r et p1/p2 respectivement.

3.6.3. Transition vers le chapitre 4

Dans le chapitre 4, des modèles analytiques de comportement en cisaillement d'une liaison vissée sont développés. Les objectifs sont les suivants :

- *Apporter une compréhension analytique du comportement non-linéaire en cisaillement d'une liaison vissée ;*
- *Définir une nouvelle méthode de dimensionnement des liaisons vissées :*
 - *définir les 6 raideurs du nouveau connecteur linéaire ;*
 - *Disposer de modèles analytiques non-linéaires pour corriger le comportement du nouveau connecteur linéaire ;*
 - *Identifier de nouvelles marges de calcul.*

CHAPITRE 4 : ETUDE ANALYTIQUE

Dans ce chapitre, des modèles analytiques de comportement en cisaillement d'une liaison vissée sont développés. Les objectifs sont les suivants :

- Apporter une compréhension analytique du comportement non-linéaire en cisaillement d'une liaison vissée ;
- Définir une nouvelle méthode de dimensionnement des liaisons vissées :
 - définir les 6 raideurs du nouveau connecteur linéaire ;
 - Disposer de modèles analytiques non-linéaires pour corriger le comportement du nouveau connecteur linéaire ;
 - Identifier de nouvelles marges de calcul de non-glissement des pièces.

Table des matières

4.1.	Introduction.....	134
4.1.1.	Nouvelle méthode de dimensionnement	134
4.1.2.	Démarche de travail	137
4.2.	Modèles analytiques de cisaillement	137
4.2.1.	Développement du modèle analytique de base	137
4.2.2.	Raideur initiale en cisaillement d'une liaison vissée	145
4.2.3.	Identification des paramètres μ et g_c par des modèles de contacts constitutifs.....	145
4.2.4.	Validation du modèle analytique de cisaillement de base.....	155
4.2.5.	Développement de modèles analytiques complémentaires.....	164
4.3.	Nouvelle méthode de dimensionnement des liaisons vissées.....	170
4.3.1.	Raideurs du nouveau connecteur linéaire	171
4.3.2.	Correction du comportement d'un connecteur linéaire	173
4.3.3.	Nouvelles marges de calcul de non-glissement	177
4.4.	Conclusion sur l'étude analytique	183
4.4.1.	Conclusion	183
4.4.2.	Transition vers le chapitre 5	184

4.1. Introduction

4.1.1. Nouvelle méthode de dimensionnement

En introduction de ce chapitre sur les modèles analytiques, nous proposons une nouvelle méthode de dimensionnement des liaisons vissées. L'organisation de ce chapitre découle de la définition de cette nouvelle méthode. Celle-ci est présentée sur le diagramme de la Figure 4-1.

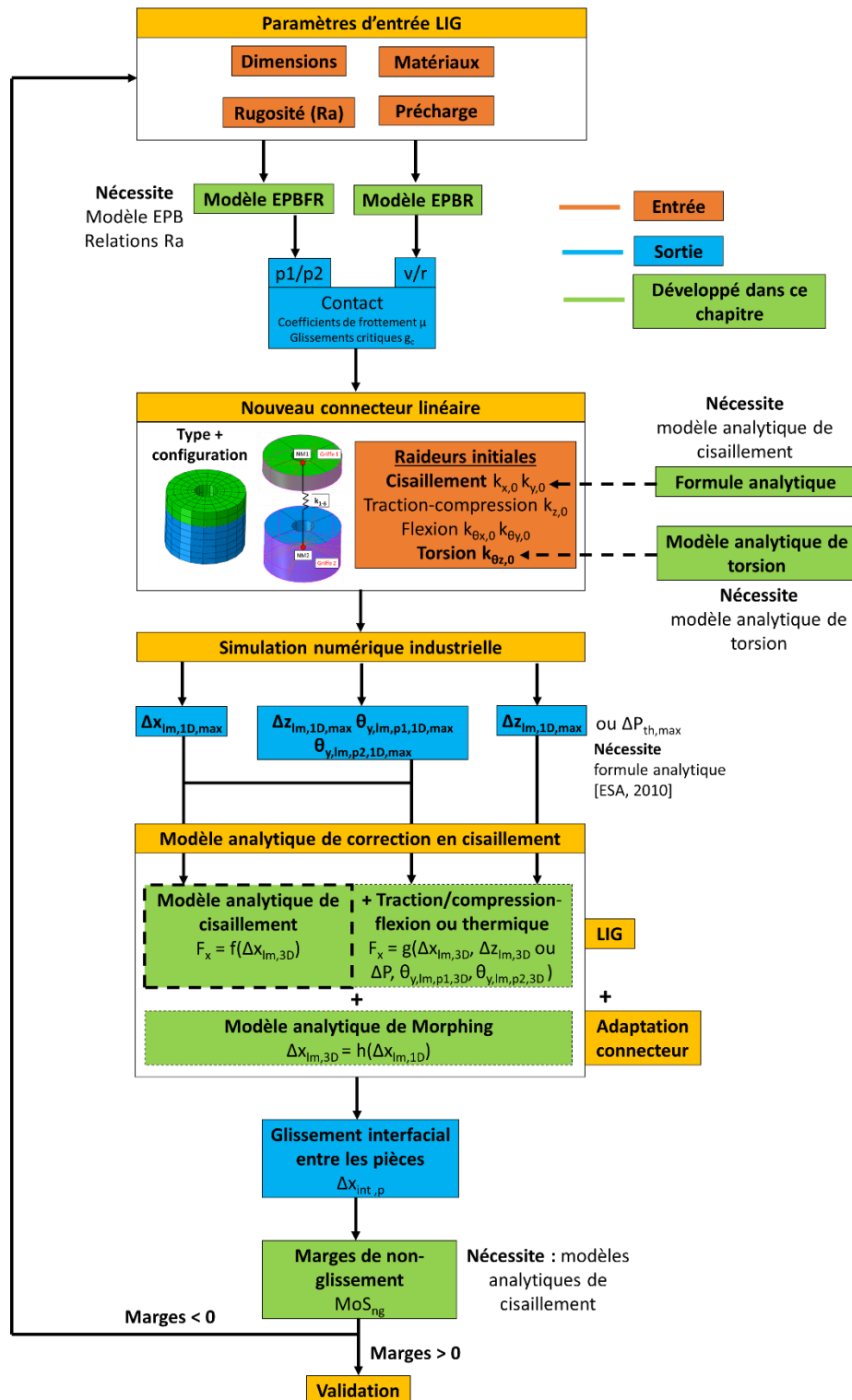


Figure 4-1 : Diagramme de la nouvelle méthode de dimensionnement des liaisons vissées.

La nouvelle méthode de dimensionnement des liaisons vissées proposée comporte trois étapes.

Dans un premier temps, un utilisateur industriel doit définir le nouveau connecteur linéaire. Bien que la configuration actuelle puisse être conservée si nécessaire, une nouvelle configuration de connecteur a été proposée dans le chapitre 3, afin de se rapprocher au mieux d'une configuration réelle de LIG. La définition des raideurs de ce nouveau connecteur linéaire nécessite la connaissance des propriétés géométriques, matériaux, de rugosité (paramètre « Ra ») et de précharge de la liaison réelle. Les raideurs initiales en traction-compression $k_{z,0}$ et flexion $k_{\theta x,0}$ ($=k_{\theta y,0}$) sont issues de [GUI, 2009]. Les raideurs en cisaillement $k_{x,0}$ ($=k_{y,0}$) et en torsion $k_{\theta z,0}$ sont respectivement issues du modèle analytique de cisaillement développé dans ce chapitre et de torsion développé en annexe A2.4.

Dans un second temps, l'utilisateur modélise le connecteur linéaire dans un modèle numérique industriel puis lance une simulation numérique. Les grandeurs désormais indicées « 1D » sont issues du nouveau connecteur linéaire et celles indicées « 3D » du MEF3D de LIG correspondant. A l'issue de cette simulation, l'utilisateur récupère des déplacements ($u_{x,lm,p1,1D,max}$ et $u_{x,lm,p2,1D,max}$ par exemple) et/ou des rotations accessibles au niveau des nœuds maîtres NM1 et NM2 du connecteur. Ceci permet de déduire d'autres grandeurs, dont le glissement à ligne moyenne $\Delta x_{lm,1D,max}$. Comme évoqué dans l'introduction et le chapitre 1 de ces travaux, le comportement en cisaillement d'un connecteur linéaire ne peut pas représenter le comportement en cisaillement non-linéaire réel d'une liaison vissée. Le connecteur linéaire a tendance à rigidifier le comportement en cisaillement car sa raideur est constante alors qu'elle diminue en fonction de la sollicitation dans le comportement réel. A l'issue d'une simulation numérique industrielle, un écart important existe entre le comportement en cisaillement du connecteur linéaire et celui de la LIG correspondante. Comme le montre la Figure 4-2, il existe un écart à la fois en glissement à ligne moyenne Δx_{lm} et en effort F_x .

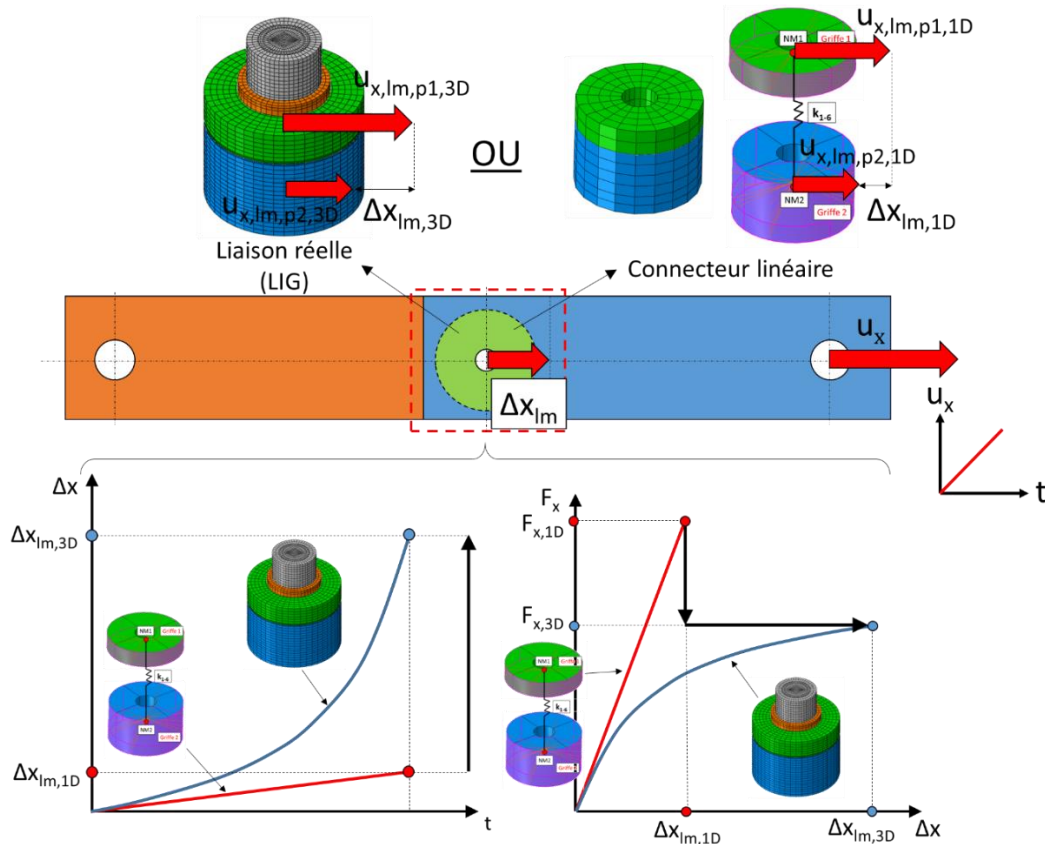


Figure 4-2 : Ecart en glissement à ligne moyenne Δx_{lm} et en effort de cisaillement F_x entre le comportement d'un connecteur linéaire et celui de la LIG associée. Exemple sur le spécimen QS.

Pour cette raison, dans la nouvelle méthode, le comportement en cisaillement du connecteur linéaire est corrigé après a posteriori de la simulation numérique. Pour cela, un modèle analytique de correction est nécessaire. Ce modèle analytique est alimenté par le glissement $\Delta x_{lm,1D,max}$ et/ou le déplacement différentiel $\Delta z_{lm,1D,max}$ (ou la variation de précharge $\Delta P_{th,max}$) et/ou les rotations $\theta_{y_{lm,pi,1D,max}}$ issues du connecteur linéaire.

Le **modèle analytique de correction en cisaillement** contient deux modèles analytiques :

- **Modèle analytique de comportement en cisaillement**
 - ➔ Comportement non-linéaire en cisaillement d'une LIG, indépendant du connecteur linéaire
- **Modèle analytique de « Morphing »**
 - ➔ Adaptation du modèle de comportement en cisaillement au cas spécifique des connecteurs linéaire. Correction du comportement linéaire vers le comportement non-linéaire réel.

D'abord, il s'agit de modéliser le comportement non-linéaire d'une LIG indépendamment de toute autre considération. Les sollicitations imposées dans ce modèle sont des sollicitation indicées « 3D », comme le glissement à ligne moyenne $\Delta x_{lm,3D}$, par exemple. Le modèle analytique de comportement en cisaillement donne une relation entre le glissement à ligne moyenne $\Delta x_{lm,3D}$ et l'effort de cisaillement total $F_{x,3D}$. Il permet également d'accéder au glissement interfacial des pièces $\Delta x_{int,p}$. Cependant, ce modèle n'est pas suffisant dans notre problématique. En effet, ni $F_{x,3D}$ ni $\Delta x_{lm,3D}$ ne sont connus en sortie de simulation numérique industrielle puisque la LIG réelle est modélisée par un connecteur linéaire. Seul le comportement en cisaillement de ce connecteur linéaire est connu, soit la relation entre $F_{x,1D}$ et $\Delta x_{lm,1D}$. Afin de retrouver le comportement non-linéaire réel à partir du comportement linéaire du connecteur, un modèle analytique de « Morphing » est couplé au modèle analytique de cisaillement. Le terme « Morphing » est utilisé car ce modèle corrige le comportement linéaire 1D en l'« étirant » en temps réel pour tendre vers le comportement non-linéaire 3D. Ceci est illustré par la Figure 4-3.

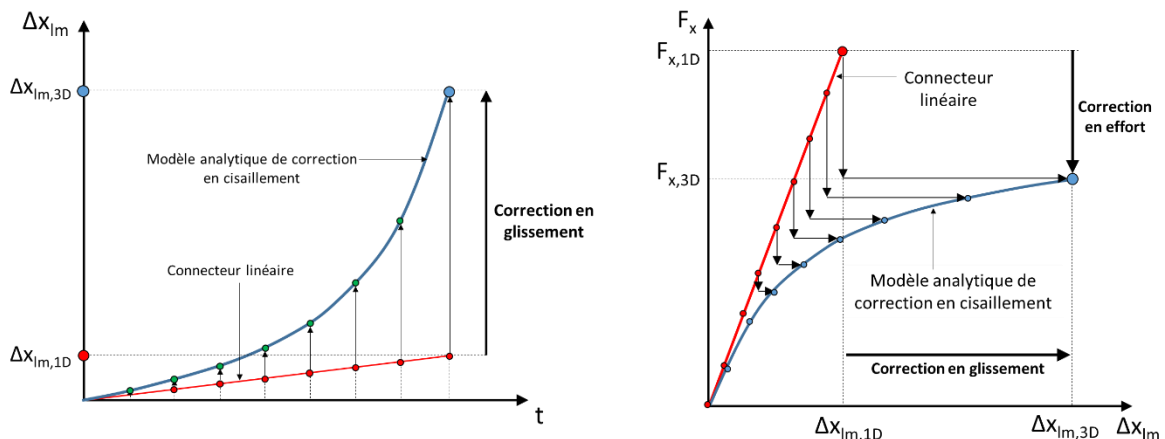


Figure 4-3 : Correction simultanée en effort F_x et en glissement Δx_{lm} du comportement d'un connecteur linéaire (« Morphing »).

La nature de la correction utilisée est détaillée dans la partie correspondante (4.3.2). A l'issue de cette procédure, le comportement en cisaillement non-linéaire de la liaison $F_{x,3D}$ vs $\Delta x_{lm,3D}$ est obtenu à partir de la seule connaissance du glissement à ligne moyenne $\Delta x_{lm,1D,max}$ (et/ou du déplacement différentiel selon z et des rotations) du connecteur linéaire.

Dans un troisième temps, le glissement interfacial des pièces $\Delta x_{int,p}$ issu du modèle analytique de correction en cisaillement alimente de nouvelles marges de calcul de non-glissement des pièces. La définition de ces marges est issue du nouveau modèle analytique de cisaillement.

4.1.2. Démarche de travail

Nous voyons que le développement du modèle de cisaillement constitue le cœur de ce chapitre. Il est nécessaire pour :

- définir une formulation analytique de la raideur initiale en cisaillement $k_{x,0}$ ($=k_{y,0}$) d'une LIG pour alimenter le nouveau connecteur linéaire ;
- corriger le comportement du nouveau connecteur linéaire ;
- définir de nouvelles marges de calcul de non-glissement.

Dans un premier temps, le modèle analytique de comportement en cisaillement d'une LIG est développé. Il prend en compte la plupart des phénomènes observés expérimentalement et numériquement dans les chapitres 2 et 3. En particulier, il prend en compte que le glissement interfacial des pièces $\Delta x_{int,p}$ est inférieur au glissement à ligne moyenne $\Delta x_{lm,3D}$ et les frottements par le biais d'un modèle de contact phénoménologique de type Coulomb élastique [HIB, 1992] défini dans le chapitre 3. Ce modèle est complété en identifiant ses paramètres de contact (coefficient de frottement μ et glissement critique g_c) par le biais de modèles de contact constitutifs, les modèles EPBR et EPBFR, développés dans ce chapitre. Cette approche couplée phénoménologique / constitutive permet de prendre en compte la rugosité des contacts v/r et $p1/p2$ par le biais du paramètre « Ra ». Une formulation analytique explicite de la raideur initiale en cisaillement d'une liaison vissée $k_{x,0}$ est identifiée à partir de ce modèle analytique de cisaillement. Les modèle de cisaillement et de raideur initiale en cisaillement sont alors validés par la méthode des plans d'expériences, en s'appuyant sur le MEF3D de LIG présenté dans le chapitre 3.

Dans un deuxième temps, des extensions de ce modèle de cisaillement de base sont proposées afin de prendre en compte l'influence des sollicitations combinées et de la sollicitation thermique sur le comportement en cisaillement.

Dans un troisième temps, des marges de calcul de non-glissement sont extraites de ces modèles de comportement en cisaillement analytiques et sont confrontées aux marges actuelles présentées dans le chapitre 1.

Dans un dernier temps, le modèle analytique de morphing est développé. Il s'agit d'une adaptation des modèles de cisaillement précédemment développé au cas spécifique des connecteurs linéaires. Ce modèle permet de corriger en temps réel le comportement d'un connecteur linéaire à partir de la seule connaissance de certains grandeurs de sorties issues de ce connecteur (Figure 4-1).

4.2. Modèles analytiques de cisaillement

4.2.1. Développement du modèle analytique de base

4.2.1.1. Modélisation et hypothèses

La modélisation adoptée pour développer le modèle analytique de cisaillement est illustrée sur la Figure 4-4.

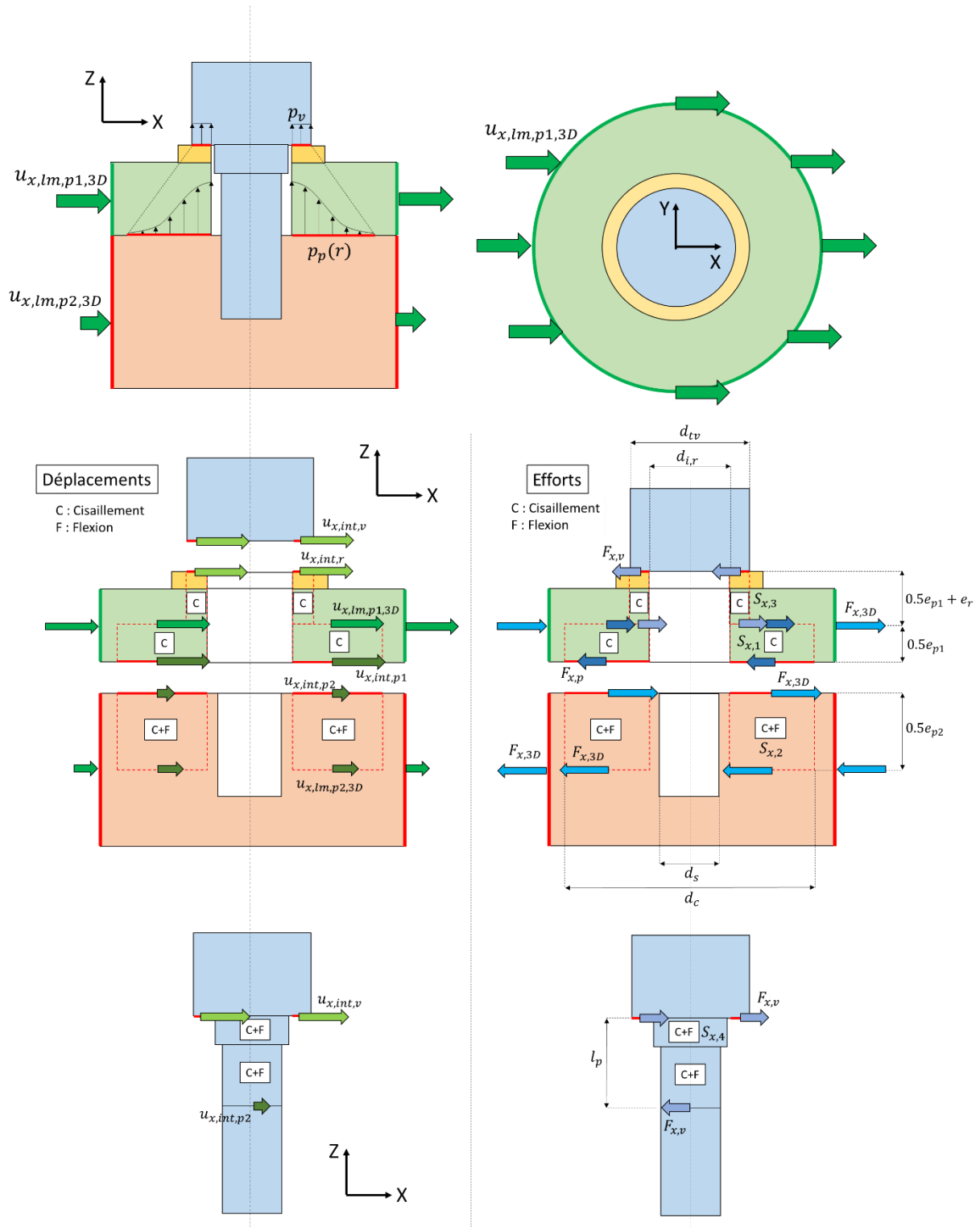


Figure 4-4 : Modélisation adoptée pour le développement du modèle analytique de cisailment.

Tous les nouveaux termes de la Figure 4-4 sont définis dans la nomenclature générale.

Les hypothèses de modélisation sont les suivantes :

- Equilibre (PFS)
 - Les moments de flexion repris par les contacts v/r et p1/p2 ne sont pas modélisés.
 - L'effort $F_{x,v}$ sur les filets de la vis est ramené au niveau du contact p1/p2.

- Elasticité
 - L'ensemble {pièce 1 + rondelle} est assimilé à une poutre circulaire de section creuse (diamètre extérieur : $d_{e,r}$) sollicitée en double-cisaillement travaillant sur une longueur de $0.5e_{p1}$.
 - La pièce 2 est assimilée à une poutre circulaire de section creuse sollicitée en flexion et cisaillement travaillant sur une longueur de $0.5e_{p2}$.
 - La vis est assimilée à une poutre circulaire de section pleine sollicitée en flexion et cisaillement (après la mise en précharge) travaillant sur une longueur l_p .
- Contacts
 - Contact v/r
 - répartition uniforme des pressions de contact p_v .
 - répartitions uniformes du glissement interfacial $\Delta x_{int,v}$ et des contraintes de cisaillement interfaciales τ_v .
 - Contact p1/p2
 - répartition axisymétrique des pressions de contact τ_p respectant le modèle de Fernlund [FER, 1961], conservée tout au long de la sollicitation en cisaillement.
 - répartition non-uniforme du glissement interfacial $\Delta x_{int,p}$. Propagation du glissement de l'extérieur vers l'intérieur du contact de façon concentrique.
 - Séparation du contact en une zone d'adhérence et une zone de glissement concentriques. Propagation linéaire du rayon de la zone glissante r_{lim} en fonction du glissement à ligne moyenne $\Delta x_{lm,3D}$.
- Précharge
 - La précharge P_0 reste constante pendant la sollicitation de cisaillement.

4.2.1.2. Mise en équations

La modélisation adoptée et les hypothèses de modélisation permettent de mettre le problème en équations. Tous les nouveaux termes sont définis dans la nomenclature générale. Tout le développement du modèle de cisaillement consiste à trouver la relation entre l'effort de cisaillement total $F_{x,3D}$ et le glissement à fibre moyenne $\Delta x_{lm,3D}$, et l'évolution du glissement interfacial $\Delta x_{int,p}$ en fonction du temps.

- **PFS** (sur la pièce 1)

$$F_{x,3D} = F_{x,p} + F_{x,v} \quad (1)$$

- **Conditions limites**

Les conditions limites en déplacements $u_{x,lm,p1,3D}$ et $u_{x,lm,p2,3D}$ sont appliquées au niveau du contour des plaques et leur résultante au niveau de la ligne moyenne des plaques. Le glissement à ligne moyenne $\Delta x_{lm,3D}$ est la différence entre ces deux déplacements, ce qui se traduit par la relation (2).

$$\Delta x_{lm,3D} = u_{x,lm,p1,3D} - u_{x,lm,p2,3D} \quad (2)$$

Les conditions limites en déplacement $u_{x,lm,p1}$ et $u_{x,lm,p2}$ peuvent être issues d'une LIG ou du connecteur simplifié associé. Afin de ne pas les confondre, les déplacements $u_{x,lm,p1}$ et $u_{x,lm,p2}$ sont aussi indicés « 3D » dans la relation (2).

- **Elasticité**

Les efforts transversaux dus aux frottements $F_{x,p}$ et $F_{x,v}$ sont supposés se répartir comme l'illustre la Figure 4-4. Il en résulte la possibilité d'isoler chaque zone des pièces, selon l'effort repris. Ces zones sont assimilées à des poutres sollicitées par des efforts de cisaillement et se déformant en cisaillement et/ou flexion. Cette approche permet de déterminer des relations entre les déplacements à ligne

moyenne $u_{x,lm,p1,3D}$ et $u_{x,lm,p2,3D}$ et les déplacements interfaciaux $u_{x,int,v}$, $u_{x,int,r}$ et $u_{x,int,p1}$, $u_{x,int,p2}$ des contacts v/r et p1/p2. Il en résulte les relations (3).

$$\begin{aligned} u_{x,int,p1} &= u_{x,lm,p1,3D} - S_{x,1} F_{x,p} \\ u_{x,int,p2} &= u_{x,lm,p2,3D} + S_{x,2} F_{x,3D} \\ u_{x,int,r} &= u_{x,lm,p1,3D} - S_{x,3} F_{x,v} \\ u_{x,int,v} &= u_{x,int,p2} + S_{x,4} F_{x,v} \end{aligned} \quad (3)$$

Tous les nouveaux termes sont définis dans la nomenclature générale. La prise en compte du fait que les déplacements interfaciaux $u_{x,int,v}$, $u_{x,int,r}$ et $u_{x,int,p1}$, $u_{x,int,p2}$ ne sont pas égaux aux déplacements à ligne moyenne $u_{x,lm,p1,3D}$ et $u_{x,lm,p2,3D}$ est une des notions clés de ce modèle. Elle est à l'origine du nouveau mécanisme de propagation du glissement entre les pièces et de la nouvelle formulation de la raideur en cisaillement $k_{x,0}$. Les souplesses $S_{x,i}$ sont définies par les relations (4).

$$\begin{aligned} S_{x,1} &= \frac{0.5e_{p1}}{G_{p1}k_{r,p}S_{c,p}} \\ S_{x,2} &= \frac{0.5e_{p2}}{G_{p2}k_{r,p}S_{c,p}} + \frac{(0.5e_{p2})^3}{12E_{p2}I_{p,eq}} \\ S_{x,3} &= \frac{1}{k_{r,p}S_{c,v}} \left(\frac{0.5e_{p1}}{G_{p1}} + \frac{e_r}{G_r} \right) \\ S_{x,4} &= \left[\frac{1}{G_v k_{r,v}} \left(\frac{l_{v,nf}}{S_{v,nf}} + \frac{l_{v,f}}{S_{v,f}} \right) \right] + \left[\frac{1}{12E_v} \left(\frac{l_{v,nf}^3}{I_{v,nf}} + \frac{l_{v,f}^3}{I_{v,f}} \right) \right] \end{aligned} \quad (4)$$

Avec

$$\begin{aligned} G &= \frac{E}{2(1+\nu)} \\ S_{c,v} &= 0.25\pi(d_{tv}^2 - d_{i,r}^2) \\ S_{c,p} &= 0.25\pi(d_c^2 - d_t^2) \\ S_v &= 0.25\pi d^2 \\ S_{r,v} &= 0.25\pi d_s^2 \\ I_{p,eq} &= \frac{\pi}{64}(d_c^4 - d_t^4) \end{aligned} \quad (5)$$

Tous les nouveaux termes sont définis dans la nomenclature générale. Chaque souplesse $S_{x,i}$ correspond au type de sollicitation subit par la zone de matière correspondante (voir Figure 4-4). Le facteur 12 dans les souplesses $S_{x,2}$ et $S_{x,4}$ vient de l'hypothèse que la pièce 2 et la vis sont assimilées à des poutres encastées-libres sollicitées à la fois par un effort /x et un moment de flexion //y en bout de poutre (et bloquées en translation selon y).

- Contacts

- Glissements interfaciaux $\Delta x_{int,p}$ et $\Delta x_{int,v}$

Les glissements interfaciaux $\Delta x_{int,p}$ et $\Delta x_{int,v}$ sont une différence entre les déplacements interfaciaux de chaque contact $u_{x,int,v}$, $u_{x,int,r}$ et $u_{x,int,p1}$, $u_{x,int,p2}$. Cela se traduit par les relations (6), dans lesquelles sont réinjectées les relations (3).

$$\begin{aligned}\Delta x_{int,p} &= u_{x,int,p1} - u_{x,int,p2} = \Delta x_{lm,3D} - (S_{x,1} + S_{x,2}) F_{x,p} - S_{x,2} F_{x,v} \\ \Delta x_{int,p} &= u_{x,int,r} - u_{x,int,v} = \Delta x_{lm,3D} - (S_{x,2} + S_{x,3} + S_{x,4}) F_{x,v} - S_{x,2} F_{x,p}\end{aligned}\quad (6)$$

Les relations (6) correspondent à la formulation globale des glissements interfaciaux $\Delta x_{int,p}$ et $\Delta x_{int,v}$. Il s'agit d'une moyenne des glissements locaux sur tout le contact. Elle convient pour le glissement du contact v/r $\Delta x_{int,v}$ car celui-ci est supposé uniforme. Cependant, elle n'est pas suffisante pour le glissement du contact p1/p2 $\Delta x_{int,p}$ car celui-ci n'est pas uniforme. Il se propage du bord extérieur au bord intérieur du contact. Une formulation locale de $\Delta x_{int,p}$ est proposée, afin d'obtenir une relation entre le glissement interfacial local $\Delta x_{int,p,dS}$ d'un couple d'éléments de surface en contact en fonction de la contrainte de cisaillement interfaciale $\tau_{x,p}$ sur ces éléments. Pour cela, la formulation globale en effort des relations (6) est reformulée en contraintes en divisant par la surface du contact p1/p2 $S_{c,p}$. Cette formulation se traduit par la relation (7).

$$\Delta x_{int,p,dS}(r) = \Delta x_{lm,3D} - (S'_{x,1} + S'_{x,2}) \tau_{x,p}(r) - S_{x,2} F_{x,v} \quad (7)$$

Les souplesses locales $S'_{x,i}$ sont définies par les relations (8).

$$\begin{aligned}S'_{x,1} &= S_{x,1} S_{c,p} \\ S'_{x,2} &= S_{x,2} S_{c,p}\end{aligned}\quad (8)$$

- Efforts de frottement en phase de charge

Les efforts de frottements $F_{x,v}$ et $F_{x,p}$ sont définis en fonction des contraintes de cisaillement interfaciales $\tau_{x,v}$ et $\tau_{x,p}$ par les relations (9) et (10).

$$F_{x,v} = \int_{\tilde{r}_v}^{r_v} \tau_{x,v} dS \quad (9)$$

$$F_{x,p} = \int_{r_p}^{r_c} \tau_{x,p} dS \quad (10)$$

Les contraintes interfaciales $\tau_{x,v}$ et $\tau_{x,p}$ sont définies différemment selon que l'élément de surface correspondant est en phase d'adhérence ou en phase de glissement. Cela se traduit par les relations (11) [HIB, 1992].

$$\begin{aligned}\tau_{x,adh} &= \frac{\mu p}{g_c} \Delta x_{int} \\ \tau_{x,gliss} &= \mu p \text{ si } \tau_{x,adh} \geq \mu p\end{aligned}\quad (11)$$

Les paramètres de contact μ et g_c définissent le modèle de Coulomb élastique local utilisé dans ces travaux. Ce modèle est également celui qui est utilisé numériquement par défaut dans le logiciel Abaqus [HIB, 1992], qui est lui-même utilisé lors des confrontations analytique / numérique par plan d'expériences. Le coefficient de frottement μ est habituellement issu de résultats d'essais ou de la littérature tandis que le glissement critique g_c est défini soit par défaut soit arbitrairement pour faire converger les calculs. Dans ces travaux, ces deux paramètres sont définis par le biais de modèles de contact constitutifs (4.1.1) qui font intervenir plusieurs paramètres relatifs aux contacts, dont le paramètre de rugosité « Ra ».

Concernant le contact v/r, la pression p_v et le glissement interfacial $\Delta x_{int,v}$ sont supposés uniformes, ce qui se traduit par les relations (12).

$$\tau_{x,v,adh} = \frac{\mu_v P_v}{g_{c,v}} \left(\Delta x_{lm,3D} - (S_{x,2} + S_{x,3} + S_{x,4}) F_{x,v} - S_{x,2} F_{x,p} \right) \quad (12)$$

$$\tau_{x,v,gliss} = \mu_v P_v \text{ si } \tau_{x,v,adh} \geq \mu_v P_v$$

En remplaçant ces contraintes dans la relation (9), l'expression de $F_{x,v}$ peut être obtenue et est donnée par la relation (13).

$$F_{x,v} = \frac{k_{x,v,0} (\Delta x_{lm,3D} - S_{x,2} F_{x,p})}{1 + (S_{x,2} + S_{x,3} + S_{x,4}) k_{x,v,0}} \quad (13)$$

$$F_{x,v} = \mu_v P_0 \text{ si } F_{x,v} \geq \mu_v P_0$$

Avec $k_{x,v,0}$ la raideur tangentielle du contact v/r exprimée par la relation (14).

$$k_{x,v,0} = \frac{\mu_v P_0}{g_{c,v}} \quad (14)$$

La relation (13) montre que l'effort de frottement $F_{x,v}$ dépend de l'effort de frottement $F_{x,p}$. Concernant le contact p1/p2, la pression $p_p(r)$ et le glissement interfacial $\Delta x_{int,p}$ sont supposés non-uniformes, ce qui se traduit par les relations (15).

$$\tau_{x,p,adh}(r) = \frac{\mu_p P_p(r)}{g_{c,p}} \left(\Delta x_{lm,3D} - (S'_{x,1} + S'_{x,2}) \tau_{x,p}(r) - S_{x,2} F_{x,v} \right) \quad (15)$$

$$\tau_{x,p,gliss}(r) = \mu_p P_p(r) \text{ si } \tau_{x,p,adh}(r) \geq \mu_p P_p(r)$$

Les relations (15) permettent de prendre en compte la propagation du glissement. Cependant, en remplaçant les relations (15) dans la relation (10), plusieurs problèmes liés au calcul de l'intégrale de la relation (10) ont été rencontrés. En particulier, le fait de devoir tester la valeur de la contrainte interfaciale $\tau_{x,p,adh}$ pour chaque rayon r pose problème car la contrainte $\tau_{x,p,adh}$ dépend de $F_{x,v}$ et n'a donc pas de valeur numérique au moment du test. De plus, l'utilisation directe des relations (15) ne permet pas d'identifier de formulation explicite de l'effort $F_{x,p}$. Or, nous verrons que celle-ci est nécessaire pour décrire la phase de décharge. Pour ces raisons, le contact p1/p2 a été séparé artificiellement en une zone glissante et une zone adhérentes concentriques, comme le suggère Groper dans son modèle [GRO, 1985], et qui a été vérifié dans le MEF3D de LIG dans le chapitre 3. Les deux zones sont délimitées par un rayon limite r_{lim} . Ce rayon r_{lim} diminue progressivement du bord extérieur vers le bord intérieur du contact. Ceci est illustré par la Figure 4-5.

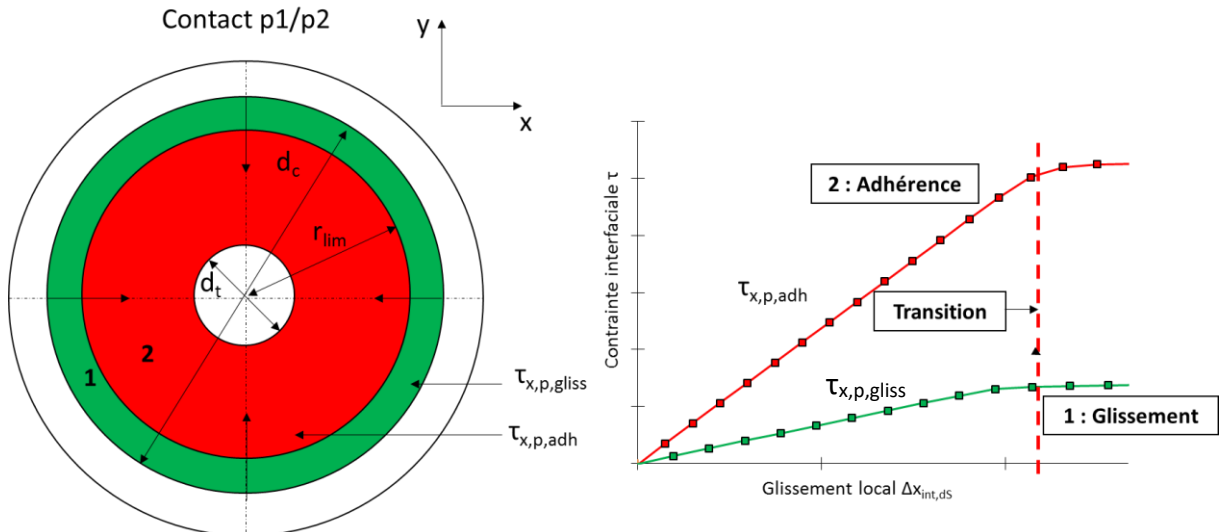


Figure 4-5 : Propagation du glissement sur le contact p1/p2. Zone adhérente et zone glissante.

Dans ce modèle, cette diminution de r_{lim} est supposée linéaire en fonction du glissement à ligne moyenne $\Delta x_{lm,3D}$. Le rayon limite r_{lim} peut être défini par la relation (16).

$$r_{lim}(\Delta x_{lm,3D}) = 0.5d_c - B_1 \Delta x_{lm,3D} \quad (16)$$

Avec

$$B_1 = \left(\frac{d_c - d_t}{2 \Delta x_{lm,3D,lim}} \right) \quad (17)$$

La constante B_1 est obtenue en résolvant l'équation définie par la relation (18).

$$\tau_{x,p}(r_t) = \mu_p p_{p,max} \quad (18)$$

La pression de contact maximale dans le modèle de Fernlund est définie par la relation [GUI, 2009].

$$p_{p,max} = 0.35 \frac{P_0}{S_{c,v}} \quad (19)$$

La relation (18) traduit le fait que tout le contact p1/p2 glisse lorsque le rayon limite atteint le rayon intérieur du contact r_t . A cet endroit, la pression p_p est maximale. Après résolution, l'expression de $\Delta x_{lm,3D,lim}$ est donnée par la relation (20).

$$\Delta x_{lm,3D,lim} = \frac{g_{c,p} + \mu_p p_{p,max} (S'_{x,1} + S'_{x,2}) - \frac{P_0^2 S_{x,2}^2 \mu_p \mu_v}{g_{c,v} + P_0 \mu_v (S_{x,2} + S_{x,3} + S_{x,4})}}{\frac{P_0 S_{x,2} \mu_v}{g_{c,v} + P_0 \mu_v (S_{x,2} + S_{x,3} + S_{x,4})} - 1} \quad (20)$$

En remplaçant les relations (15) dans la relation (9) tout en séparant le contact p1/p2 en une zone adhérente et une zone glissante délimitées par le rayon r_{lim} défini par la relation (16), l'expression de $F_{x,p}$ peut être obtenue et est donnée par la relation (21).

$$F_{x,p} = 2\pi \left[\int_{r_t}^{r_{lim}(\Delta x_{lm,3D})} \frac{k_{x,p,0} p_p(r) (\Delta x_{lm,3D} - S_{x,2} F_{x,v})}{P_0 + (S'_{x,1} + S'_{x,2}) k_{x,p,0} p_p(r)} r dr + \int_{r_{lim}(\Delta x_{lm,3D})}^{r_c} \mu_p p_p(r) r dr \right] \quad (21)$$

$$F_{x,p} = \mu_p P_0 \text{ si } F_{x,p} \geq \mu_p P_0$$

Avec $k_{x,p,0}$ la raideur tangentielle du contact p1/p2 exprimée par la relation (22).

$$k_{x,p,0} = \frac{\mu_p P_0}{g_{c,p}} \quad (22)$$

La relation (13) montre que l'effort de frottement $F_{x,p}$ dépend de l'effort de frottement $F_{x,v}$. Comme le montrent les relations (13) et (21), les deux efforts $F_{x,v}$ et $F_{x,p}$ sont imbriqués, ce qui traduit le fait qu'ils ne peuvent pas être étudiés séparément l'un de l'autre. Dans un 1^{er} temps, les relations (13) et (21) sont résolues numériquement et permettent d'obtenir les efforts $F_{x,p}$ et $F_{x,v}$. Cette résolution permet d'obtenir des expressions explicites de ces efforts en fonction de $\Delta x_{lm,3D}$ pendant la phase de charge. Connaissant ces efforts, l'effort total $F_{x,3D}$ est obtenu avec la relation (1). Les déplacements $u_{x,int,v}$, $u_{x,int,r}$ et $u_{x,int,p1}$, $u_{x,int,p2}$ et les glissements interfaciaux $\Delta x_{int,p}$ et $\Delta x_{int,v}$ peuvent alors être obtenus avec les relations (3) et (6) respectivement.

○ Efforts en phase de décharge

La modélisation des efforts de frottement $F_{x,v}$ et $F_{x,p}$ dans la phase de décharge s'inspire de formulations proposées par Olofsson [OLO, 1997]. Ces efforts sont définis par les relations (23).

$$\begin{cases}
 F_{x,p,d} = F_{x,p,\max} - 2F_{x,p}(\Delta x_{lm,3D,d}) \\
 F_{x,p,d} = -\mu_p P_0 \text{ si } F_{x,p,d} \leq -\mu_p P_0 \\
 F_{x,v,d} = F_{x,v,\max} - 2F_{x,v}(\Delta x_{lm,3D,d}) \\
 F_{x,v,d} = -\mu_v P_0 \text{ si } F_{x,v,d} \leq -\mu_v P_0
 \end{cases} \quad (23)$$

$$F_{x,3D,d} = F_{x,v,d} + F_{x,p,d}$$

Un changement de variable au niveau du glissement à ligne moyenne $\Delta x_{lm,3D}$ doit être effectué. Celui-ci est donné par la relation (24), issue de [OLO, 1997].

$$\Delta x_{lm,3D,d} = 0.5(\Delta x_{lm,3D,\max} - \Delta x_{lm,3D,d}) \quad (24)$$

La modélisation de la phase de décharge permet notamment d'identifier le glissement résiduel du contact p1/p2 $\Delta x_{int,p,res}$. Il correspond au glissement restant lorsque l'effort total de cisaillement F_x s'annule pendant la phase de décharge. Ce glissement résiduel $\Delta x_{int,p,res}$ est obtenu numériquement en résolvant l'équation (25).

$$\Delta x_{int,p,res} = \Delta x_{int,p,d} (F_{x,3D,d} = 0) \quad (25)$$

En phase de décharge, les relations (3) et (6) permettant de déduire les déplacements $u_{x,int,v,d}$, $u_{x,int,r,d}$ et $u_{x,int,p1,d}$, $u_{x,int,p2,d}$ et les glissements interfaciaux $\Delta x_{int,p,d}$ et $\Delta x_{int,v,d}$ sont toujours valables. La procédure de résolution du modèle analytique de cisaillement est définie par le diagramme de la Figure 4-6.

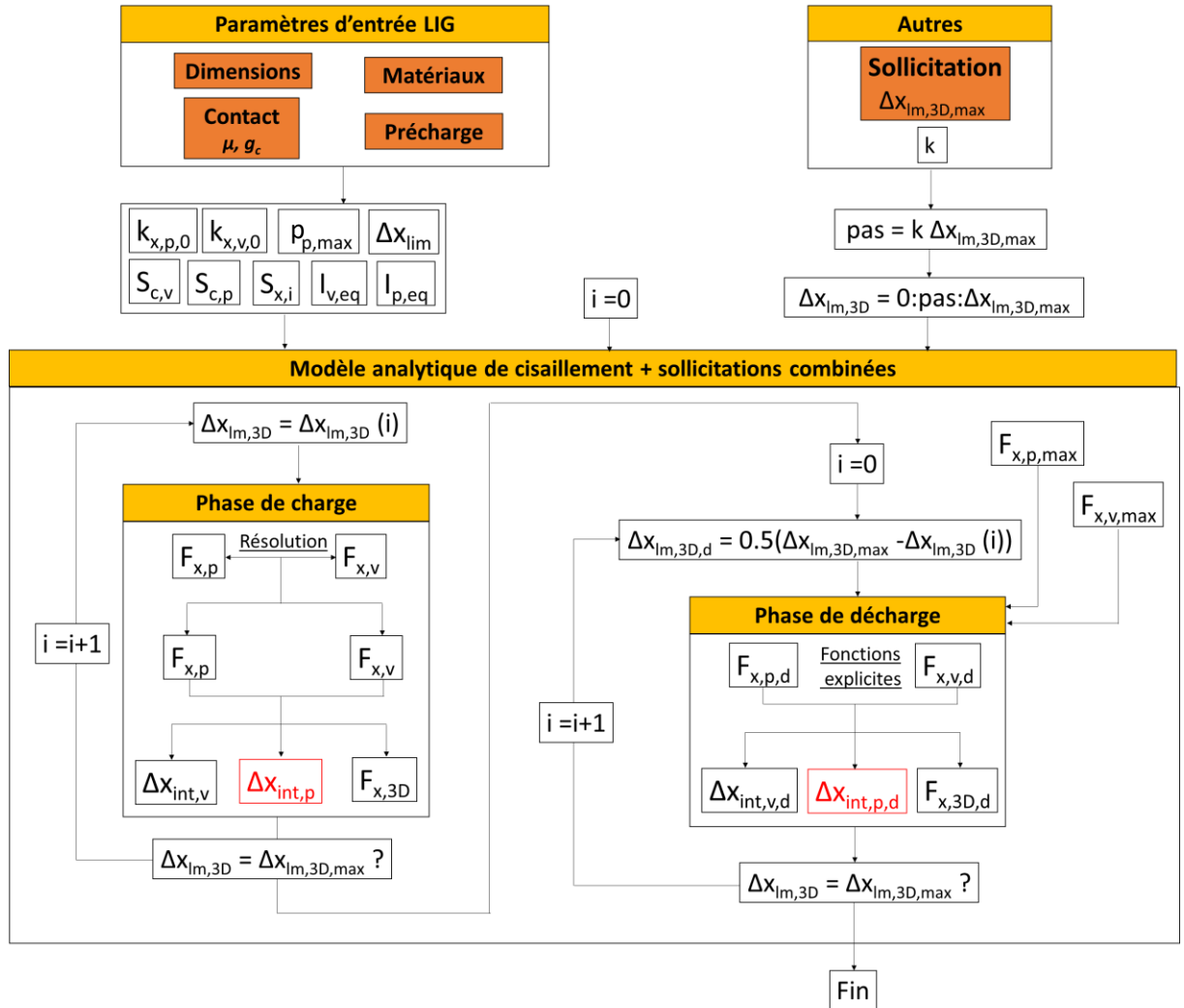


Figure 4-6 : Procédure de résolution du modèle analytique de cisaillement.

4.2.2. Raideur initiale en cisaillement d'une liaison vissée

La modélisation de la relation entre l'effort de cisaillement total $F_{x,3D}$ et le glissement à ligne moyenne $\Delta x_{lm,3D}$ permet de déduire une formulation analytique explicite de la raideur initiale en cisaillement $k_{x,0}$ ($=k_{y,0}$) d'une liaison vissée. Cette raideur $k_{x,0}$ est définie par la relation (26).

$$k_{x,0} = \lim_{\Delta x_{lm,3D} \rightarrow 0} \frac{F_{x,3D}}{\Delta x_{lm,3D}} \quad (26)$$

Celle-ci aboutit à l'expression analytique donnée par la relation (27).

$$k_{x,0} = \frac{k_{x,p,0} + k_{x,v,0} + Ak_{x,p,0}k_{x,v,0}}{1 + Bk_{x,p,0} + Ck_{x,v,0} + Dk_{x,p,0}k_{x,v,0}} \quad (27)$$

Avec

$$\begin{aligned} A &= S_{x,1} + S_{x,3} + S_{x,4} \\ B &= S_{x,1} + S_{x,2} \\ C &= S_{x,2} + S_{x,3} + S_{x,4} \\ D &= S_{x,1}S_{x,2} + S_{x,1}S_{x,3} + S_{x,1}S_{x,4} + S_{x,2}S_{x,3} + S_{x,2}S_{x,4} \end{aligned} \quad (28)$$

4.2.3. Identification des paramètres μ et q_c par des modèles de contacts constitutifs

Le modèle analytique développé jusqu'à présent ne peut pas être utilisé en l'état. En effet, les coefficients de frottement μ_v et μ_p et les glissements critiques $g_{c,v}$ et $g_{c,p}$ des contact v/r et p1/p2 doivent être définis. Dans ces travaux, nous avons cherché à déterminer ces paramètres phénoménologiques à partir du modèle de contact constitutif EPB [ERI, 2011] évoqué dans le chapitre 1. Cette approche couplée phénoménologique / constitutive a l'avantage d'associer un effet tribologique tout en restant sur des modélisations simples de surfaces « idéales » définies par leurs dimensions nominales.

Nous avons jugé nécessaire de détailler le modèle de contact EPB de base [ERI, 2011] car il prend une place importante dans ces travaux. Une discussion sur ce modèle EPB de base est proposée et certaines améliorations lui sont apportées, afin de l'adapter à certaines spécificités des liaisons vissées et de rendre son utilisation plus pratique.

4.2.3.1. Modèle de contact EPB

Le modèle EPB permet de définir le comportement tangentiel quasi-statique d'un contact rugueux soumis préalablement à un effort normal F_n , c'est-à-dire la relation entre l'effort de frottement F_t et le glissement interfacial Δx_{int} . Il définit d'abord le comportement local d'une aspérité, puis en déduit le comportement global du contact.

4.2.3.1.1. Définition du contact

Un contact est composé de deux surfaces. Ces surfaces ne sont pas planes, elles sont en réalité parsemées d'aspérités. Les principales hypothèses du modèle EPB sont les suivantes :

- Les plans de référence de chaque surface rugueuse restent parallèles sur tout le contact.
- Le contact entre 2 surfaces rugueuses peut être modélisé par un contact équivalent entre un plan lisse rigide et une surface rugueuse équivalente. Les propriétés de la surface rugueuse équivalente sont une combinaison des propriétés des deux surfaces.
- La distribution des aspérités sur les surfaces rugueuses, et donc sur la surface équivalente, suit une loi normale. La déviation standard de cette distribution peut être assimilée au paramètre de rugosité surfacique $S_{q,eq}$.

- Le sommet des aspérités est représenté par une portion de sphère de rayon R_{eq} . Ce rayon est le même pour toutes les aspérités.
- Il n'y a pas d'interaction élastique entre les aspérités (donc pas de coalescence non plus).
- Les aspérités sont réparties sur la surface de contact équivalente avec une densité η_{eq} .

D'après les auteurs [ERI, 2011], ces hypothèses de modélisations sont valables pour la plupart des surfaces industrielles. Elles sont résumées sur la Figure 4-7.

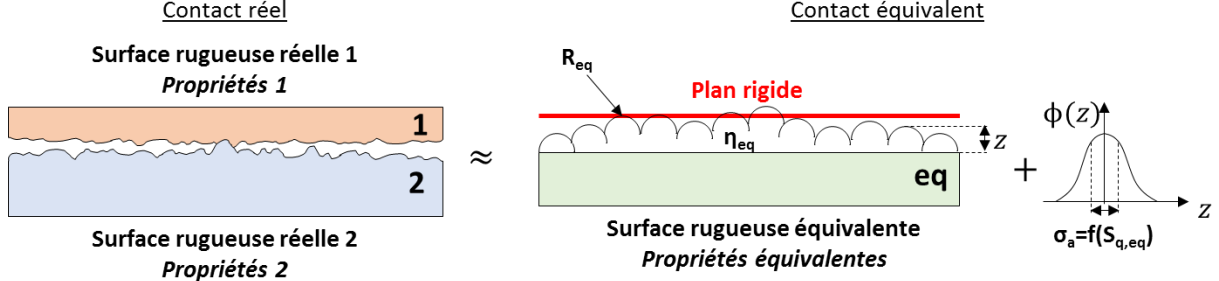


Figure 4-7 : Définition d'un contact équivalent selon le modèle EPB.

Les propriétés équivalentes de la surface rugueuse équivalente sont données par les relations (29) :

$$\begin{aligned}
 E_{eq} &= \left(\frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2} \right)^{-1} \\
 G_{eq} &= \left(\frac{2-\nu_1}{G_1} + \frac{2-\nu_2}{G_2} \right)^{-1} \\
 \nu_{eq} &= 0.5(\nu_1 + \nu_2) \\
 S_{q,eq} &= \sqrt{S_{q,1}^2 + S_{q,2}^2} \\
 R_{eq} &= \left(\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} \right)^{-1} \\
 \eta_{eq} &= \frac{\eta_1 \eta_2 (R_1 + R_2)}{\eta_1 R_1 + \eta_2 R_2}
 \end{aligned} \tag{29}$$

La formule de la densité d'aspérités équivalente η_{eq} n'est pas donnée explicitement dans [ERI, 2011] mais est déduite d'une autre relation [MCC, 1986] détaillée en annexe A2.2.2.

4.2.3.1.2. Comportement d'une aspérité

L'étude du comportement d'une aspérité revient à étudier le comportement d'un contact entre une sphère et un plan. Ce comportement local comporte deux phases successives : le comportement local normal et le comportement local tangentiel. Ces deux comportements sont détaillés sur la Figure 4-8.

- Comportement local normal

Lorsque qu'une aspérité est soumise à un effort normal $F_{n,asp}$, elle se déforme, d'abord élastiquement puis plastiquement. La relation permet d'établir la relation entre l'effort normal $F_{n,asp}$ sur une aspérité et la pénétration ω (ou « l'écrasement ») qui en résulte.

$$F_{n,asp} = \frac{\bar{l}_c P_c}{\bar{\delta}_c^{1.5}} (\omega / \omega_c)^{1.5} \begin{cases} 1 & \omega / \omega_c \leq \bar{\delta}_c \\ 1 - \exp\left(\bar{\delta}_c^\alpha / \left(\bar{\delta}_c^\alpha - (\omega / \omega_c)^\alpha\right)\right) & \omega / \omega_c > \bar{\delta}_c \end{cases} \tag{30}$$

Le rayon de contact a_{asp} résultant de cet écrasement ω est obtenu avec la relation .

$$a_{asp} = \frac{a_c}{\bar{\delta}_c^{0.5}} (\omega/\omega_c)^{0.5} \begin{cases} 1 & \omega/\omega_c \leq \bar{\delta}_c \\ 1 + \exp\left(\bar{\delta}_c' / \left(\bar{\delta}_c' - (\omega/\omega_c)^\gamma\right)\right)^{0.5} & \omega/\omega_c > \bar{\delta}_c \end{cases} \quad (31)$$

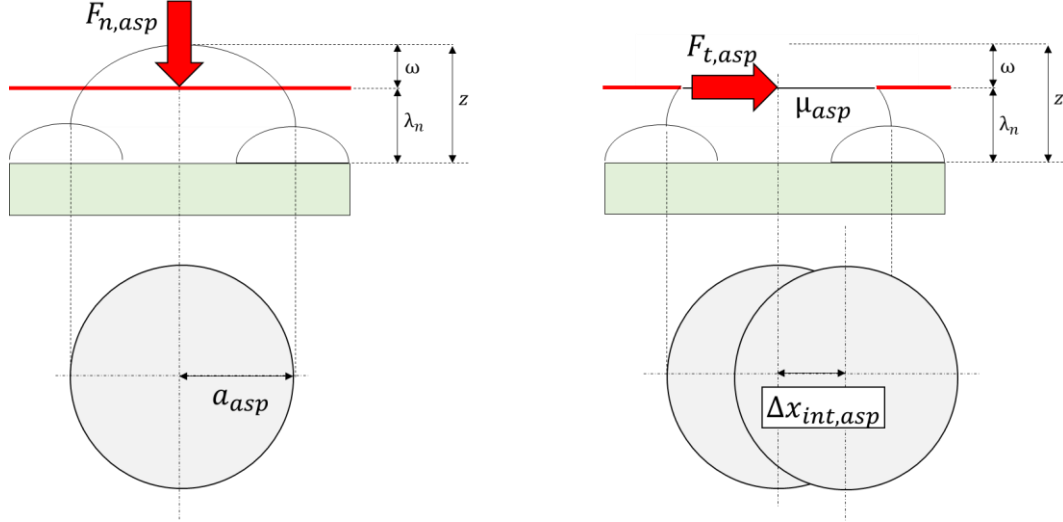


Figure 4-8 : Comportements locaux normal et tangentiel d'une aspérité.

Les différentes constantes sont définies par les relations (32).

$$\begin{aligned} \omega_c &= \left(\frac{\pi K H_{\min}}{2 E_{eq}} \right)^2 R_{eq} \\ P_c &= \frac{2}{3} K H \pi \omega_c R_{eq} \\ P_c &= \sqrt{\omega_c R_{eq}} \\ \bar{l}_c &= 8.88 \nu_{eq} - 10.13 (\nu_{eq}^2 + 0.089) \\ \bar{\delta}_c &= 6.82 \nu_{eq} - 7.83 (\nu_{eq}^2 + 0.0586) \\ \alpha &= 0.174 + 0.08 \nu_{eq} \\ \gamma &= 0.25 + 0.125 \nu_{eq} \\ K &= 0.454 + 0.41 \nu_{eq} \end{aligned} \quad (32)$$

- Comportement local tangentiel

La définition du comportement tangentiel passe par la définition d'un coefficient de frottement μ_{asp} . Dans le modèle EPB, celui-ci est une propriété intrinsèque du contact, qui peut être calculée en fonction de la pénétration ω et des paramètres du contact, comme le montre la relation (33).

$$\mu_{asp} = 0.26 \coth \left[0.27 \left(\frac{\omega/\omega_c}{\bar{\delta}_c} \right)^{0.46} \right] \quad (33)$$

Le comportement local tangentiel est hystérétique. La relation entre l'effort tangentiel $F_{t,asp}$ et le glissement interfacial $\Delta x_{int,asp}$ qui en résulte comprend trois phases : charge (1), décharge (2) et recharge (3). Ces trois phases sont illustrées sur la Figure 4-9.

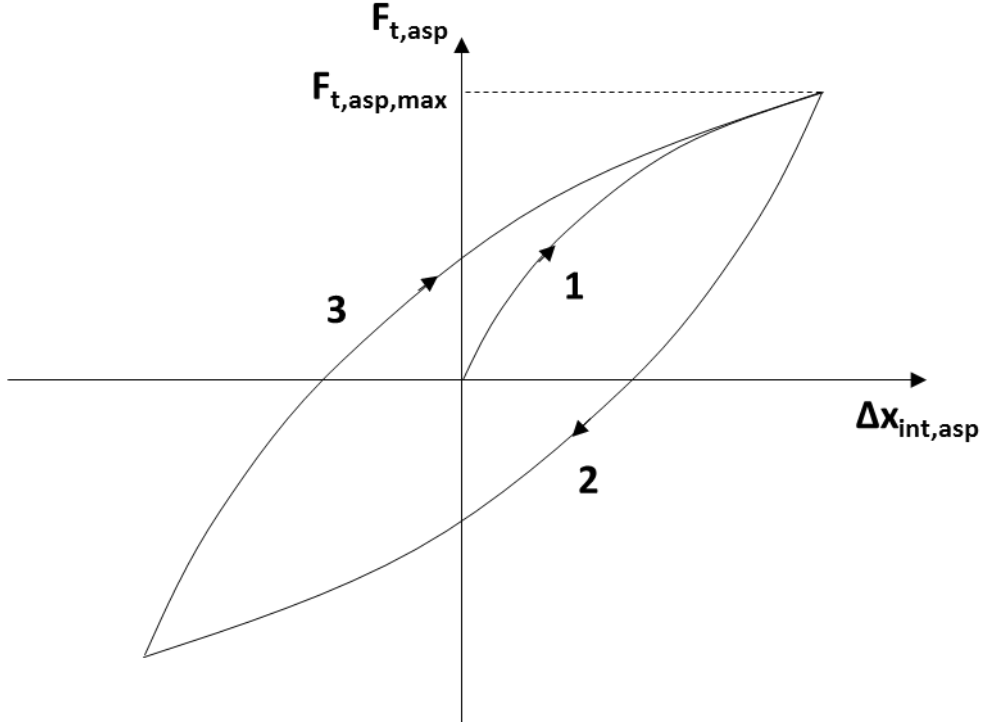


Figure 4-9 : Comportement tangentiel d'une aspérité. Charge (1), Décharge (2), Recharge (3).

Dans chacune de ces phases, le comportement est défini par une relation différente :

- Charge (1)

$$\overline{\overline{\Delta x_{int,asp}}} = 1 - \left(1 - \overline{\overline{F_{t,asp}}}\right)^{2/3} \quad (34)$$

- Décharge (2)

$$\overline{\overline{\Delta x_{int,asp}}} = 2 \left(1 - 0.5 \left(\overline{\overline{F_{t,asp,max}}} - \overline{\overline{F_{t,asp}}}\right)\right)^{2/3} - \left(1 - \overline{\overline{F_{t,asp,max}}}\right)^{2/3} - 1 \quad (35)$$

- Recharge (3)

$$\overline{\overline{\Delta x_{int,asp}}} = -2 \left(1 - 0.5 \left(\overline{\overline{F_{t,asp,max}}} + \overline{\overline{F_{t,asp}}}\right)\right)^{2/3} + \left(1 - \overline{\overline{F_{t,asp,max}}}\right)^{2/3} + 1 \quad (36)$$

avec

$$\begin{aligned} \overline{\overline{F_{t,asp}}} &= \frac{F_{t,asp}}{\mu_{asp} F_{n,asp}} \\ \overline{\overline{\Delta x_{int,asp}}} &= \frac{16 G_{eq} a_{asp}}{3 \mu_{asp} F_{n,asp}} \Delta x_{int,asp} \end{aligned} \quad (37)$$

4.2.3.1.3. Comportement global du contact équivalent

Après l'étude du comportement local d'une aspérité, le modèle EPB définit le comportement global du contact équivalent. De la même façon qu'au niveau local, le comportement global se décompose en un comportement normal et un comportement tangentiel. La notion de sommation statistique est utilisée pour passer de l'échelle locale à l'échelle globale. Il s'agit de coupler le comportement isolé d'une aspérité à la distribution statistique des sommets d'aspérités $\phi(z)$ sur la surface rugueuse équivalente, puis de réaliser une intégration sur toute la surface. La procédure de calcul est illustrée par la Figure 4-10.

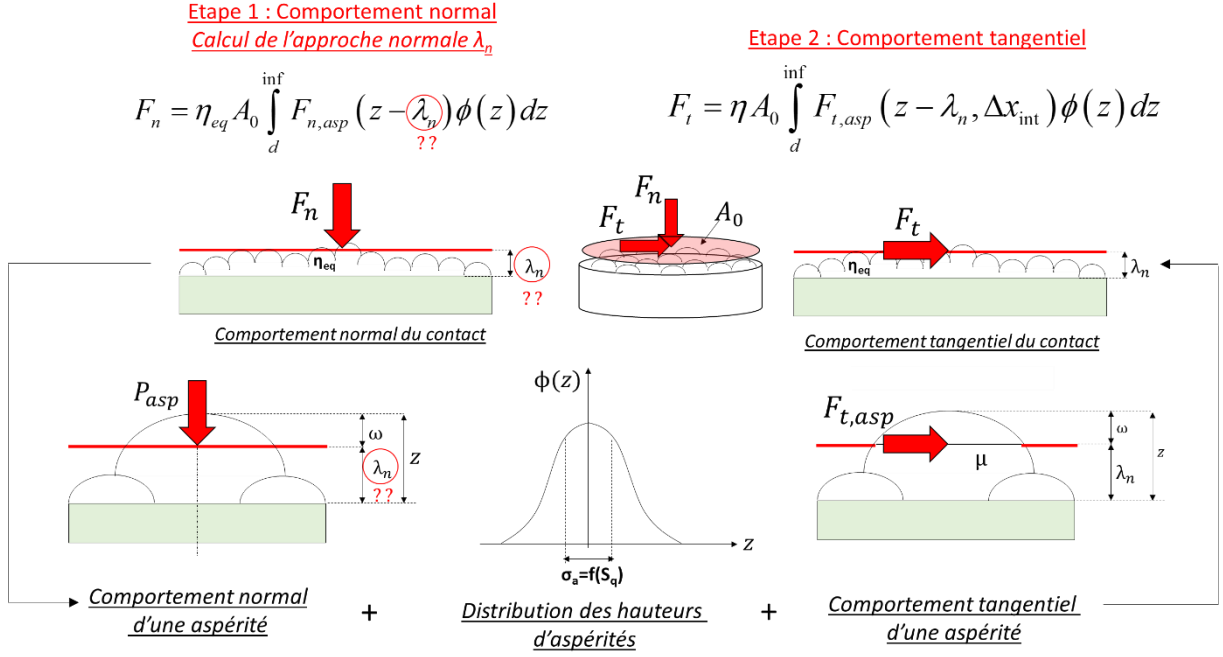


Figure 4-10 : Procédure de calcul du comportement tangentiel d'un contact selon le modèle EPB.

L'approche normale λ_n est supposée être une moyenne sur tout le contact et toutes les aspérités sont supposées travailler en parallèle, ce qui conduit à la relation (38).

$$\Delta x_{int,asp} = \Delta x_{int} \quad (38)$$

Elle traduit le fait que le glissement interfacial local $\Delta x_{int,asp}$ est identique au glissement interfacial global Δx_{int} , donc que le glissement interfacial Δx_{int} est uniforme sur le contact équivalent. Cette relation n'est valable que dans le cadre des hypothèses énoncées plus haut, notamment l'hypothèse de non-interaction entre contacts mono-aspérités.

- Distribution des sommets d'aspérités $\phi(z)$

Tout d'abord, la distribution des sommets d'aspérités sur la surface suit une loi normale $\phi(z)$, ce qui se traduit par la relation (39).

$$\phi(z) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}\sigma_a} \exp\left(-0.5\left(\frac{z}{\sigma_a}\right)^2\right) \quad (39)$$

Avec

$$\sigma_a = \sqrt{S_{q,eq}^2 - \frac{3.717 \times 10^{-4}}{(\eta_{eq} R_{eq})^2}} \quad (40)$$

- Comportement global normal (Etape 1 de la Figure 4-10)

Le comportement global normal du contact est obtenu en faisant une sommation statistique du comportement d'une aspérité. La relation (41) permet de faire le lien entre l'effort normal F_n et l'approche normale moyenne λ_n .

$$F_n = \eta_{eq} A_0 \int_d^{\inf} F_{n,asp} (z - \lambda_n) \phi(z) dz \quad (41)$$

L'effort normal global F_n étant supposé connu, une résolution numérique permet d'extraire l'approche normale moyenne λ_n du contact en résolvant numériquement la relation (41). La connaissance de cette

approche normale λ_n est nécessaire pour la détermination du comportement global tangentiel du contact dans un deuxième temps.

- Comportement global tangentiel (Etape 2 de la Figure 4-10)

Le comportement tangentiel F_t est obtenu par sommation statistique du comportement tangentiel d'une aspérité. Cela se traduit par la relation (42).

$$F_t = \eta A_0 \int_d^{\inf} F_{t,asp}(z - \lambda_n, \Delta x_{int}) \phi(z) dz \quad (42)$$

Comme le comportement tangentiel local d'une aspérité, le comportement tangentiel global est hystérétique. Il comprend donc également trois phases : charge (1), décharge (2) et recharge (3). Le modèle EPB distingue plusieurs comportements en fonction de la hauteur des aspérités z . Selon cette hauteur z , l'écrasement de l'aspérité ω correspondante ne sera pas le même. Le contact mono-aspérité correspondant pourra alors soit adhérer soit glisser lorsqu'il est sollicité tangentiellement. Ceci est illustré par la Figure 4-11.

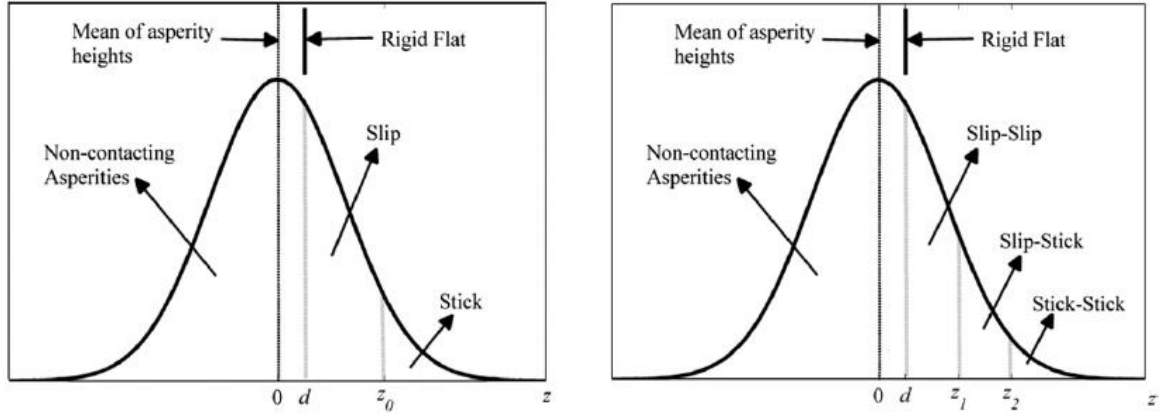


Figure 4-11 : Comportement adhérence / glissement des aspérités en fonction de leur hauteur z . Phase de charge (gauche) et phase décharge (droite) [ERI 2011].

Dans chacune de ces phases, le comportement tangentiel est défini par une relation différente :

○ Charge (1)

La phase de charge (1) se traduit par deux comportements mono-contact possibles selon la hauteur des aspérités, qui se traduisent par les relations (43).

$$F_{t,1} = \mu_{asp} F_{n,asp} \begin{cases} 1 - \left(1 - \frac{4G_{eq} \Delta x_{int}}{\mu_{asp} E_{eq} (z - \lambda_n)} \right)^{3/2} & z \leq z_0 \\ 1 & z > z_0 \end{cases} \quad (43)$$

Avec

$$z_0 = \lambda_n + \frac{4G_{eq}}{\mu_{asp} E_{eq}} \Delta x_{int} \quad (44)$$

○ Décharge (2)

En phase de décharge (2), les contacts mono-aspérité qui glissaient en phase de charge peuvent soit adhérer, soit continuer à glisser, selon leur état à la fin de la charge. Les contacts mono-aspérité qui adhéraient en fin de charge sont supposés continuer d'adhérer en décharge. Il en résulte trois

comportements mono-aspérité différents dans la phase de décharge. Ces comportements se traduisent par les relations (45).

$$F_{t,2} = \mu_{asp} F_{n,asp} \begin{cases} -1 & z \leq z_1 \\ 2 \left(1 - \frac{2G_{eq} (\Delta x_{int,max} - \Delta x_{int})}{\mu_{asp} E_{eq} (z - \lambda_n)} \right)^{3/2} - 1 & z_1 \leq z < z_2 \\ 2 \left(1 - \frac{2G_{eq} (\Delta x_{int,max} - \Delta x_{int})}{\mu_{asp} E_{eq} (z - \lambda_n)} \right)^{3/2} - \left(1 - \frac{4G_{eq} \Delta x_{int,max}}{\mu_{asp} E_{eq} (z - \lambda_n)} \right)^{3/2} - 1 & z_2 \leq z \end{cases} \quad (45)$$

Avec

$$\begin{aligned} z_1 &= \lambda_n + \frac{2G_{eq}}{\mu_{asp} E_{eq}} (\Delta x_{int,max} - \Delta x_{int}) \\ z_2 &= \lambda_n + \frac{4G_{eq}}{\mu_{asp} E_{eq}} \Delta x_{int,max} \end{aligned} \quad (46)$$

La phase de recharge (3) est supposée symétrique à la phase de décharge par rapport à la droite $y=x$. Cela se traduit par la relation (47).

$$F_{t,3}(\Delta x_{int}) = -F_{t,2}(-\Delta x_{int}) \quad (47)$$

Ces différents comportements sont pris en compte dans la relation (42) lors de la sommation statistique. Le comportement tangentiel obtenu est illustré par la courbe de la Figure 4-12. Celle-ci est obtenue en utilisant les paramètres expérimentaux issus de [ERI, 2011].

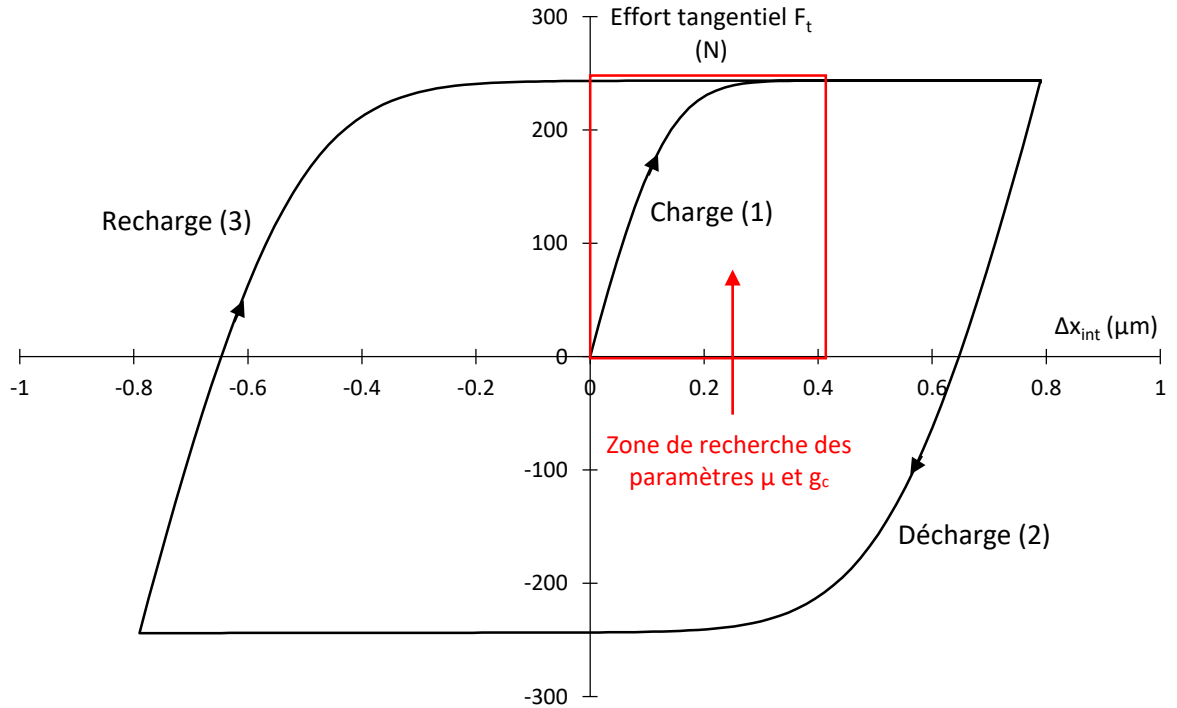


Figure 4-12 : Courbe de comportement du modèle EPB de base [ERI, 2011].

Sur cette courbe du modèle EPB de base, il est déjà possible d'identifier les paramètres de contact recherchés μ et g_c , comme le montre la Figure 4-13.

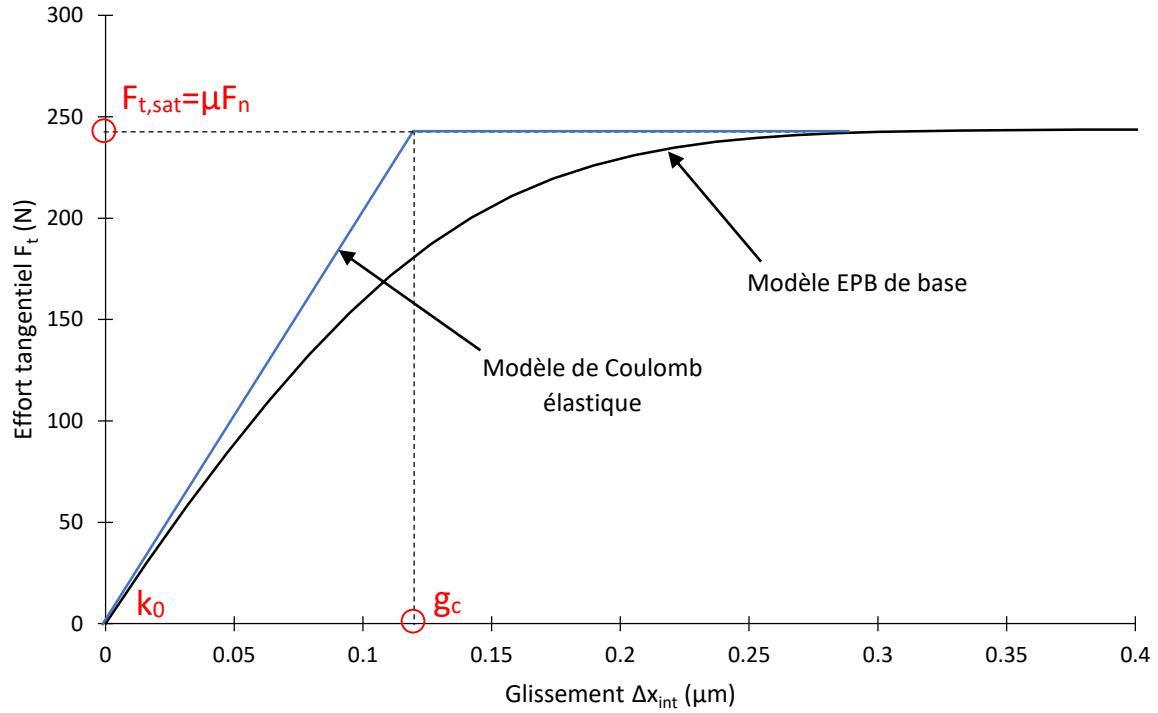


Figure 4-13 : Identification du coefficient de frottement μ et du glissement critique g_c sur la courbe de comportement tangentiel global du modèle EPB de base.

Le coefficient de frottement μ et le glissement critique g_c peuvent être identifiés sur la courbe de comportement du modèle EPB en faisant l'équivalence avec le modèle de Coulomb élastique utilisé dans ces travaux [HIB, 1992]. Celui-ci prend en compte une raideur de contact k_0 , qui est identifiée comme étant la raideur initiale de la courbe de la Figure 4-13. Cette raideur k_0 est identifiée pour un incrément de glissement Δx_{int} initial de $0.01 \mu\text{m}$. Dans un premier temps, le coefficient de frottement μ est identifié en divisant l'effort tangentiel de saturation $F_{t,sat}$ par l'effort normal F_n , supposé connu.

$$\mu = \frac{F_{t,sat}}{F_n} \quad (48)$$

Dans un second temps, le glissement critique g_c est calculé comme étant le glissement interfacial Δx_{int} atteint lorsque l'effort du modèle de Coulomb élastique atteint l'effort tangentiel de saturation $F_{t,sat}$, ce qui se traduit par la relation (49).

$$g_c = \frac{F_{t,sat}}{k_0} \quad (49)$$

Bien que le modèle EPB de base puisse éventuellement être suffisant pour identifier ces paramètres, nous allons voir que certains aspects de ce modèle peuvent être discutés, ce qui débouchera sur deux améliorations le rendant spécifique aux liaisons vissées et plus pratique, bien qu'affectant très peu le comportement du modèle EPB de base.

4.2.3.2. Discussion et évolutions concernant le modèle EPB

Le modèle EPB de base est confronté à des résultats d'essais de cisaillement sur des liaisons boulonnées dans [ERI, 2011], comme le montre la Figure 4-14 pour un des cas expérimentaux ($F_n = 331 \text{ N}$).

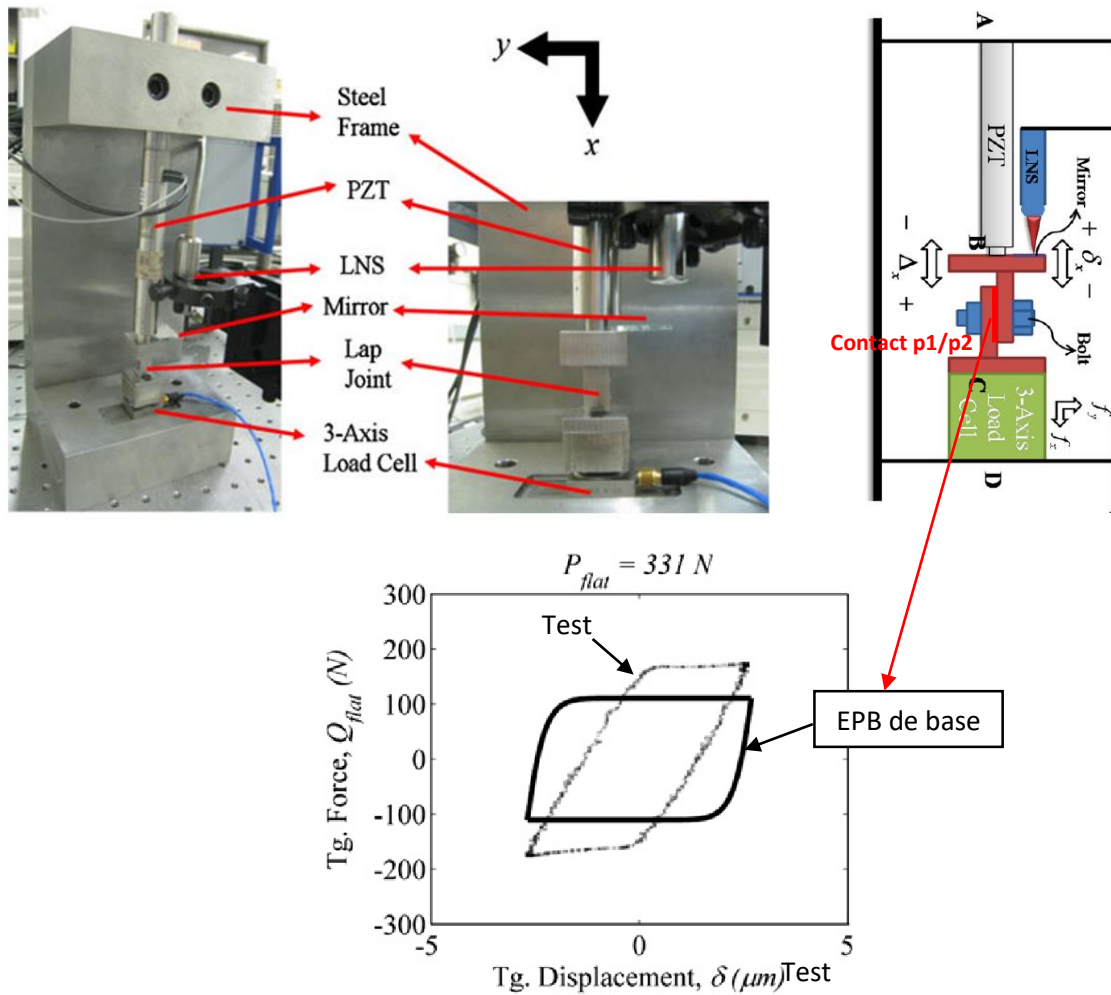


Figure 4-14 : Vues détaillée et schématique du banc d'essai de fretting d'Eriten (haut) et un résultat d'essai superposé au modèle EPB (bas) [ERI, 2011].

Dans l'article de référence [ERI, 2011], les auteurs testent plusieurs niveaux d'effort normal F_n et plusieurs niveaux de déplacement maximal imposé. Les résultats montrent que le modèle EPB de base surestime la raideur initiale expérimentale. Le résultat de la Figure 4-14 a été sélectionné afin de mettre cela en évidence et de faire des confrontations dans la suite de l'étude. Pour expliquer ces écarts entre les résultats expérimentaux et le modèle EPB de base, les auteurs mettent notamment en cause le fait de supposer une répartition de pression uniforme sur le contact entre les pièces. Or, comme évoqué précédemment (voir 3.5.1), cela n'est pas le cas en réalité. Les auteurs mettent aussi en cause les phénomènes d'adhésion, qui ne sont pas pris en compte dans le modèle EPB de base.

Nous proposons une autre explication à ces écarts. D'une part, une observation rapide de la courbe de la Figure 4-14 montre que l'effort tangentiel de saturation expérimental est environ égal à 200 N, ce qui implique un coefficient de frottement de 0.6 environ. Or, pour des contacts métal/métal, de tels coefficients de frottement ne peuvent être atteints que pour des surfaces ayant subi un nettoyage spécial ou bien si l'essai a été réalisé sous vide [RAB, 1995] [BLA, 2007], ce qui n'est pas le cas. D'autre part, nous pouvons voir sur les vues détaillée et schématique du banc d'essai sur la Figure 4-14 que le déplacement tangentiel utilisé pour tracer la courbe expérimentale n'est pas mesuré strictement au niveau du contact p1/p2 mais plutôt au niveau des pièces assemblées. Ainsi, il nous semble évident que le déplacement expérimental comprend le glissement du contact p1/p2 mais aussi une composante liée à l'élasticité des pièces. De plus, l'effort tangentiel mesuré à l'extrémité d'une des plaques comprend l'effort de frottement $F_{x,p}$, mais aussi l'effort de frottement $F_{x,v}$. Or, le

développement du modèle analytique de cisaillement a montré que l'effort $F_{x,v}$ n'était pas négligeable. Ceci pourrait expliquer que l'effort tangentiel mesuré expérimentalement par Eriten soit assez élevé pour produire un coefficient de frottement équivalent de 0.6 environ. Cet effort correspondrait à l'effort total de cisaillement F_x du modèle analytique de cisaillement, soit à la somme des efforts $F_{x,v}$ et $F_{x,p}$, et non à l'effort $F_{x,p}$ seulement comme supposé sur la confrontation de la Figure 4-14. A notre avis, le banc d'essais développé par Eriten permet de mesurer le comportement complet d'une liaison boulonnée et non pas le comportement isolé du contact p1/p2. Or, le modèle analytique de cisaillement montre que le comportement d'une liaison ne peut pas être réduit au comportement du contact p1/p2. Nous pensons que les écarts observés proviennent du fait de comparer le comportement analytique d'un modèle de contact avec le comportement expérimental complet d'une liaison vissée. Pour faire des confrontations cohérentes, il aurait fallu mesurer les déplacements au plus proche du contact p1/p2, comme nous l'avons fait lors des essais présentés dans le chapitre 2. Les déplacements mesurés au plus proche du contact p1/p2 sont forcément plus faibles que ceux mesurés par Eriten, donc le comportement réel de ce contact est, a priori, plus raide que celui mesuré expérimentalement. Pour ces différentes raisons, il nous semble normal que le comportement analytique obtenu avec le modèle EPB ait une raideur plus élevée et un effort de saturation plus faible que dans le comportement expérimental. Bien que contestable, il nous semble que la confrontation proposée sur la Figure 4-14 va plutôt dans le bon sens par rapport à une validation expérimentale du modèle EPB.

Afin de vérifier cette proposition, nous avons voulu tester une des causes invoquées par Eriten pour expliquer ces écarts. Il s'agit de la prise en compte de la répartition non-uniforme des pressions $p_p(r)$ sur le contact p1/p2 à l'aide du modèle de Fernlund [FER, 1961]. Le nouveau modèle de contact ainsi obtenu est appelé modèle « EPB-Fernlund » ou « EPBF ». Son développement est détaillé en annexe A2.1.1. Les résultats issus du modèle EPBF et du modèle EPB sont confrontés aux résultats expérimentaux d'Eriten sur la Figure 4-15 (la qualité de l'image d'origine ne permet une confrontation très précise mais il nous semble qu'elle est suffisante).

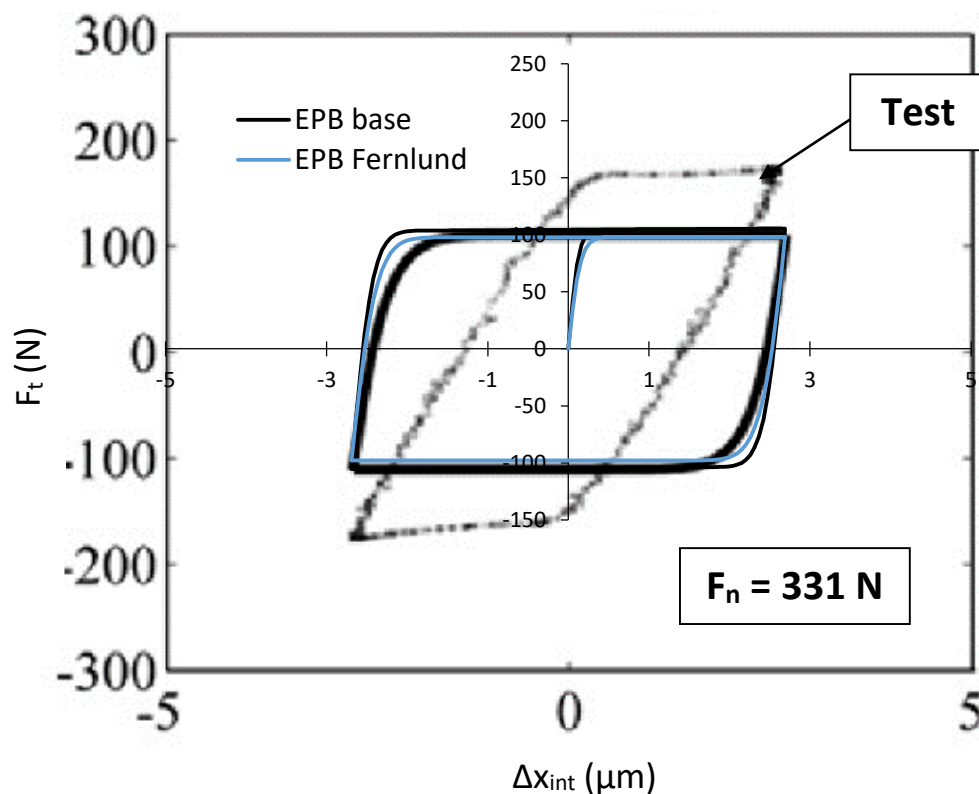


Figure 4-15 : Confrontation des comportements tangentiels du modèle EPB de base, du modèle EPBF et des résultats expérimentaux de la Figure 4-14.

Comme le montre la Figure 4-15, la prise en compte d'une répartition de pressions $p_p(r)$ non-uniforme sur le contact p1/p2 ne modifie quasiment pas le comportement du modèle EPB de base. Même si elle permet d'obtenir un modèle plus adapté au cas des liaisons vissées, cette modification ne permet donc pas d'expliquer les écarts du modèle EPB avec les résultats expérimentaux. Nous pensons donc que l'argument invoqué par Eriten concernant la répartition des pressions n'est pas valable. Par ailleurs, la deuxième cause invoquée, c'est-à-dire les phénomènes d'adhésion, ne nous semble pas valable non plus car les forces d'adhésion ont plutôt tendance à s'opposer au glissement interfacial et donc à augmenter la raideur tangentielle du contact, ce qui ne va pas dans le sens de se rapprocher des résultats expérimentaux de la Figure 4-14. Il nous semble que la raison que nous proposons, à savoir le fait que le comportement mesuré expérimentalement est celui de la liaison et non du contact p1/p2, est valable. A l'issue de cette analyse, bien que les confrontations dans [ERI, 2011] soient encourageantes, il ressort qu'il n'existe pas dans la littérature actuelle de résultats expérimentaux permettant de valider les modèles EPB et EPBF. Nous proposons de valider indirectement ces modèles de contact dans ces travaux en validant expérimentalement le modèle analytique de cisaillement d'une liaison vissée dans lequel les paramètres de contact μ et g_c sont identifiés par le biais de ces modèles. La confrontation analytique / expérimentale correspondante aura lieu dans le chapitre 5.

Par ailleurs, la définition de la rugosité du contact dans le modèle EPB passe par la connaissance des trois paramètres de rugosité $S_{q,eq}$, R_{eq} et η_{eq} (voir Figure 4-7). Or, ces paramètres ne sont pas très « pratiques » pour un utilisateur industriel car ils ne sont pas systématiquement identifiés industriellement. Un paramètre couramment employé industriellement est le Ra , car il est souvent renseigné sur les plans de définition des pièces. Bien qu'il ne soit à lui seul pas suffisant pour définir la rugosité d'une surface [GAD, 2002], il a semblé intéressant d'essayer de le relier aux paramètres de rugosité du modèle EPB, de façon à ce que le Ra soit le seul paramètre de rugosité à renseigner. La procédure d'identification des paramètres $S_{q,eq}$, R_{eq} et η_{eq} à partir du Ra est détaillée en annexe A2.1.2. La confrontation avec les modèles EPB et EPBF montre que cette amélioration a un impact négligeable sur le comportement tangentiel global de ces modèles. Les modèles de contact ainsi obtenus sont appelés modèle « EPB-Fernlund-Ra » ou modèle « EPBFR » et modèle « EPB-Ra » ou « EPBR ».

Dans ces travaux, les paramètres μ_p et $g_{c,p}$ du modèle analytique de cisaillement () sont identifiés à partir du modèle EPBFR car la répartition des pressions sur le contact p1/p2 est non-uniforme, tandis que les paramètres μ_v et $g_{c,v}$ sont identifiés à partir du modèle EPBR. La performance de cette approche sera évaluée dans le chapitre 5 en confrontant le comportement issu du modèle analytique de cisaillement aux résultats expérimentaux du chapitre 2. Cette confrontation permettra aussi d'évaluer expérimentalement la performance des modèles EPB, EPBR et EPBFR.

4.2.4. Validation du modèle analytique de cisaillement de base

4.2.4.1. Cas témoin

Dans un premier temps, le modèle analytique de cisaillement est confronté à la configuration témoin de MEF3D de LIG. Il s'agit de la configuration centrale du plan d'expériences présenté dans le chapitre 3. Cette confrontation est illustrée par la Figure 4-16.

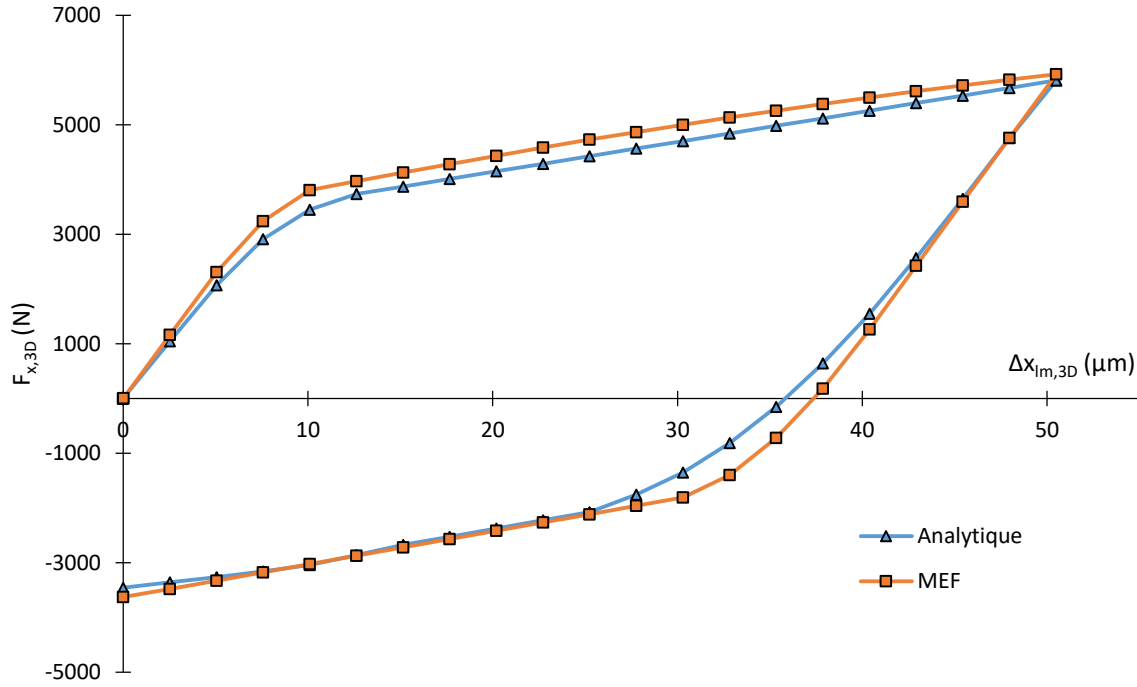


Figure 4-16 : Confrontation analytique / numérique de la relation entre l'effort de cisaillement total $F_{x,3D}$ et le glissement à ligne moyenne $\Delta x_{lm,3D}$ sur la configuration témoin de MEF3D de LIG.

D'après la confrontation, le modèle analytique de cisaillement donne de bons résultats sur la configuration témoin. Globalement, le modèle analytique sous-estime légèrement l'effort de cisaillement $F_{x,3D}$, avec un écart relatif maximal de 6.2 %. Ceci est principalement dû à une sous-estimation de l'effort $F_{x,p}$, comme le montre la Figure 4-17 (gauche).

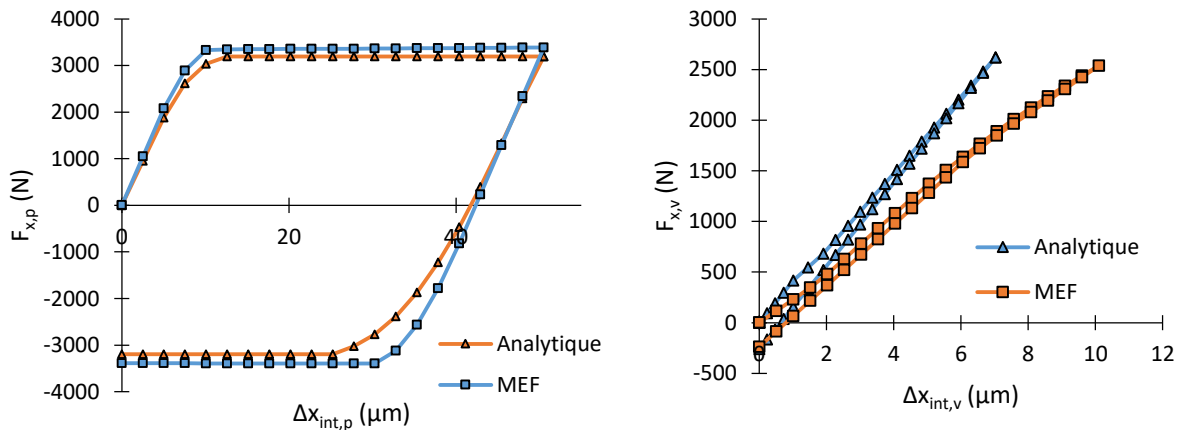


Figure 4-17 : Relations glissement interfacial-effort sur les contacts p1/p2 (gauche) et v/r (droite). Confrontation analytique / numérique sur la configuration témoin de MEF3D de LIG.

La raideur tangentielle du contact p1/p2 $k_{x,p,0}$ est sous-estimée de 6.3% par le modèle analytique, ce qui entraîne une sous-estimation de l'effort $F_{x,p}$ dans la phase de glissement partiel de ce contact. L'effort de saturation $\mu_p \times P_0$ est aussi sous-estimé par le modèle analytique, avec un écart relatif quasi-constant de 5.3%. Autant pour la raideur $k_{x,p,0}$ que pour l'effort de saturation $\mu_p \times P_0$, les écarts viennent du comportement plus complexe des contacts dans le MEF3D. En effet, certaines hypothèses ont été adoptées afin de construire le modèle analytique de cisaillement. Par exemple, les moments de flexion ne sont pas pris en compte. Or, le MEF3D montre que le moment de flexion sur le contact p1/p2 a

tendance à accélérer la propagation du glissement, ce qui se traduit par une phase de glissement partiel plus limitée que dans le modèle analytique. L'écart dans la phase de décharge est également dû à cette propagation du glissement qui pilote la transition adhérence / glissement du contact. Concernant le contact v/r , son comportement est globalement bien estimé en effort. Cependant, le glissement interfacial $\Delta x_{int,v}$ de ce contact est sous-estimé par le modèle analytique, avec un écart relatif maximal 26.1% en fin de charge. Nous attribuons également cet écart à la présence d'un moment de flexion sous la tête de vis, qui n'est pas pris en compte dans le modèle analytique, et à l'hypothèse d'un glissement uniforme.

Concernant la raideur initiale en cisaillement $k_{x,0}$, le modèle analytique donne une valeur de $2.10.10^5$ N/mm contre $2.33.10^5$ N/mm pour le MEF3D, pour un glissement à ligne moyenne $\Delta x_{lm,3D}$ de $0.01 \mu m$. L'écart relatif sur cette raideur initiale $k_{x,0}$ est donc de 9.9 %, ce qui est jugé correct pour une première confrontation.

Le modèle analytique de cisaillement et le modèle de raideur initiale en cisaillement sont « prévalidés » sur la configuration témoin de MEF3D de LIG. Il faut maintenant les valider sur le domaine d'étude représentatif (« DER ») défini dans le chapitre 3. Pour cela, nous avons choisi d'utiliser la méthode des plans d'expériences.

4.2.4.2. Validation par la méthode des plans d'expériences

Afin de valider le modèle analytique de cisaillement et la formulation analytique de la raideur initiale en cisaillement sur le DER défini dans le chapitre 3, la méthode des plans d'expériences est utilisée. Cette méthode consiste à sélectionner des configurations d'étude optimales permettant de balayer le DER de façon relativement homogène tout en évitant l'étude de toutes les configurations possibles. La démarche mise en place pour la définition du plan d'expériences est détaillée dans le chapitre 3 lors de la définition du MEF3D paramétrique de LIG. La démarche consiste à faire des confrontations analytique / numérique sur les 54 configurations du plans d'expériences et à évaluer la performance des modèles analytiques sur l'ensemble du DER en prenant les résultats numériques comme références.

Les grandeurs de sorties étudiées doivent représenter le comportement en cisaillement dans sa globalité et sans équivoque possible. Pour cela, quatre grandeurs de sorties ont été retenues :

- La raideur en cisaillement initiale $k_{x,0}$, obtenue analytiquement avec la relation (27).
- Le glissement interfacial maximal $\Delta x_{int,p,max}$;
- Le glissement interfacial résiduel $\Delta x_{int,p,res}$;
- L'effort de cisaillement total maximal $F_{x,3D,max}$.

Ces grandeurs de sortie sont volontairement orientées sur le glissement interfacial des pièces $\Delta x_{int,p}$ car il s'agit d'une priorité dans ces travaux. Nous avons vu dans les chapitres 2 et 3 que le glissement interfacial résiduel $\Delta x_{int,p,res}$ est une grandeur intéressante plutôt par rapport à la phase de lancement, tandis que le glissement interfacial maximal $\Delta x_{int,p,max}$ plutôt par rapport à la phase orbitale. La raideur initiale en cisaillement $k_{x,0}$ est utilisée pour définir le comportement du nouveau connecteur linéaire défini dans le chapitre 3. L'effort de cisaillement total maximal $F_{x,3D,max}$ est choisi de façon à compléter la validation du modèle avec une grandeur en effort.

4.2.4.2.1. Résultats

Tous les résultats du plan d'expériences sont renseignés dans le Tableau 4-1. Les écarts relatifs supérieurs à 50% sont surlignés en orange. La valeur de 50% est choisie arbitrairement car nous n'avons pas trouvé de valeur consensuelle dans la littérature. Nous considérons que l'analyse de ce plan d'expériences doit se faire de façon globale et non localement sur certaines configurations.

Conf	$k_{x,0}$ (eq.27)		ER	$\Delta x_{int,p,max}$		ER	$\Delta x_{int,p,res}$		ER	$F_{x,max}$		ER
	N/mm		--	μm		--	μm		--	N		--
	AN	MEF	--	AN	MEF	--	AN	MEF	--	AN	MEF	--
1	1.29E+05	7.42E+04	73.76%	0.00E+00	0.00E+00	—	0.00E+00	0.00E+00	—	0.00E+00	0.00E+00	—
2	6.06E+04	4.95E+04	22.47%	4.74E+01	4.65E+01	1.9%	4.12E+01	3.58E+01	15.1%	6.06E+04	4.95E+04	22.5%
3	8.75E+04	6.88E+04	27.13%	8.70E+01	8.39E+01	3.8%	7.26E+01	5.30E+01	36.9%	8.75E+04	6.88E+04	27.1%
4	2.69E+05	2.46E+05	9.42%	9.99E+01	9.99E+01	0.0%	9.87E+01	9.75E+01	1.2%	2.69E+05	2.46E+05	9.4%
5	9.47E+04	9.26E+04	2.31%	0.00E+00	0.00E+00	—	0.00E+00	0.00E+00	—	0.00E+00	0.00E+00	—
6	5.09E+04	4.99E+04	1.99%	4.88E+01	4.89E+01	-0.2%	3.68E+01	3.32E+01	11.0%	5.09E+04	4.99E+04	2.0%
7	4.32E+05	4.14E+05	4.43%	5.04E+01	5.04E+01	0.0%	4.92E+01	4.90E+01	0.4%	4.32E+05	4.14E+05	4.4%
8	4.04E+04	3.90E+04	3.63%	9.96E+01	9.97E+01	-0.1%	9.35E+01	9.20E+01	1.6%	4.04E+04	3.90E+04	3.6%
9	8.97E+04	8.78E+04	2.12%	0.00E+00	0.00E+00	—	0.00E+00	0.00E+00	—	0.00E+00	0.00E+00	—
10	1.83E+05	1.64E+05	11.56%	0.00E+00	0.00E+00	—	0.00E+00	0.00E+00	—	0.00E+00	0.00E+00	—
11	1.10E+06	8.39E+05	30.51%	4.57E+01	4.59E+01	-0.4%	1.53E+01	1.03E+01	49.1%	1.10E+06	8.39E+05	30.5%
12	7.09E+05	5.53E+05	28.27%	9.32E+01	9.24E+01	0.9%	8.87E+01	8.42E+01	5.4%	7.09E+05	5.53E+05	28.3%
13	1.78E+05	1.93E+05	-7.54%	8.91E+01	9.44E+01	-5.6%	7.73E+01	7.81E+01	-0.9%	1.78E+05	1.93E+05	-7.5%
14	3.91E+05	7.80E+05	-49.93%	0.00E+00	0.00E+00	—	0.00E+00	0.00E+00	—	0.00E+00	0.00E+00	—
15	2.19E+05	2.52E+05	-13.09%	4.44E+01	4.73E+01	-6.3%	3.97E+01	4.11E+01	-3.4%	2.19E+05	2.52E+05	-13.1%
16	3.26E+05	2.60E+05	25.43%	4.59E+01	4.04E+01	13.6%	3.35E+01	2.52E+01	33.1%	3.26E+05	2.60E+05	25.4%
17	8.86E+05	6.69E+05	32.35%	9.91E+01	9.64E+01	2.8%	3.30E+01	1.85E+01	77.7%	8.86E+05	6.69E+05	32.3%
18	5.05E+05	3.71E+05	36.31%	0.00E+00	0.00E+00	—	0.00E+00	0.00E+00	—	0.00E+00	0.00E+00	—
19	2.09E+05	1.81E+05	15.41%	0.00E+00	0.00E+00	—	0.00E+00	0.00E+00	—	0.00E+00	0.00E+00	—
20	2.33E+06	1.03E+06	126.70%	4.05E+01	3.38E+01	19.7%	3.95E+01	2.08E+01	90.3%	2.33E+06	1.03E+06	126.7%
21	8.61E+05	5.11E+05	68.59%	8.62E+01	8.20E+01	5.2%	1.97E+01	1.61E+01	22.2%	8.61E+05	5.11E+05	68.6%
22	3.61E+05	3.13E+05	15.24%	9.67E+01	9.53E+01	1.4%	8.73E+01	8.23E+01	6.0%	3.61E+05	3.13E+05	15.2%
23	1.42E+06	1.64E+06	-13.37%	0.00E+00	0.00E+00	—	0.00E+00	0.00E+00	—	0.00E+00	0.00E+00	—
24	3.08E+05	2.39E+05	28.95%	4.85E+01	4.74E+01	2.4%	1.82E+01	2.07E+01	-12.2%	3.08E+05	2.39E+05	28.9%
25	3.41E+05	2.60E+05	31.42%	3.86E+01	4.26E+01	-9.4%	2.79E+01	3.13E+01	-10.7%	3.41E+05	2.60E+05	31.4%
26	6.41E+05	6.54E+05	-1.97%	8.32E+01	8.91E+01	-6.6%	8.04E+01	8.54E+01	-5.9%	6.41E+05	6.54E+05	-2.0%
27	3.40E+05	2.15E+05	58.34%	0.00E+00	0.00E+00	—	0.00E+00	0.00E+00	—	0.00E+00	0.00E+00	—
28	1.01E+05	1.28E+05	-21.13%	0.00E+00	0.00E+00	—	0.00E+00	0.00E+00	—	0.00E+00	0.00E+00	—
29	5.49E+04	6.07E+04	-9.46%	4.50E+01	4.79E+01	-6.1%	3.96E+01	4.05E+01	-2.2%	5.49E+04	6.07E+04	-9.5%
30	3.93E+04	4.15E+04	-5.18%	9.16E+01	9.66E+01	-5.3%	7.93E+01	7.73E+01	2.6%	3.93E+04	4.15E+04	-5.2%
31	5.03E+05	4.86E+05	3.44%	9.94E+01	9.97E+01	-0.3%	9.32E+01	9.09E+01	2.5%	5.03E+05	4.86E+05	3.4%
32	1.33E+05	1.24E+05	7.11%	0.00E+00	0.00E+00	—	0.00E+00	0.00E+00	—	0.00E+00	0.00E+00	—
33	4.10E+04	3.04E+04	34.76%	5.02E+01	5.04E+01	-0.5%	4.37E+01	4.15E+01	5.4%	4.10E+04	3.04E+04	34.8%
34	1.17E+05	1.43E+05	-18.11%	4.56E+01	4.76E+01	-4.2%	3.83E+01	2.59E+01	47.9%	1.17E+05	1.43E+05	-18.1%
35	3.62E+04	3.24E+04	11.48%	9.77E+01	9.84E+01	-0.7%	9.27E+01	9.30E+01	-0.2%	3.62E+04	3.24E+04	11.5%
36	2.74E+04	1.95E+04	40.30%	0.00E+00	0.00E+00	—	0.00E+00	0.00E+00	—	0.00E+00	0.00E+00	—
37	2.16E+05	1.59E+05	35.38%	0.00E+00	0.00E+00	—	0.00E+00	0.00E+00	—	0.00E+00	0.00E+00	—
38	1.01E+05	8.46E+04	19.26%	4.77E+01	4.74E+01	0.6%	3.99E+01	3.65E+01	9.5%	1.01E+05	8.46E+04	19.3%
39	4.01E+05	3.61E+05	11.07%	6.64E+01	6.68E+01	-0.5%	6.39E+01	4.24E+01	50.6%	4.01E+05	3.61E+05	11.1%
40	3.25E+05	2.84E+05	14.51%	9.10E+01	9.09E+01	0.1%	8.38E+01	7.51E+01	11.6%	3.25E+05	2.84E+05	14.5%
41	1.40E+05	1.18E+05	18.30%	0.00E+00	0.00E+00	—	0.00E+00	0.00E+00	—	0.00E+00	0.00E+00	—
42	5.91E+05	1.03E+06	-42.49%	4.37E+01	4.42E+01	-1.2%	4.13E+01	3.84E+01	7.3%	5.91E+05	1.03E+06	-42.5%
43	4.05E+05	2.91E+05	39.07%	4.35E+01	4.64E+01	-6.2%	3.64E+01	3.99E+01	-8.8%	4.05E+05	2.91E+05	39.1%
44	4.83E+04	3.32E+04	45.64%	9.93E+01	9.96E+01	-0.3%	9.03E+01	8.77E+01	2.9%	4.83E+04	3.32E+04	45.6%
45	7.53E+05	8.66E+05	-13.07%	0.00E+00	0.00E+00	—	0.00E+00	0.00E+00	—	0.00E+00	0.00E+00	—
46	1.25E+05	1.57E+05	-20.14%	0.00E+00	0.00E+00	—	0.00E+00	0.00E+00	—	0.00E+00	0.00E+00	—
47	2.25E+05	4.15E+05	-45.88%	1.31E+01	3.58E+01	-63.4%	1.11E+01	1.32E+01	-15.7%	2.25E+05	4.15E+05	-45.9%
48	2.76E+05	9.01E+05	-69.38%	1.62E+01	6.14E+01	-73.5%	2.87E+01	3.37E+01	-14.7%	2.76E+05	9.01E+05	-69.4%
49	2.20E+05	2.10E+05	4.89%	9.16E+01	9.69E+01	-5.5%	6.89E+01	6.22E+01	10.9%	2.20E+05	2.10E+05	4.9%
50	4.10E+05	5.08E+05	-19.35%	0.00E+00	0.00E+00	—	0.00E+00	0.00E+00	—	0.00E+00	0.00E+00	—
51	5.25E+05	8.84E+05	-40.60%	2.87E+01	3.82E+01	-24.7%	2.63E+01	3.61E+01	-27.2%	5.25E+05	8.84E+05	-40.6%
52	3.27E+05	3.00E+05	8.93%	4.95E+01	4.97E+01	-0.3%	3.08E+01	3.87E+01	-20.2%	3.27E+05	3.00E+05	8.9%
53	3.97E+05	3.53E+05	12.28%	9.77E+01	9.81E+01	-0.3%	7.45E+01	7.91E+01	-5.8%	3.97E+05	3.53E+05	12.3%
54	2.76E+06	3.92E+06	-29.68%	0.00E+00	0.00E+00	—	0.00E+00	0.00E+00	—	0.00E+00	0.00E+00	—

Tableau 4-1 : Résultats du plan d'expériences pour la validation du modèle analytique de cisaillement et de la formulation analytique de la raideur en cisaillement.

Les valeurs de raideurs initiales sont issues d'un premier plan d'expériences ne comprenant pas le paramètre d'entrée $\Delta x_{lm,3D}$. En effet, la sollicitation n'a pas d'impact sur la raideur initiale $k_{x,0}$. La matrice d'expériences correspondantes est définie en annexe A4.1.2. Numériquement, il faut quand même fixer une valeur de $\Delta x_{lm,3D}$, afin d'obtenir un résultat de calcul. Après une étude de convergence

de la raideur initiale $k_{x,0}$ en fonction de l'incrément de $\Delta x_{lm,3D}$ initial, un incrément initial $\Delta x_{lm,3D} = 0.01 \mu m$ a été retenu et maintenu fixe dans ce plan d'expériences.

Dans le plan d'expériences comprenant 16 paramètres, dont la sollicitation $\Delta x_{lm,3D}$, certaines sorties sont nulles car la valeur minimale du paramètre $\Delta x_{lm,3D}$ a été fixée à 0. Il s'agit d'un niveau qui peut théoriquement être rencontré dans les simulations numériques industrielles. Le calcul de l'écart relatif analytique / numérique sur les configurations correspondantes n'est donc pas possible.

4.2.4.2.2. Analyse

Dans l'analyse des résultats, le MEF3D de LIG est toujours pris comme référence par rapport au modèle analytique. L'analyse des résultats du plan d'expériences consiste, pour chaque grandeur de sortie, à :

- Analyser la performance générale du modèle analytique
→ Comptabiliser les configurations dépassant un écart relatif de 50% (valeur fixée arbitrairement) ;
- Approfondir l'analyse pour proposer des améliorations du modèle analytique
 - Réaliser une analyse de la variance comparative analytique / numérique [GOU, 2006]
→ identification de l'effet moyen de chaque paramètre et des paramètres les plus influents. Pour identifier les paramètres les plus influents, nous considérons que leurs effets cumulés doivent représenter au moins 80% de l'effet total ;
 - Réaliser une analyse de la variance des écarts relatifs engendrés par les paramètres influents et étudier les interactions entre paramètres influents ;

→ identification des paramètres d'entrée responsables des écarts relatifs analytique / numérique et des interactions en vue d'une amélioration ou d'une correction du modèle analytique.

Raideur initiale $k_{x,0}$

Des écarts relatifs de plus de 50% sont atteints sur 5 configurations, ce qui représente 9.3 % du nombre de configurations total. Cela nous paraît acceptable pour un premier modèle analytique. Une analyse de la variance permet d'étudier les effets purs de chaque paramètre sur la raideur initiale $k_{x,0}$. Ceux-ci sont détaillés sur la Figure 4-18 et classés par ordre d'influence dans le Tableau 4-2.

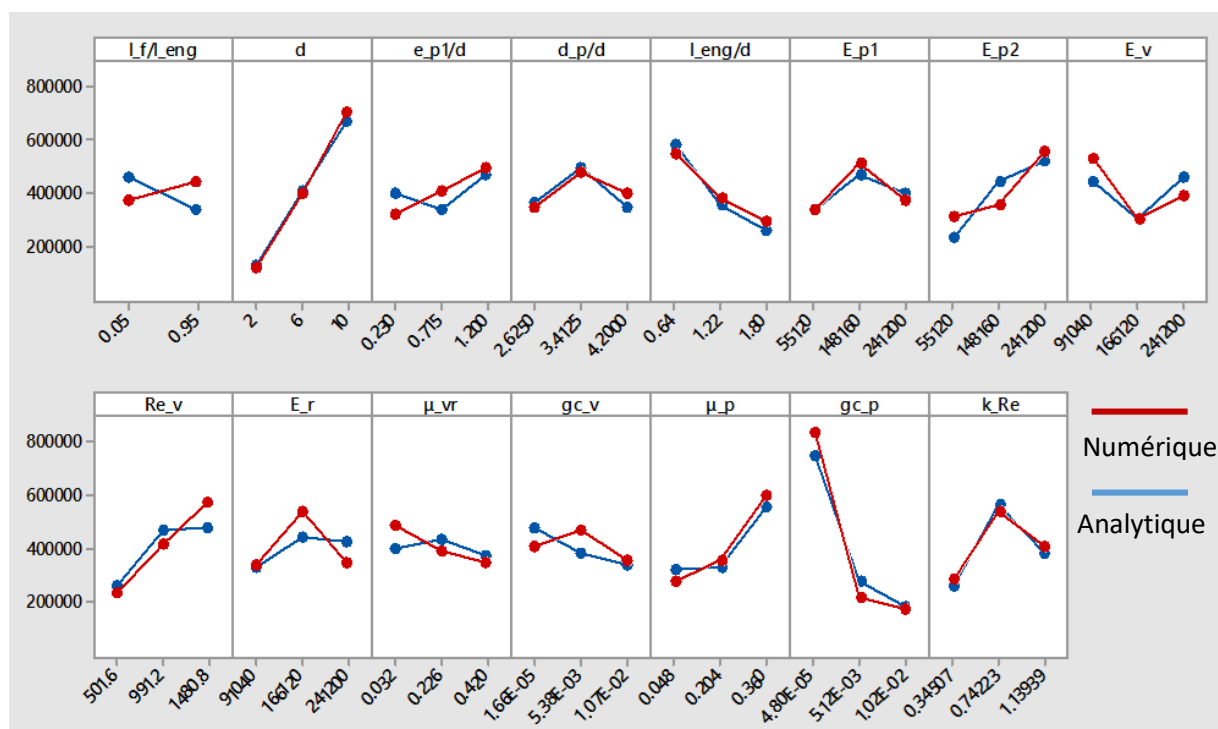


Figure 4-18 : Confrontation analytique/numérique des effets purs des paramètres d'entrée sur la raideur initiale $k_{x,0}$.

Paramètre	Effet (sur chaque plage)	Contribution individuelle	Contribution cumulée
$g_{c,p}$	--	20.1%	20.1%
d	++	19.0%	39.1%
l_{eng}/d	--	11.4%	50.5%
E_{p2}	++	10.2%	60.8%
μ_p	++	8.3%	69.0%
$R_{e,v}$	++	7.4%	76.4%
$g_{c,v}$	+-	5.0%	81.4%
Autres		18.6%	100.0%

Tableau 4-2 : Classement des paramètres influents sur la raideur initiale $k_{x,0}$ (numérique).

Si l'on considère que la raideur initiale en cisaillement $k_{x,0}$ peut s'écrire comme une fonction multilinéaire associant un poids à chaque paramètre, elle peut se traduire par la relation (50).

$$k_{x,0} = a_0 + a_1 g_{c,p} + a_2 d \dots \quad (50)$$

Les coefficients a_0 , a_1 , etc. représentent le poids de chaque paramètre. Dans le tableau Tableau 4-2, la colonne « Contribution individuelle » correspond à la contribution de chaque paramètre au modèle analytique multilinéaire défini par la relation (50). La colonne « Contribution Cumulée » correspond à la contribution cumulée des paramètres. Lorsque cette contribution cumulée atteint 80% ou plus, nous considérons que les paramètres avant 80% sont influents et doivent être pris en compte dans l'analyse, tandis que les paramètres après 80% sont supposés avoir une influence faible voire négligeable et ne sont pas pris en compte dans l'analyse.

D'après le Tableau 4-2, les paramètres les plus influents sur la raideur initiale en cisaillement $k_{x,0}$ sont les suivants :

- Paramètres du contact p1/p2 : $g_{c,p}$ et μ_p
- Paramètres de précharge : d , $R_{e,v}$
- Souplesse de la pièce 2 : l_{eng}/d et E_{p2}
- Glissement critique du contact v/r : $g_{c,v}$

Ces résultats sont plutôt cohérents car les paramètres du contact p1/p2 interviennent dans la raideur tangentielle de ce contact $k_{x,p,0}$ (relation (22)), qui elle-même a un rôle prépondérant dans la raideur initiale en cisaillement $k_{x,0}$ (relation (27)). Les paramètres d et $R_{e,v}$ sont relatifs à la précharge P_0 , qui intervient également dans la raideur tangentielle $k_{x,p,0}$. Le module de Young de la pièce 2 E_{p2} et la longueur d'engagement de la vis l_{eng}/d interviennent dans la souplesse de la pièce 2 selon $S_{x,2}$. Cette souplesse aussi dans la raideur initiale en cisaillement $k_{x,0}$ (27). Cependant, il est difficile d'expliquer pour quelle raison elle a une influence prépondérante sur les autres souplesses $S_{x,i}$. Malgré cela, les effets des paramètres l_{eng}/d et E_{p2} sont très proches numériquement et analytiquement, ce qui améliore la confiance dans ces effets. Le glissement critique du contact v/r $g_{c,v}$ influence la raideur tangentielle du contact v/r $k_{x,v,0}$ (relation (14)), qui intervient aussi dans la raideur en cisaillement $k_{x,0}$, mais de façon moins importante.

D'après la Figure 4-18, tous les effets concernant les paramètres influents sont bien capturés par le modèle analytique de cisaillement. Certains effets le sont moins, mais concernent seulement des paramètres peu influents. Cela ne constitue pas une cause de remise en question du modèle analytique.

La Figure 4-19 montre l'effet pur des paramètres influents sur les écarts relatifs analytique / numérique et les interactions entre les paramètres influents.

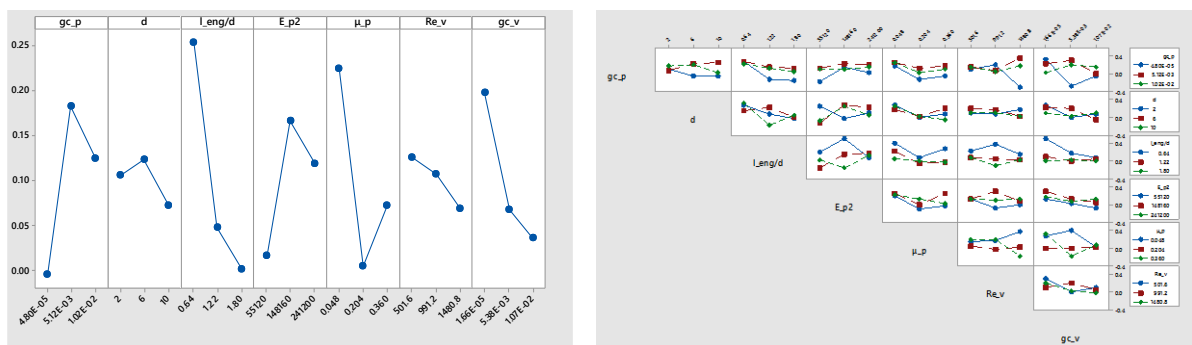


Figure 4-19 : Effets purs des paramètres influents sur l'écart relatif analytique / numérique (gauche). Effets des interactions des paramètres influents sur la raideur initiale en cisaillement $k_{x,0}$ (droite).

L'analyse des écarts relatifs montre que le diamètre nominal de la vis d et la résistance élastique de la vis $R_{e,v}$ sont une source d'écart relatif mais pas de variation d'écart relatif. Ainsi, si le modèle analytique devait être amélioré ou corrigé numériquement, l'étude devrait se concentrer sur les autres paramètres influents. Des écarts relatifs élevés sont engendrés par des ratio l_{eng}/d faibles et des coefficients de frottement du contact p1/p2 μ_p faibles. Ceci peut être dû au fait de supposer que les pièces se comportent comme des poutres alors qu'il s'agit plutôt de plaques étant données leur faible épaisseur. Il s'agit d'une hypothèse forte qui peut très bien être discutée. La prise en compte d'une formulation plaque pourra faire l'objet d'une évolution du modèle analytique. L'erreur due aux valeurs faibles du coefficient de frottement du contact p1/p2 μ_p peut venir des hypothèses formulées pour modéliser le comportement de ce contact. En particulier, l'hypothèse d'une propagation du glissement linéaire en fonction de la sollicitation $\Delta x_{lm,3D}$ surcontraint en quelque sorte le système d'équations analytiques formé par les relations (13) et (21), afin de rendre leur résolution plus pratique. Un coefficient de frottement μ_p faible entraîne une propagation du glissement plus rapide autant analytiquement que numériquement et il se peut que l'erreur soit plus marquée pour ces valeurs

faibles de μ_p . De plus, un moment de flexion existe au niveau du contact p1/p2, et a tendance à accélérer la propagation du glissement, ce qui peut encore augmenter les effets du coefficient de frottement μ_p . Les écarts relatifs sont aussi influencés par les valeurs faibles de glissement critique du contact v/r $g_{c,v}$. Cependant, ce paramètre ne représente que 5% des effets purs donc il nous semble hasardeux d'analyser son influence sur les écarts relatifs.

Des interactions non négligeables sont présentes entre le diamètre nominal de la vis d , le glissement critique du contact p1/p2 $g_{c,p}$, la longueur d'engagement de la vis l_{eng}/d et le module de Young de la pièce 2 E_{p2} . Les interactions concernant le coefficient de frottement du contact p1/p2 μ_p sont faibles et celles associant la résistance élastique de la vis $R_{e,v}$ et le glissement critique du contact v/r $g_{c,v}$ sont négligées étant donnée l'influence relative faible de ces deux paramètres. Les interactions retenues comme non négligeables ne sont pas incohérentes car le modèle multilinéaire associé au plan d'expériences ne permet pas de rendre compte de la complexité réelle du modèle analytique de cisaillement. Dans ce dernier, le diamètre nominal de la vis d et le glissement critique du contact p1/p2 $g_{c,p}$ sont reliés de façon non-linéaire dans la formulation de l'effort de frottement $F_{x,p}$ (voir relation (21)). Cette relation non-linéaire peut engendrer ce type d'interaction en sortie du plan d'expériences.

L'analyse des autres grandeurs de sortie $\Delta x_{int,p,max}$, $\Delta x_{int,p,res}$ et $F_{x,3D,max}$ suit exactement la même démarche et est détaillée en annexe A2.3.

4.2.4.2.3. Conclusions intermédiaires sur la validation par plan d'expériences

L'analyse des effets des paramètres influents est récapitulée dans le Tableau 4-3. Les effets sont positionnés dans l'ordre croissant d'influence.

Sorties	Paramètres influents (Ordre croissant d'influence)			
	Contact p1/p2	Précharge	Souplesse pièce 2	Contact v/r
Raideur initiale $k_{x,0}$	$\mu_p, g_{c,p}$	$d, R_{e,v}$	$l_{eng}/d, E_{p2}$	$g_{c,v}$
Glissement interfacial maximal $\Delta x_{int,p,max}$	Glissement à ligne moyenne	Précharge	Souplesse pièce 1	Contact p1/p2
Glissement interfacial résiduel $\Delta x_{int,p,res}$	Glissement à ligne moyenne	Précharge	Contact v/r	Souplesse pièce 1
Effort de cisaillement maximal $F_{x,3D,max}$	Glissement à ligne moyenne	Contact p1/p2	Souplesse de la vis et de la pièce 1	Longueur à fond de file
	$\Delta x_{lm,3D}$	$d, R_{e,v}, k_{\sigma}/R_e$	e_{p1}/d	$\mu_v, g_{c,v}$
	$\Delta x_{lm,3D}$	$d, R_{e,v}, k_{\sigma}/R_e$	$\mu_v, g_{c,v}$	e_{p1}/d
	$\Delta x_{lm,3D}$	$g_{c,p}$	$d, l_{eng}/d, E_v$ $e_{p1}/d, E_{p1}$	l_f/l_{eng}

Tableau 4-3 : Récapitulation des paramètres influents sur les grandeurs de sortie du plan d'expériences.

L'analyse des écarts relatifs pour chaque grandeur de sortie montre que les écarts prépondérants sont dus aux paramètres renseignés dans le Tableau 4-4.

La formulation analytique de la raideur initiale en cisaillement $k_{x,0}$ donne globalement de bons résultats sur l'ensemble du DER étant donné qu'il s'agit, à notre connaissance, de la première formulation analytique explicite de la raideur en cisaillement d'une liaison vissée. Cependant, elle pourrait être améliorée de plusieurs façons. D'une part, la souplesse de la vis ne semble pas bien modélisée, surtout dans la zone d'engagement. Nous avons fait l'hypothèse que la vis n'a pas de mouvement de rotation, ce qui peut expliquer cela. Il faudrait prendre en compte la rotation engendrée par la flexion de la vis pour améliorer le modèle. Concernant le contact p1/p2, il faudrait prendre en compte une propagation

du glissement plus réaliste, c'est à dire non-linéaire et non-axysymétrique. Pour cela, il faudrait supprimer l'hypothèse d'une propagation linéaire et prendre en compte le moment de flexion sur le contact p1/p2. De la même façon il faudrait améliorer la modélisation du contact v/r en prenant en compte les mêmes phénomènes.

Sorties	Paramètres influents sur l'écart relatif analytique / numérique			
Raideur initiale	Longueur d'engagement de la vis	Glissement critique p1/p2	Coefficient de frottement p1/p2	Glissement critique v/r
$k_{x,0}$	l_{eng}/d	$g_{c,p}$	μ_p	$g_{c,v}$
Plage de variation	Faible	Faible	Moyen	faible
Glissement interfacial maximal	Module de Young de la pièce 2	Diamètre nominal de la vis	Epaisseur de la pièce 1	Coefficient de frottement p1/p2
$\Delta x_{int,p,max}$	E_{p2}	d	e_{p1}/d	μ_p
Plage de variation	Faible	Elevé	Faible	Elevé
Glissement interfacial résiduel	Diamètre nominal de la vis	Coefficient de frottement v/r	Epaisseur de la pièce 1	Glissement critique v/r
$\Delta x_{int,p,res}$	d	μ_v	e_{p1}/d	$g_{c,v}$
Plage de variation	Moyen	Elevé	Faible	Elevé
Effort de cisaillement maximal	Longueur d'engagement de la vis	Longueur à fond de file	Epaisseur de la pièce 1	
$F_{x,3D,max}$	l_{eng}/d	l_f/l_{eng}	e_{p1}/d	
Plage de variation	Faible	Faible	Faible-Elevée	

Tableau 4-4 : Récapitulation des paramètres influents sur les écarts relatifs analytique / numérique du plan d'expériences.

Globalement, le glissement interfacial maximal $\Delta x_{int,p,max}$ et le glissement interfacial résiduel $\Delta x_{int,p,res}$ sont très bien représentés par le modèle analytique. Des manques de précision sont notés pour les diamètres de vis d élevés, les épaisseurs de pièces faibles et les paramètres de contact μ_p et $g_{c,p}$ élevés. La meilleure prise en compte du diamètre nominal de la vis d et des paramètres de contact μ_p et $g_{c,p}$ passe par les mêmes améliorations que celles proposées pour la raideur initiale en cisaillement $k_{x,0}$. Une meilleure prise en compte de l'épaisseur de la pièce 1 e_{p1}/d passe par la modélisation de la flexion et du mouvement de rotation de cette pièce.

L'effort de cisaillement maximal $F_{x,3D,max}$ est globalement bien représenté par le modèle analytique de cisaillement. Les limitations concernent les longueurs d'engagement l_{eng}/d faibles, les longueurs à fond de file l_f/l_{eng} faibles et des épaisseurs de la pièce 1 e_{p1}/d faible ou élevées. Une meilleure prise en compte de la longueur d'engagement l_{eng}/d a déjà été évoquée pour la raideur initiale en cisaillement $k_{x,0}$. Une meilleure prise en compte de la longueur à fond de file l_f/l_{eng} passe par la prise en compte de la flexion et de la rotation de la pièce 2. L'amélioration concernant l'épaisseur de la pièce 1 e_{p1}/d a été évoquée concernant les glissements interfaciaux $\Delta x_{int,p,max}$ et $\Delta x_{int,p,res}$.

Le modèle analytique de cisaillement donne globalement de bons, voire de très bons résultats sur l'ensemble du DER. Cependant, les hypothèses de modélisations adoptées impliquent quelques approximations. Des améliorations peuvent donc être apportées à ce modèle. Afin d'intégrer ces améliorations, il faudrait d'abord faire évoluer ce modèle au maximum de façon purement analytique. Si et seulement si cela n'est pas envisageable car trop complexe ou par manque d'outils analytiques, une autre possibilité est de corriger le modèle numériquement, mais en perdant le sens physique. Pour faire cela, un deuxième plan d'expériences de type surface de réponse ou Taguchi peut être mis en place en prenant comme entrées les paramètres influents identifiés ici pour chaque grandeur de sortie. Un modèle numérique de correction peut alors être identifié. Il peut corriger soit les sorties elles-mêmes soit les écarts relatifs sur ces sorties.

Les confrontations analytique / numérique nous permettent de valider le modèle analytique de cisaillement et la formulation analytique de la raideur en cisaillement sur l'ensemble du DER. En effet, leurs performances sont jugées correctes étant donné qu'il s'agit, à notre connaissance, de modèles analytiques pionniers. Des améliorations sont tout de même proposées à l'issue de l'analyse du plan d'expériences et pourront être prise en compte dans des travaux ultérieurs.

4.2.5. Développement de modèles analytiques complémentaires

Le développement du modèle analytique de cisaillement constitue le cœur de ce chapitre. Cependant, comme nous l'avons vu dans les chapitres 2 et 3, le comportement en cisaillement d'une liaison et donc le glissement des pièces sont influencés par d'autres composantes de sollicitation. Dans ces travaux, nous avons fait le choix d'étudier en priorité l'influence des sollicitations de traction/compression et de flexion. Le modèle de torsion développé en annexe A2.4 pour identifier la formulation analytique explicite de la raideur en torsion d'une liaison montre que la torsion est susceptible de générer un glissement supplémentaire entre les pièces. Cependant, les sollicitations de torsion sont la plupart du temps faibles à l'issue des simulations numériques industrielles. Dans ces travaux, nous avons fait le choix de négliger l'influence de la torsion sur le comportement en cisaillement et sur le glissement des pièces. L'influence de cette sollicitation pourra être étudiée dans des travaux ultérieurs.

Afin d'étudier l'influence des sollicitations de traction-compression et de flexion sur le comportement en cisaillement, un modèle de sollicitations combinées de cisaillement-traction/compression-flexion (« CTCF ») est développé. Comme évoqué dans les chapitres 2 et 3, la sollicitation thermique génère ce type de sollicitations combinées. Ainsi, l'étude de l'influence d'une sollicitation thermique sur le comportement en cisaillement et sur le glissement des pièces est couverte par le modèle de CTCF. La seule spécificité liée à la sollicitation thermique prise en compte dans ces travaux est la variation d'effort normal ΔP_{th} due à la variation de température ΔT . Le modèle de cisaillement-traction/compression-flexion incluant cette spécificité est appelé modèle de « CTCF,TH ».

4.2.5.1. Modèle analytique de cisaillement-traction/compression-flexion (« CTCF »).

Le développement du modèle de CTCF comprend deux étapes :

- Prise en compte de la sollicitation de traction/compression
- Prise en compte de la sollicitation de flexion

4.2.5.1.1. Prise en compte de la sollicitation de traction/compression

La prise en compte de la sollicitation de traction/compression est axée sur la modification du comportement en cisaillement due à la présence de traction/compression. L'influence de la traction/compression sur le cisaillement concerne les efforts normaux selon z sur les contacts v/r et $p1/p2$, soit les efforts $P_0 + F_{z,v}$ et $P_0 - F_{z,p}$ respectivement. La sollicitation de traction-compression entraîne une évolution de ces efforts normaux, et donc des pressions p_v et $p_p(r)$ sur ces contacts. Or, lors d'une sollicitation de cisaillement, ces efforts $P_0 + F_{z,v}$ et $P_0 - F_{z,p}$ et ces pressions de contact p_v et $p_p(r)$ ont un impact important sur les relations effort-glissements des contacts $p1/p2$ et v/r (relations (13) et (21)), et notamment sur le glissement interfacial du contact $p1/p2$ $\Delta x_{int,p}$. L'influence de la traction/compression sur le comportement en cisaillement est donc prise en compte en modifiant les termes dans lesquels la précharge P_0 intervient dans le modèle analytique de cisaillement (4.2.1.2).

Dans un premier temps, les expressions des efforts $F_{z,v}$ et $F_{z,p}$ sont données par le modèle de traction/compression issu de [GUI, 2009] évoqué dans le chapitre 1. Cela se traduit par les relations (51).

$$\begin{aligned} F_{z,v} &= \frac{k_{z,v}}{k_{z,v} + k_{z,p}} F_z = k_{z,v} \Delta u_{z,lm,3D} \\ F_{z,p} &= \frac{k_{z,p}}{k_{z,v} + k_{z,p}} F_z = k_{z,p} \Delta u_{z,lm,3D} \end{aligned} \quad (51)$$

$\Delta u_{z,lm,3D}$ représente le déplacement différentiel des pièces dans une LIG, soit la différence entre le déplacement selon z de la pièce 1 $u_{z,lm,p1,3D}$ et le déplacement selon z de la pièce 2 $u_{z,lm,p2,3D}$. Comme le comportement selon z est supposé linéaire dans ces travaux, nous supposons aussi que le déplacement différentiel dans un connecteur linéaire est identique à celui de la LIG correspondante, soit $\Delta u_{z,lm,1D} = \Delta u_{z,lm,3D}$. Ce déplacement différentiel est appliqué de la même façon que dans le modèle de cisaillement, c'est-à-dire sur le contour des pièces, mais selon z .

Dans un second temps, les raideurs tangentielles des contacts v/r et $p1/p2$ $k_{x,v,0}$ et $k_{x,p,0}$, qui font intervenir la précharge P_0 dans le modèle analytique de cisaillement, sont modifiées par les relations (52).

$$\begin{aligned} k_{x,v} &= \frac{\mu_v (P_0 + F_{z,v})}{g_{c,v}} \\ k_{x,p} &= \frac{\mu_p (P_0 - F_{z,p})}{g_{c,p}} \end{aligned} \quad (52)$$

Ces raideurs de contact ne sont plus constantes, comme dans le modèle de cisaillement. Elles doivent être mises à jour à chaque variation d'effort normal F_z .

Dans un troisième temps, la répartition des pressions $p_p(r)$ est modifiée par le biais du paramètre A_f du modèle de Fernlund (voir 3.5.1), comme le montre la relation (53).

$$A_{f,ctcf} = \frac{\frac{15}{\pi} \left(\frac{x_f}{x} \right)^6 (P_0 - F_{z,p})}{-x_f^6 + 2x_f^5 + 5x_f^4 - 20x_f^3 + 25x_f^2 - 14x_f + 3} \quad (53)$$

Et ainsi la pression $p_p(r)$ est redéfinie par la relation (54).

$$p_{p,ctcf}(r) = A_{f,ctcf} r^4 + B_{f,ctcf} r^3 + C_{f,ctcf} r^2 + D_{f,ctcf} r + E_{f,ctcf} \quad (54)$$

De la même façon que pour les raideurs de contact $k_{x,v}$ et $k_{x,p}$, les pressions de contact $p_p(r)$ ne sont plus constantes et doivent être mises à jour à chaque variation de l'effort normal $P_0 - F_{z,p}$.

4.2.5.1.2. Prise en compte de la sollicitation de flexion

L'influence de la flexion sur le comportement en cisaillement est prise en compte par le biais des déplacements interfaciaux additionnels générés par des rotations $\theta_{y,lm,p1,3D}$ et $\theta_{y,lm,p2,3D}$ imposées au niveau des nœuds maître NM1 et NM2, soit sur le contour des pièces, ce qui est illustré par la Figure 4-20.

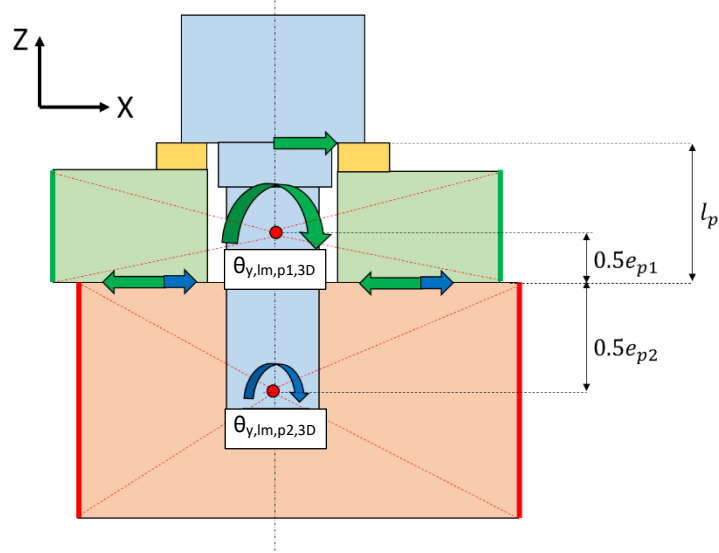


Figure 4-20 : Prise en compte de la flexion. Déplacements interfaciaux générés par les rotations des pièces $\theta_{y,lm,p1,3D}$ et $\theta_{y,lm,p2,3D}$ appliquées sur leur contour.

Dans le modèle de cisaillement, les déplacements interfaciaux $u_{x,int,v}$, $u_{x,int,r}$ et $u_{x,int,p1}$, $u_{x,int,p2}$ sont donnés par les relations (3). La prise en compte de la flexion consiste principalement à modifier ces relations en ajoutant les déplacement additionnels générés par les rotations $\theta_{y,lm,p1,3D}$ et $\theta_{y,lm,p2,3D}$ (supposées faibles). Les relations (55) sont alors obtenues.

$$\begin{aligned}
 u_{x,int,p1} &= u_{x,lm,p1,3D} - S_{x,1} F_{x,p} - 0.5e_{p1} \theta_{y,lm,p1,3D} \\
 u_{x,int,p2} &= u_{x,lm,p2,3D} + S_{x,2} F_x + 0.5e_{p2} \theta_{y,lm,p2,3D} \\
 u_{x,int,r} &= u_{x,lm,p1,3D} - S_{x,3} F_{x,v} + (0.5e_{p1} + e_r) \theta_{y,lm,p1,3D} \\
 u_{x,int,v} &= u_{x,p2,int} + S_{x,4} F_{x,v} + l_p (\theta_{y,lm,p1,3D} - \theta_{y,lm,p2,3D})
 \end{aligned} \tag{55}$$

Les souplesses $S_{x,1}$ et $S_{x,3}$ sont modifiées par les relations (56) de façon à prendre en compte la flexion des pièces et de la rondelle.

$$\begin{aligned}
 S_{x,1,ctcf} &= \frac{0.5e_{p1}}{G_{p1} k_{r,p} S_{c,p}} + \frac{(0.5e_{p1})^3}{12E_{p1} I_{p,eq}} \\
 S_{x,3,ctcf} &= \frac{1}{k_{r,p} S_{c,v}} \left(\frac{0.5e_{p1}}{G_{p1}} + \frac{e_r}{G_r} \right) + \frac{(0.5e_{p1})^3}{12E_{p1} I_{p,eq}} + \frac{e_r^3}{12E_r I_{v,eq}}
 \end{aligned} \tag{56}$$

La démarche pour obtenir les relations glissements-effort en phase de charge est la même que pour le modèle analytique de cisaillement, en prenant en compte les différentes évolutions détaillées précédemment. Elles s'expriment par les relations (57).

$$\begin{cases}
 F_{x,p,ctcf} = 2\pi \left[\int_{r_i}^{r_{lim,ctcf}} \frac{k_{x,p,ctcf} p_{p,ctcf}(r) (\Delta x_{lm,3D} - S_{x,2} F_{x,v,ctcf} - 0.5(e_{p1} \theta_{y,lm,p1,3D} + e_{p2} \theta_{y,lm,p2,3D}))}{(P_0 - F_{z,p}) + (S'_{x,1,ctcf} + S'_{x,2}) k_{x,p,ctcf} p_{p,ctcf}(r)} r dr \right. \\
 \left. + \int_{r_{lim,ctcf}}^{r_c} \mu_p p_{p,ctcf}(r) r dr \right] \\
 F_{x,p,ctcf} = \mu_p (P_0 - F_{z,p}) \text{ si } F_{x,p,ctcf} \geq \mu_p (P_0 - F_{z,p}) \\
 F_{x,v,ctcf} = \frac{k_{x,v,ctcf} (\Delta x_{lm,3D} - S_{x,2} F_{x,p,ctcf} - 0.5e_{p1} \theta_{y,lm,p1,3D} - (0.5e_{p2} + e_r) \theta_{y,lm,p2,3D})}{1 + (S_{x,2} + S_{x,3,ctcf} + S_{x,4}) k_{x,v,ctcf}} \\
 F_{x,v,ctcf} = \mu_v (P_0 + F_{z,v}) \text{ si } F_{x,v,ctcf} \geq \mu_v (P_0 + F_{z,v})
 \end{cases} \quad (57)$$

L'expression du rayon limite r_{lim} dépend de $\Delta x_{lm,3D}$, mais aussi de $\theta_{y,p1,lm,3D}$ et $\theta_{y,p2,lm,3D}$. Nous avons choisi de garder la formulation linéaire du modèle de cisaillement et de la modifier en prenant en compte les rotations $\theta_{y,p1,lm,3D}$ et $\theta_{y,p2,lm,3D}$. Le terme $\Delta x_{lm,3D,lim}$ s'obtient alors en résolvant l'équation (58).

$$\frac{k_{x,p,ctcf} p_{p,max,ctcf} (\Delta x_{lm,3D,lim,ctcf} - S_{x,2} F_{x,v,ctcf} - 0.5(e_{p1} \theta_{y,lm,p1,3D} + e_{p2} \theta_{y,lm,p2,3D}))}{(P_0 - F_{z,p}) + (S'_{x,1,ctcf} + S'_{x,2}) k_{x,p,ctcf} p_{p,max,ctcf}} = \mu_p p_{p,max,ctcf} \quad (58)$$

En cisaillement, $\Delta x_{lm,3D,lim}$ ne dépend que de paramètres constants et peut donc être déterminé avant de résoudre les relations (57). Cependant, en sollicitations combinées, ce paramètre évolue en fonction des rotations $\theta_{y,p1,lm,3D}$ et $\theta_{y,p2,lm,3D}$. Ceci a du sens car si la flexion va dans le sens de favoriser le glissement interfacial $\Delta x_{int,p}$, $\Delta x_{lm,3D,lim}$ est plus faible qu'en cisaillement. En effet, il faut alors un $\Delta x_{lm,3D,lim}$ moindre pour atteindre le glissement complet du contact p1/p2. C'est le contraire si la flexion engendre des déplacements interfaciaux qui favorisent l'adhérence.

La forme des glissements interfaciaux $\Delta x_{int,p}$ et $\Delta x_{int,v}$ reste la même que dans le modèle analytique de cisaillement, à savoir celle donnée par les relations (6). Bien qu'elles ne soient pas modifiées dans leur forme, ces relations sont impactées par les modifications des efforts $F_{x,p}$ et $F_{x,v}$ par les relations (57).

Les relations glissement-effort en phase de décharge sont simplifiées par rapport au modèle de cisaillement. En effet, l'utilisation de relations identiques a posé problème pour certaines configurations de liaisons, notamment les faibles diamètres de vis et les sollicitations élevées de traction. Les expressions simplifiées retenues permettent de modéliser une phase de décharge linéaire. Elles sont pour l'instant jugées plus robustes. Les relations efforts-glissements en phase de décharge sont alors exprimées par les relations (59).

$$\begin{cases}
 F_{x,p,ctcf,d} = F_{x,p,ctcf,max} - k_{x,p,ctcf} (\Delta x_{int,p,ctcf,max} - \Delta x_{int,p,ctcf,d}) \\
 F_{x,p,ctcf,d} = -\mu_p (P_0 - F_{z,p}) \text{ si } F_{x,p,ctcf} \leq -\mu_p (P_0 - F_{z,p}) \\
 F_{x,v,ctcf,d} = F_{x,v,ctcf,max} - k_{x,v,ctcf} (\Delta x_{int,v,ctcf,max} - \Delta x_{int,v,ctcf,d}) \\
 F_{x,v,ctcf,d} = -\mu_v (P_0 + F_{z,v}) \text{ si } F_{x,v,ctcf} \leq -\mu_v (P_0 + F_{z,v}) \\
 F_{x,3D,ctcf,d} = F_{x,p,ctcf,d} + F_{x,v,ctcf,d}
 \end{cases} \quad (59)$$

Le glissement résiduel $\Delta x_{int,p,res}$ est obtenu de la même façon que dans le modèle de cisaillement, à savoir par la relation (60).

$$\Delta x_{\text{int},p,\text{res},\text{ctcf}} = \Delta x_{\text{int},p,\text{ctcf},d} \left(F_{x,3D,\text{ctcf},d} = 0 \right) \quad (60)$$

4.2.5.2. Modèle de CTCF, version thermique (« CTCF,TH »)

Dans ces travaux, nous considérons que la sollicitation thermique génère des sollicitations mécaniques de CTCF au niveau des liaisons. Cependant, il faut prendre en compte une spécificité liée à la sollicitation thermique. Dans le modèle de CTCF, la sollicitation selon z est prise en compte par le biais d'un déplacement différentiel selon z , soit $\Delta z_{\text{lm},3D}$. Lors d'une sollicitation thermique, la variation d'effort normal est générée par la sollicitation thermique. Elle peut se calculer à l'aide de la relation (61) issue de [ESA, 2013].

$$\Delta P_{th} = \left(\frac{\alpha_r e_r + \alpha_{p1} e_{p1} - \alpha_v l_p}{l_p} \right) E_v \left(\frac{k_{z,p}}{k_{z,p} + k_{z,v}} \right) \frac{\pi}{4} d_3^2 \Delta T \quad (61)$$

Ainsi, dans le modèle de CTCF,TH, l'entrée $\Delta z_{\text{lm},3D} = \Delta z_{\text{lm},1D}$ du connecteur linéaire est remplacée par un calcul analytique annexe de cette variation d'effort normal ΔP_{th} , moyennant la connaissance de la variation de température ΔT .

4.2.5.3. Résultats

Une confrontation du modèle analytique de CTCF avec le modèle de cisaillement est proposée. Le déplacement différentiel $\Delta x_{\text{lm},3D} = 0.002$ mm. La rotation de la pièce 1 est fixée à $\theta_{y,\text{lm},p1,3D} = 0.003$ rd, et la rotation de la pièce 2 à $\theta_{y,\text{lm},p2,3D} = 0.005$ rd. Ces valeurs sont calculées en visant une valeur maximale de moment de flexion total $M_y = 500$ N.m et un effort de traction-compression total $F_z = 50000$ N de façon à être réalistes, à partir des raideurs maximales en flexion et en traction issues du plan d'expériences correspondant (annexe A2.5). Les confrontations sont présentées sur la Figure 4-21 et la Figure 4-22.

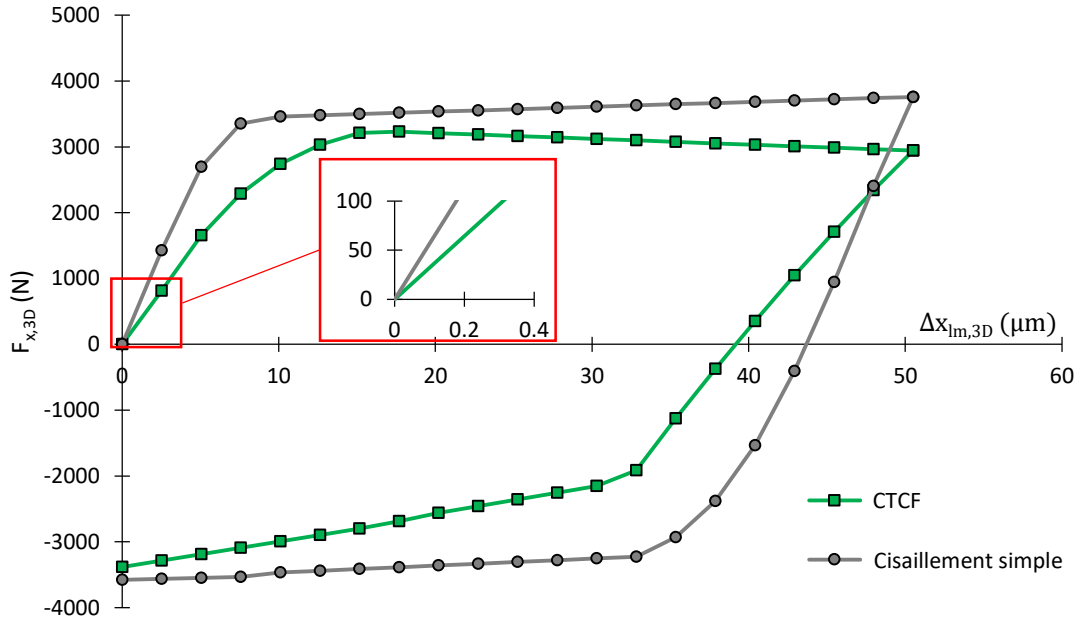


Figure 4-21 : Effet d'une sollicitation de CTCF sur le comportement en cisaillement.

Les résultats montrent que la prise en compte de la traction/compression (ici traction seulement) et de la flexion a un impact non négligeable, à la fois sur le comportement en cisaillement et sur le

glissement interfacial $\Delta x_{int,p}$. En particulier, la raideur initiale en cisaillement $k_{x,0}$ est fortement impactée. Celle-ci est plus faible dans le modèle de CTCF. Ceci s'explique par la présence de la traction qui a tendance à diminuer l'effort selon z au niveau du contact p1/p2 $F_{z,p}$, et de la flexion qui a tendance à entraîner une augmentation du glissement interfacial $\Delta x_{int,p}$ par le biais des déplacements interfaciaux additionnels $u_{x,int,p1}$ et $u_{x,int,p2}$ qu'elle génère car la rotation de la pièce 2 $\theta_{y,lm,p2,3D}$ est supérieure à celle de la pièce 1 $\theta_{y,lm,p1,3D}$ dans le cas étudié. Concernant le reste du comportement, la valeur de saturation de l'effort de cisaillement F_x en phase de charge diminue progressivement à cause de la présence de traction. La phase de décharge est proche de celle du modèle de cisaillement. Elle est plus linéaire étant donnée sa modélisation simplifiée dans le modèle de CTCF.

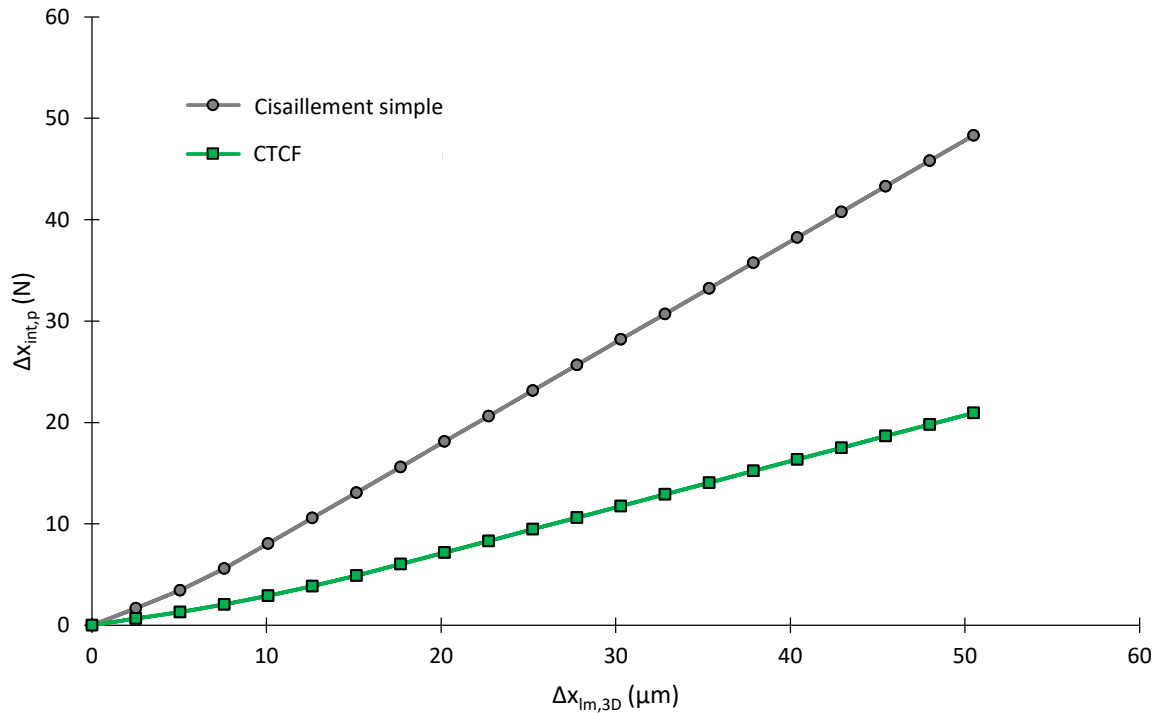


Figure 4-22 : Effet d'une sollicitation de CTCF sur le glissement interfacial $\Delta x_{int,p}$.

Le glissement interfacial $\Delta x_{int,p}$ est fortement impacté par la présence de traction et de flexion pour les mêmes raisons que celles évoquées pour la raideur en cisaillement $k_{x,0}$.

La prise en compte de la traction/compression et de la flexion sur le comportement en cisaillement et le glissement interfacial des pièces $\Delta x_{int,p}$ a donc un intérêt non négligeable au vu de ces premiers résultats sur un cas représentatif. Le modèle de CTCF n'a pas été validé sur le DER dans ces travaux, mais il est utilisé dans la suite de l'étude pour définir une nouvelle marge de non-glissement en sollicitations combinées. Sa validation sur le DER pourra faire l'objet de travaux ultérieurs.

Le diagramme de la Figure 4-23 récapitule la procédure de résolution du modèle de CTCF.

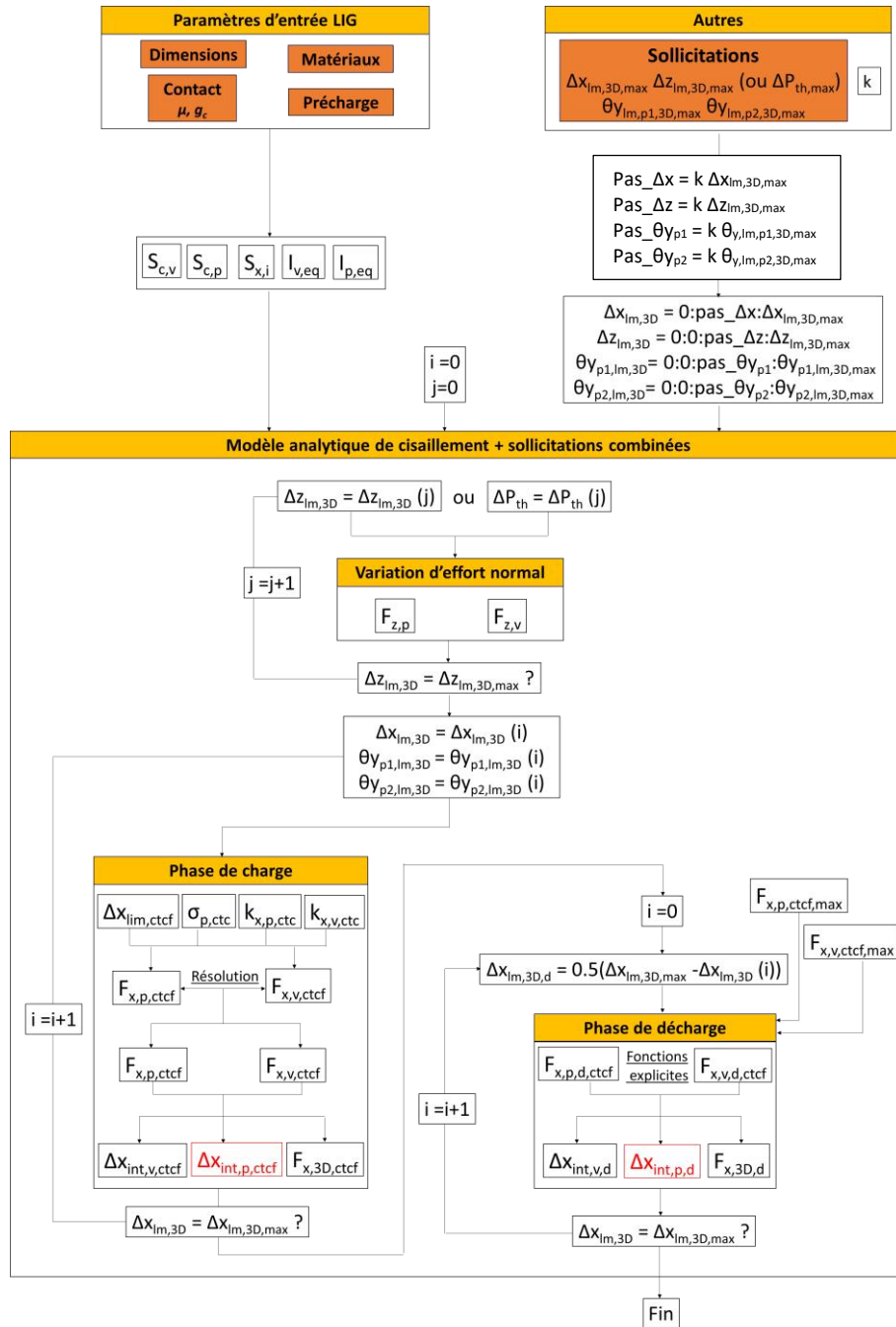


Figure 4-23 : Procédure de résolution du modèle analytique CTCTF ou CTCTF,TH.

4.3. Nouvelle méthode de dimensionnement des liaisons vissées

Le développement du modèle analytique de cisaillement (et de ses extensions CTCTF et CTCTF,TH) est nécessaire à la mise en place de la nouvelle méthode de dimensionnement des liaisons vissées proposée dans ces travaux. Cette nouvelle méthode comprend 3 étapes :

- Définition des raideurs du nouveau connecteur linéaire
- Correction du comportement de ce nouveau connecteur
- Alimentation de nouvelles marges de calcul

4.3.1. Raideurs du nouveau connecteur linéaire

Le nouveau connecteur linéaire présenté dans le chapitre 3 est défini par son type, sa configuration géométrique et ses raideurs. Le type et la configuration géométrique sont définis dans le chapitre 3 et sont proches de ceux des connecteurs linéaires actuels. La principale différence avec la méthode actuelle se situe au niveau de la définition des raideurs de ce nouveau connecteur. Dans la nouvelle méthode, celles-ci sont déterminées par des formulations analytiques explicites, alors qu'elles ont des valeurs génériques dans la méthode actuelle.

Pour les comportements non-linéaires comme en cisaillement et en torsion, la raideur retenue est la raideur initiale. Pour les comportements supposés linéaires comme en traction-compression et en flexion, la raideur est constante donc aucune distinction n'est nécessaire concernant la valeur de raideur retenue.

4.3.1.1. Raideur initiale en cisaillement

Le modèle analytique de cisaillement permet d'identifier une formulation analytique explicite de la raideur initiale en cisaillement $k_{x,0}$ d'une liaison vissée. Elle est donnée par la relation (27). Dans ces travaux, la raideur initiale en cisaillement selon y $k_{y,0}$ est supposée égale à la raideur en cisaillement selon x $k_{x,0}$.

4.3.1.2. Traction-compression

Pour déterminer la raideur en traction-compression $k_{z,0}$, la formulation VDI 2230 est utilisée dans ces travaux, ce qui se traduit par la relation (62).

$$k_{z,0} = k_{z,v} + k_{z,p} \quad (62)$$

Avec

$$k_{z,v} = \left[\frac{1}{E_v} \left(\frac{l_{v,0} + 0.4d}{S_{v,0}} + \frac{l_{v,r} + d/3}{S_{v,r}} \right) \right]^{-1} \quad (63)$$

$$k_{z,p} = \left[\frac{1}{A_p} \left(\frac{e_r}{E_r} + \frac{e_{p1}}{E_{p1}} \right) \right]^{-1}$$

Pour exprimer la section équivalente des pièces A_p , la formulation unique proposée par Alkatan [ALK, 2007] est utilisée. Elle est donnée par la relation (5).

$$A_p = 0.5d_{tv}^2 \left(1 + 0.1 \left(\frac{E_v}{E_{p1}} - 1 \right) \right) \left[\left(1 - (d_t/d_{tv})^2 \right) \tan^{-1} \left(15.48(l_p/d_{tv}) - 5 \right) + \left((d_p/d_{tv})^2 - 1 \right) \tan^{-1} \left(\frac{1.44(l_p/d_{tv}) - 0.16}{(d_p/d_{tv})^2 - (d_t/d_{tv})^2} \right) \right] \quad (64)$$

4.3.1.3. Flexion

Pour déterminer la raideur en flexion $k_{\theta y,0}$, la formulation VDI 2230 est utilisée dans ces travaux, ce qui se traduit par la relation (65).

$$k_{\theta y} = k_{\theta y,v} + k_{\theta y,p} \quad (65)$$

Avec

$$k_{\theta y, v} = \left[\frac{1}{E_v} \left(\frac{l_{v,0} + 0.4d}{I_{v,0}} + \frac{l_{v,r} + d/3}{I_{v,r}} \right) \right]^{-1}$$

$$k_{\theta y, p} = \left[\frac{1}{I_p} \left(\frac{e_r}{E_r} + \frac{e_{p1}}{E_{p1}} \right) \right]^{-1}$$
(66)

Naruse [NAR, 2012] propose une expression de l'inertie équivalente des pièces I_p , donnée par la relation (67).

$$I_p = \left(\frac{3\pi}{64} \frac{(d_c - d_{tv}) d_{tv}^3 d_c^3}{d_c^3 - d_{tv}^3} \right) - \frac{\pi}{64} d_t^4$$
(67)

Dans ces travaux, la raideur initiale en flexion autour de x $k_{\theta x,0}$ est supposée égale à la raideur en flexion autour de y $k_{\theta y,0}$.

4.3.1.4. Torsion

Le modèle analytique de torsion développé en annexe A2.4 permet d'identifier une formulation analytique explicite de la raideur initiale en torsion $k_{\theta z,0}$ d'une liaison vissée. Celle-ci a la même forme que la raideur initiale en cisaillement $k_{x,0}$. Elle est exprimée par la relation (68).

$$k_{\theta z,0} = \frac{k_{\theta z,p,0} + k_{\theta z,v,0} + Ak_{\theta z,p,0}k_{\theta z,v,0}}{1 + Bk_{\theta z,p,0} + Ck_{\theta z,v,0} + Dk_{\theta z,p,0}k_{\theta z,v,0}}$$
(68)

Avec

$$k_{\theta z,p,0} = \left[\frac{3}{40} \frac{(d_c^5 - 5d_c d_t^4 + 4d_t^5)}{(d_c - d_t)^2 (d_c + 2d_t)} \right] k_{x,p,0}$$

$$k_{\theta z,v,0} = \left[\frac{\pi (d_{tv}^4 - d_{i,r}^4)}{32S_{c,v}} \right] k_{x,v,0}$$
(69)

$$A = S_{\theta z,1} + S_{\theta z,3} + S_{\theta z,4}$$

$$B = S_{\theta z,1} + S_{\theta z,2}$$

$$C = S_{\theta z,2} + S_{\theta z,3} + S_{\theta z,4}$$

$$D = S_{\theta z,1}S_{\theta z,2} + S_{\theta z,1}S_{\theta z,3} + S_{\theta z,1}S_{\theta z,4} + S_{\theta z,2}S_{\theta z,3} + S_{\theta z,2}S_{\theta z,4}$$

La raideur en torsion des contacts v/r et p1/p2 dépend de la répartition des pressions sur ces contacts. Ainsi, la raideur en torsion du contact v/r $k_{\theta z,v,0}$ n'a pas la même forme que celle du contact p1/p2 $k_{\theta z,p,0}$, contrairement aux raideurs de contact en cisaillement $k_{x,v,0}$ et $k_{x,p,0}$. Les souplesses $S_{\theta z,i}$ sont des souplesses en torsion des pièces et de la vis. Elles sont définies en annexe A2.4.

4.3.1.5. Plages de variations des raideurs analytiques

Une démarche par plan d'expériences a permis de déterminer la plage de variation de ces raideurs analytiques et de la comparer aux valeurs génériques industrielles actuelles.

Le plan d'expériences définit pour étudier la raideur en cisaillement $k_{x,0}$ a également été utilisé pour étudier les autres raideurs. Pour cela, seules les formulations analytiques ont été étudiées, nous n'avons pas réalisé de confrontations analytique / numérique sur les autres raideurs. La démarche consiste donc à appliquer les formulations données par les relations (27), (62), (65) et (68) aux 54 configurations du plan d'expériences permettant de balayer le DER. La matrice d'expériences

correspondante est détaillée en annexe A3.2. Tous les résultats des plans d'expériences sont donnés en annexe A2.5. Le principal objectif est d'identifier des valeurs utiles de ces raideurs, comme leur moyenne et leurs extrema, afin d'alimenter une discussion. Ces résultats sont récapitulés dans le Tableau 4-5.

	$k_{x,0} (=k_{y,0})$	$k_{z,0}$	$k_{\theta y,0} (=k_{\theta x,0})$	$k_{\theta z,0}$
	N/mm	N/mm	N.mm/rd	N.mm/rd
Moyenne	4.05E+05	3.26E+06	4.04E+07	2.71E+07
Maximum	2.76E+06	2.14E+07	2.16E+08	4.03E+08
Minimum	2.74E+04	4.36E+05	4.35E+05	4.06E+04
Génériques (actuelles)	1.00E+06	1.00E+06	1.00E+10	1.00E+10

Tableau 4-5 : Récapitulation des raideurs obtenues par plans d'expériences. Moyenne et extrema. Confrontation aux valeurs génériques industrielles actuelles.

Globalement, la confrontation montre que les valeurs génériques actuelles n'ont pas de sens physique. Elles ne correspondent ni au maximum, ni au minimum, ni à la valeur moyenne des raideurs obtenues sur l'ensemble du DER. Les raideurs génériques actuelles en translation sont comprises dans la plage de variation des raideurs obtenues sur le DER. Elles sont relativement proches des valeurs moyennes, avec un coefficient de 2.47 pour la raideur en cisaillement $k_{x,0}$ et de 0.31 pour la raideur en traction-compression $k_{z,0}$. Les raideurs génériques actuelles en flexion $k_{\theta x,0}$ et $k_{\theta y,0}$ sont beaucoup plus élevées que les valeurs physiques obtenues sur le DER, avec environ deux ordres de grandeur d'écart sur les valeurs moyennes.

Plus les raideurs utilisées dans les connecteurs linéaires sont éloignées des valeurs réelles (ici assimilées aux valeurs analytiques), plus les actions mécaniques qui en découlent sont éloignées des actions mécaniques réelles. Si les raideurs génériques actuelles étaient toujours supérieures aux maximums des raideurs obtenues sur le DER, elles produiraient toujours des actions mécaniques conservatives, ce qui conduirait systématiquement à un surdimensionnement des liaisons. Cela pourrait être considéré comme un moindre mal, malgré le fait que le dimensionnement ne serait pas optimisé. Cependant, nous voyons que les valeurs génériques actuelles sont toutes plus faibles que les valeurs maximales obtenues sur le DER.

D'après ces résultats, il n'est pas envisageable a priori d'utiliser les raideurs génériques actuelles dans les connecteurs linéaires ni les actions mécaniques qui en découlent dans des marges de calcul. De plus, à première vue, il nous semble très peu probable que la méthode de dimensionnement actuelle des liaisons vissées puisse produire des marges cohérentes avec le comportement réel étant donnée l'utilisation de ces raideurs génériques non physiques. Ce point est développé dans les applications concrètes proposées dans le chapitre 5.

4.3.2. Correction du comportement d'un connecteur linéaire

4.3.2.1. Présentation

Dans la nouvelle méthode de dimensionnement, nous proposons de corriger le comportement en cisaillement issu des connecteurs linéaires avant de l'utiliser pour alimenter de nouvelles marges de calcul. Le principe de cette correction est d'utiliser certaines grandeurs issues d'un connecteur linéaire a posteriori des simulations numériques pour alimenter un modèle analytique de correction (voir Figure 4-1). Le principe de la correction est de mettre à jour le comportement linéaire en cisaillement du connecteur en temps réel en « l'étirant » vers le comportement en cisaillement non-linéaire de

référence de la LIG correspondante (voir Figure 4-3). Nous avons utilisé le terme « Morphing » pour désigner cette correction.

Le raisonnement consiste à considérer le comportement linéaire d'un connecteur comme un comportement monobloc, c'est-à-dire qui ne contient pas la non-linéarité engendrée par la présence des contacts. Dans ce comportement monobloc, le glissement à ligne moyenne $\Delta x_{lm,1D}$ existe mais n'est généré que par des déplacements élastiques. Les glissements interfaciaux $\Delta x_{int,p}$ et $\Delta x_{int,v}$ sont nuls. La seule divergence possible du comportement réel non-linéaire par rapport au comportement monobloc du connecteur linéaire vient de la présence des glissements interfaciaux $\Delta x_{int,p}$ et $\Delta x_{int,v}$. Par ailleurs, l'étude qualitative du comportement en cisaillement du MEF3D de LIG dans le chapitre 3 et le modèle analytique de cisaillement développé dans ce chapitre montrent que le glissement interfacial du contact p1/p2 $\Delta x_{int,p}$ est prépondérant sur le glissement interfacial du contact v/r $\Delta x_{int,v}$.

La correction de type Morphing consiste à « ajouter » à chaque instant le glissement interfacial du contact p1/p2 $\Delta x_{int,p}$ au glissement à ligne moyenne $\Delta x_{lm,1D}$ issu du connecteur linéaire, afin de tendre vers le glissement à ligne moyenne de référence $\Delta x_{lm,3D}$ (qui est inconnu à l'instant t). Cela se traduit par la relation (70).

$$\Delta x_{lm,3D}(t) = \Delta x_{lm,1D}(t) + \Delta x_{int,p}(t) \quad (70)$$

Cette correction est illustrée par la Figure 4-24.

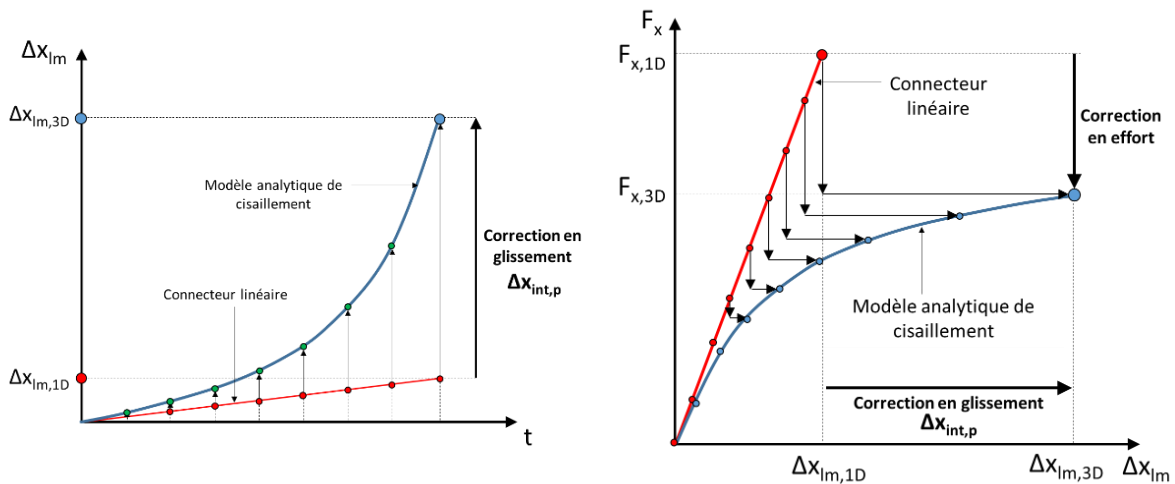


Figure 4-24 : Principe de la correction de type Morphing.

La particularité de cette correction vient du fait qu'elle doit se faire à chaque instant t, alors que le glissement interfacial du contact p1/p2 $\Delta x_{int,p}$ dépend lui-même du glissement à ligne moyenne $\Delta x_{lm,3D}$ à chaque instant t. Il faut donc greffer la relation (70) au modèle analytique de cisaillement (voir Figure 4-1) en considérant que $\Delta x_{lm,3D}$ fait partie des inconnues du modèle, au même titre que $F_{x,p}$ et $F_{x,v}$ (voir Figure 4-10). L'effort de cisaillement total de référence $F_{x,3D}$, le glissement à ligne moyenne de

référence $\Delta x_{lm,3D}$ et le glissement interfacial du contact p1/p2 $\Delta x_{int,p}$ deviennent alors des sorties du modèle analytique de correction en cisaillement ainsi obtenu.

Comme le glissement interfacial $\Delta x_{int,p}$ n'a pas la même forme dans le modèle analytique de cisaillement et dans le modèle analytique de CTCF, il faut faire une distinction concernant la correction de type Morphing apportée à ces modèles.

4.3.2.2. Correction de type Morphing en cisaillement

Dans le modèle analytique de cisaillement, le glissement interfacial $\Delta x_{int,p}$ est exprimé par la relation (71), à tout instant.

$$\Delta x_{int,p}(\Delta x_{3D}) = \Delta x_{lm,3D} - (S_{x,1} + S_{x,2}) F_{x,p}(\Delta x_{lm,3D}) - S_{x,2} F_{x,v}(\Delta x_{lm,3D}) \quad (71)$$

En remplaçant $\Delta x_{int,p}$ dans la relation (70) par la relation (71), la relation (72) est obtenue.

$$\Delta x_{lm,1D} = (S_{x,1} + S_{x,2}) F_{x,p}(\Delta x_{lm,3D}) + S_{x,2} F_{x,v}(\Delta x_{lm,3D}) \rightarrow \Delta x_{lm,3D}, F_{x,p}, F_{x,v} \quad (72)$$

Cette correction est illustrée par la Figure 4-25.

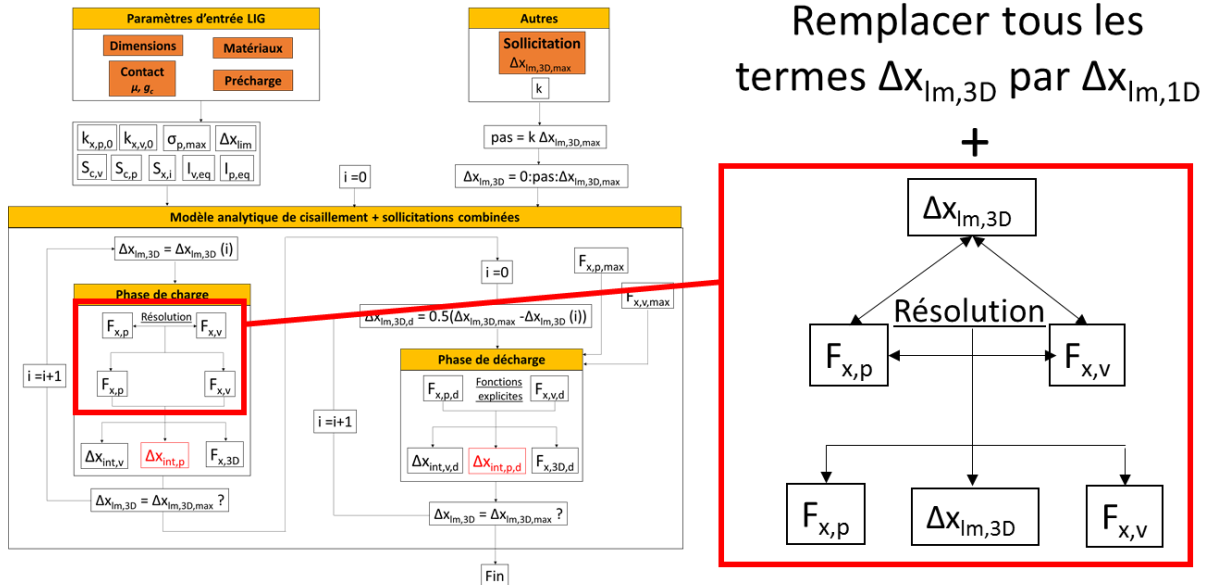


Figure 4-25 : Intégration de la correction de type Morphing dans la méthode de résolution du modèle analytique de cisaillement.

4.3.2.3. Correction de type Morphing en CTCF

Dans le modèle analytique de « CTCF », le glissement interfacial $\Delta x_{int,p}$ est exprimé par la relation (73).

$$\Delta x_{int,p} = \Delta x_{lm,3D} - (S_{x,1,ctcf} + S_{x,2}) F_{x,p,ctcf} - S_{x,2} F_{x,v,ctcf} - 0.5(e_{p1} \theta_{y,lm,p1,3D} + e_{p2} \theta_{y,lm,p2,3D}) \quad (73)$$

En remplaçant $\Delta x_{int,p}$ dans la relation (70) par la relation (72), la relation (74) est obtenue.

$$\Delta x_{lm,1D} = (S_{x,1,ctcf} + S_{x,2}) F_{x,p,ctcf}(\Delta x_{lm,3D}) + S_{x,2} F_{x,v,ctcf}(\Delta x_{lm,3D}) + 0.5(e_{p1} \theta_{y,lm,p1,3D} + e_{p2} \theta_{y,lm,p2,3D}) \quad (74)$$

ligne moyenne $\Delta x_{lm,1D}$. De la même façon que pour le glissement à ligne moyenne $\Delta x_{lm,3D}$, nous faisons l'hypothèse que les rotations du comportement $\theta_{y,lm,p1,3D}$ et $\theta_{y,lm,p2,3D}$ diffèrent de celles du comportement monobloc $\theta_{y,lm,p1,1D}$ et $\theta_{y,lm,p2,1D}$ à cause de la présence du glissement interfacial $\Delta x_{int,p}$. Cela permet d'obtenir les relations (75).

$$\begin{aligned}\theta_{y,lm,p1,3D} &= \theta_{y,lm,p1,1D} + \frac{2}{e_{p1}} \Delta x_{int,p} \\ \theta_{y,lm,p2,3D} &= \theta_{y,lm,p2,1D} + \frac{2}{e_{p2}} \Delta x_{int,p}\end{aligned}\quad (75)$$

Ces relations s'inspirent du modèle analytique de bilame de Boudet [BOU, 1989]. Elles nécessitent de faire l'hypothèse que les rotations des pièces sont faibles. En réinjectant les relations (75) dans la relation (74), la relation (76) est obtenue.

$$\Delta x_{lm,1D} = \frac{1}{3} \left[(S_{x,1,ctcf} + S_{x,2}) F_{x,p,ctcf} (\Delta x_{lm,3D}) + S_{x,2} F_{x,v,ctcf} (\Delta x_{lm,3D}) + 0.5(e_{p1} \theta_{y,lm,p1,1D} + e_{p2} \theta_{y,lm,p2,1D}) + 2\Delta x_{lm,3D} \right] \rightarrow \Delta x_{lm,3D}, F_{x,p,ctcf}, F_{x,v,ctcf} \quad (76)$$

L'effort de cisaillement total de référence $F_{x,3D}$, le glissement à ligne moyenne de référence $\Delta x_{lm,3D}$ et le glissement interfacial du contact p1/p2 $\Delta x_{int,p}$ deviennent alors des sorties du modèle analytique de correction CTCF ainsi obtenu. Cette correction est illustrée par la Figure 4-26.

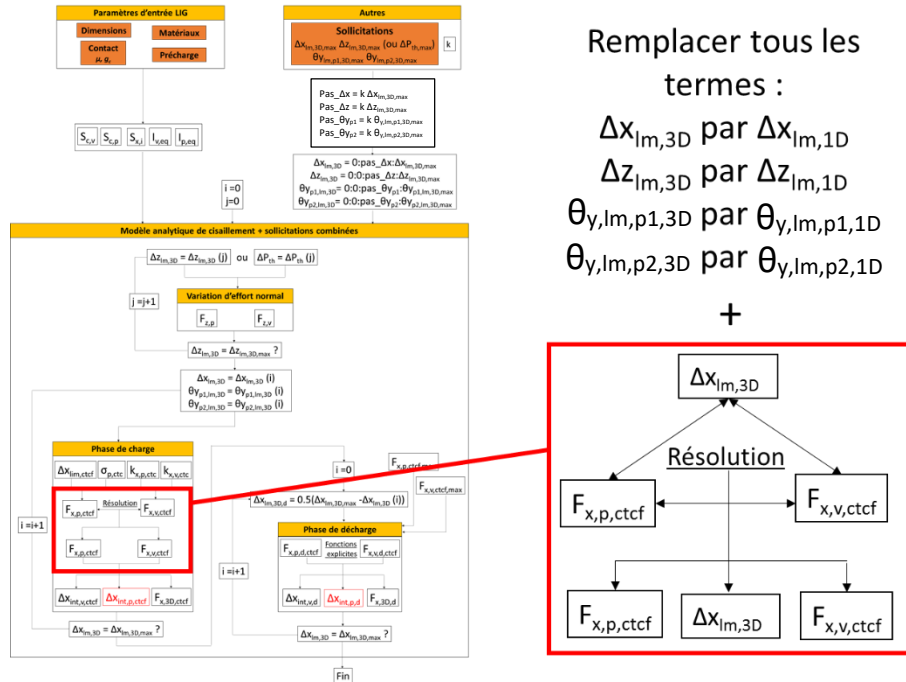


Figure 4-26 : Intégration de la correction de type Morphing dans la méthode de résolution des modèles analytiques de CTCF et CTCF,TH.

La seule différence entre la correction de type morphing en CTCF et la correction de type Morphing en CTCT,TH est le paramètre d'entrée selon z. Dans le modèle de morphing en CTCF, il s'agit du déplacement différentiel selon z $\Delta z_{lm,1D}$ ($= \Delta z_{lm,3D}$) et dans le modèle de morphing en CTCF,TH, il s'agit de la variation d'effort normal ΔP_{th} due à la variation de température ΔT , obtenue avec la relation (61).

Le glissement interfacial maximal $\Delta x_{int,p,max}$ et le glissement interfacial résiduel $\Delta x_{int,p,res}$ obtenus en sortie des modèles analytique de correction sont utilisés pour alimenter les nouvelles marges de calcul définies dans la suite de l'étude.

Rq : le processus de Morphing n'est possible qu'en phase de glissement partiel pour le moment. En effet, en phase de glissement complet, les efforts $F_{x,p}$ et $F_{x,v}$ ne dépendent plus de $\Delta x_{lm,3D}$, donc la relation (72) n'a plus d'intérêt (pour le cas de cisaillement pur).

4.3.3. Nouvelles marges de calcul de non-glissement

Dans un premier temps, la marge de calcul (« MoS ») de non-glissement en cisaillement actuelle est discutée et une nouvelle marge de non-glissement en cisaillement est proposée à partir du nouveau modèle analytique de cisaillement. Dans un second temps, la même démarche est adoptée pour la marge de calcul en sollicitations combinées et en sollicitation thermique.

4.3.3.1. Cisaillement

4.3.3.1.1. Critique de la marge actuelle

La marge de non-glissement en cisaillement actuelle est définie par la relation (77).

$$MoS_{slip,cis} = \frac{\mu_p P_0}{F_x} - 1 \quad (77)$$

Le critère de non-glissement correspondant est défini par la relation (78).

$$F_x \leq \mu_p P_0 \quad (78)$$

Il est issu du modèle de Coulomb classique. Il traduit le fait que l'effort de cisaillement total F_x doit être inférieur à l'effort tangentiel de saturation du contact p1/p2 $\mu_p P_0$. La compréhension apportée par le nouveau modèle analytique de cisaillement suggère trois critiques du critère de non-glissement actuel.

- Critique n°1

Le critère de non-glissement actuel fait l'hypothèse que l'effort de cisaillement F_x est entièrement repris par le contact p1/p2. Or, selon les paramètres de la liaison, une part non négligeable de l'effort F_x peut aussi être reprise par le contact v/r. En réalité, seul l'effort $F_{x,p}$ est repris par le contact p1/p2, ce qui est illustré par la Figure 4-27.

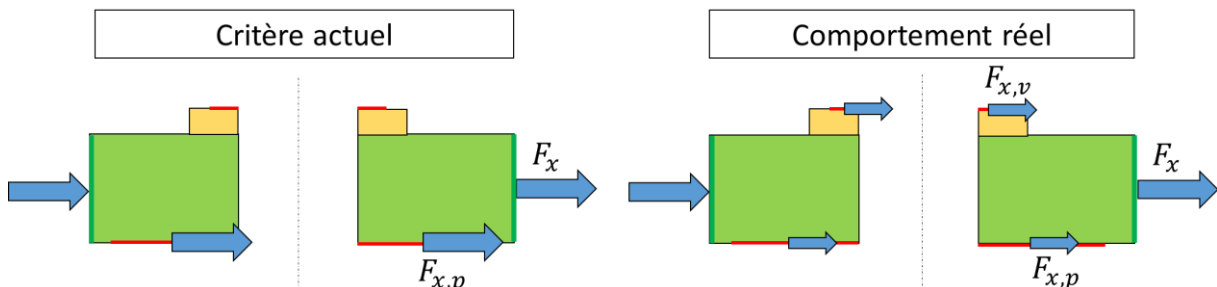


Figure 4-27 : Critique n°1 du critère de non-glissement actuel. Effort de frottement repris par le contact p1/p2 dans le critère actuel et dans le comportement réel.

Comme F_x est toujours supérieur à $F_{x,p}$ en cisaillement, le critère actuel est conservatif sur ce point.

- **Critique n°2**

Le critère actuel fait l'hypothèse que le glissement interfacial $\Delta x_{int,p}$ est égal au glissement à ligne moyenne $\Delta x_{lm,3D}$. Or, nous avons vu dans l'ensemble de ces travaux que le glissement interfacial $\Delta x_{int,p}$ est toujours inférieur au glissement à ligne moyenne $\Delta x_{lm,3D}$ lors d'une sollicitation de cisaillement, à cause de l'élasticité des pièces. Ceci est illustré par la Figure 4-28.

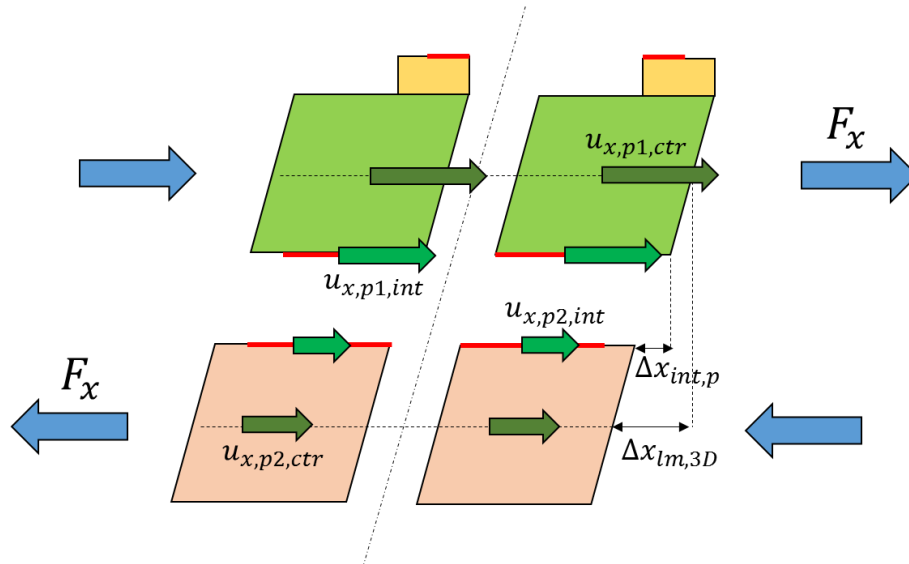


Figure 4-28 : Critique n°2 du critère de non-glissement actuel. Différence entre le glissement à ligne moyenne et le glissement interfacial.

Le critère actuel est formulé pour le contact p1/p2, donc bien qu'aucun terme de glissement n'apparaisse explicitement dans formulation, il concerne le glissement interfacial et est donc réaliste sur ce point.

- **Critique n°3**

Le nouveau modèle analytique de cisaillement montre que le modèle de Coulomb classique n'est pas suffisant pour représenter le comportement non-linéaire d'une liaison sollicitée en cisaillement. Or, le critère de non-glissement actuel réduit le comportement en cisaillement au comportement du contact p1/p2, donc il n'est pas réaliste sur ce point.

Afin d'expliquer les implications de cette remarque, trois comportements tangentiels du contact p1/p2 sont comparés sur la Figure 4-29. Ces comportements sont issus des modèles de contact suivants :

- Le modèle de « Coulomb classique » (1) ;
- Le modèle de « Coulomb élastique » (2) ;
- Le modèle analytique de cisaillement développé dans ces travaux (3) (voir Figure 4-17).

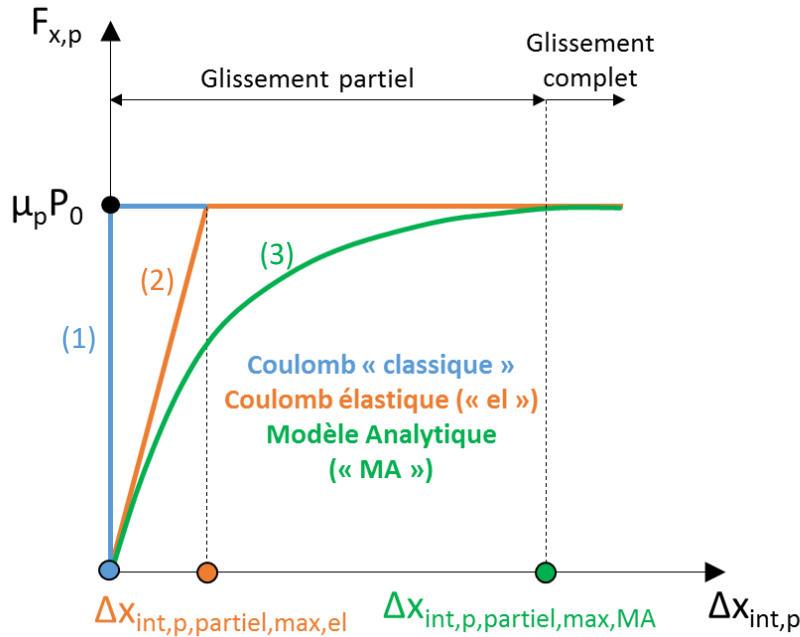


Figure 4-29 : Comparaison de plusieurs comportements tangentiels du contact p1/p2. Modèles de Coulomb classique (1), de Coulomb élastique (2) et analytique de cisaillement (3).

Le comportement issu du modèle analytique de cisaillement développé dans ce chapitre montre que la relation entre l'effort $F_{x,p}$ et le glissement interfacial $\Delta x_{int,p}$ du contact p1/p2 est strictement non-linéaire. Ceci implique que le moindre effort de frottement $F_{x,p}$, et donc le moindre effort de cisaillement total F_x , entraîne un glissement interfacial $\Delta x_{int,p}$. Par ailleurs, la phase de glissement partiel, c'est-à-dire de $\Delta x_{int,p} = 0$ à $\Delta x_{int,p} = \Delta x_{int,p,partiel,max,MA}$ (voir Figure 4-29) est relativement étendue. Le modèle de Coulomb élastique prend en compte une raideur de contact initiale. C'est le modèle utilisé pour la modélisation des contacts v/r et p1/p2 dans le modèle analytique de cisaillement. Il permet de modéliser une transition adhérence-glissement de $\Delta x_{int,p} = 0$ à $\Delta x_{int,p} = \Delta x_{int,p,partiel,max,el}$. Cette phase de glissement partiel est moins étendue que dans le modèle analytique de référence. De plus, le comportement pendant cette phase est linéaire alors que le comportement de référence est non-linéaire.

Le modèle de Coulomb classique est binaire : soit il y a glissement soit il y a adhérence, la transition adhérence-glissement étant instantanée. Le glissement partiel maximal est nul, donc forcément inférieur au glissement partiel maximal issu des deux autres modèles.

Le critère de non-glissement actuel est un critère en effort qui est basé sur le modèle de Coulomb classique. Cependant, la condition de non-glissement qui en découle est valable pour les trois modèles présentés. Ils ont tous le même effort de saturation $\mu_p P_0$. Le principal problème du critère actuel vient du fait qu'il tolère implicitement un certain glissement interfacial des pièces $\Delta x_{int,p}$. Comme le montre la Figure 4-29, avant que l'effort $F_{x,p}$ n'atteigne $\mu_p P_0$, une phase de glissement partiel existe, pendant laquelle le glissement interfacial des pièces $\Delta x_{int,p}$ augmente en fonction de la sollicitation. Cette phase de glissement partiel est occultée par le critère actuel. Or, ceci peut être problématique. Selon les paramètres de la liaison, le glissement interfacial partiel maximal des pièces $\Delta x_{int,p,partiel,max}$ peut être de l'ordre d'une dizaine de microns lorsque $F_{x,p}$ atteint sa valeur de saturation. Dans le cas de la configuration témoin de LIG, il est par exemple de 8.2 microns (voir Figure 4-17). Ainsi, si le critère actuel était appliqué dans le cas de la configuration témoin de LIG, la liaison pourrait être validée tout en autorisant ce niveau de glissement partiel entre les pièces. Or, selon la notion de « criticité » définie dans le chapitre 1, ce niveau de glissement peut être problématique si la liaison est critique, c'est-à-dire si elle fait partie de la charge utile du véhicule spatial. Dans ce type de liaison, le glissement autorisé est très faible, de l'ordre de 1 μm , voire nul. L'utilisation du critère actuel pour ce type de

liaisons n'est donc pas du tout conservative en termes de glissement, bien que des coefficients de sécurité soient ajoutés pour d'autres raisons dans les formulations industrielles. Pour une liaison moins critique de la plateforme dans laquelle un glissement interfacial pourrait être toléré, l'utilisation du critère actuel implique que ce glissement toléré soit inférieur au glissement partiel maximal, soit 8.2 μm pour le cas de la configuration témoin de LIG. Pour certaines liaisons, cela peut être suffisant mais pour d'autres dans lesquelles le glissement toléré est faible, cela peut ne pas être conservatif.

Le critère de non-glissement actuel ne peut donc pas être considéré comme suffisant concernant la critique n°3. Il contient intrinsèquement un risque non négligeable de défaillance. La définition d'une nouvelle marge de non-glissement des pièces nous donc semble justifiée. L'objectif est de mieux prendre en compte la tolérance éventuelle d'un glissement des pièces selon la criticité de la liaison. Nous avons donc pensé à un critère faisant apparaître explicitement le glissement des pièces.

4.3.3.1.2. Nouvelle marge de non-glissement en cisaillement

Un nouveau critère de non-glissement en glissement est proposé. Il est défini par la relation (79).

$$\Delta x_{\text{int},p,\text{cis}} \leq \Delta x_{\text{int},p,\text{adm}} \quad (79)$$

Le fait d'imposer une condition sur le glissement interfacial des pièces $\Delta x_{\text{int},p,\text{cis}}$ permet à l'utilisateur de fixer lui-même un niveau de glissement interfacial admissible $\Delta x_{\text{int},p,\text{adm}}$ adéquat. Il peut alors prendre en compte la criticité d'une liaison de façon explicite. En comparaison, dans le critère de non-glissement actuel, le glissement admissible serait fixe $\Delta x_{\text{int},p,\text{adm}}$ et égal au glissement partiel maximal $\Delta x_{\text{int},p,\text{partiel,max}}$ de référence (ex : 8.2 μm dans le cas de la configuration témoin de LIG).

Ce nouveau critère peut être décliné en deux sous-critères, un pour le glissement interfacial maximal $\Delta x_{\text{int},p,\text{max,cis}}$ et un autre pour le glissement interfacial résiduel $\Delta x_{\text{int},p,\text{res,cis}}$. Comme évoqué jusqu'à maintenant, le glissement interfacial résiduel est une grandeur qui concerne plutôt la phase de lancement et le glissement interfacial maximal plutôt la phase orbitale. Cette différenciation se traduit par les relations (80).

$$\begin{aligned} \Delta x_{\text{int},p,\text{max,cis}} &\leq \Delta x_{\text{int},p,\text{max,adm}} \\ \Delta x_{\text{int},p,\text{res,cis}} &\leq \Delta x_{\text{int},p,\text{res,adm}} \end{aligned} \quad (80)$$

Les marges de calcul (« MoS ») de non-glissement associées à ces critères sont données par les relations (81).

$$\begin{aligned} MoS_{ng,\text{max,cis}} &= 1 - \frac{\Delta x_{\text{int},p,\text{max,cis}}}{\Delta x_{\text{int},p,\text{max,adm}}} \\ MoS_{ng,\text{res,cis}} &= 1 - \frac{\Delta x_{\text{int},p,\text{res,cis}}}{\Delta x_{\text{int},p,\text{res,adm}}} \end{aligned} \quad (81)$$

L'application de la nouvelle marge de non-glissement et de ses variantes nécessite l'utilisation du modèle analytique de correction en cisaillement (voir Figure 4-1) pour obtenir la valeur de $\Delta x_{\text{int},p,\text{max,cis}}$ et $\Delta x_{\text{int},p,\text{res,cis}}$.

4.3.3.2. Sollicitations combinées

4.3.3.2.1. Critique de la marge actuelle

La marge de non-glissement en sollicitations combinées actuelle est définie par la relation (77).

$$MoS_{slip,comb} = \frac{\mu_p (P_0 - F_z)}{F_s} - 1 \quad (82)$$

Le critère de non-glissement correspondant est défini par la relation (78).

$$F_s \leq \mu_p (P_0 - F_z) \quad (83)$$

Avec

$$F_s = \sqrt{F_x^2 + F_y^2} \quad (84)$$

Les critiques qui peuvent être formulées à l'égard de ce critère de non-glissement sont les mêmes que celles concernant le critère actuel en cisaillement. En plus de ce dernier, le critère en sollicitations combinées prend en compte une autre composante de sollicitation en cisaillement selon F_y et la sollicitation de traction-compression F_z . Il fait l'hypothèse que tout l'effort de traction-compression F_z passe par le contact p1/p2, soit $F_z = F_{z,p}$. En réalité, comme pour le cisaillement, une partie de l'effort total F_z est reprise par le contact v/r (voir relations (51)). Ainsi, F_z est toujours supérieur à $F_{z,p}$. Le critère de non-glissement en sollicitations combinées actuel est conservatif en traction et non-conservatif en compression. En effet, le modèle analytique de CTCF développé dans ces travaux montre que la traction favorise le glissement interfacial du contact p1/p2 $\Delta x_{int,p}$ tandis que la compression l'atténue. Le fait de supposer que la totalité de l'effort F_z es reprise par le contact p1/p2 alors que cela n'est pas le cas en réalité a tendance a surestimer le glissement, ce qui rend le critère actuel conservatif en traction. En compression, comme l'effort F_z est supérieur à $F_{z,p}$, la formulation du critère actuel fait que le glissement est plus atténué que dans la réalité, ce qui est non-conservatif et présente donc un risque de défaillance supplémentaire.

L'utilisation du critère de non-glissement en sollicitations combinées pose les mêmes problèmes qu'en cisaillement et ajoute un risque de défaillance en compression. De plus, ce critère ne prend pas en compte la sollicitation de flexion, alors que nous avons vu qu'elle avait un impact non négligeable. De la même façon qu'en cisaillement, il nous semble intéressant de proposer une nouvelle marge de non-glissement en sollicitations combinées.

4.3.3.2.2. Nouvelle marge de non-glissement en sollicitations combinées

Dans la réalité, une liaison est la plupart du temps soumise à tous les types de sollicitations en même temps. Cependant, la torsion est très souvent faible. Les sollicitations combinées de cisaillement-traction/compression-flexion sont les plus fréquentes. Ces sollicitations combinées comprennent du cisaillement selon x et y et de la flexion autour de x et autour de y.

Jusqu'ici, seule une composante de glissement interfacial a été étudiée, soit $\Delta x_{int,p}$. Or, lors de sollicitations combinées réelles, le glissement interfacial du contact p1/p2 comprend deux composantes, soit $\Delta x_{int,p}$ et $\Delta y_{int,p}$. Les glissements interfaciaux $\Delta x_{int,p,comb}$ et $\Delta y_{int,p,comb}$ en sollicitations combinées sont exprimés par les relations (85).

$$\begin{aligned} \Delta x_{int,p,comb} &= \Delta x_{int,p,ctcf,x} \\ \Delta y_{int,p,comb} &= \Delta y_{int,p,ctcf,y} \end{aligned} \quad (85)$$

Le glissement interfacial total du contact p1/p2 $\Delta xy_{int,p,comb}$ est exprimé par une norme quadratique, ce qui se traduit par la relation (86).

$$\Delta xy_{int,p,comb} = \sqrt{\Delta x_{int,p,comb}^2 + \Delta y_{int,p,comb}^2} \quad (86)$$

Le nouveau critère de non-glissement en sollicitations combinées est donc exprimé par la relation (87).

$$\Delta xy_{int,p,comb} \leq \Delta xy_{int,p,adm} \quad (87)$$

Comme en cisaillement, ce critère peut être décliné en deux sous-critères, un pour le glissement interfacial maximal $\Delta xy_{int,p,max,comb}$ et un pour le glissement interfacial résiduel $\Delta xy_{int,p,res,comb}$ selon que son application concerne plutôt la phase de lancement ou la phase orbitale. Ce critère a les mêmes avantages que le critère en cisaillement. Il prend en compte toutes les composantes de sollicitations sauf la torsion qui est considérée comme négligeable dans ces travaux. Les marges de calcul de non-glissement associées sont données par les relations (81).

$$MoS_{ng,max,comb} = 1 - \frac{\Delta xy_{int,p,max,comb}}{\Delta xy_{int,p,max,adm}} \quad (88)$$

$$MoS_{ng,res,comb} = 1 - \frac{\Delta xy_{int,p,res,comb}}{\Delta xy_{int,p,res,adm}}$$

L'application de la nouvelle marge de non-glissement et de ses variantes nécessite l'utilisation du modèle analytique de correction en cisaillement (voir Figure 4-1) pour obtenir la valeur de $\Delta x_{int,p,max,comb}$ et $\Delta x_{int,p,res,comb}$.

4.3.3.3. Sollicitation thermique

4.3.3.3.1. Critique de la marge actuelle

La marge actuelle de non-glissement en sollicitation thermique est donnée par la relation (89).

$$MoS_{slip,th} = \frac{\mu_p (P_0 + \Delta P_{th})}{F_s} - 1 \quad (89)$$

Le critère actuel de non-glissement correspondant est donné par la relation (90).

$$F_s \leq \mu_p (P_0 + \Delta P_{th}) \quad (90)$$

La variation d'effort normal ΔP_{th} dans la liaison peut être positive ou négative selon la dilatation différentielle des pièces (voir relation (61)). La discussion concernant ce critère est donc exactement la même que pour le critère de non-glissement en sollicitations combinées.

4.3.3.3.2. Nouvelle marge de non-glissement en sollicitation thermique

Le nouveau critère de non-glissement en sollicitation thermique a la même forme qu'en sollicitations combinées. Comme ce critère concerne plutôt la phase orbitale, un glissement interfacial initial égal au glissement interfacial résiduel $\Delta xy_{int,p,res,comb}$ généré lors de la phase de lancement peut être présent. Nous proposons de prendre en compte ce glissement interfacial résiduel dans le nouveau critère de non-glissement en sollicitation thermique. Celui-ci est alors défini par la relation (91).

$$\Delta xy_{int,p,th} + \Delta xy_{int,p,res,comb} \leq \Delta xy_{int,p,max} \quad (91)$$

La sollicitation thermique étant assimilée à des sollicitations combinées de CTCF (à part pour la variation d'effort normal ΔP_{th}), les glissements interfaciaux selon x et y $\Delta x_{int,p,th}$ et $\Delta y_{int,p,th}$ sont obtenus avec le modèle de CTCF,TH, ce qui se traduit par les relations (92).

$$\Delta xy_{int,p,th} = \Delta x_{int,p,ctcf,th}$$

$$\Delta y_{int,p,th} = \Delta y_{int,p,ctcf,th} \quad (92)$$

Le glissement interfacial total du contact p1/p2 $\Delta x_{y_{int,p,th}}$ est alors exprimé par une norme quadratique, ce qui se traduit par la relation (93).

$$\Delta x_{y_{int,p,th}} = \sqrt{\Delta x_{int,p,th}^2 + \Delta y_{int,p,th}^2} \quad (93)$$

La marge de calcul de non-glissement en sollicitation thermique associée est donnée par la relation (94).

$$MoS_{ng,max,th} = 1 - \frac{\Delta x_{y_{int,p,max,th}}}{\Delta x_{y_{int,p,max,adm}}} \quad (94)$$

L'application de la nouvelle marge de non-glissement et de ses variantes nécessite l'utilisation du modèle analytique de correction en cisaillement (voir Figure 4-1) pour obtenir la valeur de $\Delta x_{int,p,max,th}$.

4.4. Conclusion sur l'étude analytique

4.4.1. Conclusion

Dans ce chapitre, une nouvelle méthode de dimensionnement des liaisons vissées a été mise en place (voir Figure 4-1). Cette méthode comprend :

- Un nouveau connecteur linéaire
- La définition des raideurs de ce connecteur
- La correction du comportement de ce connecteur a posteriori des simulations numériques
- L'utilisation de nouvelles marges de calcul

Le nouveau connecteur linéaire est défini dans le chapitre 3. Son type et sa configuration sont très proches du type et de la configuration actuelle. Sa configuration est recherchée de façon à être au plus proche de celle d'une liaison isolée générique (« LIG »). La principale différence de ce connecteur linéaire avec les connecteurs actuels est la définition de ses raideurs. Celles-ci sont définies par des formulations analytiques explicites (relations (27), (62), (65) et (68)). Les raideurs initiales en cisaillement $k_{x,0}$ ($=k_{y,0}$) et en torsion $k_{\theta z,0}$ sont issues des avancées de ces travaux tandis que les raideurs en traction-compression $k_{z,0}$ et en flexion $k_{\theta y,0}$ ($=k_{\theta x,0}$) sont issues d'une méthode existante, la VDI 2230. La définition de raideurs plus réaliste permet de se rapprocher du comportement réel d'une LIG avant simulations numériques et est nécessaire par la suite pour corriger le comportement linéaire dans de bonnes conditions. Dans la méthode actuelle, les raideurs ont des valeurs génériques. Nous avons montré que ces valeurs n'avaient pas de sens physique et aucun lien avec les valeurs moyennes ou extrêmes des raideurs plus réalistes, et ce sur l'ensemble du domaine d'étude représentatif étudié dans ces travaux (voir 4.3.1). Etant donné que ces raideurs conditionnent le comportement des connecteurs actuels et les actions mécaniques à l'issue des simulations numériques, il nous semble que le calcul de marges associé est plutôt hasardeux.

Le comportement linéaire du connecteur induit une rigidification de la structure localement et globalement et le comportement non-linéaire réel en cisaillement n'est pas respecté (voir 4.1). Il en découle un risque de dimensionnement non-optimisé si certaines grandeurs issues de ce comportement linéaire sont utilisées directement dans des marges de calcul. Pour cette raison, dans la nouvelle méthode de dimensionnement, nous proposons de corriger le comportement en cisaillement du nouveau connecteur linéaire a posteriori des simulations numériques en s'appuyant sur un modèle analytique de correction non-linéaire. Pour cela, une démarche originale est mise en place. Cette démarche nécessite le développement de deux types de modèles analytiques. D'une part, un modèle analytique non-linéaire du comportement en cisaillement d'une liaison vissée est développé (voir 4.2.1). Les hypothèses de ce modèle s'appuient en grande partie sur les avancées des chapitres 2 et 3. En particulier, la notion de glissement interfacial est une notion clé car, comme observé expérimentalement et numériquement, le glissement dépend de la zone de mesure. Le

modèle prend aussi en compte le caractère rugueux des contacts. Pour cela, une approche couplée phénoménologique / constitutive permet d'identifier les paramètres μ et g_c d'un modèle de Coulomb élastique qui constitue la base de la modélisation des contacts par le biais de modèles de contacts constitutifs, eux-mêmes basés sur le modèle de contact EPB [ERI, 2011] issu de la littérature (voir 4.2.3). D'autre part, un modèle analytique de « Morphing » est proposé afin d'adapter le modèle analytique de cisaillement précédent au cas spécifique des connecteurs linéaires. Ce modèle permet « d'étirer » en temps réel le comportement du connecteur linéaire vers le comportement non-linéaire réel (voir 4.3.2). Le couplage de ces deux modèles forme ce que nous appelons un « modèle analytique de correction ». Des extensions de ce modèle analytique de correction sont également développées de façon à prendre en compte l'influence des sollicitations combinées de traction-compression et de flexion sur le comportement en cisaillement et le glissement des pièces. Il est clair que ces sollicitations ont une influence non négligeable (voir 4.2.5).

Pour finir, certaines grandeurs issues du comportement corrigé alimentent de nouvelles marges de calcul de non-glissement définies à partir des modèles analytiques non-linéaires. Trois nouvelles marges ont été définies : une en cisaillement, une en sollicitations combinées et une en sollicitation thermique. Elles sont formulées en glissement (voir 4.3.3). En comparaison, dans la méthode actuelle, les marges de calcul de non-glissement sont formulées en effort et sont alimentées par certaines composantes non corrigées issues des simulations numériques industrielles. Les marges de non-glissement actuelles ont été discutées et il ressort qu'elles présentent un risque intrinsèque de défaillance qui provient d'une part des modèles analytiques simplifiés dont elles sont issues, d'autre part de leur formulation en effort, et pour finir du fait de les alimenter avec des composantes obtenues avec des raideurs génériques non physiques.

4.4.2. Transition vers le chapitre 5

Dans le chapitre 5, des modèles numériques industriels des spécimens d'essais étudiés dans les chapitres 2 et 3 sont développés. Les objectifs sont les suivants :

- *Appliquer la nouvelle méthode de dimensionnement des liaisons vissées mise en place dans le chapitre 4 à ces cas concrets et évaluer ses performances ;*
- *Confronter cette nouvelle méthode à la méthode actuelle ;*
- *Mettre en évidence les avantages et les inconvénients de chaque méthode.*

CHAPITRE 5 : CAS D'APPLICATION

Dans ce chapitre, des modèles numériques industriels des spécimens d'essais étudiés dans les chapitres 2 et 3 sont développés. Les objectifs de ce chapitre sont les suivants :

- Appliquer la nouvelle méthode de dimensionnement des liaisons vissées mise en place dans le chapitre précédent à ces cas concrets et évaluer ses performances ;
- Confronter cette nouvelle méthode à la méthode actuelle ;
- Mettre en évidence les avantages et les inconvénients de chaque méthode.

Table des matières

5.1 Introduction	186
5.1.1. Présentation des deux méthodes de dimensionnement	186
5.1.2. Modèles simplifiés (« MS »)	187
5.2. Spécimen quasi-statique	190
5.2.1. Modèles simplifiés.....	190
5.2.2. Résultats	191
5.2.3. Marges de calcul.....	194
5.2.4. Conclusion sur le cas quasi-statique.....	195
5.3. Spécimen thermique	195
5.3.1. Modèles simplifiés.....	196
5.3.2. Résultats	197
5.3.3. Marges de calcul.....	200
5.3.4. Conclusions sur le cas thermique	202
5.4. Spécimen dynamique	202
5.4.1. Modèles simplifiés.....	203
5.4.2. Résultats	204
5.4.3. Marges de calcul.....	209
5.4.4. Conclusions sur le cas dynamique	211
5.5. Conclusions sur les cas d'application	212
5.5.1. Récapitulation.....	212
5.5.2. Comparaison des deux méthodes de dimensionnement	213

5.1. Introduction

L'objectif principal de ce chapitre est de confronter la nouvelle méthode de dimensionnement des liaisons vissées à la méthode actuelle. Pour cela, ces deux méthodes ont été appliquées sur les trois spécimens d'essai présentés dans les chapitres 2 et 3.

5.1.1. Présentation des deux méthodes de dimensionnement

Deux méthodes de dimensionnement (« MD ») des liaisons vissées sont confrontées :

- La méthode actuelle, présentée dans le chapitre 1 (« MD V1 »)
- La nouvelle méthode, développée dans le chapitre 4 (« MD V2 »)

Ces deux méthodes sont confrontées sur la Figure 5-1.

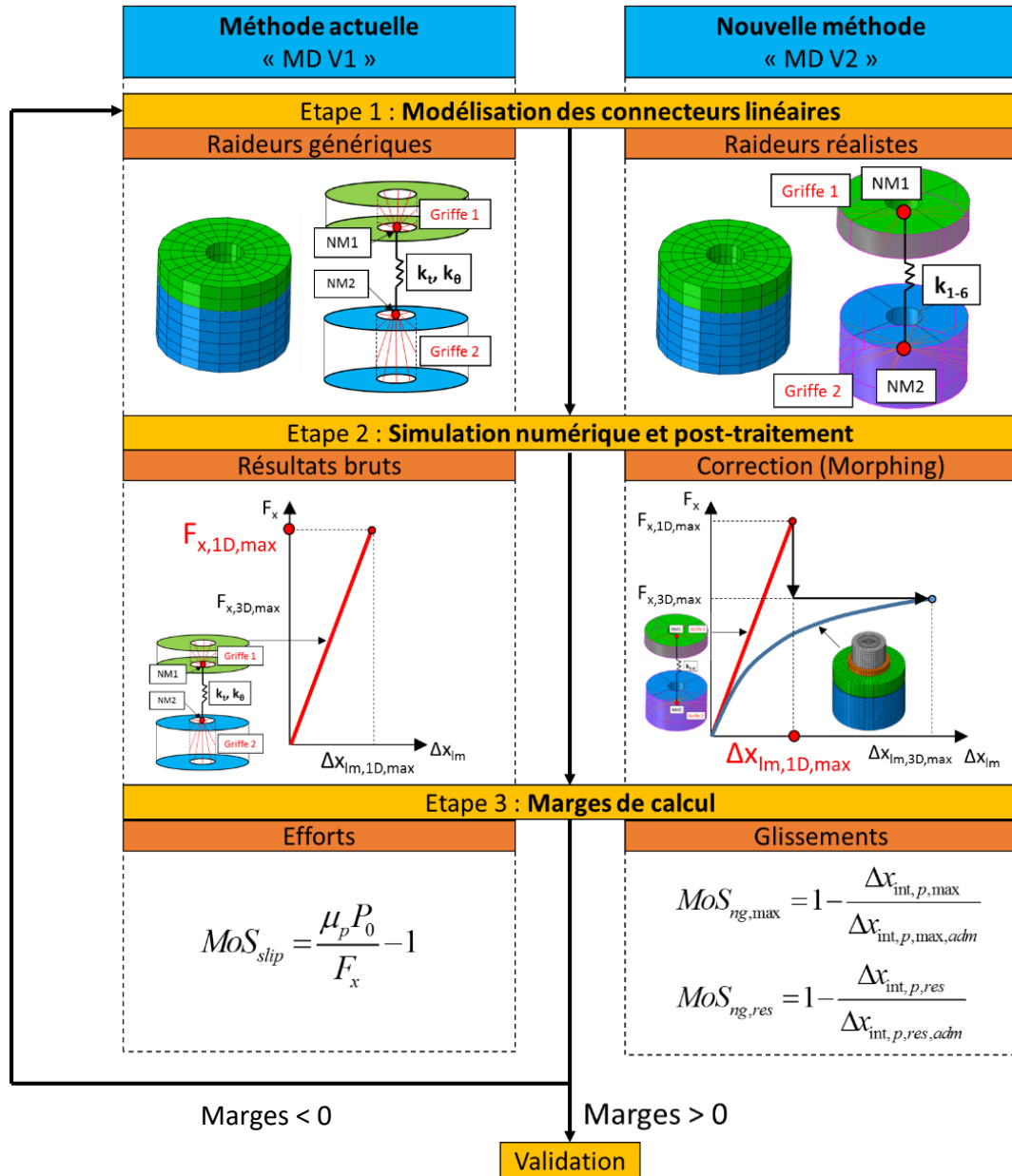


Figure 5-1 : Confrontation de la méthode actuelle MD V1 et de la nouvelle méthode MD V2 de dimensionnement des liaisons vissées.

Les principales caractéristiques de ces deux méthodes de dimensionnement sont récapitulées dans le Tableau 5-1.

			MD V1	MD V2
Modèle simplifié (« MS »)	Structure		3D	
	Connecteurs linéaires	Type	Ressorts (x6)	
		Configuration	2 NM au centre et à ligne moyenne de chaque pièce + 2 griffes	2 NM superposés au centre du contact p1/p2 + 2 griffes
		Raideurs	Actuelles (génériques)	Nouvelles (4.3.1)
Simulation numérique et post-traitement			Résultats bruts	Correction du comportement (4.3.2)
Marges de calcul « MoS »			Actuelle(s)	Nouvelles(s) (4.3.3)

Tableau 5-1 : Caractéristiques des méthodes de dimensionnement MD V1 et MD V2.

5.1.2. Modèles simplifiés (« MS »)

Les trois spécimens d'essais étudiés sont modélisés de façon simplifiée en se rapprochant au mieux des pratiques industrielles actuelles.

5.1.2.1. Structure

La structure des MS est modélisée en 3D afin de rester au plus proche de la structure réelle. Cela permet d'étudier exclusivement l'impact des modifications apportées au niveau des connecteurs. Le maillage de la structure 3D est grossier de façon à se rapprocher des pratiques industrielles, dans lesquelles le temps de calcul doit être optimisé. Le type des éléments est identique à celui des MEF3D. Les MS sont linéaires et les contacts ne sont donc pas modélisés. Les sollicitations et les conditions limites sont identiques à celles des MEF3D du chapitre 3. Seule l'étape d'application de la précharge P_0 n'est pas prise en compte étant donné que la vis n'est pas modélisée.

5.1.2.2. Connecteurs linéaires

5.1.2.2.1. Type et configuration

Le type des connecteurs linéaires est le même dans les deux méthodes. Il s'agit de ressorts (x6) reliés à la structure par des éléments rigides sur toute la hauteur du trou. La configuration diffère légèrement d'une méthode à l'autre. Les configurations de la méthode actuelle « MD V1 » et de la nouvelle méthode « MD V2 » sont illustrées sur la Figure 5-2.

Dans le connecteur V1, les nœuds maîtres (« NM ») NM1 et NM2 sont superposés et positionnés au centre du contact p1/p2. Le diamètre de la griffe correspond au diamètre sous tête de vis d_{tv} . Le diamètre du perçage central est égal au diamètre de la griffe. Dans le connecteur V2, les nœuds maîtres NM1 et NM2 sont positionnés au centre et à ligne moyenne de chaque pièce. Le diamètre de reprise de la griffe est égal au diamètre extérieur des pièces d_p , afin de se rapprocher au mieux de la configuration de LIG correspondante. La valeur du diamètre d_p est choisie arbitrairement comme étant la valeur moyenne du DER décrit dans le chapitre 3. Cette valeur peut être modifiée en fonction de la configuration de la liaison. Le diamètre du perçage correspond à la moyenne des diamètres du trou de passage de la vis d_t et du taraudage de la pièce inférieure d_s .

Les déplacements à ligne moyenne des pièces $u_{x,lm,p1,1D}$ et $u_{x,lm,p2,1D}$ sont récupérés au niveau des nœuds maîtres NM1 et NM2 respectivement. Le glissement à ligne moyenne $\Delta x_{lm,1D}$ est la différence de ces deux déplacements. Les déplacements selon z $u_{z,lm,p1,1D}$ et $u_{z,lm,p2,1D}$ et les rotations autour de y $\theta_{y,lm,p1,1D}$ et $\theta_{y,lm,p2,1D}$ (non renseignés sur la Figure 5-2) sont également récupérés sur ces NM. Le déplacement différentiel selon z est la différence des deux déplacements $u_{z,lm,p1,1D}$ et $u_{z,lm,p2,1D}$.

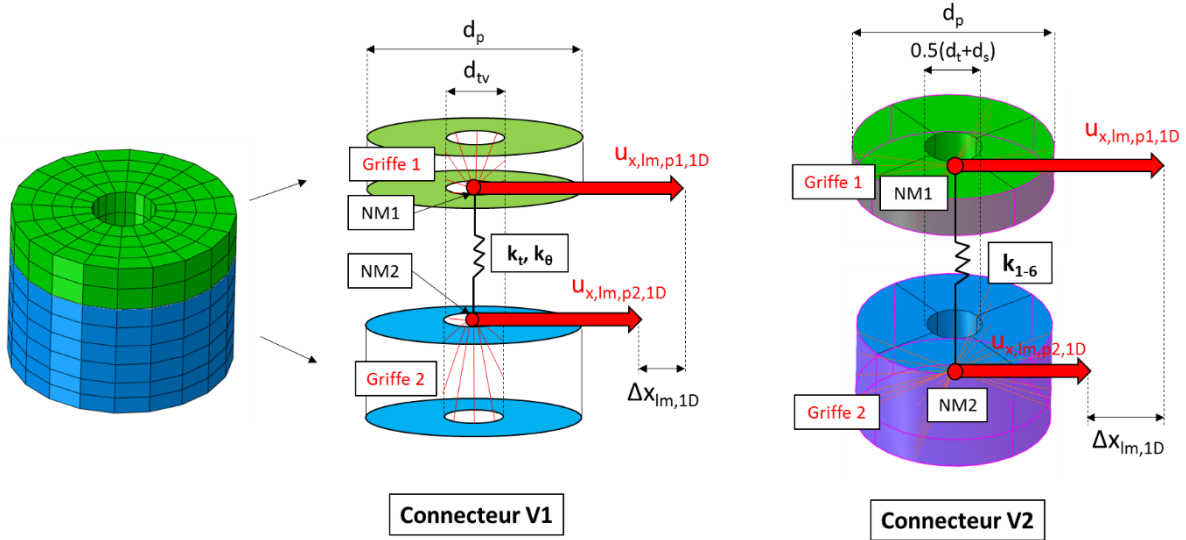


Figure 5-2 : Configuration des connecteurs linéaires V1 et V2.

5.1.2.2.2. Raideurs

Les jeux de raideurs utilisés dans la MD V1 et la MD V2 sont définis dans le Tableau 5-2.

		Connecteur V1 Génériques	Connecteur V2 Formulations analytiques de raideurs initiales
$k_{x,0}$	N/mm	10^6	Cisaillement (4.3.1). ($k_{x,0}=k_{y,0}$)
$k_{y,0}$	N/mm		
$k_{z,0}$	N/mm	10^6	Traction-compression (4.3.1)
$k_{\theta x,0}$	N.mm/rad	10^{10}	Flexion (4.3.1). ($k_{\theta x,0}=k_{\theta y,0}$)
$k_{\theta y,0}$	N.mm/rad		
$k_{\theta z,0}$	N.mm/rad	10^{10}	Torsion (4.3.1)

Tableau 5-2 : Jeux de raideurs utilisés dans les connecteurs linéaires V1 et V2.

Dans le connecteur V1, les raideurs ont des valeurs génériques, avec une valeur pour les translations k_t et une autre pour les rotations k_θ . Dans le connecteur V2, elles sont calculées à partir des formules analytiques du chapitre 4 (4.3.1). Les raideurs en cisaillement selon x et y sont supposées identiques ($k_{x,0}=k_{y,0}$) et les raideurs en flexion autour de x et y également ($k_{\theta x,0}=k_{\theta y,0}$).

Dans les cas d'application thermique et dynamique, la configuration des liaisons diffère de la configuration de la LIG utilisée pour obtenir les formulations analytiques de raideurs, à cause de la présence de capteurs d'effort. Une épaisseur supplémentaire est prise en compte en modifiant l'épaisseur e_r et le module de Young E_r de la rondelle dans les modèles analytiques. Des précisions sont données dans les parties correspondantes.

5.1.2.3. Simulation numérique

Dans la MD V1, les résultats issus des simulations numériques ne sont pas corrigés, ils sont utilisés directement dans les marges de calcul.

Dans la MD V2, le comportement en cisaillement du connecteur linéaire est corrigé avec les modèles analytiques de correction développés dans le chapitre 4 (4.3.2) avant d'utiliser certaines de ses composantes dans les nouvelles marges de calcul (4.3.3).

5.1.2.4. Stratégie de confrontation des deux méthodes de dimensionnement

La stratégie de confrontation consiste à appliquer les deux méthodes sur les trois spécimens d'essais étudiés dans les chapitres 2 et 3. Dans un premier temps, le comportement en cisaillement des connecteurs V1 et V2 $F_{x,1D}$ vs $\Delta x_{lm,1D}$ est confronté aux comportements en cisaillement de référence issus du MEF3D du spécimen d'essai $F_{x,ref}$ vs $\Delta x_{lm,ref}$. Les résultats expérimentaux sont superposés lorsque cela est possible, même s'ils ne sont pas obtenus strictement dans les mêmes zones de mesure que dans les MEF3D et les MS.

Dans un second temps, certaines sorties du connecteur V2 sont utilisées pour alimenter les modèles analytiques de correction de la nouvelle méthode de dimensionnement. Le comportement non-linéaire en cisaillement $F_{x,3D}$ vs $\Delta x_{lm,3D}$ issu de cette correction est superposé sur les courbes de comportement en cisaillement précédentes. Cette correction donne également accès à l'évolution du glissement à ligne moyenne $\Delta x_{lm,3D}$ et du glissement interfacial du entre les pièces $\Delta x_{int,p}$. Les glissements interfaciaux maximal $\Delta x_{int,p,max}$ et résiduel $\Delta x_{int,p,res}$ sont utilisés dans les nouvelles marges de calcul (« MoS ») définies dans le chapitre 4.

Les MoS de la MD V1 (« MoS V1») sont des marges en efforts et sont calculées avec les actions mécaniques issues du connecteur V1 sans correction. Les MoS de la MD V2 (« MoS V2») sont des marges en glissement et sont calculées à partir des glissements interfaciaux $\Delta x_{int,p,max}$ et résiduel $\Delta x_{int,p,res}$ obtenus après correction du comportement du connecteur V2.

Une discussion est proposée quant à la performance des deux méthodes sur chaque cas d'application.

5.2. Spécimen quasi-statique

Le spécimen quasi-statique est sollicité en double-cisaillement. Cette sollicitation est engendrée en imposant un déplacement à l'extrémité des plaques excentrées du spécimen. Localement, les liaisons vissées sont soumises à une sollicitation de cisaillement simple.

5.2.1. Modèles simplifiés

Les 2 MS étudiés sont illustrés par la Figure 5-3.

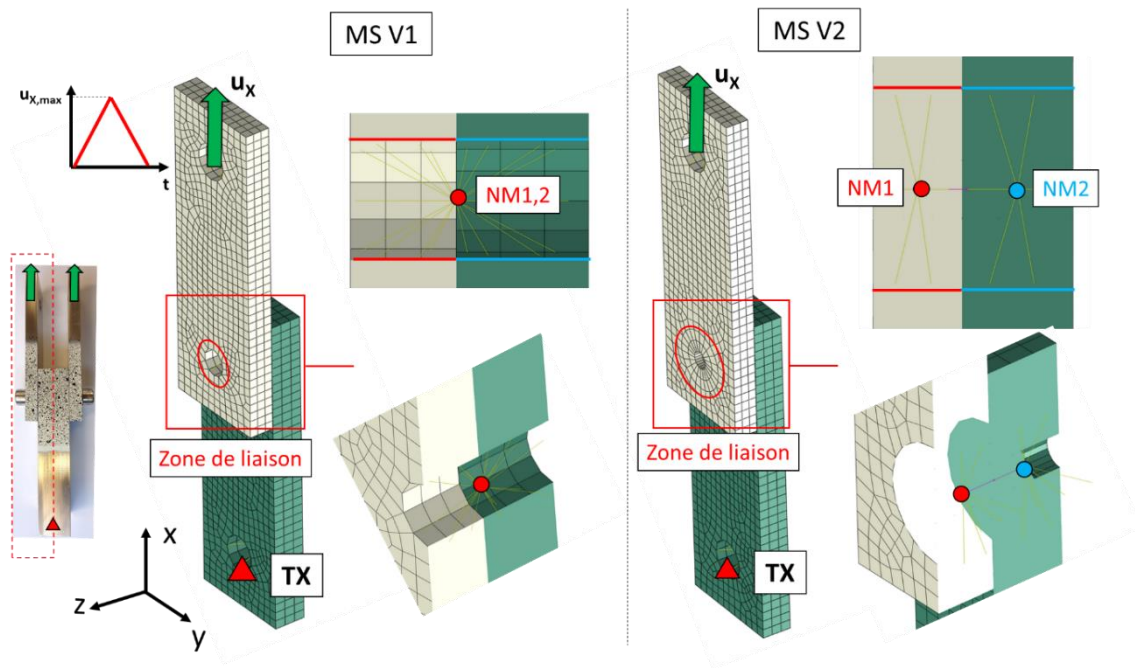


Figure 5-3 : MS V1 et MS V2 du spécimen quasi-statique.

Les deux jeux de raideurs utilisés pour le cas quasi-statique sont détaillés dans le Tableau 5-3.

		Connecteur V1	Connecteur V2
$k_{x,0}$	N/mm	10^6	$1.50 \cdot 10^6$
$k_{y,0}$	N/mm		
$k_{z,0}$	N/mm	10^6	$2.98 \cdot 10^6$
$k_{\theta x,0}$	N.mm/rad	10^{10}	$6.12 \cdot 10^7$
$k_{\theta y,0}$	N.mm/rad		
$k_{\theta z,0}$	N.mm/rad	10^{10}	$10.3 \cdot 10^7$

Tableau 5-3 : Jeux de raideurs utilisés dans les connecteurs V1 et V2. Spécimen quasi-statique.

Les raideurs du connecteur V2 sont calculées avec les paramètres donnés dans le Tableau 5-4. Ces paramètres correspondent aux caractéristiques du spécimen quasi-statique expérimental.

Géométrie					Matériaux				Contacts				Précharge
d	e_{p1}/d	d_p/d	l_{eng}/d	l_f/l_{eng}	E_{p1}	E_{p2}	E_v	E_r	μ_v	$g_{c,v}$	μ_p	$g_{c,p}$	P_0
mm	—	—	—	—	MPa	MPa	MPa	MPa	—	μm	—	μm	N
8	1	3.412	0.8	0.5625	193000	193000	193000	193000	0.2577	0.991	0.2596	0.574	10400

Tableau 5-4 : Paramètres de calcul des raideurs analytiques. Spécimen quasi-statique.

Les coefficients de frottement μ_v et μ_p et les glissements critiques $g_{c,v}$ et $g_{c,p}$ des contacts v/r et p1/p2 sont respectivement obtenus avec les modèles « EPBR » et « EPBFR », développés dans le chapitre 4

et alimentés avec les paramètres donnés dans le Tableau 5-5. Les paramètres de rugosité Ra_{p1} , Ra_{p2} , Ra_v et Ra_r et les duretés Vickers HV_{p1} , HV_{p2} , HV_v et HV_r sont mesurés expérimentalement selon une procédure décrite en annexes A1.1.2 et A1.1.3.

Contact p1/p2									
d	e_{p1}/d	d_p/d	E_{p1}	E_{p2}	Ra_{p1}	Ra_{p2}	HV_{p1}	HV_{p2}	P_0
mm	—	—	MPa	MPa	μm	μm	—	—	N
8	1	3.412	193000	193000	0.593	0.593	172	172	10400
Contact v/r									
d	E_v	E_r	Ra_v	Ra_r	HV_v	HV_r	P_0		
mm	MPa	MPa	μm	μm	—	—	N		
8	193000	193000	0.813	0.322	357	209	10400		

Tableau 5-5 : Paramètres des modèles EPBR (haut) et EPBFR (bas), respectivement pour le calcul des paramètres μ_v , $g_{c,v}$ et μ_p , $g_{c,p}$. Spécimen quasi-statique.

En pratique, les paramètres de rugosité Ra_{p1} , Ra_{p2} , Ra_v et Ra_r et les duretés Vickers HV_{p1} , HV_{p2} , HV_v et HV_r sont mesurables à l'aide de moyens de mesure dédiés mais sont peu pratiques dans le milieu industriel. Une façon de procéder serait de mettre en place des outils de type abaques de façon à faire une correspondance entre ces paramètres de contact physiques et le coefficient de frottement μ et le glissement critique g_c . Cela peut se faire de façon purement analytique à l'aide du modèle EPB décrit dans le chapitre 4 ou bien par le biais de campagnes d'essais.

5.2.2. Résultats

5.2.2.1. Présentation

Dans un premier temps, le comportement en cisaillement des connecteurs V1 et V2 est confronté au comportement en cisaillement issu du MEF3D du spécimen quasi-statique développé dans le chapitre 2. Les résultats expérimentaux obtenus dans le chapitre 3 sont également superposés. Dans un second temps, le glissement à ligne moyenne maximal $\Delta x_{lm,1D,max}$ issu du connecteur V2 est utilisé pour alimenter le modèle analytique de correction en cisaillement simple développé dans le chapitre 4. Le comportement en cisaillement obtenu après correction est superposé aux résultats précédents sur la Figure 5-4. Les comportements en cisaillement sont illustrés sur la Figure 5-4. Les résultats sont tronqués à partir de phase de compression car celle-ci n'a pas été étudiée expérimentalement et n'apporte pas plus d'informations. Les valeurs de référence issues du MEF3D et des essais sont indicées « ref ».

Remarque : le modèle de correction en cisaillement peut être appliqué directement sur le résultat issu du connecteur V1, mais le résultat après correction est moins satisfaisant étant donné que la raideur en cisaillement utilisée est moins réaliste que dans le connecteur V2.

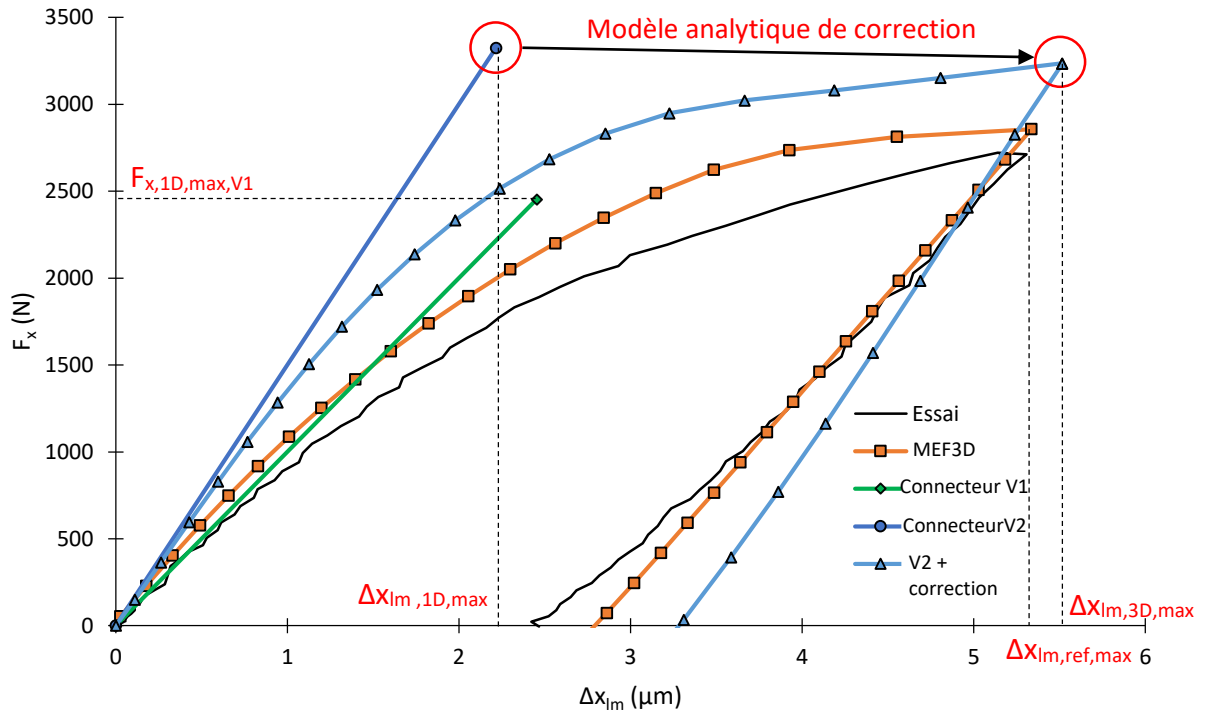


Figure 5-4 : Comportement en cisaillement selon x. Confrontation du MEF3D, des résultats expérimentaux, des connecteurs V1 et V2 et V2 + correction. Spécimen quasi-statique.

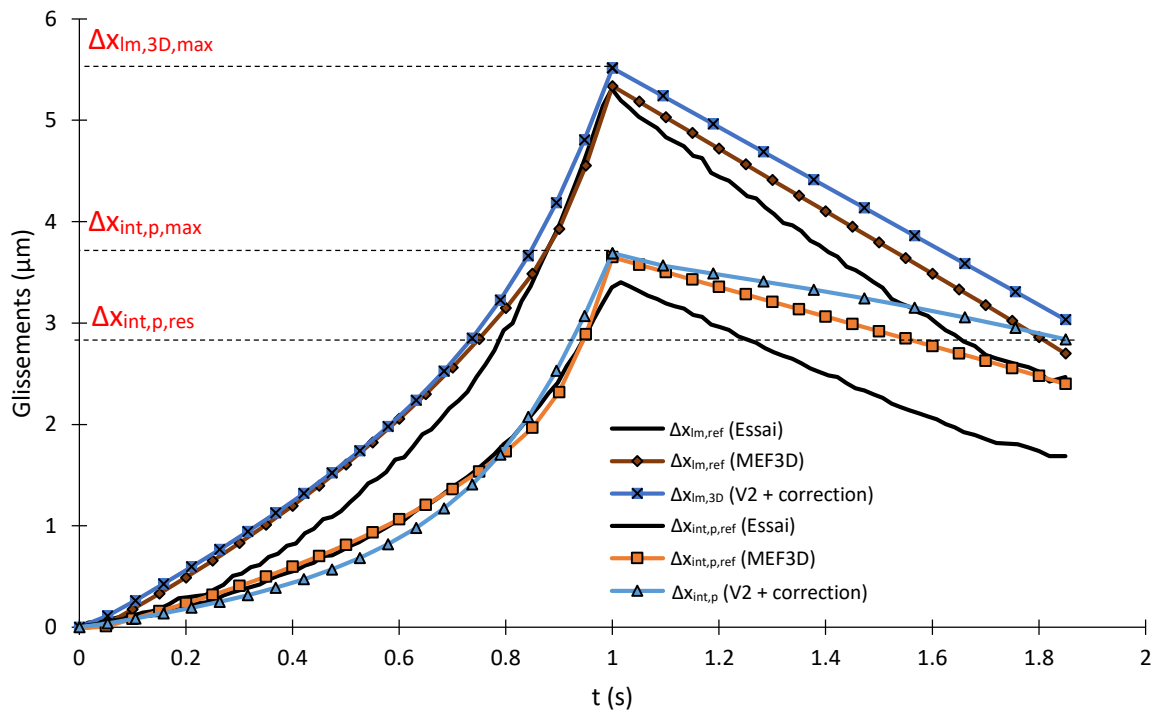


Figure 5-5 : Glissements à ligne moyenne Δx_{lm} et interfacial $\Delta x_{int,p}$ en fonction du temps. Confrontation des glissements après correction $\Delta x_{lm,3D}$ et $\Delta x_{int,p}$ aux glissements de référence $\Delta x_{lm,3D}$ (MEF3D) et $\Delta x_{int,p}$ (MEF3D). Spécimen quasi-statique.

Le glissement à ligne moyenne maximal $\Delta x_{lm,1D,max} = 2.22 \mu m$ issu du connecteur V2 est utilisé pour alimenter le modèle analytique de correction en cisaillement simple. Les glissements à ligne moyenne

$\Delta x_{lm,3D}$ et interfacial $\Delta x_{int,p}$ obtenus en sortie de ce modèle sont confrontés aux glissements de référence sur la Figure 5-5. Les résultats sont tracés en fonction du temps afin de faciliter la confrontation. La base de temps est celle du MEF3D.

Les glissements obtenus en sortie du modèle analytique de correction $\Delta x_{lm,3D,max}$, $\Delta x_{int,p,max}$ et $\Delta x_{int,p,res}$ (repérés en rouge sur les Figure 5-4 et Figure 5-5) sont comparés aux glissements de référence $\Delta x_{lm,ref,max}$, $\Delta x_{int,p,ref,max}$ et $\Delta x_{int,p,ref,res}$ dans le Tableau 5-6. Les valeurs expérimentales ne sont pas prises comme référence car elles ne sont pas obtenues strictement dans les mêmes zones de mesures que celles du MEF3D définies dans le chapitre 3 et des MS.

	$\Delta x_{lm,max}$	$\Delta x_{int,p,max}$	$\Delta x_{int,p,res}$
Essai	5.31	3.36	1.69
MEF3D	5.34	3.5	2.4
Connecteur V1	2.45	--	--
ER (réf : MEF3D)	-54.1%	--	--
Connecteur V2+ correction	5.52	3.7	2.7
ER (réf : MEF3D)	4.2%	5.7%	12.5%

Tableau 5-6 : Confrontation des glissements issus des connecteurs V1, V2 + correction et de référence.

Les glissements interfaciaux maximal $\Delta x_{int,p,max}$ et résiduel $\Delta x_{int,p,res}$ issus du connecteur V2 + correction sont utilisés dans les nouvelles marges de calcul de non-glissement en cisaillement par la suite.

5.2.2.2. Discussion sur les résultats

Comportement en cisaillement : Figure 5-4

Les comportements en cisaillement de référence numérique et expérimental ont déjà été commentés dans la partie 3.

Les connecteurs V1 et V2 ont un comportement en cisaillement linéaire. Ces comportements diffèrent surtout à cause des raideurs en cisaillement $k_{x,0}$ qui ne sont pas les mêmes dans les deux connecteurs. La raideur en cisaillement $k_{x,0}$ dans le connecteur V2 est 1.5 fois supérieure à celle du connecteur V1 (voir Tableau 5-3). Les autres raideurs n'interviennent quasiment pas dans leur comportement car la sollicitation de cisaillement est prépondérante. L'effort de cisaillement maximal $F_{x,1D,max,V2}$ dans le connecteur V2 est 1.48 fois supérieur à l'effort $F_{x,1D,max,V1}$ dans le connecteur V1. Nous pouvons considérer que la différence de comportement est uniquement due à la différence de raideur $k_{x,0}$. La configuration des connecteurs a donc très peu d'influence sur le comportement en cisaillement simple.

Glissements : Figure 5-5

Les glissements de référence $\Delta x_{lm,ref}$ et $\Delta x_{int,p,ref}$ ont déjà été commentés dans le chapitre 3.

La confrontation montre que la correction de type Morphing en cisaillement simple proposée dans le chapitre 4 permet de se rapprocher correctement du glissement à ligne moyenne de référence $\Delta x_{lm,ref,max}$ et des comportements en cisaillement de référence, comme le montre la Figure 5-4. L'hypothèse sur laquelle se base le Morphing, selon laquelle l'écart sur le glissement à ligne moyenne $\Delta x_{lm,1D}$ du connecteur linéaire V2 et celui de référence $\Delta x_{lm,ref}$ est dû au glissement interfacial $\Delta x_{int,p}$, semble être vérifiée. Après correction, l'allure de $\Delta x_{lm,3D}$ respecte bien l'allure du $\Delta x_{lm,ref}$ (MEF3D), autant pendant la phase de charge que pendant la phase de décharge.

Même si un écart relatif entre $\Delta x_{lm,ref}$ (MEF3D) et $\Delta x_{lm,3D}$ subsiste, cet écart est positif, donc le glissement à ligne moyenne après correction $\Delta x_{lm,3D}$ surestime globalement le glissement à ligne moyenne de référence $\Delta x_{lm,ref}$ (MEF3D). Le glissement interfacial après correction $\Delta x_{int,p}$ est légèrement

inférieur au glissement interfacial numérique de référence $\Delta x_{\text{int},p,\text{ref}}$ (MEF3D) au début de la phase de charge puis supérieur dans la suite du comportement. Ainsi, les glissements interfaciaux maximal $\Delta x_{\text{int},p,\text{max}}$ et résiduel $\Delta x_{\text{int},p,\text{res}}$ sont surestimés après correction, comme le montre la Figure 5-5. Cette surestimation n'est pas gênante puisqu'elle est faible et qu'elle rend la nouvelle méthode légèrement conservative.

5.2.3. Marges de calcul

5.2.3.1. Présentation

Les marges de calcul (« MoS ») de non-glissement pour un comportement de cisaillement simple sont récapitulées dans le Tableau 5-7 pour les MD V1 et V2.

La MoS V1 est alimentée avec l'effort $F_{x,1D,\text{max},V1}$, qui vaut 2453 N (voir Figure 5-4). L'application des MoS V2 nécessite les glissements interfaciaux maximal $\Delta x_{\text{int},p,\text{max}}$ et résiduel $\Delta x_{\text{int},p,\text{res}}$ obtenus en sortie du modèle analytique de correction en cisaillement simple. Les valeurs admissibles du glissement interfacial $\Delta x_{\text{int},p,\text{max},\text{adm}}$ et $\Delta x_{\text{int},p,\text{res},\text{adm}}$ sont des valeurs arbitraires qui pourraient convenir pour une liaison critique de la charge utile. Elles permettent par ailleurs de créer une contradiction entre la MoS V1 actuelle et les MoS V2 de façon à alimenter une discussion. Elles ne proviennent d'aucune étude particulière et ne doivent donc pas être retenue comme valeurs de référence pour d'autres travaux.

	MD V1	MD V2
MoS	$MoS_{\text{slip}} = 1 - \frac{F_x}{\mu_p P_0}$	$MoS_{\text{ng,max,cis}} = 1 - \frac{\Delta x_{\text{int},p,\text{max,cis}}}{\Delta x_{\text{int},p,\text{max,adm}}}$ $MoS_{\text{ng,res,cis}} = 1 - \frac{\Delta x_{\text{int},p,\text{res,cis}}}{\Delta x_{\text{int},p,\text{res,adm}}}$
Application numérique	$F_x = 2453 \text{ N}$ $\mu_p = 0.2596$ $P_0 = 10400 \text{ N}$	$\Delta x_{\text{int},p,\text{max,cis}} = 3.7 \mu\text{m}$ $(\Delta x_{\text{int},p,\text{max,ref}} (\text{MEF3D}) = 3.5 \mu\text{m})$ $\Delta x_{\text{int},p,\text{res,cis}} = 2.7 \mu\text{m}$ $(\Delta x_{\text{int},p,\text{res,ref}} (\text{MEF3D}) = 2.4 \mu\text{m})$ $\Delta x_{\text{int},p,\text{max,adm}} = 2 \mu\text{m}$ $\Delta x_{\text{int},p,\text{res,adm}} = 1 \mu\text{m}$
	$MoS_{\text{slip}} = 9.1\%$	$MoS_{\text{ng,max}} = -85\%$ $MoS_{\text{ng,res}} = -170\%$

Tableau 5-7 : Confrontation des marges de calculs des MD V1 et V2. Spécimen quasi-statique.

5.2.3.2. Discussion sur les marges de calcul

La MoS V1 est positive (voir Tableau 5-7), ce qui traduit le fait que la liaison critique étudiée serait jugée conforme avec la MD V1 utilisée actuellement dans l'industrie spatiale. Cela vient de ce que le critère de dimensionnement actuel est un critère de glissement complet, comme évoqué dans le chapitre 4. Il tolère implicitement tout glissement interfacial $\Delta x_{\text{int},p}$ inférieur au glissement interfacial partiel maximal $\Delta x_{\text{int},p,\text{partiel,max}}$ et tout effort $F_{x,1D,\text{max},V1}$ inférieur à l'effort de saturation $\mu_p \times P_0$. L'analyse du comportement en cisaillement du MEF3D montre que l'effort de saturation $\mu_p \times P_0$ n'est pas atteint non plus dans le comportement de référence, donc il y a une certaine cohérence de la MD V1 à ce niveau. Cependant, comme la liaison est supposée critique, les glissements interfaciaux tolérés $\Delta x_{\text{int},p,\text{max,adm}}$ et $\Delta x_{\text{int},p,\text{res,adm}}$ sont faibles, respectivement de 2 μm et 1 μm , et ce peu importe la méthode de dimensionnement. Or, l'analyse du comportement en cisaillement du MEF3D montre qu'un

glissement interfacial maximal $\Delta x_{\text{int},p,\text{ref},\text{max}}$ de 3.5 μm et un glissement interfacial résiduel $\Delta x_{\text{int},p,\text{ref},\text{res}}$ de 2.4 μm sont atteints dans le MEF3D. Ces glissements sont supérieurs aux glissements admissibles $\Delta x_{\text{int},p,\text{max},\text{adm}}$ et $\Delta x_{\text{int},p,\text{res},\text{adm}}$. **La méthode de dimensionnement actuelle produit une marge de calcul positive alors que les glissements interfaciaux de référence sont supérieurs aux glissements admissibles, ce qui est dommageable.**

La nouvelle méthode de dimensionnement prévoit un glissement interfacial maximal $\Delta x_{\text{int},p,\text{max}}$ de 3.7 μm et résiduel $\Delta x_{\text{int},p,\text{res}}$ de 2.7 μm . Ces valeurs sont proches des valeurs issues du MEF3D et sont supérieures aux glissements admissibles $\Delta x_{\text{int},p,\text{max},\text{adm}}$ et $\Delta x_{\text{int},p,\text{res},\text{adm}}$. Cela conduit à des marges négatives (voir Tableau 5-7). **La nouvelle méthode de dimensionnement produit des marges négatives cohérentes avec le comportement de référence.**

Dans l'hypothèse où la nouvelle méthode de dimensionnement serait utilisée industriellement, il faudrait revoir le dimensionnement de la liaison supposée critique. Les paramètres de la liaison devraient être modifiés de façon à obtenir des marges MoS V2 positives. Les résultats du plan d'expériences présenté dans le chapitre 4 donnent des pistes quant aux modifications les plus susceptibles d'atteindre cet objectif. Afin de réduire les glissements interfaciaux $\Delta x_{\text{int},p,\text{max}}$ et $\Delta x_{\text{int},p,\text{res}}$, il faut diminuer le glissement à ligne moyenne $\Delta x_{\text{lm},3\text{D}}$ et augmenter la précharge P_0 . Dans le modèle de correction en cisaillement simple, le glissement à ligne moyenne $\Delta x_{\text{lm},3\text{D}}$ dépend du glissement interfacial $\Delta x_{\text{int},p}$, donc finalement la précharge P_0 est le paramètre le plus susceptible d'affecter les glissements interfaciaux maximal $\Delta x_{\text{int},p,\text{max}}$ et résiduel $\Delta x_{\text{int},p,\text{res}}$. Pour augmenter la précharge P_0 , il faut soit augmenter le diamètre nominal de la vis d , soit augmenter le niveau de serrage par le biais du paramètre k_{σ}/R_e , soit augmenter la résistance élastique de la vis $R_{e,v}$. Il n'est donc pas forcément nécessaire d'augmenter le diamètre de la liaison d pour atteindre des marges positives. Dans le cas étudié, en gardant un diamètre de vis de 8 mm et en prenant une vis en acier de classe 12.9 ($R_{e,v} = 1080 \text{ MPa}$), une précharge $P_0 = 26000 \text{ N}$, soit une augmentation d'un facteur 2.5 par rapport à la précharge $P_0 = 10400 \text{ N}$, permet d'atteindre un glissement interfacial maximal $\Delta x_{\text{int},p,\text{max}}$ de 1.8 μm et un glissement interfacial résiduel $\Delta x_{\text{int},p,\text{res}}$ de 0.6 μm en sortie du modèle analytique de correction en cisaillement simple (contre 1.4 et 0.5 μm respectivement dans le MEF3D correspondant), ce qui permettrait de valider la liaison supposée critique.

5.2.4. Conclusion sur le cas quasi-statique

Concernant le cas quasi-statique, nous voyons que pour une liaison critique, la méthode actuelle MD V1 produit un dimensionnement incohérent avec le comportement en cisaillement de référence (Figure 5-4) et l'évolution des glissements en fonction du temps (Figure 5-5). La nouvelle méthode de dimensionnement MD V2 produit des marges de calcul plus cohérentes par rapport au comportement de référence mais plus sévères puisque celles-ci invalident le design de la liaison. Des pistes d'amélioration sont données pour faire évoluer ce design vers des marges positives. En particulier, nous proposons d'augmenter la précharge P_0 dans la liaison, sans pour autant modifier le diamètre nominal d de la vis.

5.3. Spécimen thermique

Le spécimen thermique est soumis à une variation de température positive et uniforme ΔT . Localement, les liaisons vissées sont soumises à des sollicitations combinées de cisaillement-traction-flexion. La température maximale expérimentale de 130°C est ramenée à 70°C de façon à concentrer l'étude sur la phase de glissement interfacial $\Delta x_{\text{int},p}$ partiel. La fin de cette phase est repérée sur la première inflexion notable des courbes expérimentales (Figure 2-14 : Figure 2-17). Les résultats de référence expérimentaux et numériques sont donc « tronqués » à 70°C dans la suite de l'étude.

5.3.1. Modèles simplifiés

Les 2 MS étudiés sont illustrés par la Figure 5-6. Les deux jeux de raideurs utilisés dans les connecteurs pour le cas thermique sont détaillés dans le Tableau 5-8.

		Connecteur V1	Connecteur V2
$k_{x,0}$	N/mm	10^6	$0.98 \cdot 10^6$
$k_{y,0}$	N/mm		
$k_{z,0}$	N/mm	10^6	$1.67 \cdot 10^6$
$k_{\theta x,0}$	N.mm/rad	10^{10}	$2.43 \cdot 10^7$
$k_{\theta y,0}$	N.mm/rad		
$k_{\theta z,0}$	N.mm/rad	10^{10}	$8.96 \cdot 10^7$

Tableau 5-8 : Jeux de raideurs utilisés dans les connecteurs V1 et V2. Spécimen thermique.

Les raideurs du connecteur V2 sont calculées avec les paramètres donnés dans le Tableau 5-9. Ces paramètres correspondent aux caractéristiques du spécimen thermique expérimental.

Géométrie					Matériaux				Contacts				Précharge
d	e_{p1}/d	d_p/d	l_{eng}/d	l_f/l_{eng}	E_{p1}	E_{p2}	E_v	E_r	μ_v	$g_{c,v}$	μ_p	$g_{c,p}$	P_0
mm	—	—	—	—	MPa	MPa	MPa	MPa	—	μm	—	μm	N
8	1	3.412	0.75	0.333	71700	113800	193000	224600	0.2574	0.879	0.2625	0.635	5052

Tableau 5-9 : Paramètres de calcul des raideurs analytiques. Spécimen thermique.

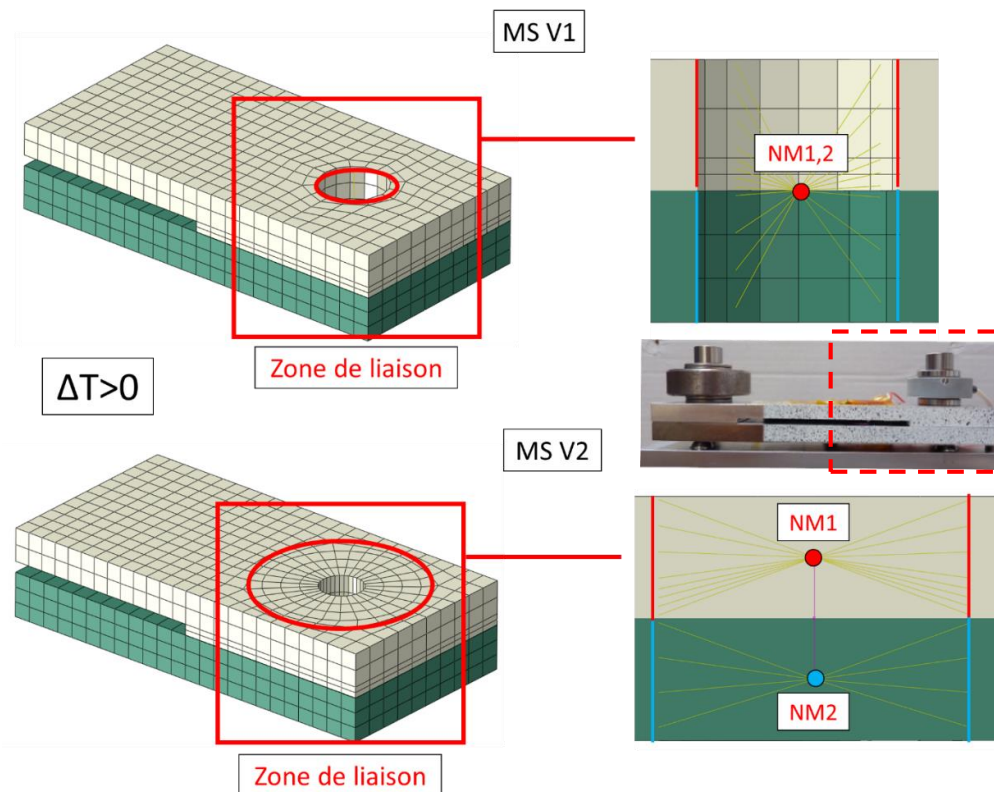


Figure 5-6 : MS V1 et MS V2 du spécimen thermique.

L'épaisseur supplémentaire due à la présence du capteur d'effort est prise en compte dans les modèles analytiques de raideurs en prenant une épaisseur de rondelle $e_r = 16$ mm et un module de Young correspondant au module équivalent du capteur d'effort, soit $E_r = 224600$ MPa. Les coefficients de

frottement μ_v et μ_p et les glissements critiques $g_{c,v}$ et $g_{c,p}$ des contacts v/r et p1/p2 sont respectivement obtenus avec les modèles « EPBR » et « EPBFR », développés dans le chapitre 4 et alimentés avec les paramètres donnés dans le Tableau 5-10. Les paramètres de rugosité Ra_{p1} , Ra_{p2} , Ra_v et Ra_r et les duretés Vickers HV_{p1} , HV_{p2} , HV_v et HV_r sont mesurées expérimentalement selon une procédure décrite en annexes A1.1.2 et A1.1.3.

Contact p1/p2									
d	e_{p1}/d	d_p/d	E_{p1}	E_{p2}	Ra_{p1}	Ra_{p2}	HV_{p1}	HV_{p2}	P_0
mm	—	—	MPa	MPa	μm	μm	—	—	N
8	1	3.412	71700	113800	0.758	0.51	147	366	5052
Contact v/r									
d	E_v	E_r	Ra_v	Ra_r	HV_v	HV_r	P_0		
mm	MPa	MPa	μm	μm	—	—	N		
8	193000	224600	1.127	0.237	352	184	5052		

Tableau 5-10 : Paramètres des modèles EPBR (haut) et EPBFR (bas), respectivement pour le calcul des paramètres μ_v , $g_{c,v}$ et μ_p , $g_{c,p}$. Spécimen thermique.

5.3.2. Résultats

5.3.2.1. Présentation

Dans un premier temps, le comportement en cisaillement issu des connecteurs V1 et V2 est confronté au comportement en cisaillement issu du MEF3D du spécimen présenté dans le chapitre 2. Les résultats expérimentaux sont également superposés. Dans un second temps, le glissement à ligne moyenne $\Delta x_{lm,1D,max}$ issu du connecteur V2 est utilisé pour alimenter le modèle analytique de correction en cisaillement-traction/compression-flexion, version thermique (« CTCF,TH ») développé dans le chapitre 4. Le comportement en cisaillement obtenu après correction est superposé aux résultats précédents sur la Figure 5-7. L'effort de cisaillement expérimental F_x (Essai) est issu de la mesure des jauges de la plaque inférieure en titane en utilisant la relation (1).

$$F_x (Essai) = E_{p2} S_{p2} 0.5 (\varepsilon_{p2,b} + \varepsilon_{p2,h}) \quad (1)$$

Le glissement à ligne moyenne expérimental $\Delta x_{lm,res}$ (Essai) est issu des mesures de déplacements par corrélations d'images (Figure 2-14). Le comportement en cisaillement selon x est illustré sur la Figure 5-7. Afin de corriger le comportement en cisaillement du connecteur V2, le modèle analytique de correction en CTCF,TH est utilisé. Il doit être alimenté avec plusieurs sorties issues du comportement linéaire du connecteur V2, qui sont :

- le glissement à ligne moyenne $\Delta x_{lm,1D,max} = 8.65 \mu m$
- les rotations $\theta_{y,lm,p1,1D,max} = 0.00195 \text{ rad}$ et $\theta_{y,lm,p2,1D,max} = 0.00167 \text{ rad}$, récupérées au niveau des nœuds maîtres NM1 et NM2 (voir Figure 5-2)
- la variation d'effort normal dans la liaison $\Delta P_{th,max} = 2921 \text{ N}$ (voir 4.2.5.2).

Les grandeurs intervenant dans le calcul de $\Delta P_{th,max}$ sont données dans le Tableau 5-11.

Coefficients de dilatation thermique				Raideurs selon z	
α_{p1}	α_{p2}	α_v	α_r	$k_{z,v}$ (vis)	$k_{z,p}$ (pièces)
$10^{-6}/K$	$10^{-6}/K$	$10^{-6}/K$	$10^{-6}/K$	N/mm	N/mm
22.4	8.8	8.8	13.9	$2.73 \cdot 10^5$	$1.31 \cdot 10^6$

Tableau 5-11 : Grandeurs intervenant dans le calcul de la variation d'effort normal $\Delta P_{th,max}$ due à la variation de température ΔT .

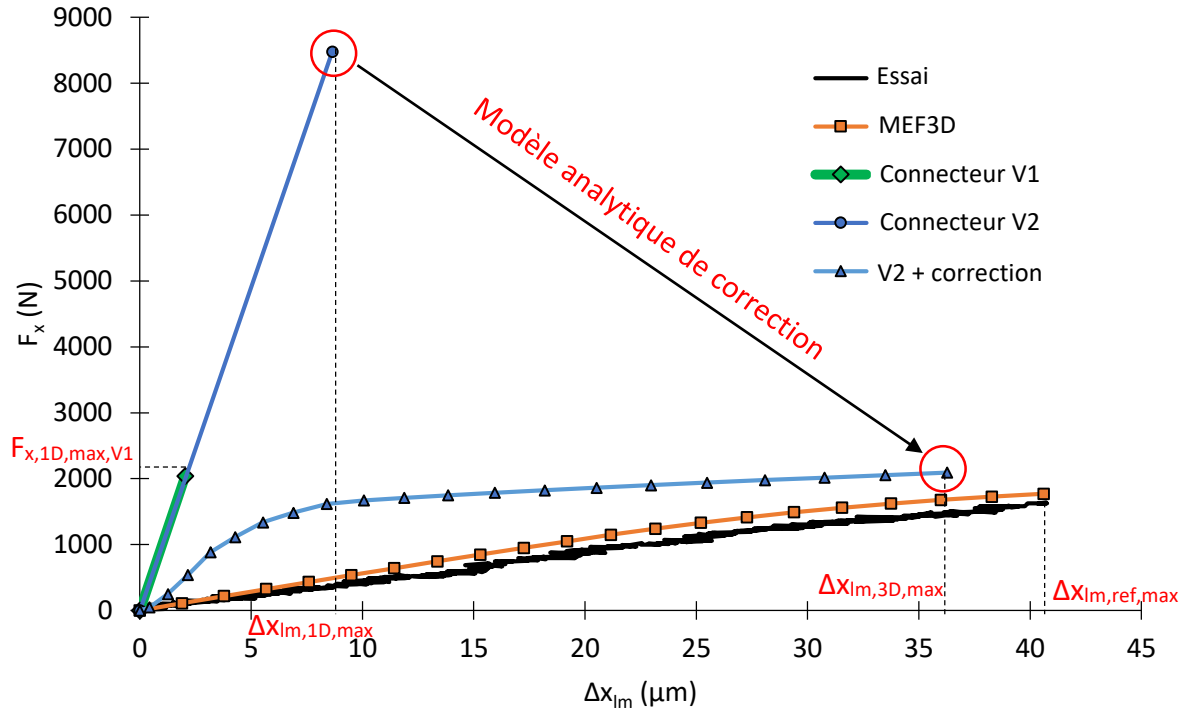


Figure 5-7 : Comportement en cisaillement selon x. Confrontation du MEF3D, des résultats expérimentaux, des connecteurs V1 et V2 et V2 + correction. Spécimen thermique.

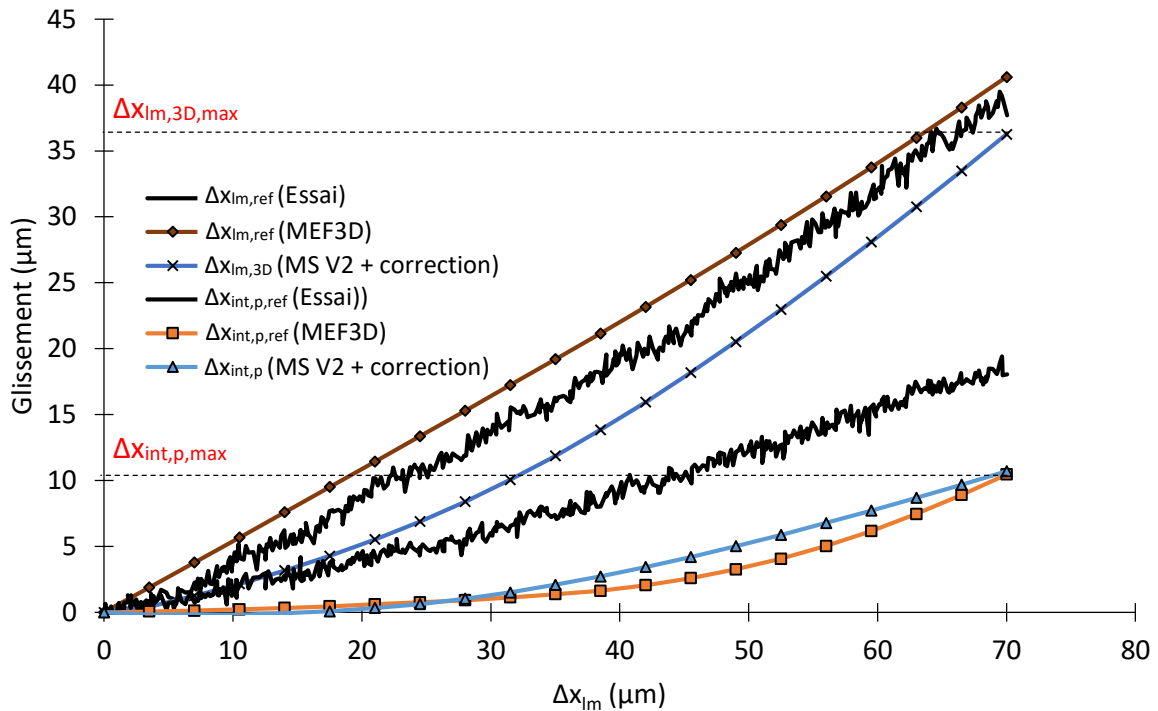


Figure 5-8 : Glissements à ligne moyenne Δx_{lm} et interfacial $\Delta x_{int,p}$ en fonction du temps. Confrontation des glissements après correction $\Delta x_{lm,3D}$ et $\Delta x_{int,p}$ aux glissements de référence $\Delta x_{lm,3D}$ (MEF3D) et $\Delta x_{int,p}$ (MEF3D). Spécimen thermique.

Le modèle analytique de correction CTCF,TH ainsi alimenté permet d'obtenir le comportement en cisaillement correspondant sur la Figure 5-7. Il permet aussi d'obtenir l'évolution du glissement à fibre moyenne $\Delta x_{lm,3D}$ et du glissement interfacial $\Delta x_{int,p}$ en fonction de la variation de température ΔT . Ces

glissements sont confrontés aux glissements de référence numérique $\Delta x_{lm,ref}$ (MEF3D) et $\Delta x_{int,p,ref}$ (MEF3D) et expérimentaux $\Delta x_{lm,ref}$ (Essai) et $\Delta x_{int,p,ref}$ (Essai) sur la Figure 5-8.

Les glissements obtenus en sortie du modèle analytique de correction $\Delta x_{lm,3D,max}$ et $\Delta x_{int,p,max}$ sont comparés aux glissements de référence $\Delta x_{lm,ref,max}$ et $\Delta x_{int,p,ref,max}$ dans le Tableau 5-6. Les valeurs expérimentales ne sont pas prises comme référence car elles ne sont pas obtenues strictement dans les mêmes zones de mesures que celles du MEF3D définies dans le chapitre 3 et des MS.

	$\Delta x_{lm,max}$	$\Delta x_{int,p,max}$
Essai	37.7	18.1
MEF3D	40.6	10.5
Connecteur V1	2.04	--
ER (Réf : MEF3D)	-95%	--
Connecteur V2 + correction	36.3	10.7
ER (Réf : MEF3D)	-10.6%	1.9%

Tableau 5-12 : Confrontation des glissements issus des connecteurs V1, V2 + correction et de référence.

Le glissement interfacial maximal $\Delta x_{int,p,max}$ issu du connecteur V2 + correction est utilisé dans la nouvelle marge de calcul de non-glissement en sollicitation thermique par la suite.

5.3.2.2. Discussion sur les résultats

Comportement en cisaillement : Figure 5-7

Les comportements de référence numérique et expérimentaux ont déjà été commentés dans les chapitres 2 et 3.

Les deux connecteurs linéaires ont des comportements en cisaillement quasiment superposés jusqu'à $F_{x,1D,max,V1} = 2043$ N. Ceci est notamment dû aux raideurs en cisaillement $k_{x,0}$ qui sont quasiment identiques dans les deux connecteurs V1 et V2. Cependant, le comportement en cisaillement du connecteur V2 engendre un effort de cisaillement et un glissement à ligne moyenne $\Delta x_{lm,1D,max}$ plus importants. Contrairement au cas quasi-statique de cisaillement simple, la sollicitation thermique produit des sollicitations combinées de cisaillement-traction-flexion dans la liaison. Or, comme indiqué dans le chapitre 4, la flexion a une influence importante sur le comportement en cisaillement. Dans le cas thermique, cette flexion n'a pas le même effet sur les connecteurs V1 et V2. Les raideurs en flexion $k_{\theta y,0}$ ne sont pas les mêmes. Celle du connecteur V2 est 412 fois inférieure à la raideur en flexion $k_{\theta y,0}$ du connecteur V1. Ainsi, les rotations autour de y $\theta_{y,lm,p1,1D,max}$ et $\theta_{y,lm,p2,1D,max}$ du connecteur V2 sont beaucoup plus importantes que celles du connecteur V1. Comme expliqué dans le chapitre 4, les rotations des pièces ont tendance à favoriser les glissements en générant des déplacements additionnels. Il est donc normal que le glissement à ligne moyenne $\Delta x_{lm,1D,max}$ soit plus important dans le connecteur V2.

La correction du comportement du connecteur V2 permet d'atteindre un glissement à ligne moyenne $\Delta x_{lm,3D,max}$ raisonnable mais inférieur au glissement à ligne moyenne de référence $\Delta x_{lm,ref,max}$ (MEF3D). Bien que la raideur initiale $k_{x,0}$ soit diminuée d'un facteur 2.1 après correction, elle reste supérieure de 3.4 fois la raideur initiale en cisaillement issue du MED3D (voir Tableau 5-4). Le comportement corrigé étant plus raide que le comportement réel, l'effort de cisaillement issu du MEF3D $F_{x,ref}$ (MEF3D) est surestimé jusqu'à environ $\Delta x_{lm,ref}$ (MEF3D) = 30 μm , où l'écart relatif n'est plus que de 24.1% avec $F_{x,ref}$ (MEF3D). Comme le modèle analytique de correction en cisaillement simple a donné de bons résultats sur le cas quasi-statique, nous attribuons les écarts entre le comportement corrigé en CTCF,TH et le comportement de référence du MEF3D à la présence de flexion dans le cas thermique. En effet, la

correction du glissement à ligne moyenne $\Delta x_{lm,1D}$ due à la flexion est simultanée à la correction en cisaillement simple dans le modèle analytique de Morphing en CTCF,TH. Pour la correction en cisaillement simple, la non-linéarité est supposée provenir uniquement du glissement interfacial $\Delta x_{int,p}$, et ce dernier n'est influencé que par des efforts de frottements selon x d'après le modèle analytique de cisaillement de base développé dans le chapitre 4. Avec la présence de flexion, le glissement interfacial $\Delta x_{int,p}$ est aussi influencé par les rotations des pièces $\theta_{y,lm,p1,3D}$ et $\theta_{y,lm,p2,3D}$, et donc par des moments de flexion. Les écarts peuvent aussi provenir de spécificités liées à la sollicitation thermique, qui pour le moment est prise en compte seulement par le biais de la variation d'effort normal ΔP_{th} . Dans des travaux ultérieurs, le modèle analytique de correction en CTCF,TH pourra être amélioré en prenant en compte un couplage plus complexe entre le cisaillement et la flexion (et éventuellement la sollicitation thermique).

A notre connaissance, il n'existe actuellement pas d'approche de correction du comportement en cisaillement d'un connecteur linéaire de ce type, et nous pensons que le comportement en cisaillement après correction améliore suffisamment le comportement linéaire du connecteur V2 pour être considéré comme satisfaisant. A l'issue de la correction, la raideur initiale en cisaillement et l'effort de cisaillement de référence $F_{x,ref}$ (MEF3D) sont surestimés sur toute la variation de température ΔT , donc la correction est conservatrice en effort. Cependant, cela n'est pas le cas en glissement (voir Figure 5-4) et nous proposerons une discussion à ce sujet dans les conclusions de cette partie.

Glissements : Figure 5-8

Les comportements de référence numérique et expérimentaux ont déjà été détaillés dans les chapitres 2 et 3.

Le glissement à ligne moyenne après correction $\Delta x_{lm,3D}$ a une plus forte non-linéarité que son homologue $\Delta x_{lm,ref}$ (MEF3D). Ceci est attribué à la formulation du modèle analytique de Morphing en CTCF,TH. Dans le MEF3D, le glissement à ligne moyenne $\Delta x_{lm,ref}$ (MEF3D) est en grande partie piloté par la déformation différentielle des pièces (Figure 2-14), et dans une moindre mesure par le glissement interfacial $\Delta x_{int,p,ref}$ (MEF3D). Or le modèle analytique de correction en CTCF,TH ne fait pas intervenir cette dilatation différentielle. La correction de type Morphing prend uniquement en compte le glissement interfacial $\Delta x_{int,p}$ et la rotation des pièces $\theta_{y,lm,p1,3D}$ et $\theta_{y,lm,p2,3D}$. En début de correction, nous avons observé que l'influence des rotations $\theta_{y,lm,p1,3D}$ et $\theta_{y,lm,p2,3D}$ sur le glissement à ligne moyenne $\Delta x_{lm,3D}$ était surestimée. Cela a tendance à produire des non-linéarités plus marquées après correction que dans le comportement de référence issu du MEF3D, surtout pour des glissements faibles.

Concernant le glissement interfacial $\Delta x_{int,p}$, la valeur maximale de ce glissement est très proche de la valeur de $\Delta x_{int,p,ref}$ (MEF3D). Seule l'allure des courbes diffère un peu dans la zone de début du glissement interfacial à cause de la forme du modèle de Morphing, pour les mêmes raisons que pour le glissement à ligne moyenne $\Delta x_{lm,3D}$. Le glissement interfacial expérimental $\Delta x_{lm,ref}$ (Essai) n'étant pas mesuré strictement au niveau du contact entre les pièces, il est plus élevé que les autres glissements interfaciaux $\Delta x_{int,p}$ et $\Delta x_{int,p,ref}$ (MEF3D). Cela n'est pas gênant car la confrontation expérimentale / numérique a été validée dans le chapitre 3 en confrontant les résultats strictement dans les mêmes zones de mesure.

5.3.3. Marges de calcul

5.3.3.1. Présentation

Les marges de calcul de non-glissement en sollicitation thermique sont récapitulées dans le Tableau 5-13 pour les MD V1 et V2.

	MD V1	MD V2
MoS	$MoS_{slip,th} = \frac{\mu_p (P_0 + \Delta P_{th})}{F_x} - 1$	$MoS_{ng,th} = 1 - \frac{\Delta x_{int,p,max,th} + \Delta x_{int,p,res,cis}}{\Delta x_{int,p,max,adm}}$
Application numérique	$F_x = 2043\text{ N}$ $\mu_p = 0.2625$ $P_0 = 5052\text{ N}$ $\Delta P_{th} = 2921\text{ N}$	$\Delta x_{int,p,max,th} = 10.7\text{ }\mu\text{m}$ $(\Delta x_{int,p,max,ref}(\text{MEF3D}) = 10.5\text{ }\mu\text{m})$ $\Delta x_{int,p,res,cis} = 2.7\text{ }\mu\text{m}$ $\Delta x_{int,p,max,adm} = 2\text{ }\mu\text{m}$
	$MoS_{slip,th} = 2.46\%$	$MoS_{ng,th} = -593\%$

Tableau 5-13 : Confrontation des marges de calculs des MD V1 et V2. Spécimen thermique.

La MoS V1 est alimentée avec l'effort $F_{x,1D,max,V1}$, qui vaut 2043 N (voir Figure 5-47). L'application de la nouvelle marge MoS V2 nécessite le glissement interfacial maximal $\Delta x_{int,p,max}$ obtenu en sortie du modèle analytique de correction en CTCF,TH (voir Tableau 5-612).

La valeur admissible du glissement interfacial $p1/p2$ $\Delta x_{int,p,max,adm}$ est une valeur arbitraire qui pourrait convenir pour une liaison critique identique à celle du cas quasi-statique. Elle permet également de créer une contradiction entre les MoS V1 et V2, ce qui amène une discussion. Le glissement interfacial résiduel $\Delta x_{int,p,res,cis}$ issu du cas quasi-statique (voir Tableau 5-7) est ajouté au glissement interfacial maximal $\Delta x_{int,p,max}$. Pour rappel, ce glissement interfacial résiduel $\Delta x_{int,p,res,cis}$ est censé représenter le glissement interfacial restant à la fin de phase de lancement et donc au début de la phase orbitale.

5.3.3.2. Discussion sur les marges de calcul

La MoS V1 est positive, ce qui traduit le fait que la liaison supposée critique serait jugée conforme avec la méthode de dimensionnement actuelle MD V1. Cela est dû au fait que l'effort de cisaillement issu du connecteur linéaire V1 $F_{x,1D,max,V1}$ est inférieur à l'effort de saturation $\mu_p \times (P_0 + \Delta P)$. Dans le comportement en cisaillement de référence, l'effort de saturation n'est pas atteint (voir Figure 5-7), et il y a donc une certaine cohérence de la méthode de dimensionnement actuelle MD V1 à ce niveau. Cependant, le glissement interfacial maximal de référence $\Delta x_{int,p,ref,max}$ (MEF3D) est de 10.5 μm , ce qui est supérieur au glissement interfacial admissible $\Delta x_{int,p,max,adm}$. Le fait d'obtenir une marge positive est donc incohérent. **Encore une fois, la méthode de dimensionnement actuelle valide une liaison supposée critique pour laquelle le glissement interfacial de référence est supérieur au glissement interfacial admissible.**

La MoS V2 est fortement négative car la liaison est supposée critique. Le glissement interfacial maximal $\Delta x_{int,p,max}$ issu du connecteur V2 après correction est de 10.7 μm , ce qui est très proche de la valeur de référence de 10.5 μm issue du MEF3D. La MoS V2 est donc cohérente avec le comportement de référence issu du MEF3D. Il faut remarquer que ce glissement interfacial maximal $\Delta x_{int,p,max}$ a été atteint alors que le glissement à ligne moyenne maximal $\Delta x_{lm,3D,max}$ est inférieur au glissement à ligne moyenne maximal de référence $\Delta x_{lm,ref,max}$ (voir Figure 5-8). Si ce dernier avait été mieux estimé en sortie du modèle de correction de CTCF,TH, le glissement interfacial maximal $\Delta x_{int,p,max}$ aurait été plus élevé et la MoS V2 encore plus négative. Sur ce cas d'étude, la nouvelle méthode est donc conservative. Ainsi, **la nouvelle méthode de dimensionnement produit une marge de calcul cohérente avec le comportement de référence, bien que la correction de type Morphing puisse être améliorée.**

Dans l'hypothèse où la nouvelle méthode de dimensionnement MD V2 serait utilisée industriellement, il faudrait revoir le dimensionnement de la liaison supposée critique. Les paramètres à modifier dans ce sens sont les mêmes que pour le cas quasi-statique. Il faudrait augmenter le diamètre nominal de

la vis d et/ou la résistance élastique de la vis $R_{e,v}$ et/ou le coefficient de serrage $k_{\alpha/Re}$. Dans le cas étudié, en gardant un diamètre de vis de 8 mm, et en prenant une vis en acier de classe 12.9 ($R_{e,v} = 1080$ MPa), nous n'avons pas pu trouver de précharge P_0 permettant d'obtenir une marge positive tout en restant en-dessous de la limite élastique de la vis (et en considérant un glissement résiduel initial $\Delta x_{int,p,res,cis}$ nul). Dans le cas étudié, il semble donc qu'une augmentation du diamètre nominal de la vis d soit nécessaire.

5.3.4. Conclusions sur le cas thermique

Concernant le cas thermique, nous voyons que pour une liaison supposée critique, la méthode actuelle MD V1 produit un dimensionnement incohérent avec les comportements de référence expérimental et numérique. La nouvelle méthode produit un dimensionnement cohérent mais plus sévère puisque celui-ci invalide le design de la liaison. Des pistes d'amélioration sont données pour faire évoluer ce design vers des marges positives. Ces pistes sont identiques à celles données dans le cas quasi-statique, mais dans le cas thermique, il semble qu'une augmentation du diamètre nominal de la vis d soit nécessaire.

La correction de type Morphing en CTCF,TH du comportement en cisaillement du connecteur V2 permet de se rapprocher du comportement en cisaillement de référence de façon encourageante, bien que des améliorations restent à apporter. En effet, la correction de type Morphing en CTCF,TH est plus complexe qu'en cisaillement simple et plus sensible puisqu'elle corrige simultanément le glissement à ligne moyenne $\Delta x_{lm,1D}$ et les rotations des pièces $\theta_{y,lm,p1,1D}$ et $\theta_{y,lm,p2,1D}$ issus du connecteur linéaire V2. Dans de futurs travaux, il faudrait tester plus amplement cette correction pour évaluer sa performance sur d'autres cas d'application. Le modèle analytique de CTCF pourrait lui-même être amélioré en modélisant mieux l'impact de la flexion sur le comportement en cisaillement, et notamment sur la raideur initiale. Il pourrait également être amélioré en prenant en compte les spécificités liées à la sollicitation thermique, comme l'influence des dilatations différentielles des pièces sur les glissements.

5.4. Spécimen dynamique

Comme dans le chapitre 3, le cas dynamique est ramené à un cas quasi-statique équivalent pour le cas concret d'application de ce chapitre. Le spécimen dynamique expérimental est sollicité par une accélération sinusoïdale imposée à sa base. Celle-ci provoque une accélération amplifiée en haut de la masse monobloc. Localement, les liaisons vissées sont soumises à des sollicitations combinées de cisaillement (selon x et y)-traction/compression-flexion (selon x et y)-torsion. Les résultats montrent que le comportement en cisaillement selon x est prépondérant sur le comportement en cisaillement selon y . Ainsi, nous privilégierons l'étude du comportement en cisaillement selon x dans cette partie. Comme évoqué dans le chapitre 4, la torsion est faible donc également négligée dans l'analyse (à part pour le calcul d'une des marges actuelles). Ces comportements pourront être pris en compte dans des travaux ultérieurs, afin de compléter l'étude si un degré de précision supplémentaire est jugé nécessaire.

Les accélérations imposées dans les MS V1 et V2 du spécimen dynamique sont divisées par 3 par rapport à celles du MEF3D QS du chapitre 3, afin de rester dans la phase de glissement partiel. En effet, les résultats issus du MEF3D QS montrent que l'accélération correspondant au début du glissement interfacial des pièces $\Delta x_{int,p}$ expérimental génère un comportement en cisaillement selon x dans les liaisons qui va au-delà de la phase de glissement partiel. Cette phase est repérée sur les courbes de glissement interfacial $\Delta x_{int,p,i}$ en fonction du temps issues du MEF3D QS pour les liaisons L1 et L2 (Figure 3-15).

5.4.1. Modèles simplifiés

Les deux MS étudiés sont illustrés sur la Figure 5-9.

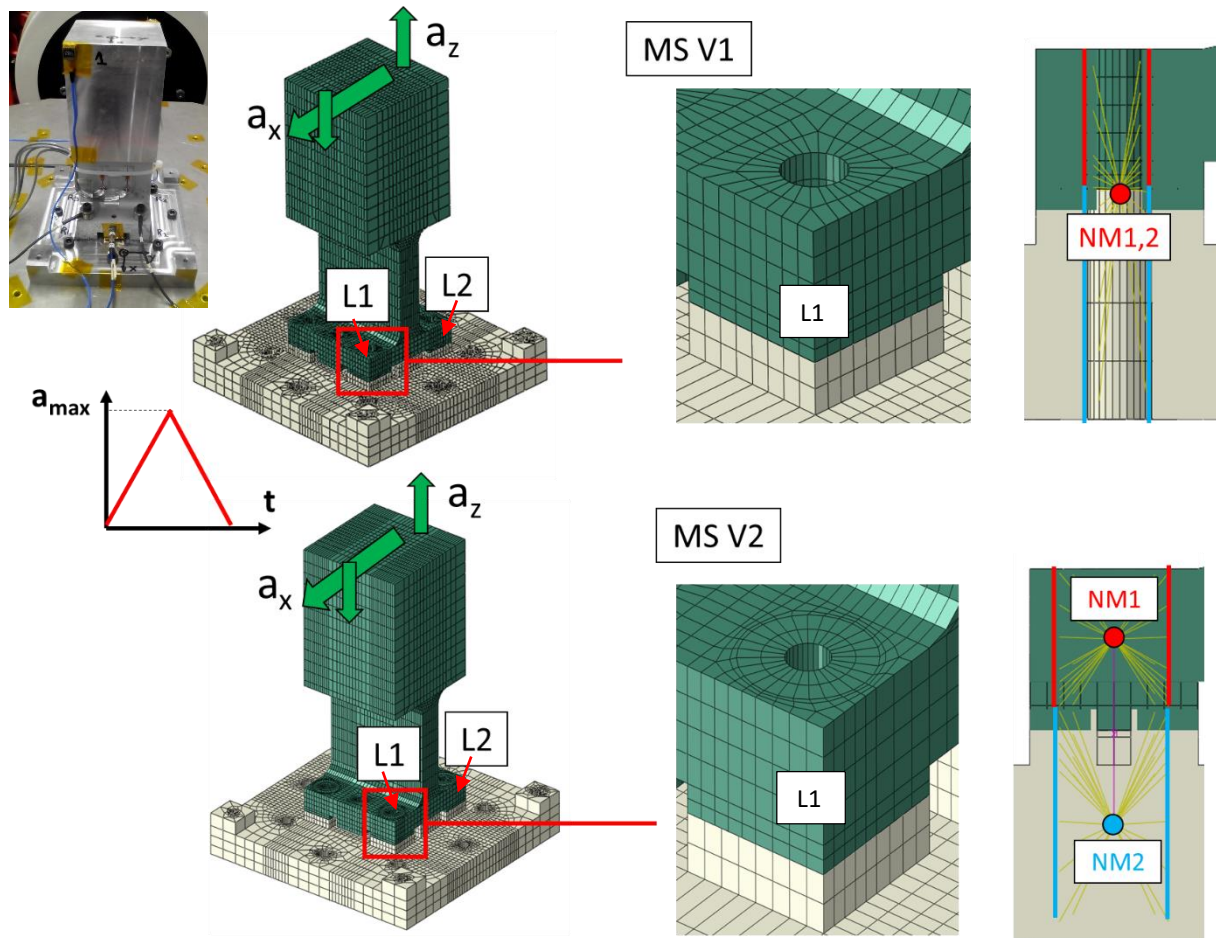


Figure 5-9 : MS V1 et MS V2 du spécimen dynamique.

Les deux jeux de raideurs utilisés pour le cas dynamique sont détaillés dans le Tableau 5-14.

		Connecteur V1	Connecteur V2
$k_{x,0}$	N/mm	10^6	$0.278 \cdot 10^5$
$k_{y,0}$	N/mm		
$k_{z,0}$	N/mm	10^6	$6.63 \cdot 10^5$
$k_{\theta x,0}$	N.mm/rad	10^{10}	$0.40 \cdot 10^7$
$k_{\theta y,0}$	N.mm/rad		
$k_{\theta z,0}$	N.mm/rad	10^{10}	$1.67 \cdot 10^7$

Tableau 5-14 : Jeux de raideurs utilisés dans les connecteurs V1 et V2. Spécimen dynamique.

Les raideurs du connecteur V2 sont calculées avec les paramètres donnés dans le Tableau 5-15. Ces paramètres correspondent aux caractéristiques du spécimen dynamique expérimental.

Géométrie					Matériaux				Contacts				Précharge
d	e_{p1}/d	d_p/d	l_{eng}/d	l_f/l_{eng}	E_{p1}	E_{p2}	E_v	E_r	μ_v	$g_{c,v}$	μ_p	$g_{c,p}$	P_0
mm	—	—	—	—	MPa	MPa	MPa	MPa	—	μm	—	μm	N
6	3.333	3.412	1.333	3.125	71689	207384	193000	128771	0.2598	0.888	0.2637	0.690	2512

Tableau 5-15 : Paramètres de calcul des raideurs pour le cas dynamique.

L'épaisseur supplémentaire due à la présence du capteur d'effort est prise en compte dans les modèles analytiques des raideurs en prenant une épaisseur de rondelle $e_r = 12$ mm et un module de Young correspondant, moyenne pondérée des modules de Young des 2 rondelles épaisses et de la rondelle de charge, soit $E_r = 128771$ MPa.

Les coefficients de frottement μ_v et μ_p et les glissements critiques $g_{c,v}$ et $g_{c,p}$ des contacts v/r et p1/p2 sont respectivement obtenus avec les modèles « EPBR » et « EPBFR », développés dans le chapitre 4 et alimentés avec les paramètres donnés dans le Tableau 5-16. Les paramètres de rugosité Ra_{p1} , Ra_{p2} , Ra_v et Ra_r et les duretés Vickers HV_{p1} , HV_{p2} , HV_v et HV_r sont mesurées expérimentalement selon une procédure décrite en annexes A1.1.2 et A1.1.3.

Contact p1/p2									
d	e_{p1}/d	d_p/d	E_{p1}	E_{p2}	Ra_{p1}	Ra_{p2}	HV_{p1}	HV_{p2}	P_0
mm	—	—	MPa	MPa	μm	μm	—	—	N
6	3.333	3.412	71689	207384	0.537	0.712	151	199	2512
Contact v/r									
d	E_v	E_r	Ra_v	Ra_r	HV_v	HV_r	P_0		
mm	MPa	MPa	μm	μm	—	—	N		
6	193000	128771	0.683	0.322	367	201	2512		

Tableau 5-16 : Paramètres des modèles EPBR (haut) et EPBFR (bas), respectivement pour le calcul des paramètres μ_v , $g_{c,v}$ et μ_p , $g_{c,p}$. Spécimen dynamique.

5.4.2. Résultats

5.4.2.1. Présentation

Les résultats sont présentés pour les liaisons L1 et L2. La principale différence de sollicitation entre les deux liaisons est que la liaison L1 est sollicitée en compression (en phase de charge), tandis que la liaison L2 est sollicitée en traction (en phase de charge). Dans un premier temps, le comportement en cisaillement selon x issu des connecteurs V1 et V2 est confronté au comportement en cisaillement de référence issu du MEF3D du spécimen. Les résultats expérimentaux ne sont pas affichés pour une question de lisibilité. Dans un second temps, certaines grandeurs issues du connecteur V2 sont utilisées pour alimenter modèle analytique de correction en CTCF. Le comportement en cisaillement obtenu après correction est superposé aux résultats précédents sur la Figure 5-10 et la Figure 5-11. Le comportement en cisaillement selon x est illustré sur la Figure 5-10 et la Figure 5-11 pour les liaisons L1 et L2 respectivement.

Afin de corriger le comportement du connecteur V2, le modèle de correction en CTCF est utilisé. Il doit être alimenté avec plusieurs sorties issues du connecteur V2, qui sont :

- le glissement à ligne moyenne $\Delta x_{lm,1D,max}$
- les rotations $\theta_{y,lm,p1,1D,max}$ et $\theta_{y,lm,p2,1D,max}$ récupérées au niveau des nœuds maîtres NM1 et NM2 de chaque liaison (voir Figure 5-2)
- le déplacement différentiel selon $\Delta z_{lm,1D,max}$ récupérés au niveau des nœuds maîtres NM1 et NM2 de chaque liaison (voir Figure 5-2)

Ces entrées du modèle sont récapitulées dans le pour les liaisons 1 et 2.

	$\Delta x_{lm,1D,max}$	$\theta_{y,lm,p1,1D,max}$	$\theta_{y,lm,p2,1D,max}$	$\Delta z_{lm,1D,max}$
	μm	rad	rad	μm
Liaison L1	2.06	$-4.93 \cdot 10^{-5}$	$3.30 \cdot 10^{-5}$	-5.84
Liaison L2	1.85	$-1.68 \cdot 10^{-5}$	$3.78 \cdot 10^{-5}$	5.84

Tableau 5-17 : Entrées du modèle analytique de correction en CTCF. Spécimen dynamique.

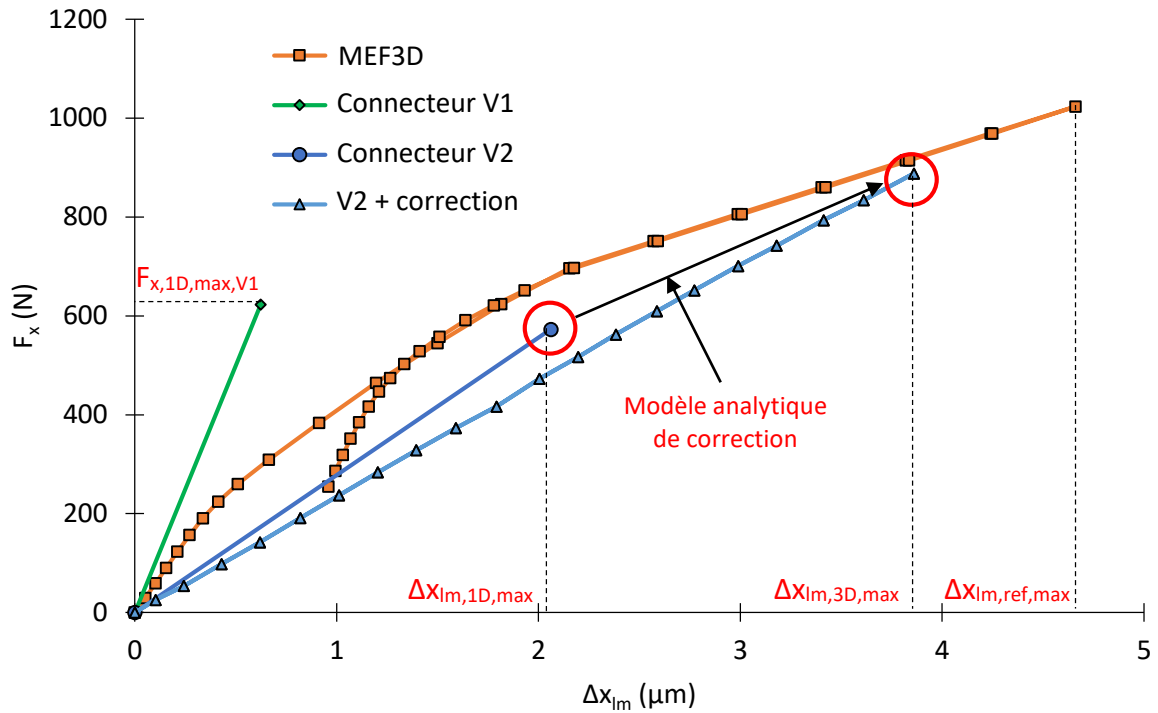


Figure 5-10 : Comportement en cisaillement selon x. Confrontation du MEF3D, des connecteurs V1 et V2 et V2 + correction. Spécimen dynamique, liaison L1.

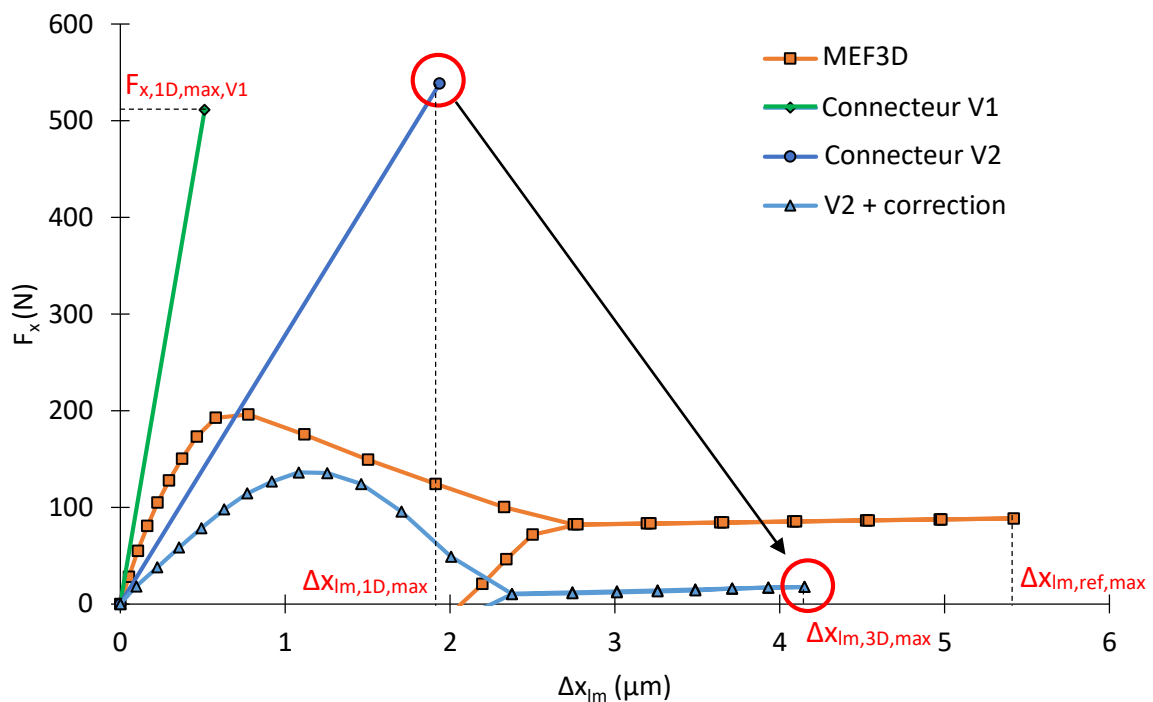


Figure 5-11 : Comportement en cisaillement selon x. Confrontation du MEF3D, des connecteurs V1 et V2 et V2 + correction. Spécimen dynamique, liaison L2.

Le modèle analytique de correction en CTCF ainsi alimenté permet d'obtenir les courbes analytiques correspondantes sur les Figure 5-10 et Figure 5-11. Ce modèle permet aussi d'obtenir l'évolution du glissement à fibre moyenne $\Delta x_{Im,3D}$ et du glissement interfacial $\Delta x_{int,p}$ en fonction du temps. Ces

glissements $\Delta x_{lm,3D}$ et $\Delta x_{int,p}$ sont confrontés aux glissements de référence $\Delta x_{lm,3D,ref}$ et $\Delta x_{int,p,ref}$ numériques sur les Figure 5-12 et Figure 5-1. La base de temps est celle du MEF3D.

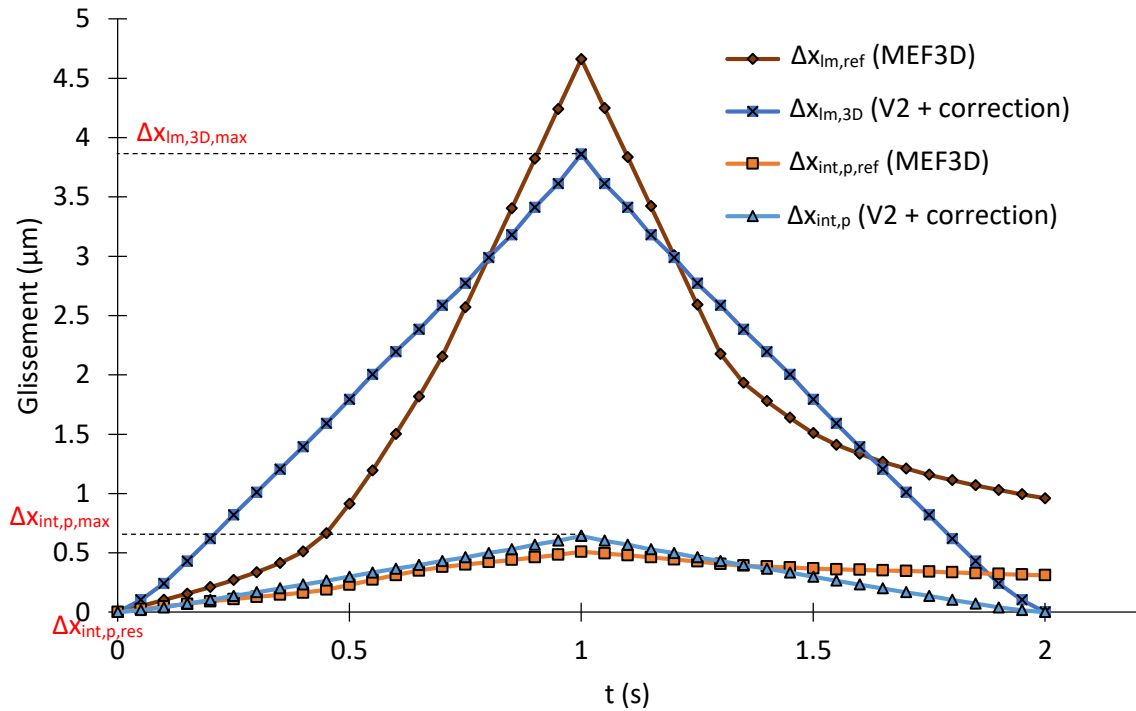


Figure 5-12 : Glissements à ligne moyenne Δx_{lm} et interfacial $\Delta x_{int,p}$ en fonction du temps. Confrontation des glissements après correction $\Delta x_{lm,3D}$ et $\Delta x_{int,p}$ aux glissements de référence $\Delta x_{lm,3D}$ (MEF3D) et $\Delta x_{int,p}$ (MEF3D). Spécimen dynamique, liaison L1.

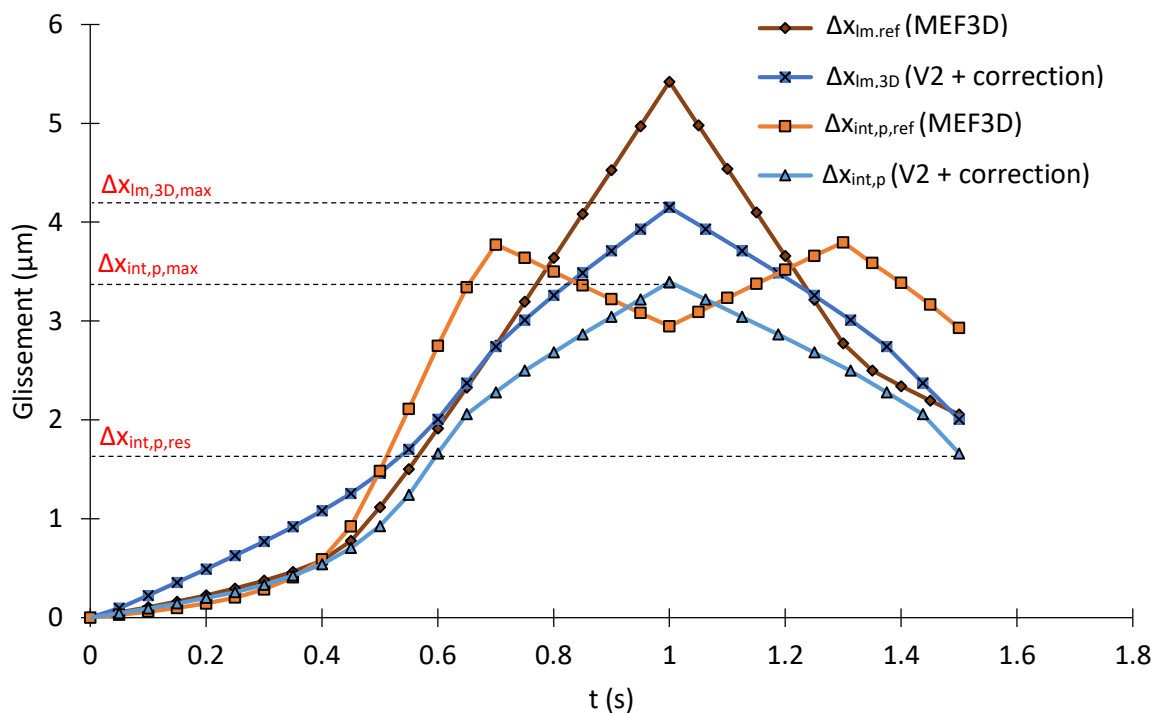


Figure 5-13 : Glissements à ligne moyenne Δx_{lm} et interfacial $\Delta x_{int,p}$ en fonction du temps. Confrontation des glissements après correction $\Delta x_{lm,3D}$ et $\Delta x_{int,p}$ aux glissements de référence $\Delta x_{lm,3D}$ (MEF3D) et $\Delta x_{int,p}$ (MEF3D). Spécimen dynamique, liaison L2.

Les glissements après correction sont confrontés aux glissements de référence dans le Tableau 5-18.

	Liaison L1			Liaison L2		
	Δx_{lm}	$\Delta x_{int,p,max}$	$\Delta x_{int,p,res}$	Δx_{lm}	$\Delta x_{int,p,max}$	$\Delta x_{int,p,res}$
	μm	μm	μm	μm	μm	μm
MEF3D	4.66	0.51	0.31	5.42	2.95	2.93
Connecteur V1	0.62	--	--	0.51	--	--
ER (Réf : MEF3D)	-86.7%	--	--	-90.6%	--	--
Connecteur V2 + correction	3.86	0.64	0	4.15	3.39	1.66
ER (Réf : MEF3D)	-17.2%	25.5%	-100.0%	-23.4%	14.9%	-43.3%

Tableau 5-18 : Confrontation des glissements issus des connecteurs V1, V2 + correction et de référence.

Les glissements interfaciaux maximal $\Delta x_{int,p,max}$ et résiduel $\Delta x_{int,p,res}$ issus du connecteur V2 + correction sont ensuite utilisés dans les nouvelles marges de non-glissement en sollicitations combinées.

5.4.2.2. Discussion sur les résultats

Comportement en cisaillement : Figure 5-10 et Figure 5-11

Les connecteurs V1 et V2 ont des comportements qui diffèrent surtout à cause des raideurs en cisaillement $k_{x,0}$ qui ne sont pas les mêmes. La raideur en cisaillement $k_{x,0}$ du connecteur V2 est 3.6 fois inférieure à celle du connecteur V1. Dans le connecteur V2, les autres sollicitations ont une influence sur le comportement en cisaillement selon x. En particulier, la flexion autour de y a un impact non-négligeable d'après le modèle analytique de CTCF développé dans le chapitre 4 car elle génère des déplacements additionnels. Elle a tendance à augmenter le glissement à ligne moyenne $\Delta x_{lm,1D}$, ce qui se retrouve sur les Figure 5-10 et Figure 5-11. Dans le connecteur V1, la raideur en flexion $k_{\theta y,0}$ est beaucoup plus élevée que dans le connecteur V2 donc la flexion a vraisemblablement moins d'impact sur le glissement à ligne moyenne $\Delta x_{lm,1D}$ de ce connecteur. La sollicitation de traction/compression ne peut pas avoir d'influence sur le glissement à ligne moyenne $\Delta x_{lm,1D}$ car les contacts ne sont pas pris en compte dans les MS. Or, le modèle analytique de CTCF montre que la traction/compression agit sur les glissements interfaciaux $\Delta x_{int,p}$ et $\Delta x_{int,v}$ en impactant les niveaux de pressions sur les contacts p1/p2 et v/r respectivement.

La correction de type Morphing permet d'atteindre un glissement à ligne moyenne $\Delta x_{lm,3D,max}$ raisonnable mais inférieur au glissement à ligne moyenne de référence $\Delta x_{lm,ref,max}$, et ce pour les 2 liaisons. Pour la liaison L1, le comportement en cisaillement issu du modèle analytique de correction en CTCF est quasi-linéaire et sous-estime l'effort de cisaillement total $F_{x,ref}$ et le glissement à ligne moyenne $\Delta x_{lm,ref}$. Dans le MEF3D, le comportement est plus fortement non-linéaire. Cette non-linéarité est attribuée aux interactions entre sollicitations. Si elle était seulement due au glissement interfacial $\Delta x_{int,p,ref}$, elle ne devrait pas être aussi marquée pour des glissements de quelques microns (voir Figure 5-10). Le comportement en décharge est quasiment superposé au comportement en charge, ce qui ne produit aucun glissement résiduel $\Delta x_{int,p,res,ref}$ car l'effort $F_{x,ref}$ ne s'annule pas. En effet, un effort $F_{x,ref}$ résiduel positif persiste dans la liaison à la fin de la sollicitation. Or, dans le cas quasi-statique et thermique, les comportements en cisaillement avant et après correction ne sont pas aussi perturbés et la correction donne d'assez bonnes confrontations avec les comportements de référence (voir Figure 5-4 et Figure 5-7). A priori, les écarts observés sur le cas dynamique proviennent d'un degré de complexité supplémentaire qui ne peut pas être capturé par la formulation actuelle du modèle analytique de CTCF et du modèle de Morphing correspondant. Des pistes d'amélioration des modèles analytiques sont données dans les conclusions de cette partie.

Pour la liaison L2, le comportement en cisaillement du MEF3D atteste de la présence de traction car celle-ci entraîne une baisse de l'effort total de cisaillement $F_{x,ref}$ avant la phase de glissement complet. L'effort normal sur le contact p1/p2 $P_0 - F_{z,p}$ augmente avec la sollicitation de traction. Lorsque $F_{z,p}$ devient supérieur à P_0 , il y a décollement complet du contact p1/p2, ce qui est observé dans le MEF3D. La raideur tangentielle $k_{x,p}$ de ce contact s'annule et seule la raideur de la vis, des pièces et du contact v/r subsiste. Cette raideur résiduelle est faible comparée à la raideur initiale en cisaillement $k_{x,0}$ de la liaison car celle-ci provient principalement de la raideur tangentielle du contact p1/p2 $k_{x,p}$. En phase de décharge, la raideur initiale lors de cette phase est égale à la raideur en fin de charge, c'est pourquoi elle est faible. Pour finir, une phase de décharge plus rapide commence à partir du moment où le contact p1/p2 recolte. La formulation analytique actuelle permet de capturer tous ces phénomènes, même avec une modélisation simplifiée de la phase de décharge car elle prend en compte l'évolution de la raideur tangentielles des contacts v/r $k_{x,v}$ et p1/p2 $k_{x,p}$. La forme du comportement en cisaillement corrigé respecte la forme du comportement en cisaillement du MEF3D. Cependant, des écarts évidents sont présents, et sont attribués aux mêmes causes que pour la liaison L1.

A notre connaissance, il n'existe actuellement pas d'approche de correction de ce type pour des sollicitations combinées. Nous pensons que la correction effectuée améliore suffisamment le comportement en cisaillement des connecteurs linéaires V2 pour être considéré comme satisfaisante, autant pour la liaison L1 que pour la liaison L2. D'autres pistes d'amélioration des modèles analytiques sont données dans les conclusions de cette partie afin d'améliorer cette correction.

Glissements : Figure 5-12 et Figure 5-13.

Malgré la correction effectuée, le glissement à ligne moyenne après correction $\Delta x_{lm,3D}$ sous-estime le glissement à ligne moyenne issu du MEF3D $\Delta x_{lm,ref}$. L'allure de ce glissement n'est pas bien capturée. A priori, les écarts sur les glissements s'expliquent de la même façon que les écarts sur le comportement en cisaillement. Les modèles analytiques développés dans le chapitre 4 mettent en évidence la relation entre les efforts de frottement $F_{x,p}$ et $F_{x,v}$ et le glissement à ligne moyenne $\Delta x_{lm,ref}$. Donc il ne semble pas possible de ne pas être prédictif en effort sur les Figure 5-10 et Figure 5-11 tout en étant prédictif en glissements.

Cette sous-estimation du glissement à ligne moyenne $\Delta x_{lm,3D}$ se répercute sur les glissements interfaciaux $\Delta x_{int,p}$ après correction, qui ont aussi tendance à sous-estimer les glissements interfaciaux issus du MEF3D $\Delta x_{int,p,ref}$. L'utilisation de ces glissements interfaciaux $\Delta x_{int,p}$ dans les nouvelles marges de calcul en sollicitations combinées est donc non-conservative. Même si ces glissements obtenus en sortie du modèle analytique de correction en CTCF ne sont pas encore bien capturés, l'application de la nouvelle méthode de dimensionnement est menée jusqu'au bout afin d'amener une discussion.

Discussion concernant la correction de $\Delta z_{lm,3D}$

Dans les modèles analytiques de Morphing, autant en cisaillement simple qu'en CTCF, le comportement selon z est considéré comme linéaire. Cela se traduit par $\Delta z_{lm,3D} = \Delta z_{lm,1D}$. Cependant, nous avons vu dans le chapitre 1 que certains auteurs de la littérature [GRO, 1990] [ZHA, 2005] suggèrent un comportement non-linéaire. Nous avons cherché à savoir ce qu'il en était dans le cas étudié. Les comportements en traction-compression (F_z vs Δz_{lm}) issus des connecteurs V1 et V2 et du MEF3D sont confrontés sur la Figure 5-14.

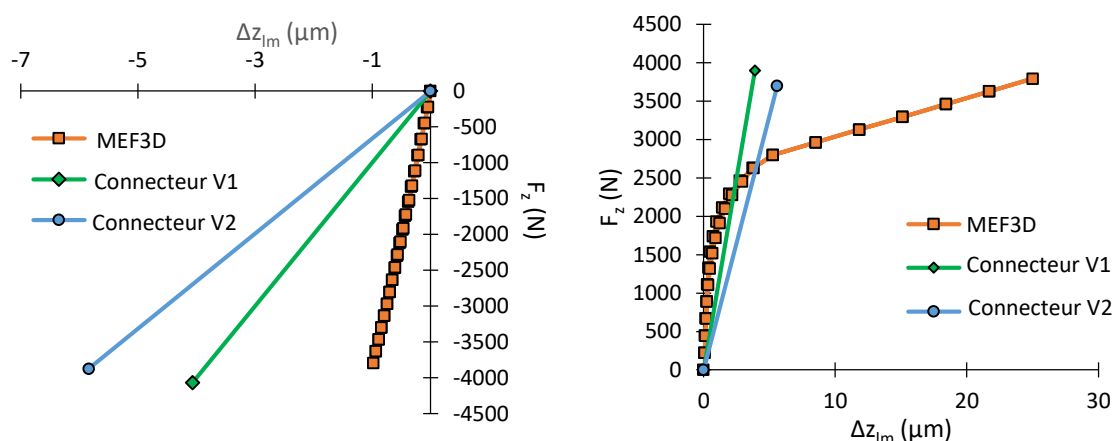


Figure 5-14 : Comportement en traction-compression. Confrontation entre le MEF3D et les connecteurs V1 et V2.

La variation d'effort F_z dans les connecteurs V1 et V2 est relativement proche de la variation dans le MEF3D, autant en compression pour la liaison L1 qu'en traction pour la liaison L2 (en phase de charge). Les écarts sur Δz_{lm} s'expliquent différemment en compression et en traction. En compression (liaison L1), étant donné qu'il n'y a pas de contacts dans les MS, Δz_{lm} n'est pas limité, c'est pourquoi il est bien plus élevé (en valeur absolue) dans les MS que dans le MEF3D. En traction (liaison L2), l'écart sur Δz_{lm} vient du fait que le comportement du MEF3D est clairement non-linéaire. Ceci est dû au décollement progressif du contact p1/p2, ce qui engendre une diminution de la raideur des pièces, d'où le comportement non-linéaire observé. Cette non-linéarité engendre les mêmes problématiques que pour le cisaillement, à savoir que la raideur selon z diminue en fonction de la sollicitation. Cet effet n'est pas observé en compression car aucun décollement n'a lieu et les pièces reprennent la majorité de l'effort total F_z , ce qui se traduit un comportement quasi-linéaire.

Ces comportements peuvent être l'une des sources des écarts observés entre les résultats issus du modèle analytique de correction en CTCF et ceux du MEF3D. En effet, la sollicitation selon z $\Delta z_{lm,1D}$ n'étant pas corrigée dans le modèle analytique de correction en CTCF au même titre que le glissement à ligne moyenne $\Delta x_{lm,1D}$ ou les rotations $\theta_{y,lm,p1,1D}$ et $\theta_{y,lm,p2,1D}$ donc l'effort F_z n'est pas correctement estimé lors de la correction. Or, le modèle de CTCF montre que la traction-compression a un impact non-négligeable sur le glissement interfacial du contact p1/p2 $\Delta x_{int,p}$. Or, le comportement tangentiel de ce contact a lui-même un impact prépondérant sur le comportement en cisaillement de la liaison.

Il nous semble important de faire remarquer que dans l'optique d'une correction précise du comportement d'un connecteur linéaire sujet à des sollicitations combinées, il n'est a priori pas envisageable de considérer le comportement selon z comme linéaire. Il faudrait donc proposer une correction supplémentaire du comportement d'une liaison selon z . Pour faire cela, il faudrait développer un modèle de comportement non-linéaire d'une liaison vissée sollicitée en traction-compression et un modèle de Morphing associé. Ce dernier pourrait s'appuyer sur la correction du glissement à ligne moyenne $\Delta x_{lm,1D}$ dans les modèle de Morphing en cisaillement et en CTCF, en l'adaptant au phénomène de décollement.

5.4.3. Marges de calcul

5.4.3.1. Présentation

Les marges de calcul de non-glissement en sollicitation combinées sont récapitulées dans le Tableau 5-19 pour les MD V1 et V2. Plusieurs marges actuelles ont été détaillées dans le chapitre 1 et sont récapitulées dans ce tableau.

		MD V1		MD V2
		MID-TAS	ADS	
MoS		$MoS_{slip,MID-TAS} = \frac{\mu_p (P_0 - F_z)}{F_s} - 1$	$MoS_{slip,ADS} = \frac{\mu_p (P_0 - F_z)}{F_s + \frac{M_z}{r_m}} - 1$	$MoS_{ng,max,comb} = 1 - \frac{\Delta x_{int,p,max,comb}}{\Delta x_{int,p,max,adm}}$ $MoS_{ng,res,comb} = 1 - \frac{\Delta x_{int,p,res,comb}}{\Delta x_{int,p,res,adm}}$
App. Num.		$\mu_p = 0.2637$ $P_0 = 2512 N$	$r_m = 10.24 mm$ (=d _p /4)	$\Delta x_{int,p,max,adm} = 2 \mu m$ $\Delta x_{int,p,res,adm} = 1 \mu m$
	Vis 1	$F_x = 623 N$ $F_y = 954 N$ $F_z = -4067 N$	$M_z = -1348 N.mm$	$\Delta x_{int,p,max} = 0.64 \mu m$ $(\Delta x_{int,p,ref,max} = 0.51 \mu m)$ $\Delta x_{int,p,res} = 0 \mu m$ $(\Delta x_{int,p,ref,res} = 0.31 \mu m)$
	Vis 2	$F_x = 511 N$ $F_y = -905 N$ $F_z = 3999 N$	$M_z = -1328 N.mm$	$\Delta x_{int,p,max} = 3.39 \mu m$ $(\Delta x_{int,p,ref,max} = 2.95 \mu m)$ $\Delta x_{int,p,res} = 1.66 \mu m$ $(\Delta x_{int,p,ref,res} = 2.93 \mu m)$
	Vis 1	$MoS_{slip} = 52 \%$	$MoS_{slip} = 75 \%$	$MoS_{ng,max,comb} = 68 \%$ $MoS_{ng,res,comb} = 100 \%$
	Vis 2	$MoS_{slip} = -135 \%$	$MoS_{slip} = -141 \%$	$MoS_{ng,max,comb} = -70 \%$ $MoS_{ng,res,comb} = -66 \%$

Tableau 5-19 : Confrontation des marges de calculs des MD V1 et V2. Spécimen dynamique.

Les MoS V1 sont alimentées avec les efforts $F_{x,1D,max,V1}$ (voir Figure 5-10 et Figure 5-11) comme dans les cas précédents, mais aussi avec les composantes $F_{y,1D,max,V1}$, $F_{z,1D,max,V1}$ et $M_{z,1D,max,V1}$, qui sont relevées dans les connecteurs V1 et renseignées dans le Tableau 5-19 pour chaque liaison. L'application des nouvelles marges MoS V2 nécessite les glissements interfaciaux maximal $\Delta x_{int,p,max}$ et résiduel $\Delta x_{int,p,res}$ obtenus en sortie du modèle analytique de correction en CTCF pour chaque liaison. Les valeurs admissibles du glissement interfacial $\Delta x_{int,p,max,adm}$ et $\Delta x_{int,p,res,adm}$ sont des valeurs arbitraires qui pourraient convenir pour une liaison critique de la charge utile.

5.4.3.2. Discussion sur les marges de calcul

Les deux MoS V1 valident la liaison L1 car l'effort de cisaillement total issu du connecteur V1 est inférieur à l'effort de saturation $\mu_p \times (P_0 - F_z)$. Le moment de torsion M_z est faible donc il ne modifie que très peu la marge ADS (Airbus Defense and Space). Le comportement en cisaillement issu du MEF3D montre que l'effort de saturation n'est pas atteint, donc il y a une certaine cohérence de la méthode de dimensionnement actuelle MD V1 à ce niveau. Les glissements interfaciaux maximal $\Delta x_{int,p,max,ref}$ et résiduel $\Delta x_{int,p,res,ref}$ issus du MEF3D sont respectivement de 0.51 μm et 0.31 μm pour la liaison L1 et de 2.95 μm et de 2.93 μm pour la liaison L2. Ces glissements sont inférieurs aux glissements admissibles $\Delta x_{int,p,max,adm}$ et $\Delta x_{int,p,res,adm}$ pour la liaison L1 et supérieurs pour la liaison L2. Le fait d'obtenir une MoS positive pour la liaison L1 et négative pour la liaison L2 est donc cohérent avec le comportement de référence issu du MEF3D. Cependant, étant donné que la méthode actuelle produit des marges incohérentes sur des cas plus simples comme les cas quasi-statique et thermique (Tableau 5-7 et Tableau 5-13), il nous semble étonnant qu'elle produise des marges cohérentes sur le cas dynamique qui est plus complexe. Il est possible que l'association de raideurs en cisaillement $k_{x,0}$ et en traction-compression $k_{z,0}$ plus élevées que les raideurs réelles des liaisons produise des efforts $F_{x,1D,max,V1}$ et $F_{z,1D,max,V1}$ suffisamment élevés pour entraîner un dimensionnement « cohérent ». En effet, la

combinaison d'un effort $F_{x,1D,max,V1}$ élevé et un effort $F_{z,1D,max,V1}$ élevé (donc d'un effort $P_0 - F_{z,1D,max,V1}$ faible, dans le cas de traction dans la liaison L2, par exemple) interviennent directement dans les marges de calcul actuelles. Il nous semble que la méthode actuelle MD V1 produit des marges de calcul cohérentes seulement car les raideurs des connecteurs linéaires surestiment les raideurs réelles sur le cas étudié. Cela expliquerait pourquoi les marges obtenues sont largement positives (liaison L1) ou largement négatives (liaison L2). Ainsi, **la méthode de dimensionnement actuelle produit des marges de calcul cohérentes avec le comportement de référence pour les deux liaisons L1 et L2. Cependant, il semble que cette cohérence soit seulement due à l'utilisation de raideurs génériques plus élevées que les raideurs réelles, ce qui rend la méthode actuelle peu robuste.**

Concernant la nouvelle méthode de dimensionnement MD V2, bien que les glissements interfaciaux après correction $\Delta x_{int,p,max}$ et $\Delta x_{int,p,res}$ soient relativement éloignés des glissements interfaciaux issus du MEF3D $\Delta x_{int,p,max,ref}$ et $\Delta x_{int,p,res,ref}$ (voir Tableau 5-18), les MoS V2 sont positives pour la liaison L1 et négatives pour la liaison L2. **La nouvelle méthode produit donc un dimensionnement cohérent avec le comportement de référence pour les deux liaisons L1 et L2, bien que le modèle analytique de correction puisse être amélioré.**

Avec les deux méthodes de dimensionnement, il faudrait revoir le dimensionnement de la liaison L2. De la même façon que pour les cas quasi-statique et thermique, ceci peut se faire dans un premier temps en augmentant la précharge P_0 dans cette liaison. Dans le cas étudié, en gardant un diamètre de vis de 6 mm et en prenant une vis en acier de classe 12.9 ($R_{e,v} = 1080$ MPa), une précharge $P_0 = 10\,048$ N, soit une augmentation d'un facteur 4, permet d'atteindre un glissement interfacial maximal $\Delta x_{int,p,max}$ de $1.5\ \mu m$ et un glissement interfacial résiduel $\Delta x_{int,p,res}$ de $0.6\ \mu m$ en sortie du modèle analytique de correction en CTCF (contre 1.4 et $0.9\ \mu m$ respectivement dans le MEF3D), ce qui permettrait de valider la liaison L2.

5.4.4. Conclusions sur le cas dynamique

Concernant le cas dynamique, les deux méthodes de dimensionnement MD V1 et MD V2 donnent des résultats cohérents avec le comportement de référence. Dans la MD V1, les raideurs utilisées pour définir les connecteurs linéaires sont génériques et les marges de calcul ne font pas apparaître explicitement le glissement. Il est difficile donc de comprendre comment cette méthode peut produire un dimensionnement cohérent sur des comportements en cisaillement qui peuvent être qualifiés d'extrêmement complexes (voir Figure 5-10 à Figure 5-13), compte tenu de la nature des sollicitations. Cependant, nous proposons que cette cohérence apparente de la méthode actuelle vienne seulement du fait que les raideurs génériques utilisées sont plus élevées que les raideurs réelles. Comme cela ne sera pas toujours le cas (voir 4.3.1), il y a de fortes chances pour que la méthode actuelle manque de robustesse sur ce point.

Dans la MD V2, les raideurs des connecteurs linéaires sont plus réalistes et le comportement des connecteurs est corrigé. Bien que la correction proposée ne donne pas de très bons résultats compte tenu de la complexité des comportements observés, le comportement en cisaillement et les glissements interfaciaux des deux liaisons après correction sont suffisamment bien capturés pour produire des marges cohérentes avec le comportement réel. Le modèle analytique de correction en CTCF pourrait être amélioré de plusieurs façons :

- Amélioration du couplage entre le cisaillement et la flexion, notamment en prenant en compte les moments de flexion, et leur impact sur les pressions sur les contacts p_1/p_2 et v/r .
- Correction de type Morphing du comportement linéaire selon z du connecteur. Comme en cisaillement, il semble que le comportement en traction soit non-linéaire (voir Figure 5-14),

comme suggéré par certains auteurs de la littérature. La correction correspondante serait basée sur le décollement et non le glissement interfacial.

- Prise en compte de l'interaction glissement / décollement. Les mesures expérimentales du chapitre 2 suggèrent qu'en sollicitations combinées, le glissement est fortement influencé par le décollement. Par ailleurs, ce dernier étant non-uniforme en raison de la présence de flexion, le glissement serait également non-uniforme selon x sur le contact $p1/p2$. Pour le moment, il est non-uniforme mais toujours de façon concentrique, c'est-à-dire selon le rayon de contact.

5.5. **Conclusions sur les cas d'application**

5.5.1. **Récapitulation**

Dans ce chapitre, la méthode actuelle de dimensionnement des liaisons vissées (« MD V1 ») a été confrontée à la nouvelle méthode proposée dans ces travaux (« MD V2 ») sur trois cas d'application correspondants aux spécimens d'essais présentés dans le chapitre 2.

Dans chaque cas, un modèle numérique industriel simplifié (« MS ») a été développé. Dans les deux méthodes de dimensionnement, les liaisons sont modélisées par des connecteurs linéaires. Les principales différences entre les deux méthodes se situent au niveau de la définition des raideurs de ces connecteurs et du post-traitement des résultats issus des simulations numériques. Dans la méthode actuelle, les raideurs sont génériques et les actions mécaniques sont utilisées directement dans des marges de calcul de non-glissement. à l'issue des simulations numériques. Dans la nouvelle méthode, les raideurs sont réalistes et le comportement linéaire des connecteurs est corrigé avant utilisation dans de nouvelles marges de calcul de non-glissement.

Le cas d'application quasi-statique permet de mettre en évidence les résultats suivants :

- La formulation analytique de la raideur en cisaillement $k_{x,0}$ définie dans le chapitre 4 donne une raideur proche des raideurs de référence numérique et expérimentale (voir Figure 5-4).
- Le modèle analytique de correction en cisaillement développé dans le chapitre 4 permet d'estimer correctement le comportement non-linéaire de référence à partir du comportement linéaire du connecteur V2. Le modèle analytique de cisaillement simple et le modèle analytique de Morphing associé sont donc validés sur le cas d'application quasi-statique (voir Figure 5-4 et Figure 5-5).
- La nouvelle méthode de dimensionnement MD V2 produit des marges de calcul cohérentes avec les comportements de référence numérique et expérimental (voir Tableau 5-7).
- La méthode de dimensionnement actuelle MD V1 produit des marges de calcul incohérentes avec les comportements de référence (voir Tableau 5-7).

Le cas d'application thermique permet de mettre en évidence les résultats suivants :

- Dans le comportement de référence numérique, la raideur initiale en cisaillement $k_{x,0}$ est affectée de façon non-négligeable par la présence de traction et de flexion (voir Figure 5-7). La formulation analytique de la raideur initiale en cisaillement $k_{x,0}$ définie dans le chapitre 4 est toujours valable mais la raideur initiale effective est affectée par les interactions entre le cisaillement, la traction et la flexion.
- Le modèle analytique de correction en CTCF,TH développé dans le chapitre 4 permet de corriger le comportement linéaire du connecteur de façon encourageante (voir Figure 5-7 et Figure 5-8). Le modèle analytique de CTCF,TH et le modèle analytique de Morphing associé sont donc partiellement validés sur le cas d'application thermique.

- L'impact de la flexion sur le comportement en cisaillement du connecteur linéaire est plus important dans le connecteur V2 car la raideur en flexion $k_{\theta y,0}$ est beaucoup plus faible (et plus réaliste) dans ce dernier que dans le connecteur V1. La flexion engendre une augmentation du glissement à ligne moyenne $\Delta x_{lm,1D}$ (voir Figure 5-7). L'impact de la traction/compression sur le comportement en cisaillement des connecteurs V1 et V2 n'est pas visible dans les MS car les contacts ne sont pas modélisés.
- Une meilleure prise en compte du couplage cisaillement-flexion est nécessaire pour améliorer à la fois le modèle analytique de CTCF,TH et le modèle de Morphing associé.
- La nouvelle méthode de dimensionnement MD V2 produit des marges de calcul cohérentes avec les comportements de référence numérique et expérimental (voir Tableau 5-13).
- La méthode de dimensionnement actuelle MD V1 produit des marges de calcul incohérentes avec les comportements de référence (voir Tableau 5-13).

Le cas d'application dynamique permet de mettre en évidence les résultats suivants :

- Même si le cisaillement selon x est prépondérant, la présence de sollicitations combinées complètes (cisaillement selon x et y, flexion autour de x et y, torsion) perturbe les comportements observés dans les cas quasi-statique et thermique. L'allure des courbes observées (voir Figure 5-10 à Figure 5-13) est difficile à capturer par un modèle analytique.
- Le comportement linéaire en cisaillement des connecteurs ne semble pas très affecté par ces sollicitations combinées complexes, la flexion semble rester la principale cause de la modification du comportement en cisaillement simple et notamment de la raideur initiale en cisaillement $k_{x,0}$. La traction-compression a peu voire pas d'influence comme dans le cas thermique et l'impact de la torsion n'est pas visible car celle-ci est faible.
- Bien qu'ils produisent une correction encourageante, les modèles analytiques de CTCF et le modèle de Morphing associé ne sont pas encore capables de prendre en compte des sollicitations aussi complexes. La correction du comportement linéaire des connecteurs en sollicitations combinées complètes n'est pas encore assez aboutie pour être validée.
- Plusieurs pistes d'améliorations des modèles analytiques existent : prise en compte des moments de flexion, couplage glissement-décollement et correction du comportement selon z au même titre que le comportement selon x.
- La méthode de dimensionnement actuelle MD V1 produit des marges de calcul cohérentes avec les comportements de référence numérique (voir Tableau 5-19). Cependant, cette cohérence apparente est attribuée au fait que les raideurs selon x et z sont surestimées par rapport aux raideurs réelles.
- La nouvelle méthode de dimensionnement MD V2 produit des marges de calcul cohérentes avec le comportement de référence numérique (voir Tableau 5-19) malgré les manques évidents dus à la complexité des sollicitations.

5.5.2. Comparaison des deux méthodes de dimensionnement

En conclusion sur l'ensemble des cas étudiés, il semble possible de dire que, globalement, la méthode de dimensionnement actuelle MD V1 produit des marges de calcul dommageables. Celles-ci sont incohérentes sur deux des trois cas étudiés, et cohérentes sur le cas dynamique a priori à cause d'une surestimation des raideurs des connecteurs linéaires V1. Bien que cela remette en question les pratiques actuelles, nous sommes obligés de conclure que l'utilisation de la méthode de dimensionnement actuelle MD V1 entraîne un risque non-négligeable de défaillance en termes de glissement, notamment pour les liaisons critiques de la charge utile. Cette méthode n'est pas conservative car les marges produites sur les cas quasi-statique et thermique sont positives, ce qui est en contradiction avec le comportement de référence. A notre avis, le principal problème de la méthode

actuelle est d'utiliser directement des actions mécaniques provenant en grande partie de raideurs non-physiques dans des marges de calcul simplifiées.

La nouvelle méthode de dimensionnement MD V2 proposée dans ces travaux produit des marges de calcul cohérentes sur l'ensemble des cas étudiés. La démarche de correction du comportement en cisaillement des connecteurs linéaires donne de très bons résultats sur le cas quasi-statique. Sur les cas thermique et dynamique, la correction est encourageante bien que des améliorations doivent être apportées avant de pouvoir la considérer comme performante. Sur ces cas, la correction est tout de même suffisante pour produire des marges de calcul cohérentes avec le comportement de référence.

Les avantages et les inconvénients de chaque méthode de dimensionnement sont récapitulés dans le Tableau 5-20.

	Avantages	Inconvénients
Méthode actuelle MD V1	Facilité d'utilisation (raideurs génériques, pas de correction) Auto-suffisante (pas besoin de modèles analytiques annexes)	Trop simplifiée Marges incohérentes Dimensionnement hasardeux
Nouvelle méthode MD V2	Proche de la méthode actuelle Marges cohérentes Dimensionnement valable	Nécessite des modèles analytiques annexes Temps de dimensionnement (modélisation, post-traitement) plus élevé Nécessite des améliorations pour les sollicitations complexes

Tableau 5-20 : Avantages et inconvénients de chaque méthode de dimensionnement.

CONCLUSION

Les véhicules spatiaux sont soumis à des spécifications très contraignantes liées à la nature de l'environnement spatial. Ils sont notamment soumis à des sollicitations dynamiques lors de la phase de lancement et thermiques lors de la phase orbitale. Les liaisons contenues dans ces véhicules spatiaux sont des sources de défaillance potentielles car elles assurent la transmission des actions mécaniques entre les pièces lorsque le véhicule est soumis à ces types de sollicitations.

La méthode de dimensionnement des liaisons vissées actuellement utilisée dans l'industrie spatiale produit souvent des liaisons surdimensionnées, ce qui se traduit par un surplus de masse embarquée. La masse étant toujours associée à un coût, et étant donné le nombre de liaisons présentes dans un véhicule spatial, le manque d'optimisation engendré par la méthode actuelle n'est pas négligeable à l'échelle d'un projet spatial. Nous avons cherché à améliorer la méthode de dimensionnement actuelle tout en prenant en compte les différentes contraintes imposées par les partenaires industriels. Cette démarche a débouché sur une nouvelle méthode de dimensionnement des liaisons vissées. Cette nouvelle méthode se base sur la méthode actuelle, afin de ne pas trop perturber les pratiques industrielles et lui apporte des améliorations sur plusieurs aspects qui nous ont parus importants.

Dans la méthode actuelle, les liaisons vissées sont modélisées par des connecteurs linéaires ayant des raideurs génériques. Les actions mécaniques issues de ces connecteurs, obtenues après des simulations numériques, alimentent des marges de calcul pour évaluer un éventuel risque de glissement aux interfaces des pièces assemblées, sous différentes combinaisons de sollicitations mécaniques et thermiques. Selon la valeur de ces marges, le design des liaisons est validé ou non.

Dans ces travaux, nous avons montré que les raideurs utilisées dans les connecteurs linéaires actuels pouvaient être remises en question. Pour cette raison, leur utilisation dans une méthode de dimensionnement nous paraît problématique. Ainsi, nous avons proposé d'utiliser des raideurs plus réalistes. Des formulations analytiques de ces raideurs basées sur un comportement réaliste des liaisons vissées ont été proposées. Certaines ont été développées dans ces travaux.

Nous avons également identifié que le fait d'utiliser directement des actions mécaniques issues de connecteurs linéaires dans des marges de calcul risquait de mener à un dimensionnement incohérent étant donné que le comportement réel des liaisons vissées est souvent non-linéaire. Pour cette raison, nous avons proposé de corriger le comportement des connecteurs linéaires avant d'utiliser certaines de leurs composantes dans des marges de calcul. Pour le moment, seul le comportement en cisaillement des liaisons a été étudié car il est associé au phénomène de glissement des pièces, dont l'étude est une des priorités de ces travaux. Pour corriger le comportement en cisaillement des connecteurs linéaires, des modèles analytiques non-linéaires de correction ont été développés. Pour cela, nous nous sommes appuyés sur des résultats expérimentaux et numériques issus de spécimens représentant le comportement d'une structure spatiale de façon relativement réaliste. Les résultats expérimentaux et numériques se sont montrés complémentaires et ont permis de faire ressortir les phénomènes à intégrer prioritairement dans les modèles analytiques de correction. Ces approches expérimentale et numérique ont permis de mettre en évidence des comportements qui, à notre connaissance, n'avaient pas été étudiés auparavant. Par exemple, nous avons étudié le glissement interfacial et les notions de frottements associées, le comportement complet d'un assemblage vissé soumis à une variation de température uniforme ou encore le comportement de liaisons vissées soumises à des sollicitations combinées dynamiques.

Pour finir, nous avons montré que les marges de calcul de non-glissement actuelles contenaient intrinsèquement un risque de défaillance en termes de glissement des pièces. Nous pensons que le fait d'utiliser ces marges telles qu'elles sont formulées actuellement pose problème. Pour cette raison, de nouvelles marges de calcul ont été proposées en s'appuyant sur les nouveaux modèles analytiques non-linéaires développés précédemment.

La nouvelle méthode de dimensionnement proposée dans ces travaux contient ces trois améliorations principales concernant les raideurs des connecteurs linéaires, la correction du comportement de ces connecteurs et les nouvelles marges de calcul. Cette nouvelle méthode a été confrontée à la méthode actuelle sur plusieurs cas d'applications concrets. Les résultats de ces confrontations montrent que la méthode actuelle produit des marges de non-glissement qui sont la plupart du temps incohérentes avec le comportement réel de la structure et des liaisons étudiées. Elle est aussi susceptible de valider des liaisons critiques de la charge utile pour lesquelles le glissement des pièces toléré est très faible, voire nul, ce qui est potentiellement dommageable. La nouvelle méthode produit quant à elle des marges de non-glissement cohérentes avec le comportement réel de la structure et des liaisons étudiées, même si des améliorations peuvent lui être apportées. En particulier, cette nouvelle méthode a montré des limitations pour prévoir le comportement en cisaillement des liaisons lors de la présence de sollicitations combinées. Elle est pour l'instant limitée au comportement en cisaillement et au phénomène de glissement des pièces. Si elle s'avérait utile d'un point de vue industriel, il faudrait la déployer à d'autres comportements.

Nous pensons que la méthode de dimensionnement actuelle doit fortement être remise en question malgré ses avantages indéniables, comme sa facilité d'utilisation. En effet, ses inconvénients sont jugés trop importants et conduisent à un risque important de défaillance en termes de glissement des pièces. Ce risque peut éventuellement se répercuter plus globalement à l'échelle d'un véhicule spatial, si les liaisons concernées sont contenues dans sa charge utile. Nous constatons que les aspects de surdimensionnement des liaisons identifiés initialement ne sont pas les seuls problèmes associés à la méthode actuelle. Nous estimons avoir mis en évidence dans ces travaux que les risques de défaillance engendrés par cette méthode sont plus élevés que les risques de surdimensionnement.

Il faut tout de même remarquer que peu de cas de défaillance grave dus à des liaisons sont recensés dans l'industrie. Il est possible que les pratiques éprouvées des industriels permettent de pallier les manques de la méthode de dimensionnement actuelle des liaisons identifiés dans ces travaux. En effet, il est courant de s'appuyer dans un premier temps sur un choix de liaison guidé par l'expérience puis de vérifier ce choix avec la méthode de dimensionnement des liaisons actuelle. Cependant, cette démarche a ses limites, notamment lorsqu'il s'agit d'optimiser le design des liaisons. La nouvelle méthode de dimensionnement proposée dans ces travaux peut s'inscrire dans une démarche d'évolution des pratiques de dimensionnement actuelles en améliorant la confiance dans les marges de calcul et en donnant ainsi la possibilité de converger vers un design des liaisons à la fois serein et optimisé.

PERSPECTIVES

A notre connaissance, la démarche mise en place dans ces travaux est une démarche pionnière dans le sens où nous n'avons pas trouvé d'équivalent dans la littérature. Pour cette raison, il est normal que beaucoup de points restent à améliorer et nous souhaitons mettre en relief les plus importants ici.

Dans un premier temps, l'étude bibliographique a permis d'identifier que le comportement réel des liaisons vissées était non-linéaire pour la plupart des sollicitations. Il y a donc de fortes chances pour que la démarche mise en place pour le comportement en cisaillement et le glissement des pièces soit également valable pour d'autres comportements, comme par exemple en traction avec le phénomène de décollement. Il nous semble que la démarche de la nouvelle méthode de dimensionnement est applicable à d'autres comportements, mais cela reste à vérifier concrètement.

Dans un second temps, le développement des bancs d'essais thermique et dynamique s'est montré plus complexe que prévu sur certains points. Il est envisageable de faire évoluer ces bancs d'essais afin d'améliorer les confrontations essais / numériques et de mettre en évidence d'autres phénomènes. En particulier, il faudrait concevoir un banc d'essai thermique permettant d'étudier le comportement complet d'un assemblage vissé à froid, en apportant une solution aux problèmes rencontrés (ex : givre, buée). Il faudrait également revoir le protocole et l'instrumentation de l'essai dynamique de façon à pouvoir mesurer l'évolution du glissement de façon continue pendant plusieurs secondes. Ceci apporterait une compréhension supplémentaire du phénomène de glissement en dynamique et permettrait de faire des confrontations plus poussées avec un modèle numérique détaillé du spécimen dynamique. Dans ce modèle, qui a été présenté brièvement, l'amortissement est pour le moment surestimé et il faudrait arriver à le prendre en compte de façon plus réaliste. Les modèles numériques peuvent globalement être améliorés en modélisant la rugosité des contacts de façon plus directe. En effet, pour le moment, un modèle de Coulomb est utilisé et la rugosité est prise en compte de manière indirecte par le biais de modèles de contact constitutifs annexes.

Dans un troisième temps, la performance des modèles analytiques développés dans ces travaux doit être testée sur un plus grand nombre de cas expérimentaux avant d'être complètement établie. Bien que le modèle analytique principal de cisaillement ait été validé numériquement sur un domaine d'étude représentatif, une seule confrontation expérimentale a été réalisée. Il faudrait également valider numériquement par la méthode des plans d'expériences, puis expérimentalement, le modèle prenant en compte l'influence des sollicitations combinées sur le comportement en cisaillement. Plus globalement, si la nouvelle méthode de dimensionnement des liaisons vissées s'avérait utile industriellement, il faudrait développer tous les modèles analytiques de comportement réel non-linéaire (ex : traction, flexion, torsion, + correction) nécessaires à son déploiement, et valider ces modèles numériquement et expérimentalement.

Pour finir, la méthode de dimensionnement actuelle concernant le cisaillement et le glissement des pièces devrait être améliorée notamment pour mieux prendre en compte l'influence des sollicitations combinées et thermique sur le comportement en cisaillement. Bien que les résultats soient encourageants, les modèles analytiques de correction associés ont montré certaines limitations pour ce type de sollicitations.

- [ABA, 2012] J. Abad, J.-M. Franco, R. Celorrio. *Design of experiments and energy dissipation analysis for a contact mechanics 3D model of frictional bolted lap joints*. Advances in Engineering Software, 2012, vol. 45, no 1, p. 42-53.
- [ABA, 2014] J. Abad, F.-J. Medel, J.-M. Franco. *Determination of Valanis model parameters in a bolted lap joint: Experimental and numerical analyses of frictional dissipation*. International Journal of Mechanical Sciences, 2014, vol. 89, p. 289-298.
- [ADA, 2000] G. G. Adams, M. Nosonovsky. *Contact modeling - forces*. Tribology International, 2000, vol. 33, no 5, p. 431-442.
- [AGA, 1985] P. Agatonovic. *Beam model of bolted flanged connections*, Engineering Computations, 1985, Vol. 2, p. 21-29.
- [AHM, 2001] A. Ahmed, N. Kishi, K. Matsuoka. *Nonlinear analysis on prying of top-and seat-angle connections*. Journal of Applied Mechanics, 2001, vol. 4, p. 227-236.
- [AHM, 2017] A. Ahmed. *Prediction of moment - rotation characteristic of top - and seat - angle bolted connection incorporating prying action*. International Journal of Advanced Structural Engineering, 2017, vol. 9, no 1, p. 79-93.
- [ALE, 1999] J. P. Alexis. *Pratique industrielle des plans d'expériences. La qualité à moindre coût: l'approche Taguchi*. Edition AFNOR, 1999, 276 pages, ISBN-13: 978-2124650385.
- [ALK, 2007] F. Alkatan, P. Stephan, A. Daidie. *Equivalent axial stiffness of various components in bolted joints subjected to axial loading*. Finite Elements in Analysis and Design, 2007, vol. 43, no 8, p. 589-598.
- [ALS, 2008] K. J. Alstrom, C. Canudas De Wit. *Revisiting the LuGre friction model*. IEEE control Systems, 2008, vol. 28, no 6, p. 101-114.
- [ARM, 1994] B. Armstrong - Hélyouvy, P. Dupont, Pierre, C. Canudas De Wit. *A survey of models, analysis tools and compensation methods for the control of machines with friction*. Automatica, 1994, vol. 30, no 7, p. 1083-1138.
- [ASK, 2016] R. Askri. *Approche fiabiliste pour le tolérancement des assemblages par fixation de structures composite-métal*. Thèse de doctorat, I2M. Editions, 2016, 193 pages.
- [AZI, 2003] H. Aziz. *Etude du dévissage spontané des assemblages boulonnés*. Thèse de doctorat, INSA Toulouse. Ed. Académiques, 2003, 245 pages.
- [BAH, 2006] M. Bahrami, J. R. Culham, M. M. Yananovich. *Review of thermal joint resistance models for nonconforming rough surfaces*. Applied Mechanics Reviews, 2006, vol. 59, no 1, p. 1-12.
- [BAK, 1994] E. M. Bakhiet. *Etude des assemblages boulonnés à chargement fortement excentré soumis à des sollicitations de fatigue*. Thèse de doctorat, INSA Toulouse. Ed. Académiques, 1994, 494 pages.
- [BEB, 2012] T. Beberniss, T. Eason, S. Spottswood. *High-speed 3D digital image correlation measurement of long-duration random vibration: recent advancements and noted limitations*. ISMA Biennial Conference, 2012. Lueven, Belgium.
- [BEN, 2010] A. Benhamena, A.Talha, N. Benseddig. *Effect of clamping force on fretting fatigue behaviour of bolted assemblies: Case of couple steel - aluminium*. Materials Science and Engineering: A, 2010, vol. 527, no 23, p. 6413-6421.
- [BIC, 2007] J. H. Bickford. *Introduction to the design and behavior of bolted joints: non-gasketed joints. Fourth Edition*. CRC Press, 2007, 564 pages, ISBN: 9780849381768.

- [BIN, 2009] P. Bing, X. Hui-Min, H. Tao. *Measurement of coefficient of thermal expansion of films using digital image correlation method*. Polymer Testing, 2009, vol. 28, no 1, p. 75-83.
- [BJO, 1994] S. Björklund, S. Andersson. *A numerical method for real elastic contacts subjected to normal and tangential loading*. Wear, 1994, vol. 179, no 1-2, p. 117-122.
- [BLA, 2004] L. Blanchard. *Prediction Method Of Bolted Junction Microslip In High Stability Space Structures*. 55th International Astronautical Congress. International Academy of Astronautics. Vancouver, Canada, 2004.
- [BLA, 2008] P. J. Blau. *Friction science and technology: from concepts to applications*. Second Edition. CRC press, 2008, 432 pages, ISBN-13: 978-1420054040.
- [BOG, 2011] S. Bograd, P. Reuss, A. Schmidt. *Modeling the dynamics of mechanical joints*. Mechanical Systems and Signal Processing, 2011, vol. 25, no 8, p. 2801-2826.
- [BOU, 1989] R. Boudet, P. Stéphan. *Résistance des matériaux*. Editions Cépaduès, 1989, 272 pages, ISBN-13: 978-2854284805.
- [BOU, 2013] N. Bouchaala, J.-L. Dion, N. Peyret. *Micro-slip induced damping in the contact of nominally flat surfaces*. International Journal of Applied Mechanics, 2013, vol. 5, no 01, p. 1350005.
- [BOU, 2014] N. Bouchaala, N. Peyret, I. Tawfiq. *Compact model and identification process for friction induced damping in a rotational joint with flawed surfaces*. International Journal of Solids and Structures, 2014, vol. 51, no 21, p. 3570-3578.
- [BRE, 2012] B. A. Brewer. *Simplified modeling methods for mechanically fastened connections in flight structures*. PhD Thesis, University of California, San Diego. ProQuest Dissertations And Theses, 2012, 127 pages, ISBN: 9781267478054.
- [CAI, 2009] A. Caignot. *Prédiction par essais virtuels de l'amortissement dans les structures spatiales*. Thèse de doctorat, ENS Cachan. Edition, 2009.
- [CHA, 2007] J. Chakhari. *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, INSA Toulouse. Ed. Académiques, 2007.
- [CHO, 2003] I. Chowdhury, S.P. Dasgupta. *Computation of Rayleigh damping coefficients for large systems*. The Electronic Journal of Geotechnical Engineering, 2003, vol. 8, no 0, p. 1-11.
- [CIT, 2002] A. M. Citipitioglu, R. M. Haj-Ali, D. W. White. *Refined 3D finite element modeling of partially-restrained connections including slip*. Journal of constructional Steel research, 2002, vol. 58, no 5, p. 995-1013.
- [COH, 2008] D. Cohen, Y. Kligerman, I. Etsion, I. A. *A model for contact and static friction of nominally flat rough surfaces under full stick contact condition*. Journal of Tribology, 2008, vol. 130, no 3, p. 031401.
- [CRE, 1981] J. H. Crews. *Bolt-bearing fatigue of a graphite/epoxy laminate*. Joining of composite materials. ASTM International, 1981.
- [CRE, 2012] J. De Crevoisier, N. Swiergiel, L. Champaney. *Identification of in situ frictional properties of bolted assemblies with digital image correlation*. Experimental mechanics, 2012, vol. 52, no 6, p. 561-572.

- [CRO, 2012] D. Croccolo, M. De Agostinis, N. Vincenzi. *Influence of tightening procedures and lubrication conditions on titanium screw joints for lightweight applications*. Tribology International, 2012, vol. 55, p. 68-76.
- [DAH, 1968] P. R. Dahl. *A solid friction model*. Aerospace Corp El Segundo Ca, 1968.
- [DIN, 2011] G. Dinger, C. Friedrich. *Avoiding self-loosening failure of bolted joints with numerical assessment of local contact state*. Engineering failure analysis, 2011, vol. 18, no 8, p. 2188-2200.
- [ECC, 2010] W. Eccles. *Tribological aspects of the self-loosening of threaded fasteners*. Thèse de doctorat, University of Central Lancashire. Edition, 2010, 179 pages.
- [EHR, 2014] D. A. Ehrhardt, S. Yang, T. Beberniss. *Mode shape comparison using continuous-scan laser Doppler vibrometry and high speed 3D digital image correlation*. Special Topics in Structural Dynamics, Volume 6. Springer, Cham, 2014. p. 321-331.
- [ERI, 2010] M. Eriten, A. A. Polycarpou, L. Bergman. *Physics-based modeling for partial slip behavior of spherical contacts*. International Journal of Solids and Structures, 2010, vol. 47, no 18, p. 2554-2567.
- [ERI, 2011] M. Eriten, A. A. Polycarpou, L. Bergman. *Development of a lap joint fretting apparatus*. Experimental mechanics, 2011, vol. 51, no 8, p. 1405-1419.
- [ESA, 2010] ECSS-E-HB-32-23A. *Threaded fasteners handbook*. ESA Requirements and Standards Division, 2010. ESTEC, P.O. box 299, 2200 AG Noordwijk, The Netherlands.
- [ESA, 2013] ECSS-E-HB-32-26A. *Spacecraft mechanical loads analysis*. ESA Requirements and Standards Division, 2013. ESTEC, P.O. box 299, 2200 AG Noordwijk, The Netherlands.
- [FER, 1961] I. Fernlund. *A method to calculate the pressure between bolted or riveted plates*. Tech. Rep. 17, 1961 Chalmers University of Technology, Gothenburg, Sweden, 1-124.
- [FUK, 2003] T. Fukuoka, T. Takaki. *Elastic plastic finite element analysis of bolted joint during tightening process*. Journal of Mechanical Design, 2003, vol. 125, no 4, p. 823-830.
- [FUK, 2005] T. Fukuoka. *Finite element analysis of the thermal and mechanical behaviors of a bolted joint*. Journal of pressure vessel technology, 2005, vol. 127, no 4, p. 402-407.
- [GAD, 2002] E. S. Gadelmawla, M. M. Koura, T. M. A. Maksoud. *Roughness parameters*. Journal of materials processing technology, 2002, vol. 123, no 1, p. 133-145.
- [GAN, 2011] F. Gant. *Stratégie de modélisation et de simulation des assemblages de structures aéronautiques en contexte incertain*. Thèse de doctorat, ENS Cachan, 2011. 137 pages.
- [GAU, 1997] L. Gaul, J. Lenz. *Nonlinear dynamics of structures assembled by bolted joints*. Acta Mechanica, 1997, vol. 125, no 1, p. 169-181.
- [GAU, 2001] L. Gaul, R. Nitsche. *The role of friction in mechanical joints*. Applied Mechanics Reviews, 2001, vol. 54, no 2, p. 93-106.
- [GAU, 2014] L. Gaul, J. Becker. *Damping prediction of structures with bolted joints*. Shock and Vibration, 2010, vol. 17, no 4-5, p. 359-371.
- [GOU, 2006] J. Goupy, L. Creighton. *Introduction aux plans d'expériences*. Dunod, 2006, 336 pages, EAN: 978-2100497447.

- [GRA, 2010] P. J. Gray, C. T. McCarthy. *A global bolted joint model for finite element analysis of load distributions in multi-bolt composite joints*. Composites Part B: Engineering, 2010, vol. 41, no 4, p. 317-325.
- [GRE, 1966] J. A. Greenwood, JBP. Williamson. *Contact of nominally flat surfaces*. Proceedings of the Royal Society of London A: Mathematical, Physical and Engineering Sciences. The Royal Society, 1966. p. 300-319.
- [GRO, 1985] M. Groper. *Microslip and macroslip in bolted joints*. Experimental Mechanics, 1985, vol. 25, no 2, p. 171-174.
- [GRO, 1990] I. Grosse, et L. D. Mitchell. *Nonlinear axial stiffness characteristics of axisymmetric bolted joints*. Journal of Mechanical Design, 1990, vol. 112, no 3, p. 442-449.
- [GUI, 2009] J. Guillot. *Assemblages par éléments Filetés: modélisation et calcul*. Ed. Techniques Ingénieur 2009, Référence B5560 v1.
- [HEI, 2013] S. Heimbs, S. Schmeer, J. Blaurock. *Static and dynamic failure behaviour of bolted joints in carbon fibre composites*. Composites Part A: Applied Science and Manufacturing, 2013, vol. 47, p. 91-101.
- [HIB, 1992] Hibbitt, Karlsson and Sorensen. *Abaqus: Theory manual*. Dassault Systèmes Simulia Corp., Providence, RI, USA, 1992, <http://www.simulia.com>.
- [HIL, 1994] D. A. Hills. *Mechanics of fretting fatigue*. Springer, 1994, 246 pages, ISBN-13: 978-0792328667.
- [HIN, 1998] J. D. Hinkle. *Frictional microslip due to roughness in metallic interfaces at the nanometer scale*. PhD Thesis, College of engineering, University of Colorado. ProQuest Dissertations And Theses, 1998, 148 pages. ISBN: 9780591920673.
- [HOJ, 2014] R. Hojjati Talemi, M. Abdel Wahab, T. Yue. *On fretting fatigue behaviour of single bolted lap joint*. 3rd International Journal of Fracture Fatigue and Wear. Laboratory Soete–Ghent University, 2014. p. 269-274.
- [HUN, 2006] B. Huns, G. Grondin, R. Driver. *Tension and shear block failure of bolted gusset plates*. Canadian Journal of Civil Engineering, 2006, vol. 33, no 4, p. 395-408.
- [HUT, 1986] H. Huth. *Influence of fastener flexibility on the prediction of load transfer and fatigue life for multiple-row joints*. In Fatigue in mechanically fastened composite and metallic joints. ASTM International, 1986.
- [IBR, 2005] R. A. Ibrahim, C. L. Pettit. *Uncertainties and dynamic problems of bolted joints and other fasteners*. Journal of sound and Vibration, 2005, 279(3), 857-936.
- [IKH, 2007] F. Ikhouane, V. Mañosa, J. Rodellar. *Dynamic properties of the hysteretic Bouc-Wen model*. Systems & control letters, 2007, vol. 56, no 3, p. 197-205.
- [ISO 4762] Norme ISO 4762. *Vis à tête cylindrique à six pans creux*. Ed. AFNOR, 2004, 11 pages, ICS : 21.060.10.
- [ISO 7089] Norme ISO 7089. *Rondelles plates - Série normale - Grade A*. Ed. AFNOR, 2000, 5 pages, ICS : 21.060.30.
- [ISO 273] Norme ISO 273. *Éléments de fixation -- Trous de passage pour vis*. Ed. AFNOR, 1979, 2 pages, ICS : 21.060.01.

- [IRA, 2012] M. Iranzad, H. Ahmadian. *Identification of nonlinear bolted lap joint models*. Computers & Structures, 2012, vol. 96, p. 1-8.
- [ITO, 1975] Y. Ito, M. Masuko. *Study on the Damping Capacity of Bolted Joints: Effects of the Joint Surfaces Condition*. Bulletin of JSME, 1975, vol. 18, no 117, p. 319-326.
- [JIA, 2003] Y. Jiang, M. Zhang, C.-H. Lee. *A study of early stage self-loosening of bolted joints*. Transactions-American Society of Mechanical Engineers. Journal of mechanical design, 2003, vol. 125, no 3, p. 518-526.
- [JOH, 1971] K. L. Johnson, K. Kendall, A. D. Roberts. *Surface energy and the contact of elastic solids*. Proceedings of the Royal Society of London A: Mathematical, Physical and Engineering Sciences. The Royal Society, 1971. p. 301-313.
- [JOH, 1987] K. L. Johnson. *Contact mechanics*. Cambridge University Press, 1987, 468 pages, ISBN-13: 978-0521347969.
- [JUN, 1969] G. H. Junker. *New criteria for self-loosening of fasteners under vibration*. SAE Technical Paper, 1969.
- [JUO, 2016] J. Juoksukangas, A. Lehtovaara, A. Mäntylä. *Experimental and numerical investigation of fretting fatigue behavior in bolted joints*. Tribology International, 2016, vol. 103, p. 440-448.
- [KAR, 2011] M. E. Kartal, D. M. Mulvihill, D. Nowell. *Measurements of pressure and area dependent tangential contact stiffness between rough surfaces using digital image correlation*. Tribology International, 2011, vol. 44, no 10, p. 1188-1198.
- [KEL, 2004] G. Kelly, S. Hallström. *Bearing strength of carbon fibre/epoxy laminates: effects of bolt-hole clearance*. Composites Part B: Engineering, 2004, vol. 35, no 4, p. 331-343.
- [KIM, 2007] J. Kim, J.-C. Yoon, B.-S. Kang. *Finite element analysis and modeling of structure with bolted joints*. Applied mathematical modelling, 2007, vol. 31, no 5, p. 895-911.
- [KOU, 2016] K. A. Kounoudji. *Intimité tribologique des contacts d'un assemblage boulonné*. Thèse de doctorat, INSA Lyon. Ed. Académiques, 2016, 189 pages.
- [KUB, 2014] K. J. Kubiak, M. Bigerelle, T. G. Mathia. *Dynamic evolution of interface roughness during friction and wear processes*. Scanning, 2014, vol. 36, no 1, p. 30-38.
- [KUL, 2001] G. L. Kulak, J. W. Fisher, J. H. Struik. *Guide to Design Criteria for Bolted and Riveted Joints Second Edition*. Wiley-Interscience, 2001, 352 pages, ISBN-13: 978-0471837916.
- [KUM, 1994] H. Kumano, T. Sawa, T. Hirose. *Mechanical behavior of bolted joints under steady heat conduction*. Transactions-American Society of Mechanical Engineers. Journal of Pressure Vessel Technology, 1994, vol. 116, p. 42-42.
- [LAK, 2000] H. Lakiss. *Étude des assemblages boulonnés chargés transversalement par des efforts dynamiques avec prise en compte des conditions de contact*. Thèse de doctorat, INSA Toulouse. Ed. Académiques, 2000, 192 pages.
- [LAM, 1997] M. A. Lambert, L. S. Fletcher. *Thermal contact conductance of spherical rough metals*. Transactions-American Society of Mechanical Engineers. Journal of Heat Transfer, 1997, vol. 119, p. 684-690.

- [LEE, 1996] S.-S. Lee, W.-H. Chen. *Three-dimensional thermoelastic contact between two plates with bolted joints*. Journal of thermal stresses, 1996, vol. 19, no 2, p. 123-138.
- [LEN, 1995] J. Lenz, L.Gaul. *The influence of microslip on the dynamic behavior of bolted joints*. Proceedings-The international Society for Optical Engineering. 1995. p. 248-248.
- [LEV, 2000] M. B. Levine, C. White. *Microdynamic analysis for establishing nanometric stability requirements of jointed precision space structures*. 19th International Modal Analysis Conference. Kissammee, Florida, USA, 2000.
- [LIU, 2015] F. Liu, J. Zhang, L. Zhao. *An analytical joint stiffness model for load transfer analysis in highly torqued multi-bolt composite joints with clearances*. Composite Structures, 2015, vol. 131, p. 625-636.
- [LIU, 2016] J. Liu, H. Ouyang, J. Peng. *Experimental and numerical studies of bolted joints subjected to axial excitation*. Wear, 2016, vol. 346, p. 66-77.
- [LOU, 2015] G.-B. Lou, M.-C. Zhu, M. Li. *Experimental research on slip-resistant bolted connections after fire*. Journal of Constructional Steel Research, 2015, vol. 104, p. 1-8.
- [LOR, 2012] B. Lorenz. *Contact mechanics and friction of elastic solids on hard and rough substrates*. Forschungszentrum Jülich, 2012.
- [LYO, 1996] J. S. Lyons, J. Liu, M. A. Sutton. *High-temperature deformation measurements using digital-image correlation*. Experimental mechanics, 1996, vol. 36, no 1, p. 64-70.
- [MAJ, 1990] A. Majumdar, C. L. Tien. *Fractal characterization and simulation of rough surfaces*. Wear, 1990, vol. 136, no 2, p. 313-327.
- [MCC, 1986] J. I. McCool. *Comparison of models for the contact of rough surfaces*. Wear, 1986, vol. 107, no 1, p. 37-60.
- [MAS, 1974] M. Masuko, Y. Ito, T. Koizumi. *Horizontal stiffness and micro-slip on a bolted joint subjected to repeated tangential static loads*. Bulletin of JSME, 1974, vol. 17, no 113, p. 1494-1501.
- [MAS, 1994] J. Massol. *Études des Assemblages Boulonnés à Chargement Faiblement Excentré Soumis à des Sollicitations de Fatigue*. Thèse de doctorat, INSA Toulouse. Ed. Académiques, 1994, 263 pages.
- [NAG, 2009] S. Nagata, S. Kaneda, H. Tsuji. *Three Dimensional Elastic-Plastic Finite Element Simulation on Bolt Tightening beyond Yield*. Proceedings of ASME Pressure Vessel and Piping Conference, PVP2009-77689. 2009.
- [NAR, 2012] T. Naruse, Y. Shibutani. *Nonlinear bending stiffness of plates clamped by bolted joints under bending moment*. Journal of Solid Mechanics and Materials Engineering, 2012, vol. 6, no 7, p. 832-843.
- [NAS, 2007] S. A. Nassar, A. Meng. *Optical monitoring of bolt tightening using 3D electronic speckle pattern interferometry*. Journal of Pressure Vessel Technology, 2007, vol. 129, no 1, p. 89-95.
- [NAY, 1971] P. R. Nayak. *Random process model of rough surfaces*. Journal of Lubrication Technology, 1971, vol 93 no 3, p. 398-407.
- [NEL, 2006] D. Nelias, V. Boucly, M. Brunet. *Elastic-plastic contact between rough surfaces: proposal for a wear or running-in model*. Journal of Tribology, 2006, vol. 128, no 2, p. 236-244.

- [NIS, 2013] N. Nishimura, K. Murase, T. Hattori. *Loosening evaluation of bolt-nut fastener under transverse cyclic loading*. Engineering Transactions, 2013, vol. 61, no 2, p. 151–160.
- [NOW, 1985] B. Nowicki. *Multiparameter representation of surface roughness*. Wear, 1985, vol. 102, no 3, p. 161-176.
- [OLD, 2005] M. Oldfield, H. Ouyang, J. Mottershead. *Simplified models of bolted joints under harmonic loading*. Computers & Structures, 2005, vol. 84, no 1, p. 25-33.
- [OLO, 1997] U. Olofsson, L. Hagman. *A model for micro-slip between flat surfaces based on deformation of ellipsoidal elastic bodies*. Tribology international, 1997, vol. 30, no 8, p. 599-603.
- [OOS, 2012] S. A. Oosterhof, R. G. Driver. *Performance of steel shear connections under combined moment, shear, and tension*. Structures Congress 2012. 2012. p. 146-157.
- [OUY, 2006] H. Ouyang, M. J. Oldfield, J. E. Mottershead. *Experimental and theoretical studies of a bolted joint excited by a torsional dynamic load*. International Journal of Mechanical Sciences, 2006, vol. 48, no 12, p. 1447-1455.
- [PAI, 2002] N. G. Pai, D. P. Hess. *Experimental study of loosening of threaded fasteners due to dynamic shear loads*. Journal of sound and vibration, 2002, vol. 253, no 3, p. 585-602.
- [PAN, 2010] B. Pan, D. Wu, Z. Wang. *High-temperature digital image correlation method for full-field deformation measurement at 1200°C*. Measurement science and technology, 2010, vol. 22, no 1, p. 015701.
- [PER, 2001] B. N. J. Persson. *Elastoplastic contact between randomly rough surfaces*. Physical Review Letters, 2001, vol. 87, no 11, p. 116101.
- [PER, 2013] B. N. J. Persson. *Sliding friction: physical principles and applications*. Springer, 2013, 516 pages, ISBN-13: 978-3540671923.
- [PEY, 2012] N. PEYRET. *Dissipation de l'énergie mécanique dans les assemblages: effet du frottement en sollicitation dynamique*. Thèse de doctorat, Université Paris-Est. Edition, 2012, 149 pages, pastel-00749730.
- [PHA, 2010] C. H. Pham, G. Hancock. *Numerical simulation of high strength cold-formed purlins in combined bending and shear*. Journal of Constructional Steel Research, 2010, vol. 66, no 10, p. 1205-1217.
- [PIL, 2008] V. Piluso, G. Rizzano. *Experimental analysis and modelling of bolted T-stubs under cyclic loads*. Journal of Constructional Steel Research, 2008, vol. 64, no 6, p. 655-669.
- [PIR, 2008] A. Pirmoz, A. S. Daryan, A. Mazaheri. *Behavior of bolted angle connections subjected to combined shear force and moment*. Journal of Constructional Steel Research, 2008, vol. 64, no 4, p. 436-446.
- [RAB, 1995] E. Rabinowicz. *Friction and wear of materials*. Wiley-Interscience, 1995, 336 pages, ISBN-13: 978-0471830849.
- [RAS, 1978] J. Rasmussen, I. B. Norgaard, O. Hastrup, J. Hastrup. *A two body contact problem with friction*. In Euromech Colloquium NR, 1978, Vol. 110, pp. 115-120.
- [SAN, 2011] C. Santiuste, E. Barbero, M. Henar Miguélez. *Computational analysis of temperature effect in composite bolted joints for aeronautical applications*. Journal of Reinforced Plastics and Composites, 2011, vol. 30, no 1, p. 3-11.

- [SHA, 2014] E. Shamoto, Y. Hashimoto, M. Shinagawa. *Analytical prediction of contact stiffness and friction damping in bolted connection*. CIRP Annals-Manufacturing Technology, 2014, vol. 63, no 1, p. 353-356.
- [SON, 2003] Y. Song, C. J. Hartwigsen, D. McFarland. *Simulation of dynamics of beam structures with bolted joints using adjusted Iwan beam elements*. Journal of Sound and Vibration, 2004, vol. 273, no 1, p. 249-276.
- [SOU, 2017] M.-F. Soule de Lafont. *Construction d'un macromodèle de liaison pour la simulation d'assemblages boulonnés*. Thèse de doctorat, Université Paris-Saclay délivrée par l'ENS Paris-Saclay. Editions, 2017, 217 pages.
- [SOY, 2013] I. F. Soykok, O. Sayman, M. Ozen. *Failure analysis of mechanically fastened glass fiber/epoxy composite joints under thermal effects*. Composites Part B: Engineering, 2013, vol. 45, no 1, p. 192-199.
- [SUD, 1997] S. V. Sudhirkashyap. *Dynamic loosening and tightening of a single-bolt assembly*. Journal of vibration and acoustics, 1997, vol. 119, p. 311.
- [VAL, 1980] K. C. Valanis. *Fundamental consequences of a new intrinsic time measure. Plasticity as a limit of the endochronic theory*. Archives Mechanics, 1980, vol. 32, no 2, p.171-191.
- [VDI, 2014] VDI 2230 Blatt 1, *Systematische Berechnung hochbeanspruchter Schraubenverbindungen Zylindrische Einschraubenverbindungen*, VDI-Richtlinien, ICS 21.060.10, Düsseldorf, Germany, 2014, 182 pages.
- [WHI, 2000] C. V. White, M. B. Levine. *Microdynamic issues in large deployable space telescopes*. Intelligent Sensors and Advanced Manufacturing Symposium. Boston, Massachusetts, USA, 2000.
- [WIJ, 2008] J. J. Wijker. *Spacecraft structures*. Springer Science & Business Media, 2008, 504 pages, ISBN-13: 978-3540755524.
- [WIL, 1991] J. Wileman, M. Choudhury, I. Green. *Computation of member stiffness in bolted connections*. Journal of Mechanical Design, 1991, vol. 113, no 4, p. 432-437.
- [WU, 2014] Z. Wu, S. A., Nassar, X. Yang. *Nonlinear deformation behavior of bolted flanges under tensile, torsional, and bending loads*. Journal of Pressure Vessel Technology, 2014, vol. 136, no 6, p. 061201.
- [XU, 2016] Y. Xu, Z. Sun, Y. Zhang. *Experimental and Numerical Investigations of Fretting Fatigue Behavior for Steel Q235 Single-Lap Bolted Joints*. Advances in Materials Science and Engineering, 2016, vol. 2016.
- [YOK, 2012] T. Yokoyama, M. Olsson, S. Izumi. *Investigation into the self-loosening behavior of bolted joint subjected to rotational loading*. Engineering Failure Analysis, 2012, vol. 23, p. 35-43.
- [YU, 2008] H. Yu, I. W. Burgess, J. B. Davison. *Numerical simulation of bolted steel connections in fire using explicit dynamic analysis*. Journal of Constructional Steel Research, 2008, vol. 64, no 5, p. 515-525.
- [ZHA, 2005] O. Zhang. *Discussions on behavior of bolted joints in tension*. Journal of Mechanical Design, 2005, vol. 127, no 3, p. 506-510.

ANNEXES

Table des matières

A1.	Annexe 1 : Essais	229
A1.1.	Procédures générales	229
A1.1.1.	Mesures de la relation couple-précharge	229
A1.1.2.	Mesures de rugosité.....	230
A1.1.3.	Mesures de dureté	230
A1.1.4.	Mesures de planéité.....	231
A1.1.5.	Nettoyage des surfaces de contact	231
A1.1.6.	Polissage des surfaces de contact	232
A1.2.	Essai quasi-statique	232
A1.2.1.	Plans de définition.....	232
A1.2.2.	Mesures préliminaires.....	233
A1.2.3.	Procédure d'essai	234
A1.2.4.	Sorties d'essai et moyens de mesure	235
A1.2.5.	Résultats d'essai	236
A1.3.	Essai thermique	238
A1.3.1.	Plans de définition.....	238
A1.3.2.	Mesures préliminaires.....	240
A1.3.3.	Procédure d'essai	240
A1.3.4.	Sorties d'essai et moyens de mesures	241
A1.3.5.	Résultats d'essai	246
A1.4.	Dynamique	248
A1.4.1.	Plans de définition.....	248
A1.4.2.	Mesures préliminaires.....	249
A1.4.3.	Procédure d'essai	249
A1.4.4.	Sorties d'essai et moyens de mesures	249
A2.	Annexe 2 : Modèles analytiques	253
A2.1.	Améliorations du modèle analytique de contact EPB.....	253
A2.1.1.	Amélioration 1 : répartition de pression non uniforme.....	254
A2.1.2.	Amélioration 2 : définition des paramètres de rugosité en fonction du Ra.....	255
A2.2.	Extrema des glissements critiques des contacts v/r et p1/p2.....	257
A2.2.1.	Objectif	257
A2.2.2.	Démarche adoptée.....	257

A2.2.3.	Résultats	258
A2.2.4.	Discussion	260
A2.3.	Suite du post-traitement du plan d'expériences du modèle analytique de cisaillement	261
A2.3.1.	Glissement interfacial maximal $\Delta x_{int,p,max}$	261
A2.3.2.	Glissement interfacial résiduel $\Delta x_{int,p,res}$	263
A2.3.3.	Effort de cisaillement total maximal $F_{x,3D,max}$	265
A2.4.	Modèle analytique de torsion	267
A2.4.1.	Etude qualitative	267
A2.4.2.	Développement du modèle analytique	268
A2.5.	Etude des raideurs initiales des liaisons vissées	272
A3.	Annexe 3 : Plans d'expériences	274
A3.1.	Justification des niveaux des paramètres d'entrée	274
A3.1.1.	Paramètres géométriques	274
A3.1.2.	Paramètres matériaux	274
A3.1.3.	Paramètres de contact	277
A3.1.4.	Paramètre de sollicitations	278
A3.2.	Choix des matrices d'expériences	279

A1. Annexe 1 : Essais

A1.1. Procédures générales

A1.1.1. Mesures de la relation couple-précharge

Dans les essais présentés dans le chapitre 2, des mesures de la relation couple-précharge ont été réalisées afin d'estimer la précharge introduite dans les vis non-instrumentées.

	Couple	Précharge
Type	Clé dynamométrique électronique	Capteur d'effort à jauges
Référence	FACOM E350	HBM (sur-mesure)
Etendue de mesure	30 N.m	20 kN
Précision	2% sur la valeur de couple lue	<1% (linéarité)
Vue		

Tableau A1-1 : Caractéristiques des moyens de mesure de la relation couple-précharge dans les vis non-instrumentées.

Ces mesures ont été réalisées en se plaçant au plus proche des configurations expérimentales.

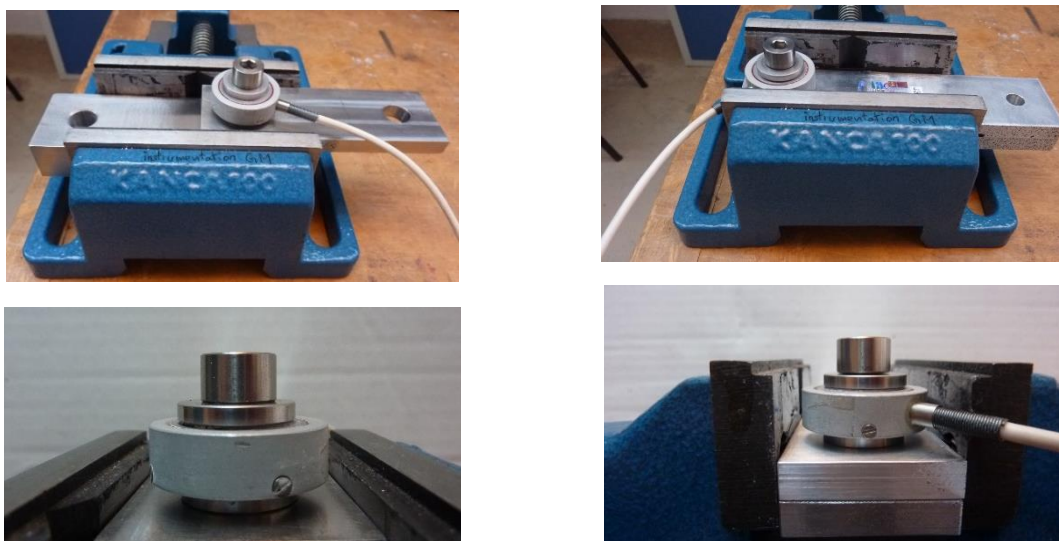


Figure A1-1 : Configurations expérimentales des mesures de couple-précharge. Spécimens quasi-statique (gauche) et thermique (droite).

Les plaques sont serrées dans un étau. La consigne en couple est introduite dans la clé dynamométrique. Le couple est appliqué par la tête de vis et les mesures de précharge sont acquises en continu. Dans la mesure du possible, le relevé de la précharge se fait lors de la 1^{ère} montée en couple, en évitant tout resserrage. 10 mesures sont réalisées pour chaque configuration. La vis est renouvelée entre chaque serrage. Les vis sont nettoyées selon la procédure décrite en annexe A1.1.5.

A1.1.2. Mesures de rugosité

Les mesures de rugosité sont réalisées avec un rugosimètre standard (Unité d'avance : MFW-250, Statif : PAV-CV-PST-SE, Table : PKT).



Figure A1-2 : Mesures de rugosité.

Les pièces sont positionnées en butée contre le bâti de la table de mesure de façon à rester statique tout au long de la mesure. Les petites pièces comme les rondelles et les têtes de vis sont collées sur une plaque support. Les rondelles et les têtes de vis mesurées font partie d'un lot de mesure et ne sont pas utilisées lors des essais par la suite, à part pour les rondelles épaisses des capteurs d'effort. Les têtes de vis sont sciées à ras.

Concernant les paramètres de mesures, un filtre Gaussien et un cutoff standard ont été utilisés. 3 mesures uniformément réparties sont réalisées par surface, après nettoyage selon la procédure décrite en annexe A.1.1.5. Pour les plaques, les mesures sont réalisées seulement dans les zones de compression et dans la direction principale de glissement, soit à 90° de l'orientation des stries de polissage obtenues selon la procédure décrite en annexe A.1.1.6. Pour la visserie, 2 mesures sont réalisées par rondelle et par tête de vis.

A1.1.3. Mesures de dureté

Les mesures de dureté sont réalisées avec un duromètre standard (Mitutoyo MVK-H1).



Figure A1-3 : Mesures de dureté.

Ce duromètre permet de mesurer la dureté Vickers. La mesure consiste à appliquer une charge normale sur une pièce par le biais d'un pénétrateur pyramidal, puis à mesurer les diagonales de l'empreinte laissée. Afin de laisser une empreinte assez nette, la charge normale peut varier en fonction du matériau. Pour les mesures réalisées, la charge normale est de 200 g pour l'aluminium et de 500 g pour l'acier et le titane.

3 mesures uniformément réparties sont réalisées par surface, après nettoyage des surfaces. Pour les plaques, les mesures sont réalisées seulement dans les zones de contact. Pour les petites pièces comme les rondelles et les têtes de vis, elles sont collées sur une plaque massive afin que la charge ne perturbe pas leur positionnement pendant la mesure. Les rondelles et les têtes de vis mesurées font partie d'un lot de mesure et ne sont pas utilisées lors des essais par la suite, à part pour les rondelles

épaisses des capteurs d'effort. Les têtes de vis sont sciées à ras. Pour la visserie, 2 mesures sont réalisées par rondelle et par tête de vis.

A1.1.4. Mesures de planéité

Les mesures de planéité sont réalisées avec un comparateur à palpeur (Mitutoyo 2046S).



Figure A1-4 : Moyen de mesures de planéité.

Les mesures sont réalisées en faisant le zéro sur un point quelconque de la surface de mesure et en baladant le palpeur sur toute la surface.

A1.1.5. Nettoyage des surfaces de contact

Dans ces travaux, des conditions de contact sec doivent être respectées. Afin de se rapprocher au mieux de ces conditions, toutes les pièces sont nettoyées en respectant la procédure suivante :

- Bain d'acétone : 10 min
- Nettoyage ultrasons (éthanol + eau) : 15 mn à 40°C
- Bain d'acétone : 10 min
- Rinçage à l'éthanol
- Séchage au sèche-cheveux
- Stockage dans des sachets étanches



Figure A1-5 : Procédure d'obtention de conditions de contact sec.

Les filets des vis subissent un dégraissage manuel supplémentaire à l'acétone avant le 1^{er} bain d'acétone et après le 2^{ème} bain. Un papier absorbant non pelucheux est utilisé pour cela. Pendant les essais, les manipulations se font avec des gants en latex, souvent réaspergés d'éthanol et changés entre chaque essai.

A1.1.6. Polissage des surfaces de contact

Les surfaces des pièces sont polies manuellement à l'aide d'une toile de polissage P320. Les stries de polissage sont orientées à 90° par rapport à la direction principale de glissement.

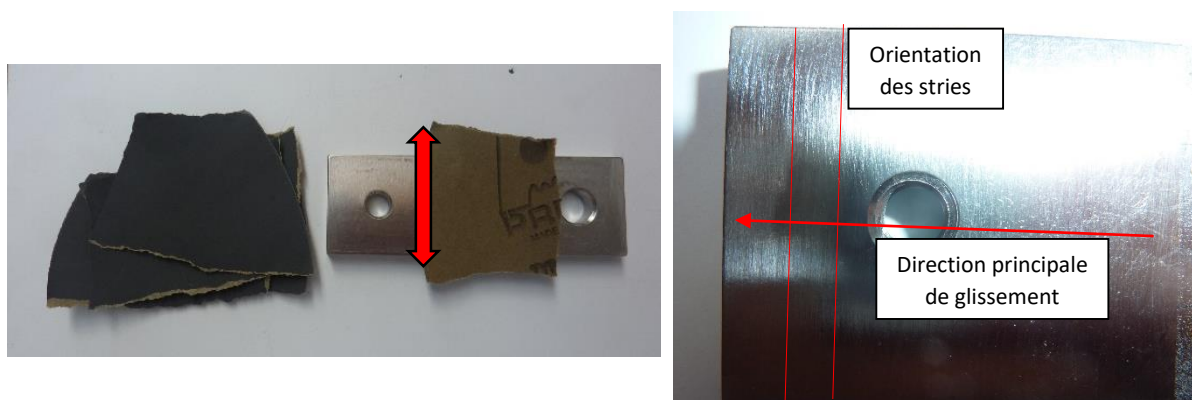
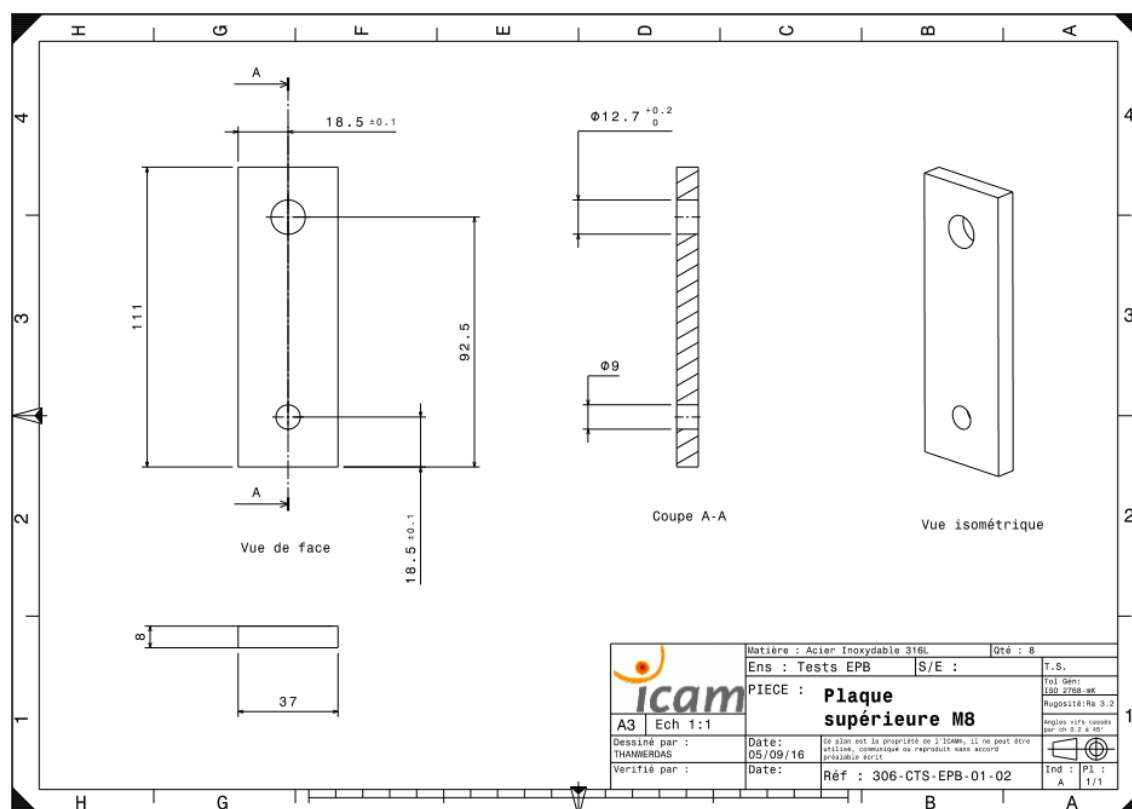


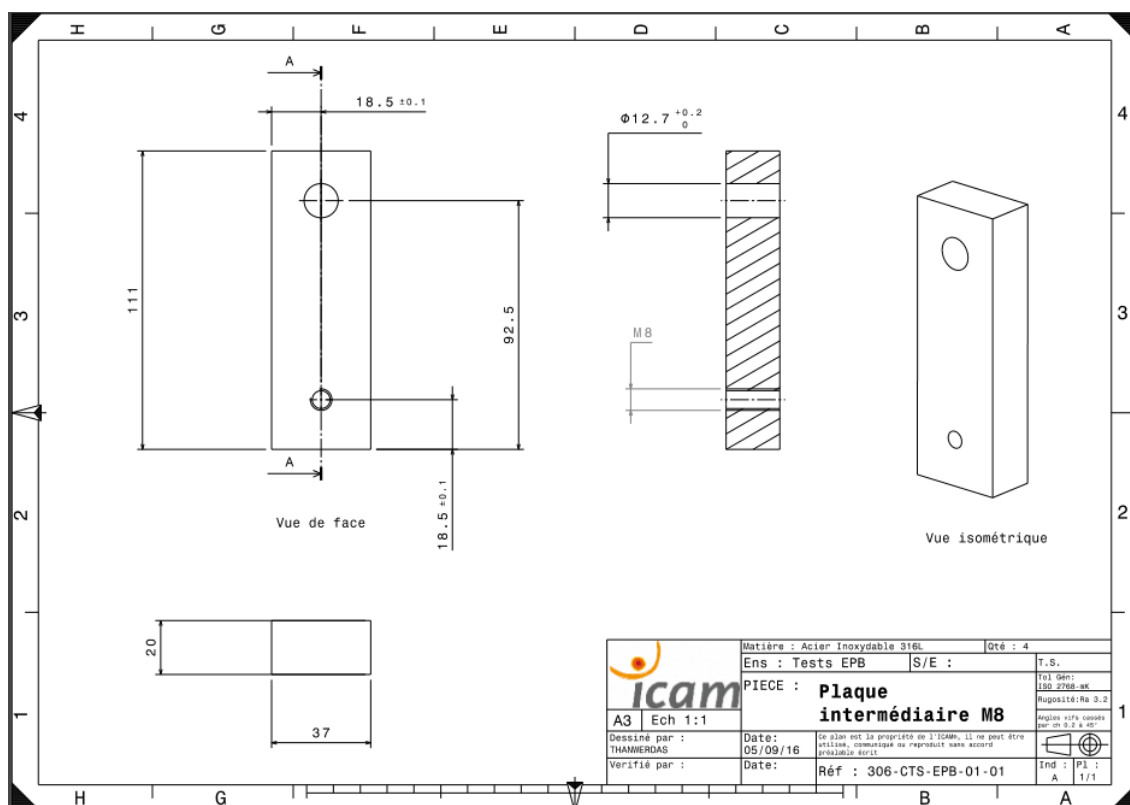
Figure A1-6 : Méthode de polissage des surfaces de contact (gauche). Vue rapprochée des stries de polissage et de leur orientation par rapport à la direction principale de glissement (droite).

La rugosité d'origine des rondelles et des têtes de vis est conservée.

A1.2. Essai quasi-statique

A1.2.1. Plans de définition





A1.2.2. Mesures préliminaires

A1.2.2.1. Précharge

	C	P ₀
	(N.m)	(N)
1	22.4	9666
2	22.2	12999
3	22.3	10878
4	21.9	9555
5	22.2	8733
6	22.2	7798
7	22.3	13544
8	22.3	9888
9	22.6	8711
10	22	12232
Moyenne	22.2	10400
ER	0.63%	15.5%

Tableau A1-2 : Mesures de précharge. Essais quasi-statiques.

A1.2.2.2. Rugosité et dureté

	Ra	HV		Ra	HV
	μm	--		μm	--
Plaque supérieure (3 mesures sur chaque surface de contact)	0.56	165	Rondelle (2 mesures sur 3 rondelles hors tests)	0.39	205
	0.45	141		0.25	200
	0.61	143		0.33	199
	0.56	201		0.35	182
	0.61	178		0.29	236
	0.66	200		0.32	233
Plaque inférieure (3 mesures sur chaque surface de contact)	0.5	185	Moyenne	0.322	209
	0.64	177	ER	10.9%	8.1%
	0.66	199			
	0.68	150	Tête de vis (2 mesures sur 3 têtes de vis hors tests)	0.75	388
	0.63	174		0.83	351
	0.55	152		0.7	377
Moyenne	0.593	172		0.8	352
ER	9.6%	10.6%		0.92	341
				0.88	331
			Moyenne	0.813	357
			ER	7.8%	4.8%

Tableau A1-3 : Mesures de rugosité et de dureté. Essais quasi-statiques.

A1.2.3. Procédure d'essai

La procédure d'essai comprend les étapes suivantes :

- Polissage des surfaces de contact des plaques
- Mesure de la planéité des surfaces de contact
- Nettoyage des plaques et de la visserie
- Mesure du Ra de chaque surface de contact
- Réalisation d'un mouchetis sur les faces de mesures
- Assemblage des plaques
- Positionnement du spécimen dans l'outillage, lui-même positionné dans la machine de traction
- Mise en position et mise au point de la caméra
- Annulation des jeux
- Application du déplacement imposé
- Démontage
- Polissage et nettoyage légers des surfaces de contact des plaques
- Répétition de l'essai (x3)

A1.2.4. Sorties d'essai et moyens de mesure

Grandeur	Moyen de mesure	Référence	Etendue	Précision	Acquisition
Consigne					
Déplacement machine	Traverse machine (X1)	INSTRON 3382	1430 mm	<2%	Bluehill v2.0
Vitesse machine	Traverse machine (X1)	INSTRON 3382	0.00005 à 1016 mm/min	<2%	Bluehill v2.0
Sorties					
Effort machine	Cellule de force (X1)	INSTRON 2525-805	5 kN	0.5%	Bluehill v2.0
Déplacements	Caméra (X1)	Correlated Solutions AVT PIKE F-505 CCD Sony 2/3 noir et blanc Objectif 25mm	2452 x 2054 px	Précision : 1/50e pixel Incertitude : <7.4%	Vic Snap 7

Tableau A1-4 : Consigne, sorties d'essai et caractéristiques principales des moyens de mesures associés. Essais quasi-statiques.

Les caractéristiques principales des moyens de mesures proviennent de la documentation constructeur. L'incertitude des mesures de déplacements par corrélation d'images provient d'essais préliminaires.

Incertitude des mesures par corrélation d'images

La précision affichée des mesures de déplacements par corrélation d'images est de 1/50^e de pixel. Cependant, pour estimer l'incertitude, des mesures de référence au plus proche de la configuration d'essai sont conseillées [SUT, 2008]. Des mesures préliminaires ont donc été réalisées afin d'évaluer cette incertitude. Un déplacement de référence compris entre 0.5 et 100 μm est imposé par la machine de traction à une pièce en acier positionnée dans l'enceinte thermique.

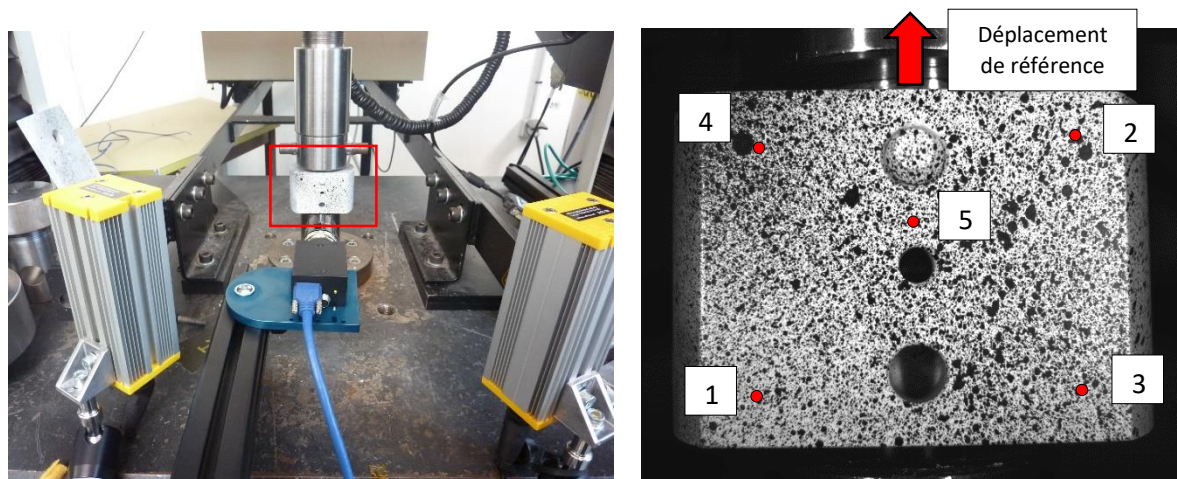


Figure A1-7 : Montage expérimental pour l'estimation de l'incertitude des mesures par corrélation d'images.

Cette pièce n'est pas conçue spécialement pour ces mesures donc sa géométrie particulière n'a aucun lien avec ces essais. Le déplacement de corps rigide de cette pièce est mesuré par corrélation d'images et comparé au déplacement de référence. Le déplacement est mesuré en 5 points répartis sur la pièce comme le montre la Figure A1-7. Les résultats de ces mesures sont donnés dans le Tableau A1-5.

Déplacement de référence (machine de traction)	Déplacement mesuré (DIC)						ER
μm	μm						--
	Point 1	Point 2	Point 3	Point 4	Point 5	Moyenne	
0.5	0.52	0.58	0.51	0.52	0.55	0.54	7.20%
1	1.10	0.85	1.02	0.91	0.95	0.97	-3.40%
2	2.05	2.15	2.14	2.13	2.01	2.10	4.80%
5	4.99	4.92	4.62	5.02	5.02	4.91	-1.72%
10	10.10	10.10	10.05	10.01	10.00	10.05	0.52%
20	21.20	22.00	20.10	20.10	21.90	21.06	5.30%
30	29.80	29.70	27.20	26.30	29.80	28.56	-4.80%
40	42.70	43.20	40.00	40.00	41.50	41.48	3.70%
50	50.10	56.20	55.40	51.80	55.00	53.70	7.40%
100	100.00	105.30	101.00	109.80	100.00	103.22	3.22%

Tableau A1-5 : Résultats des mesures comparatives référence / DIC.

L'incertitude de mesure maximale est de 7.4 %. Elle est atteinte pour un déplacement de référence de 50 μm .

A1.2.5. Résultats d'essai

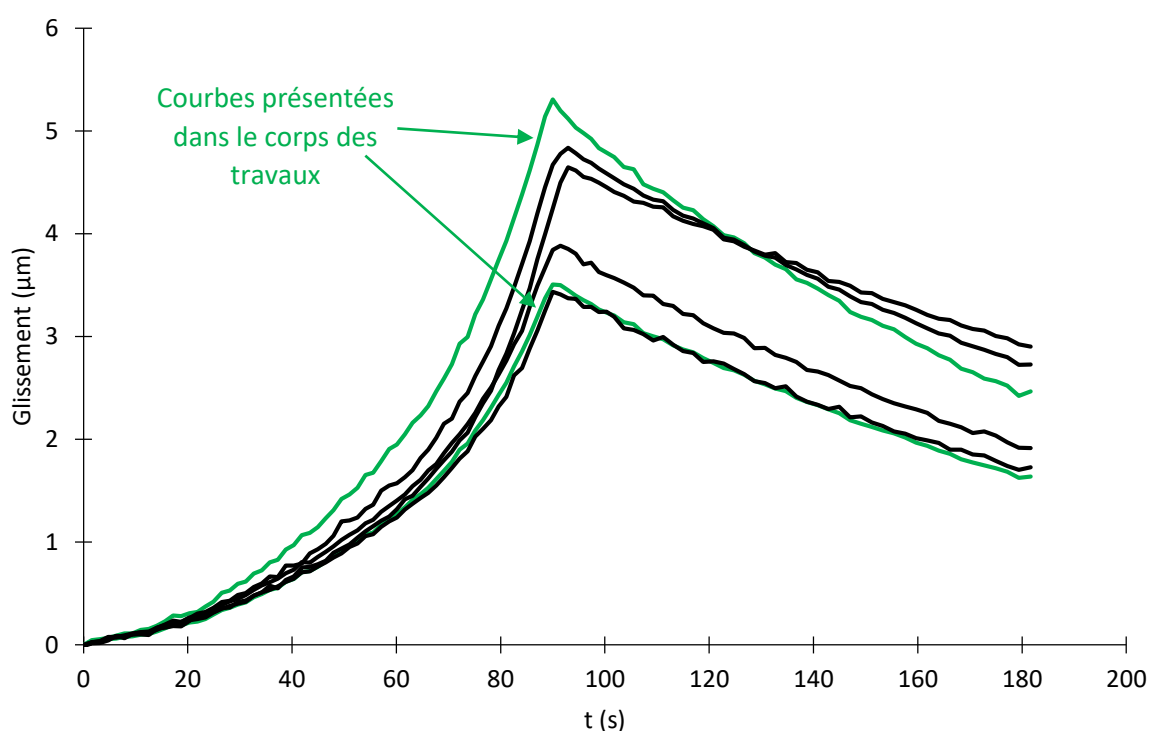


Figure A1-8 : Résultats des essais quasi-statiques. Glissements à ligne moyenne et interfacial en fonction du temps.

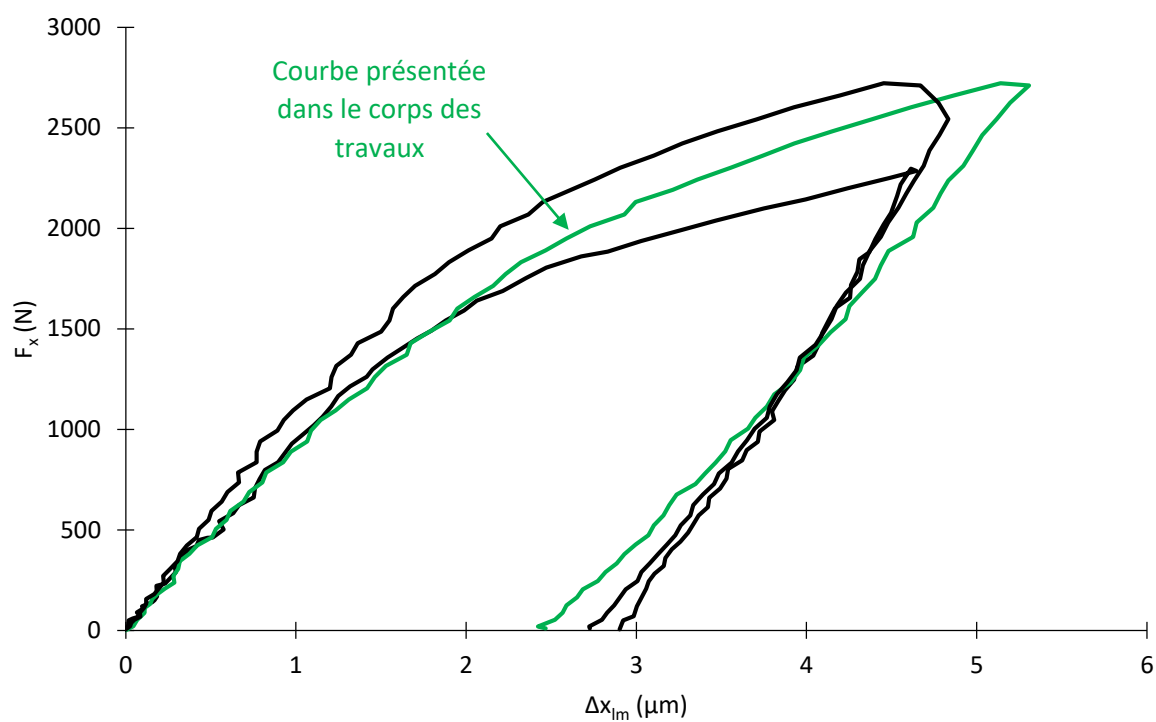
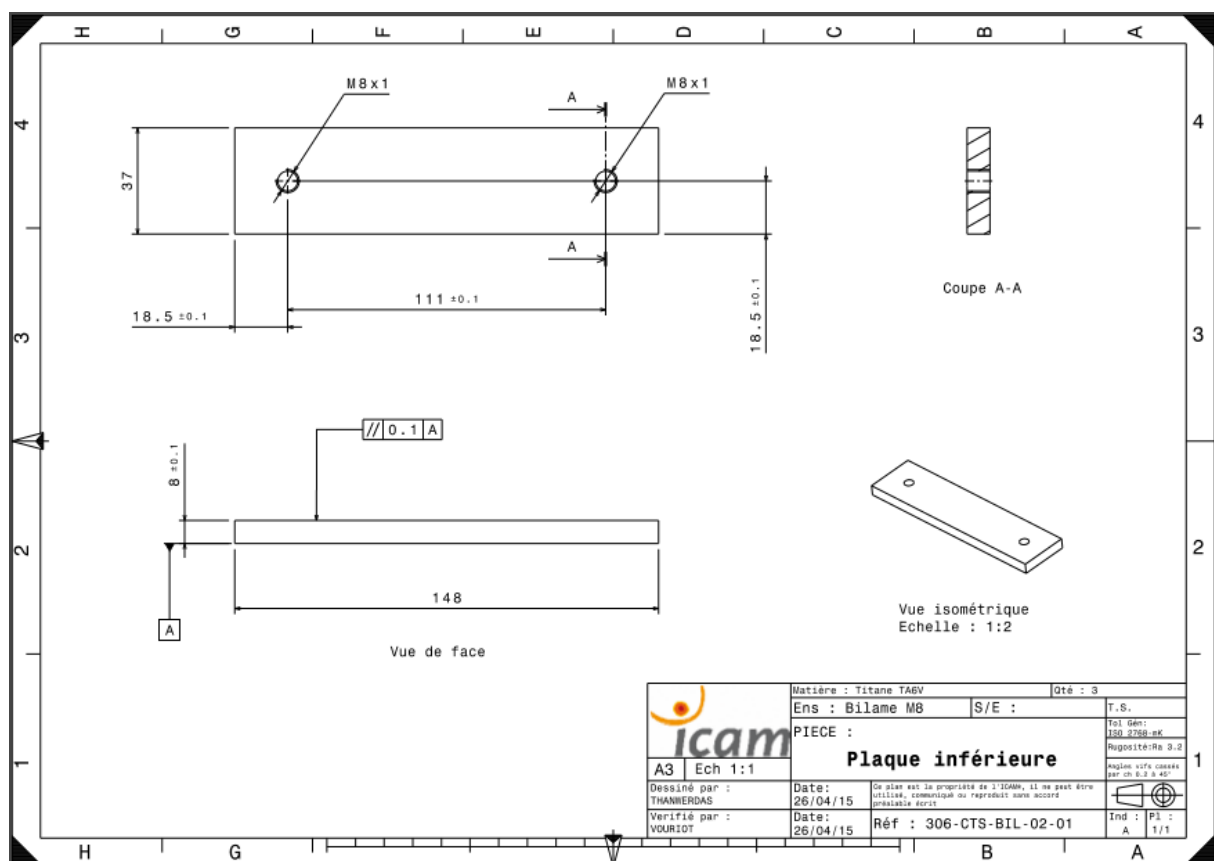
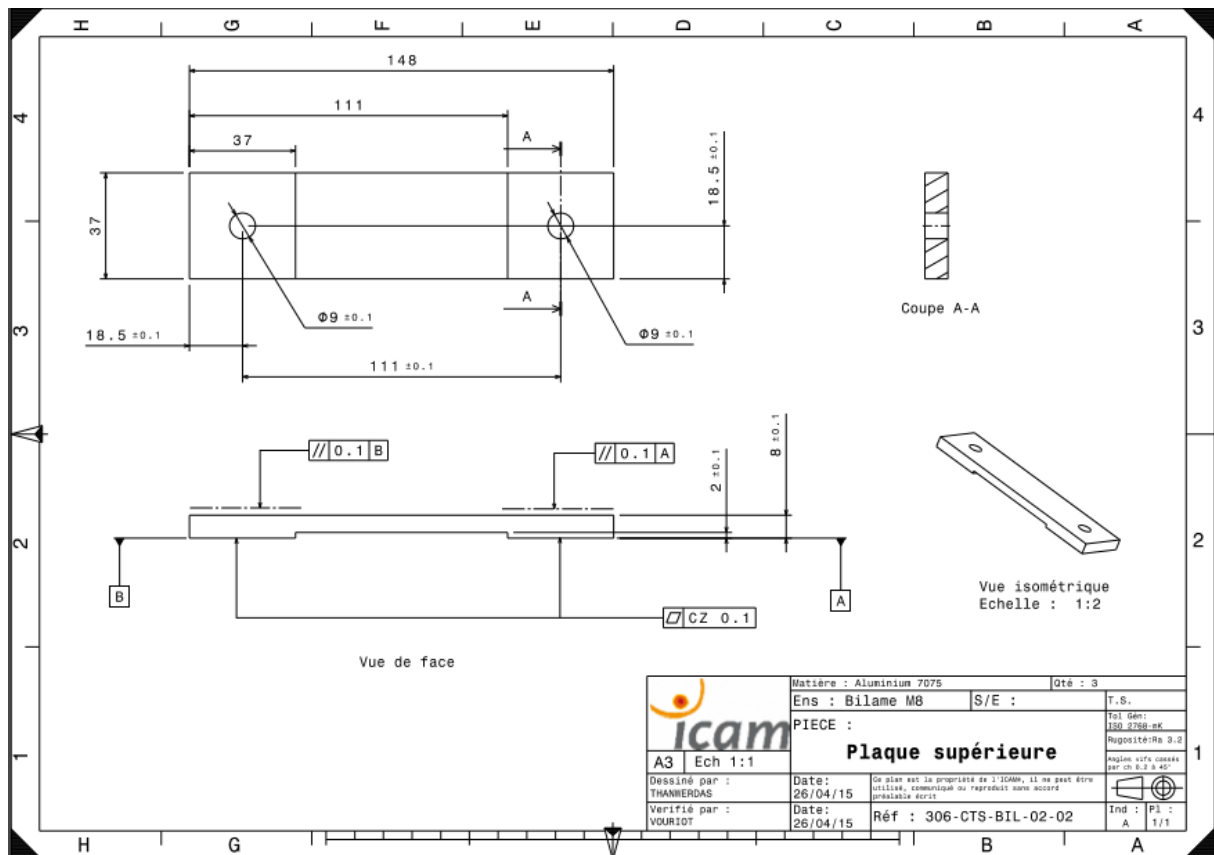
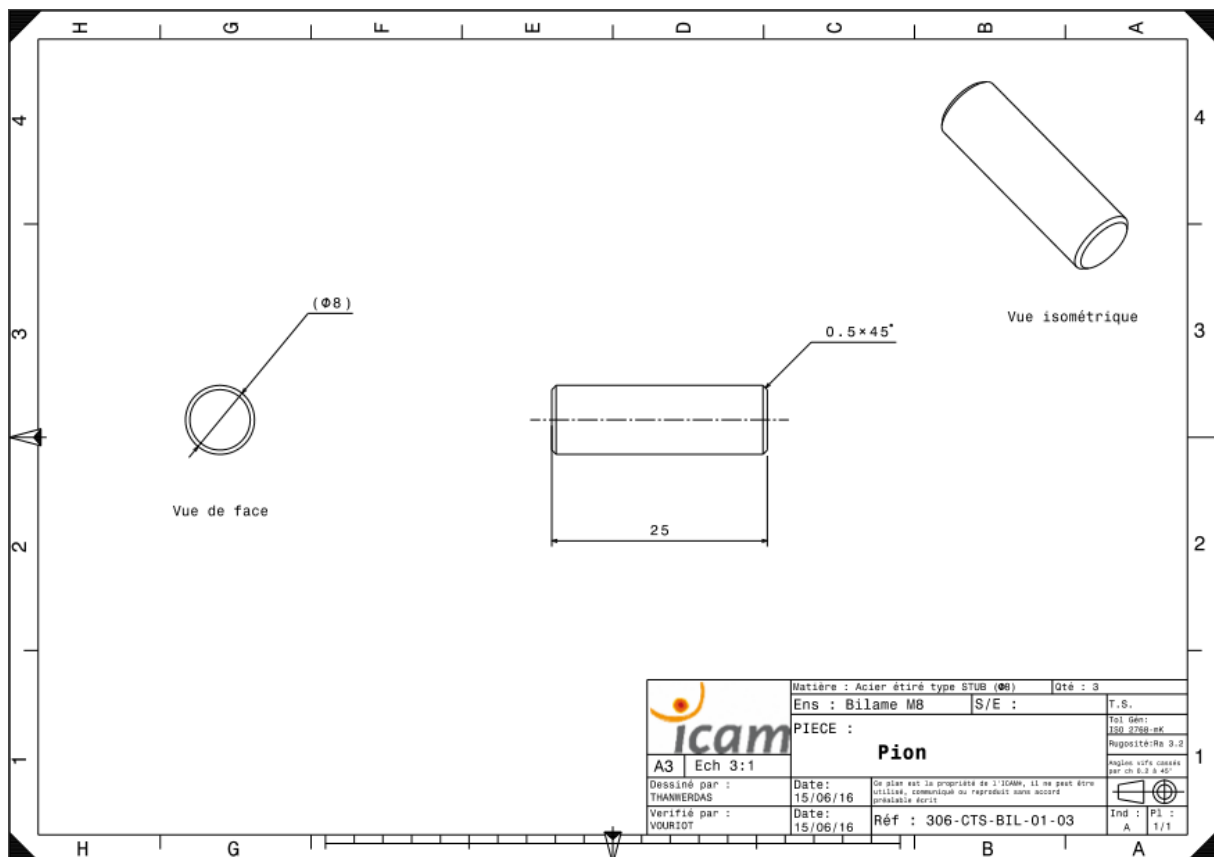
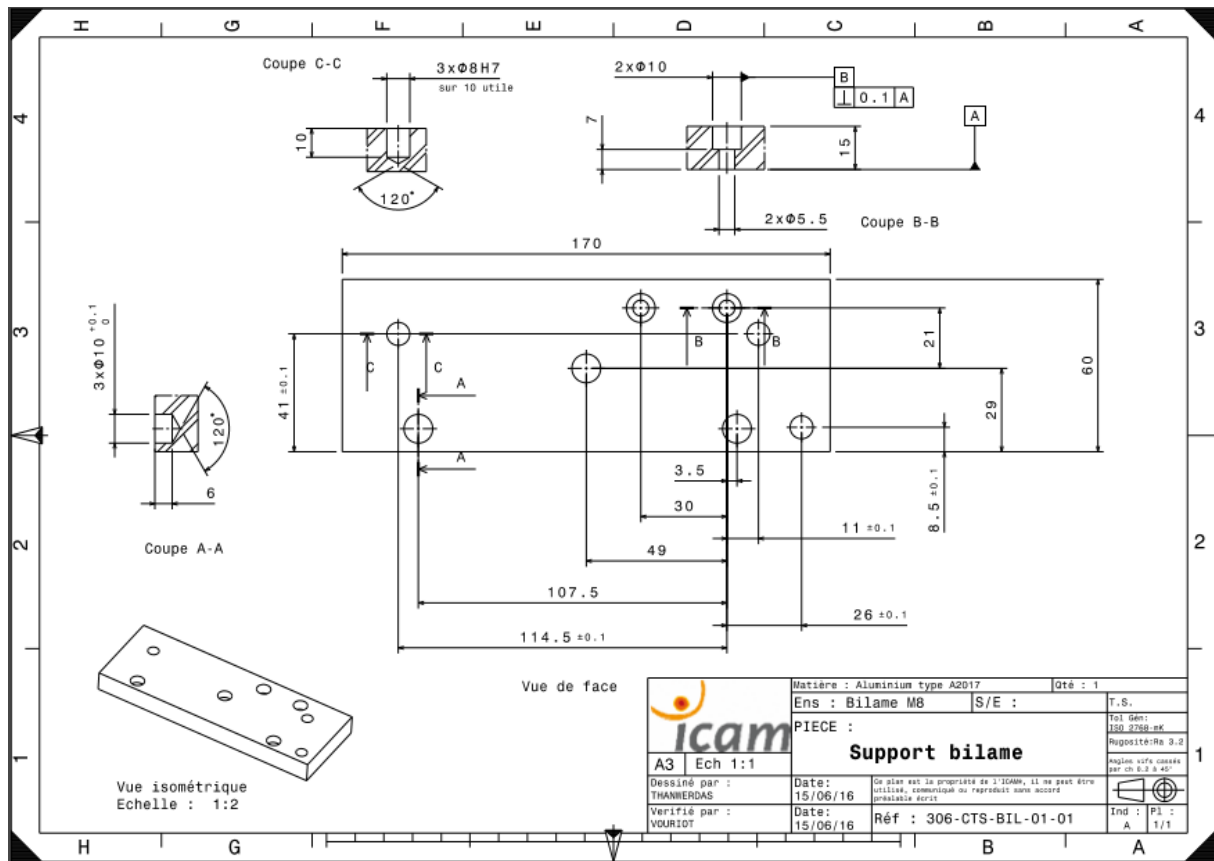


Figure A1-9 : Résultats des essais quasi-statiques. Comportement en cisaillement selon x.

A1.3. Essai thermique

A1.3.1. Plans de définition





A1.3.2. Mesures préliminaires

A1.3.2.1. Précharge

	C	P₀
	(N.m)	(N)
1	10.2	5032
2	10.3	5987
3	10.5	6555
4	10.2	4352
5	10.4	5244
6	10.3	4044
7	10.2	4088
8	10.1	6213
9	10.1	4164
10	10	4843
Moyenne	10.2	5052
ER	1.13%	15.00%

Tableau A1-6 : Mesures de précharge. Essais thermiques.

A1.3.2.2. Rugosité et dureté

	Ra	HV		Ra	HV
	μm	--		μm	--
Plaque supérieure (3 mesures sur chaque surface de contact)	0.74	155	Rondelle (2 mesures sur 2 rondelles hors tests et 2 mesures sur une rondelle épaisse)	0.18	181
	0.78	135		0.25	186
	0.78	131		0.33	183
	0.72	149		0.15	182
	0.79	158		0.19	195
	0.74	155		0.32	179
Moyenne	0.758	147	Moyenne	0.237	184
ER	3.30%	6.42%	ER	26.76%	2.23%
Plaque inférieure (3 mesures sur chaque surface de contact)	0.76	355	Tête de vis (3 mesures sur 2 têtes de vis hors tests)	1.23	358
	0.49	380		0.83	356
	0.53	362		1.12	338
	0.41	368		1.2	347
	0.42	388		1.25	381
	0.45	345		1.13	329
Moyenne	0.510	366	Moyenne	1.127	352
ER	17.65%	3.37%	Moyenne	8.97%	3.84%
			ER	8.97%	3.84%

Tableau A1-7 : Mesures de rugosité et de dureté. Essais thermiques.

A1.3.3. Procédure d'essai

La procédure d'essai comprend les étapes suivantes :

- Polissage des surfaces de contact des plaques
- Mesure de la planéité des surfaces de contact
- Nettoyage des plaques et de la visserie
- Mesure du Ra de chaque surface de contact

- Réalisation d'un mouchetis sur les faces de mesures
- Assemblage des plaques
- Positionnement du spécimen sur l'outillage, lui-même positionné dans l'enceinte thermique
- Mise en position et mise au point de la caméra à travers la vitre de l'enceinte
- Application de la température, pilotage manuel
- Fin de l'essai
- Polissage et nettoyage légers des surfaces de contact des plaques
- Répétition de l'essai (x 2 à chaud)

A1.3.4. Sorties d'essai et moyens de mesures

Grandeur	Moyen de mesure	Référence	Etendue	Précision	Acquisition
Consigne					
Variation de température	Enceinte thermique (X1)	INSTRON EC16 / N° 9300 063	-150°C < T° < +350°C	± 1°C	Bluehill 2.0
Sorties					
Déformation	Jauges de déformation auto-compensées (x8)	HBM 1-LM13-6/350GE et 1-LM17-6/350GE	15000 µdef	+/-1% (facteur de jauge)	Strainsmart 2.1
Effort normal sous tête	Capteur d'effort (X1)	HBM Sur mesure	20 kN	<1% (linéarité)	Strainsmart 2.1
Déplacements 2D	Caméra (X1)	Correlated Solutions AVT PIKE F-505 CCD Sony 2/3 noir et blanc Objectif 25mm	2452 x 2054 px	Précision : 1/50e pixel Incertitude : <11%	Vic-Snap 7
Température	Thermocouples (X2)	RS Pro Type T	-200°C à +350°C	+/-1.5°C	Strainsmart 2.1

Tableau A1-8 : Consigne, sorties d'essai et caractéristiques principales des moyens de mesures associés. Essais thermiques.

Les caractéristiques principales des moyens de mesures proviennent pour la plupart de la documentation constructeur. L'incertitude des mesures de déplacements par corrélation d'images provient d'essais préliminaires.

A1.3.4.1. Incertitude caméra

La précision affichée des mesures de déplacements par corrélation d'images est de 1/50^e de pixel. Cependant, pour estimer l'incertitude, des mesures de référence au plus proche de la configuration d'essai sont conseillées [SUT, 2008]. Un déplacement de référence compris entre 0.5 et 100 µm est imposé par la machine de traction à une pièce en acier positionnée dans l'enceinte thermique.

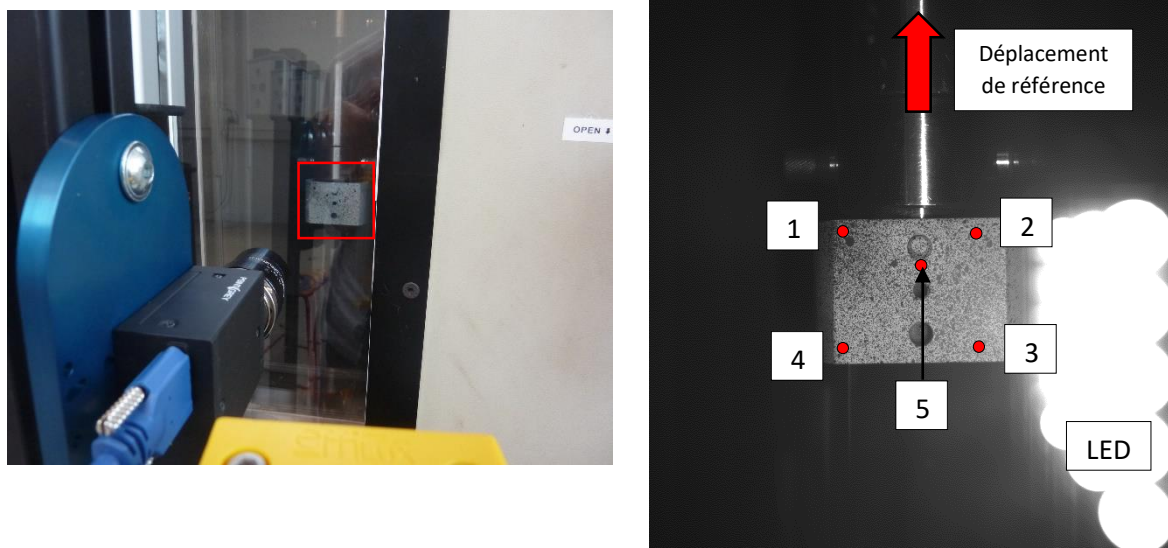


Figure A1-10 : Configuration des essais de mesure de l'incertitude de la corrélation d'images dans l'enceinte thermique.

La pièce n'est pas conçue spécialement pour ces mesures donc sa géométrie particulière n'a aucun lien avec ces essais. Le déplacement de corps rigide de cette pièce est mesuré par corrélation d'images à travers la vitre de l'enceinte thermique et comparé au déplacement de référence. Un éclairage LED permet d'obtenir un contraste suffisant et de minimiser les reflets et les effets de mirage.

La procédure est répétée à 20°C et à 150 °C afin d'évaluer l'impact de la température sur la qualité des mesures. En effet, Lyons [LYO, 1996] et PAN [PAN, 2010] mettent en garde sur la qualité de la vitre, dont l'indice de réfraction peut être perturbé par la température interne de l'enceinte, surtout pour des températures élevées. Le déplacement est mesuré en 5 points répartis sur la pièce comme le montre la Figure A1-10. Les résultats de ces mesures sont donnés dans le Tableau A1-9.

T=20°C							
Déplacement de référence (machine de traction)	Déplacement mesuré (DIC)						ER
μm	μm						--
	Point 1	Point 2	Point 3	Point 4	Point 5	Moyenne	
0.5	0.58	0.62	0.5	0.41	0.52	0.53	5.20%
1	1.27	1.06	1.05	1.02	1.09	1.09	9.80%
2	1.95	1.98	2.06	2.06	2.01	2.01	0.60%
5	4.56	4.82	4.03	5.03	5.21	4.73	-5.40%
10	10.5	10.2	10.3	11	10.1	10.42	4.20%
20	20.5	22	22.1	19.8	19.9	20.86	4.30%
30	28.8	27.3	28.3	29.6	29.9	28.78	-4.07%
40	42.3	42.3	46.5	41.2	41.5	42.76	6.90%
50	54.1	51.3	52	49.2	49.1	51.14	2.28%
100	105.1	99.9	99.8	109.8	102.1	103.34	3.34%
T=150°C							
Déplacement de référence (machine de traction)	Déplacement mesuré (DIC)						ER
μm	μm						--
	Point 1	Point 2	Point 3	Point 4	Point 5	Moyenne	

0.5	0.58	0.62	0.5	0.41	0.52	0.49	-2.80%
1	1.27	1.06	1.05	1.02	1.09	1.11	11.00%
2	1.95	1.98	2.06	2.06	2.01	2.08	4.20%
5	4.56	4.82	4.03	5.03	5.21	4.85	-2.92%
10	10.5	10.2	10.3	11	10.1	10.16	1.58%
20	20.5	22	22.1	19.8	19.9	20.13	-5.00%
30	28.8	27.3	28.3	29.6	29.9	30.72	2.40%
40	42.3	42.3	46.5	41.2	41.5	41.98	4.95%
50	54.1	51.3	52	49.2	49.1	49.24	-1.52%
100	105.1	99.9	99.8	109.8	102.1	98.52	-1.48%

Tableau A1-9 : Résultats des mesures comparatives de déplacements de référence / DIC dans l'enceinte thermique.

L'incertitude de mesure maximale à température ambiante est de 9.8%. Hors enceinte, elle était de 7.4%, donc la présence de la vitre a un impact négligeable sur cette incertitude à température ambiante. A 150°C, l'incertitude de mesure maximale est de 11%. L'influence de la vitre est donc légèrement plus importante, ce qui confirme les résultats de [LYO, 1996]. Cependant, cette incertitude reste acceptable relativement à l'incertitude obtenue hors enceinte à température ambiante. Les deux incertitudes maximales sont atteintes pour un déplacement imposé de 1 micron. L'incertitude de mesure retenue pour les mesures de déplacements par corrélation d'images dans l'enceinte thermique est donc de 11%.

A1.3.4.2. Raideur équivalente du capteur d'effort

La mesure de la raideur équivalente du capteur d'effort a deux utilités :

- choisir une rondelle équivalente ayant une raideur proche
- alimenter le modèle numérique détaillé du spécimen thermique développé dans le chapitre 3

Pour mesurer cette raideur, un effort de compression F_c est appliqué sur le capteur (rondelle de charge + 2 rondelles épaisses) et le déplacement différentiel $\Delta v = v_1 - v_2$ qui en résulte est mesuré par corrélation d'images 2D.



Figure A1-11 : Configuration des essais de mesure de la raideur équivalente du capteur d'effort.

Un mouchetis est réalisé sur l'ensemble du capteur d'effort. La mise au point de la caméra est faite sur les rondelles épaisses, donc le mouchetis sur le capteur n'est pas utile dans ces essais. L'effort de compression est mesuré par une cellule de force 100 kN. L'essai est piloté en effort et l'effort maximal atteint est de 15 kN afin de rester en-dessous à la valeur admissible du capteur, soit 20 kN. 3 essais sont réalisés. La raideur du capteur correspond à la pente de la courbe F_c vs $\Delta v = v_1 - v_2$. Elle est de 3686000 N/mm +/- 5.6%. Les essais présentent une bonne répétabilité. Moyennant la connaissance

des dimensions de la zone utile du capteur d'effort, le module de Young équivalent du capteur d'effort peut être déduit par la relation (1).

$$E_{eq} = k_{eq} \frac{L_{eq}}{S_{eq}} \quad (1)$$

En prenant $S_{eq}=0.25 \times \pi \times (20^2-8.1^2)$ et $L_{eq}=16 \text{ mm}$, le module de Young équivalent obtenu est de 224600 MPa.

D'autres mesures identiques sont réalisées afin de rechercher une rondelle équivalente (liaison non-instrumentée du spécimen) ayant des propriétés similaires. Pour cela, une rondelle épaisse en acier sert de base et des rondelles M ISO M8 sont empilées successivement 1 à 1 de part et d'autre de la rondelle épaisse jusqu'à obtenir une raideur satisfaisante, c'est-à-dire proche de celle du capteur d'effort.

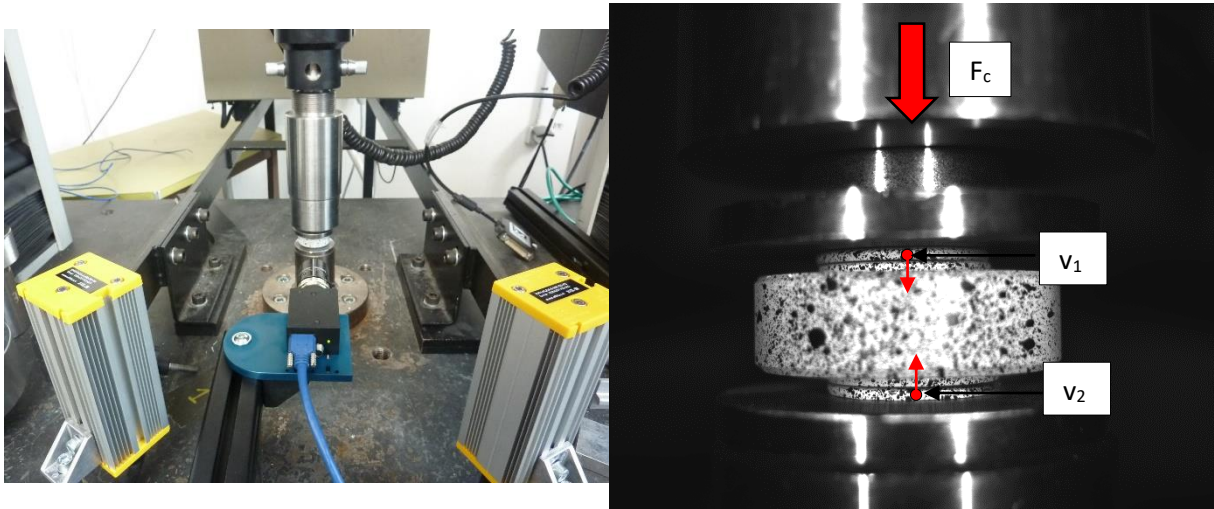


Figure A1-12 : Configuration des essais de recherche d'une rondelle équivalente.

Au final, un empilement avec 2 rondelles ISO de part et d'autre de la rondelle épaisse centrale a été retenu. La raideur obtenue est de 3121000 N/mm +/- 8.3%, soit un écart de 15.3 % avec la raideur du capteur d'effort. Le module de Young équivalent correspondant est de 302944 MPa, soit un écart de 34.9 % avec le module de Young du capteur d'effort. L'écart sur la raideur est privilégié car c'est elle qui intervient le plus dans le comportement axial des liaisons, et notamment sur la variation d'effort normal due à la variation de température.

A1.3.4.3. Mesures de coefficients de dilatation thermique

Les coefficients de dilatation thermique des plaques, des vis, du capteur d'effort et de la rondelle équivalente sont mesurés par corrélation d'images. Ces mesures ont deux utilités :

- vérifier que la corrélation d'images donne des résultats cohérents avec des coefficients de dilatation issus de la littérature
- alimenter le modèle numérique équivalent du spécimen développé dans le chapitre 3

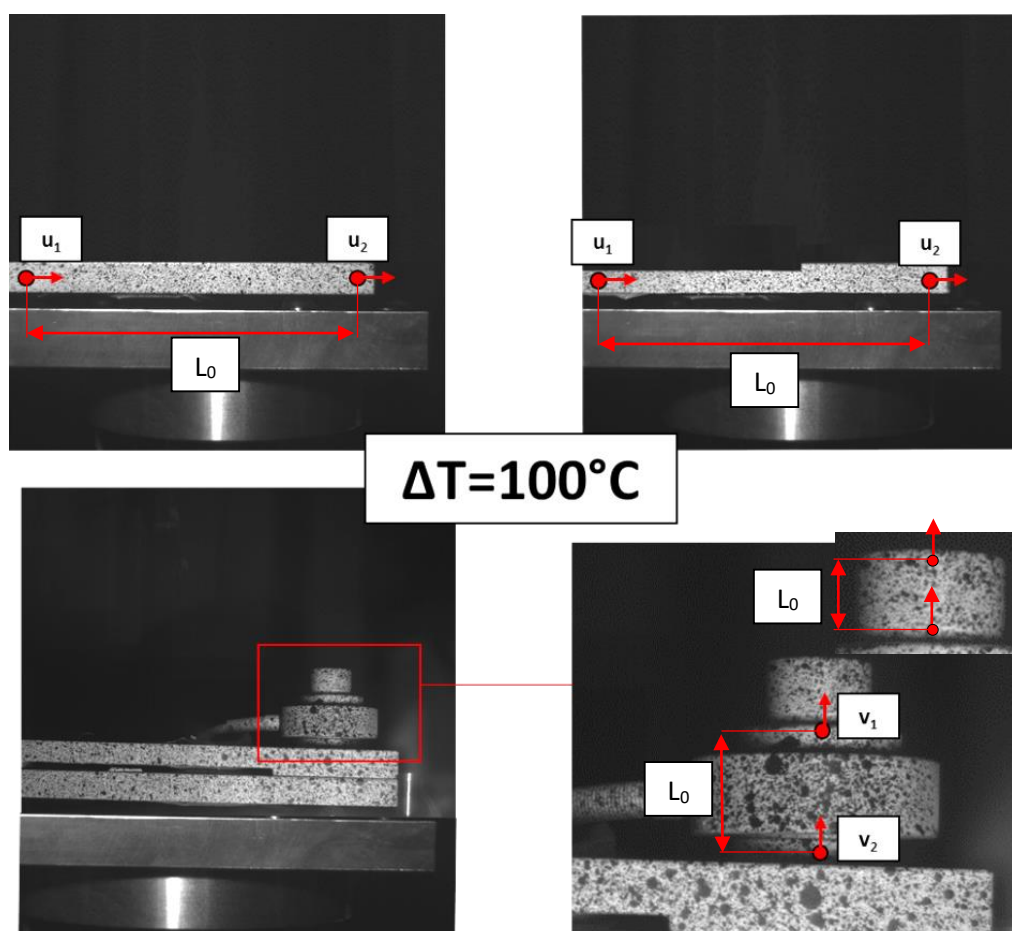


Figure A1-13 : Configuration des mesures de coefficients de dilatation thermique. Vues des pièces dans l'enceinte.

Une variation de température de 100°C est appliquée. Pour mesurer cette variation, des thermocouples sont positionnés au centre des plaques, sur la rondelle de charge et sur la rondelle épaisse de la rondelle équivalente. Les mesures sont répétées 2 fois pour chaque pièce. Le coefficient de dilatation est déduit de la relation (2).

$$\alpha_i = \frac{u_{2,i} - u_{1,i}}{\Delta T_{\max} L_{0,i}} \quad (2)$$

Les résultats obtenus sont récapitulés dans le Tableau A1-10.

		Plaque supérieure	Plaque inférieure	Vis	Capteur d'effort	Rondelle équivalente
Matériau		Aluminium 7075-T6	Titane TA6V	Titane TA6V	Acier Inox	Acier Inox
Mesures	10 ⁻⁶ /K	22.4	8.8	8.8	13.9	12.5
Dispersion	—	5.20%	8.40%	2.10%	5.40%	3.20%
Réf (source : [MIL, 1998])	10 ⁻⁶ /K	23.6	8.6	8.6	14.5	14.5
ER	—	-5.1%	2.3%	2.3%	-4.1%	-20.7%

Tableau A1-10 : Résultats des mesures de coefficients de dilatation thermique par corrélation d'images.

Les valeurs obtenues sont proches de celles qui peuvent être trouvées dans la littérature, ce qui renforce la confiance dans la mesure de déplacements (ici de déformations plus précisément) par

corrélation d'images. Ceci est en accord avec les résultats de Bing [BIN, 2008], même si les matériaux étudiés sont différents.

A1.3.5. Résultats d'essai

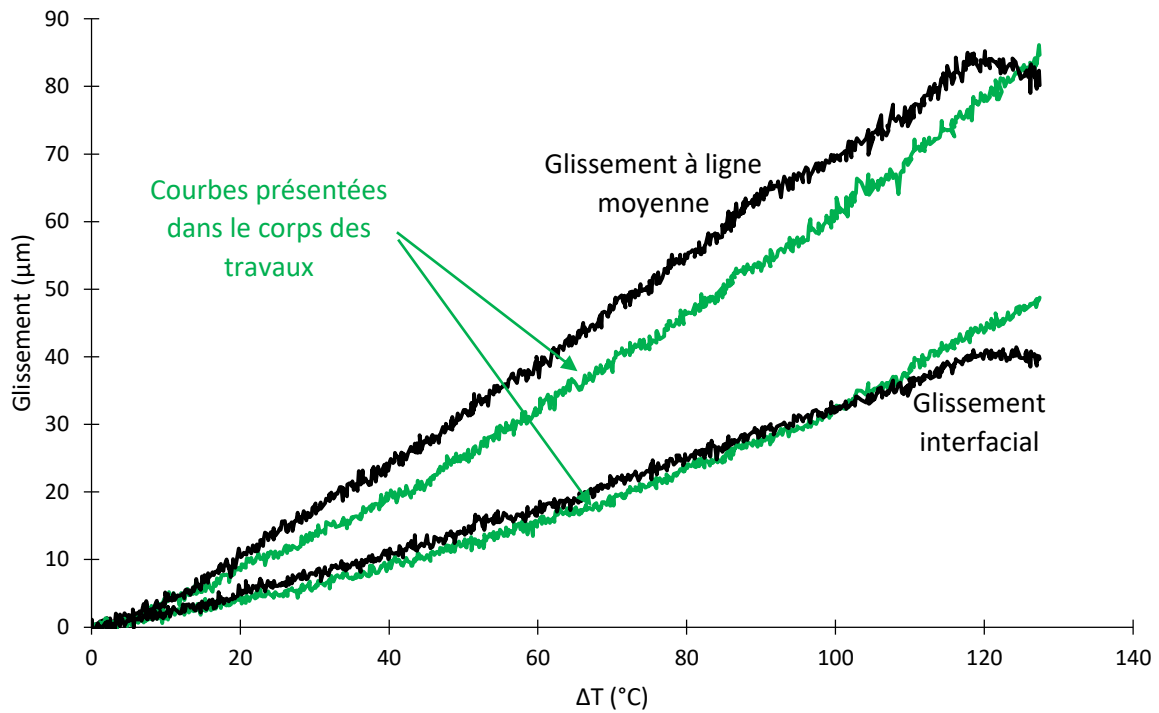


Figure A1-14 : Résultats des essais thermiques. Glissements en fonction de la variation de température.

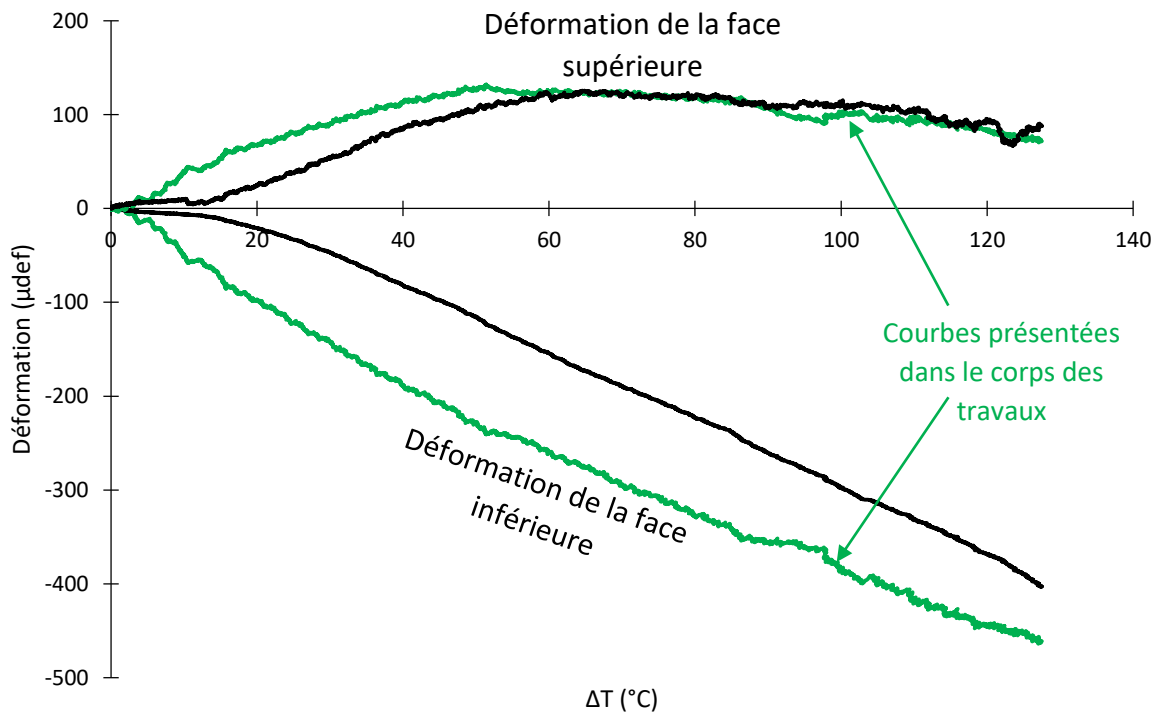


Figure A1-15 : Résultats des essais thermiques. Déformations de la plaque supérieure en aluminium en fonction de la variation de température.

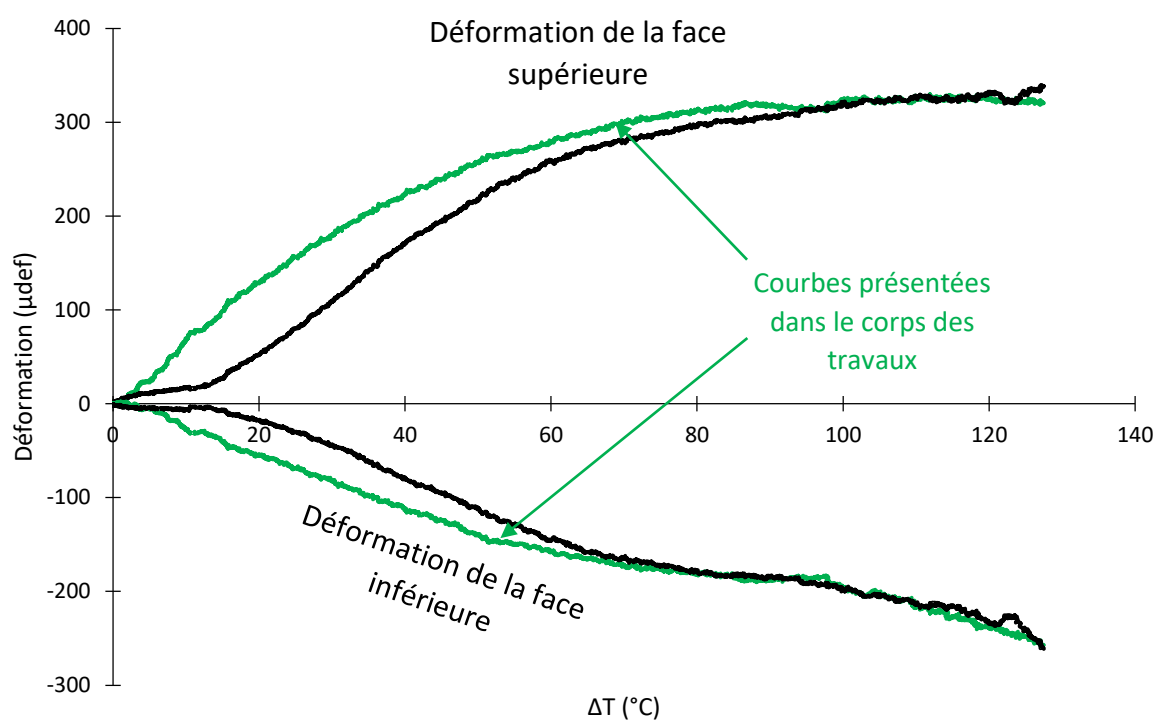


Figure A1-16 : Résultats des essais thermiques. Déformations de la plaque inférieure en titane en fonction de la variation de température.

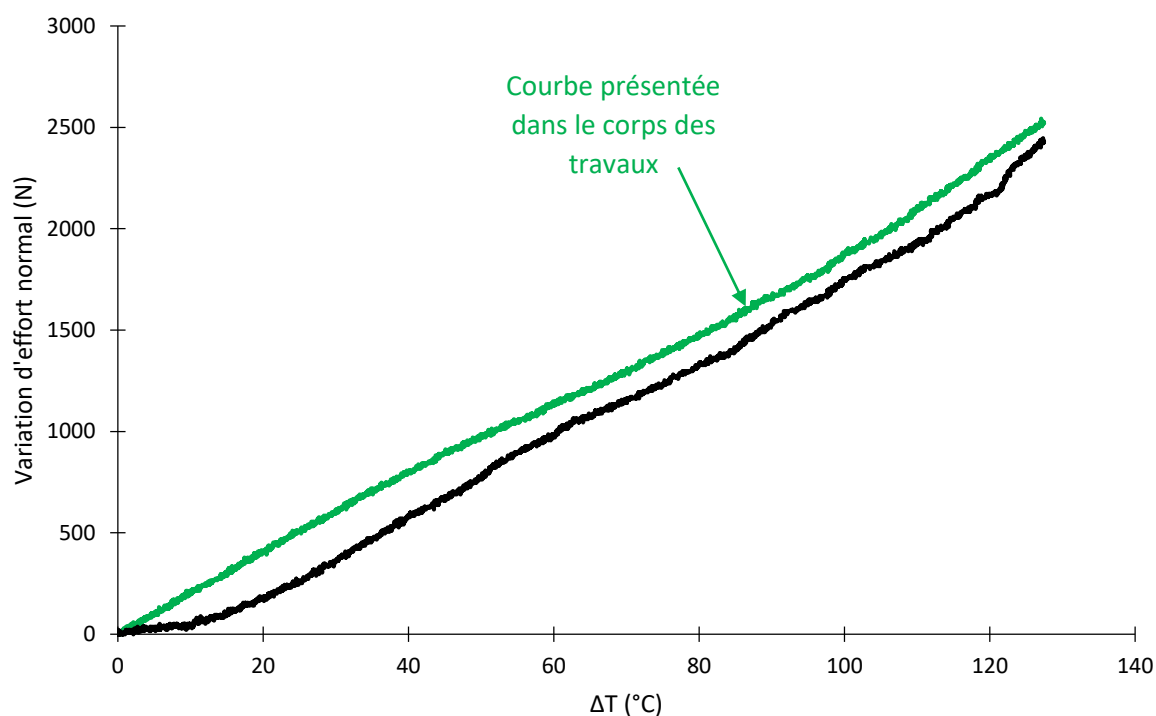


Figure A1-17 : Résultats des essais thermiques. Variation d'effort normal en fonction de la variation de température.

A1.4.2. Mesures préliminairesRugosité et dureté

	Ra	HV		Ra	HV
	μm	--		μm	--
Masse monobloc (3 mesures sur 2 surfaces de contact)	0.53	139	Rondelle (2 mesures sur 2 rondelles hors tests et 2 mesures sur une rondelle épaisse)	0.33	202
	0.51	135		0.25	205
	0.55	154		0.21	211
	0.59	163		0.39	201
	0.52	152		0.39	201
	0.52	165		0.36	186
Moyenne	0.537	151	Moyenne	0.322	201
ER	4.14%	6.31%	ER	19.00%	2.49%
Plaque inférieure (3 mesures sur 2 surfaces de contact)	0.69	205	Tête de vis (2 mesures sur 3 têtes de vis)	0.5	368
	0.71	221		0.74	357
	0.71	199		0.71	338
	0.75	158		0.69	399
	0.72	207		0.58	405
	0.69	205		0.88	333
Moyenne	0.712	199	Moyenne	0.683	367
ER	2.19%	6.92%	ER	13.98%	6.55%

Tableau A1-11 : Mesures de rugosité et de dureté. Essais dynamiques.

A1.4.3. Procédure d'essai

La procédure d'essai comprend les étapes suivantes :

- Polissage des surfaces de contact des plaques
- Mesure de la planéité des surfaces de contact
- Nettoyage des plaques et de la visserie
- Mesure du Ra de chaque surface de contact
- Réalisation d'un mouchetis sur les faces de mesures
- Assemblage de la plaque inférieure sur la table vibrante
- Assemblage de la masse monobloc sur la plaque inférieure
- Mise au point de la caméra rapide
- Application de l'accélération à la base
- Fin de l'essai
- Polissage et nettoyage légers des surfaces de contact des plaques
- Répétition (signature puis essai principal puis signature)

A1.4.4. Sorties d'essai et moyens de mesures

Grandeur	Moyen de mesure	Référence	Etendue	Précision	Acquisition
Consigne					
Accélération	Vibrateur (x1)	BRÜEL & KJAER LDS V830-335 SPA16K	Accélération : 60g Force : 9.81 kN	—	LMS Test Lab

Sorties					
Accélérations	Accéléromètres tri-axe (x2)	Kistler	1000g	20 mV/g (sensibilité)	LMS Test Lab
Déformation	Jauges de déformation (x4)	HBM 1-LM13-6/350GE	15000 μ def	+/-1% (facteur de jauge)	LMS Test Lab
Effort normal	Capteurs d'effort (x4)	HBM KMR	20 kN	<1% (linéarité)	LMS Test Lab
Vitesses	Vibromètre (x2)	PSV-500	0.01-10 m/s	Résolution : 0.005-0.05 (μ m/s)/VHz	LMS Test Lab
Déplacements	Caméra rapide (x1)	PHOTRON APXRS Objectif : 105 mm, DG MACRO Eclairage Dedo light HMI 400W	1024 x 1024 pixels Vitesse acquisition full 7000 fps	Précision : 1/50 ^e pixel Incertitude : 7.4%	Logiciel d'acquisition Photron

Tableau A1-12 : Consigne, sorties d'essai et caractéristiques principales des moyens de mesures associés. Essais dynamiques.

Les caractéristiques principales des moyens de mesures proviennent pour la plupart de la documentation constructeur. L'incertitude des mesures de déplacements par corrélation d'images provient des essais préliminaires quasi-statiques.

A1.4.4.1. Recalage des masses volumiques

Le recalage de la masse volumique des pièces permet d'alimenter le modèle numérique détaillé du spécimen dynamique et d'augmenter sa fiabilité en termes de comportement dynamique. Dans un premier temps, la masse des pièces, des vis et des rondelles, est obtenue par pesée sur une balance analogique.



Figure A1-18 : Méthode de pesée des pièces pour recalage de la masse volumique.

Dans un second temps, cette masse est divisée par le volume correspondant provenant du modèle numérique détaillé du spécimen dynamique, lui-même respectant les dimensions des plans de définition.

A1.4.4.2. Recalage des modules de Young

Comme pour les masses volumiques, le recalage du module de Young des pièces permet d'alimenter le modèle numérique détaillé et d'augmenter sa fiabilité en termes de comportement dynamique. Les modules de Young de la masse monobloc et de la plaque inférieure sont calculés à l'aide de tap tests.

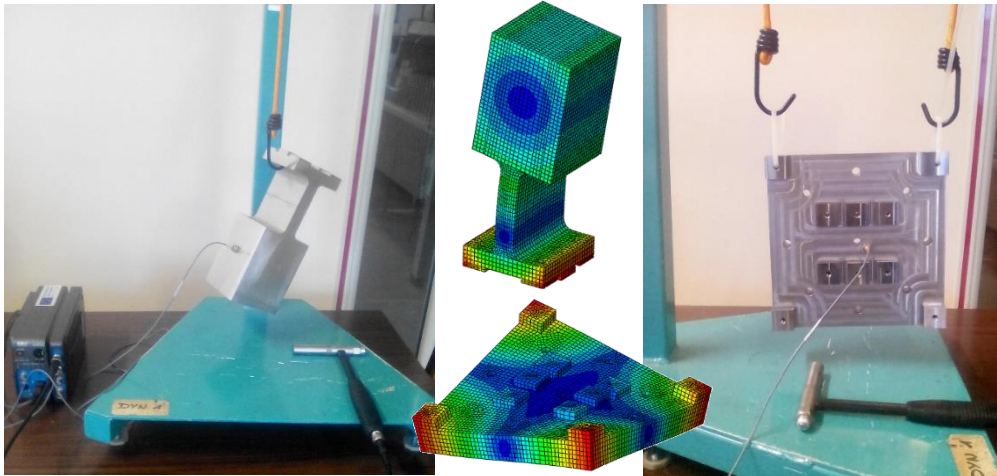


Figure A1-19 : Tap tests réalisés sur la plaque inférieure et la masse monobloc. Vues du 1^{er} mode de chaque pièce.

Le post-traitement de ces tap tests est axé sur la 1^{ère} fréquence propre de chaque pièce. Les modules de Young sont obtenus par la relation (3).

$$E = E_0 \left(\frac{f_{1,test}}{f_{1,EF}} \right)^2 \quad (3)$$

La valeur initiale du module de Young E_0 est prise par défaut puis recalée sur le 1^{er} mode à partir des résultats d'essais pour obtenir la valeur final du module de Young E . Les résultats de ces tap tests sont récapitulés dans le Tableau A1-13.

		f1	f2
		Hz	Hz
Masse monobloc			
E₀	MPa	71700	
Test	—	1351	2048
EF	—	1351	2072
E	MPa	71689	
Plaque inférieure			
E₀	MPa	193000	
Test	—	2048	3227
EF	—	1976	3090
E	MPa	207384	

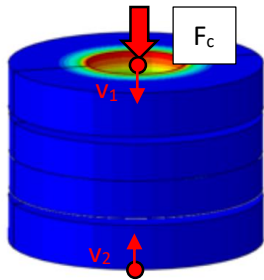
Tableau A1-13 : Résultats des tap tests et recalage des modules de Young.

A1.4.4.3. Module de Young des rondelles de charge

Le module de Young des rondelles de charge n'est pas connu car elles ne sont pas pleines. Ainsi, leur matériau ne peut pas être considéré comme homogène et isotrope. Pour cette raison, nous avons

cherché à estimer la valeur du module de Young équivalent de ces rondelles. Celui-ci a une influence sur le comportement des capteurs d'efforts, qui ont une influence sur le comportement des liaisons.

D'après le constructeur, un effort de compression $F_c = 20\text{kN}$ appliqué à l'ensemble du capteur d'effort (rondelle de charge + 2 rondelles épaisses) produit un différentiel de déplacement $\Delta v = v_1 - v_2 = 260\text{ }\mu\text{m}$. Un modèle numérique détaillé du capteur d'effort permet ensuite de calculer le module de Young équivalent de façon à retrouver un déplacement cohérent avec les données constructeur lors de l'application d'un effort de compression de 20 kN. Pour cette étude, le module de Young des rondelles épaisses est arbitrairement pris égal à 210 GPa. Le module de Young équivalent de la rondelle d'effort ainsi obtenu est de 47542 MPa.



	E	ν	k_z
	MPa	—	N/mm
Rondelle épaisse supérieure	210000	0.31	2891682
Rondelle de charge	47542	0.31	333333
Rondelle épaisse inférieure	210000	0.31	2891682
Capteur d'effort	—	—	271000

Tableau A1-14 : Résultats du recalage du module de Young de la rondelle de charge.

A1.4.4.4. Validation du comportement modal du spécimen

Avant de commencer les essais, une première signature est réalisée afin de valider le comportement modal du spécimen par confrontation avec celui du modèle numérique détaillé.

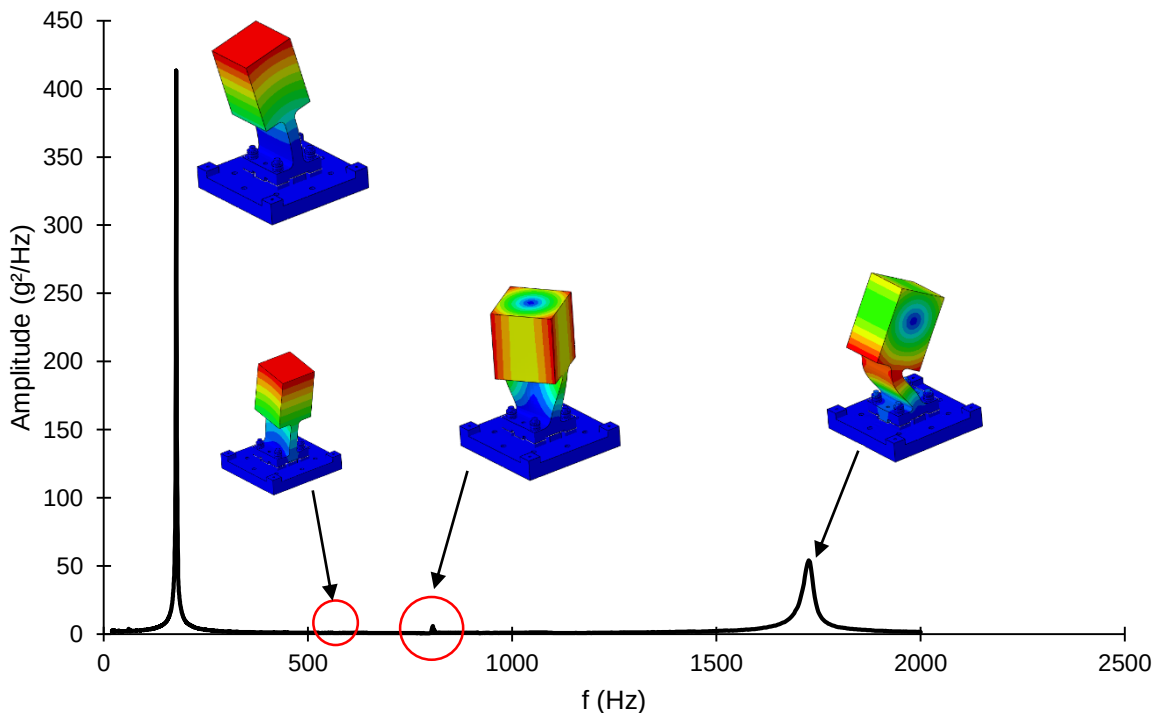


Figure A1-20 : Comportement modal expérimental du spécimen d'essai dynamique. Consigne d'accélération à la base 0.2g, fréquence 20-2000 Hz, balayage 2 oct/min.

Le 2^{ème} mode n'est pas visible sur la courbe expérimentale car il s'agit d'un mode de flexion autour de x, que la sollicitation selon x ne permet pas d'exciter. Les fréquences propres du spécimen réel et du modèle détaillé sont confrontées dans le Tableau A1-15.

	f1	f2	f3	f4
	Hz	Hz	Hz	Hz
Essais	177.2	—	805.1	1725
MEF 3D	177.4	513.1	812.5	1836
ER	0.11%	—	0.92%	6.43%

Tableau A1-15 : Confrontation des fréquences propres issues du modèle numérique détaillé et de la signature modale expérimentale.

La confrontation permet de valider le comportement modal à la fois du spécimen et de son modèle détaillé. En particulier, la 1^{ère} fréquence propre, qui correspond au mode excité lors des essais, est quasiment identique. Les autres fréquences propres sont également bien représentées, avec un écart relatif maximal de 6.43% sur le mode 4.

A1.4.4.5. Identification des paramètres d'amortissement de Rayleigh

La méthode d'identification du facteur d'amplification Q est illustrée par la Figure A1-21.

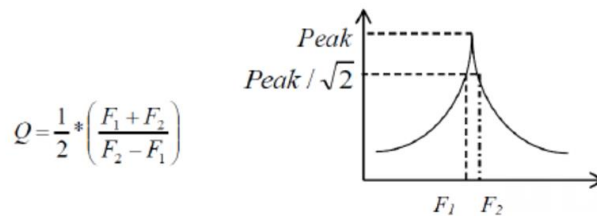


Figure A1-21 : Méthode d'identification du facteur d'amplification Q autour d'un mode propre. Méthode de la largeur de bande.

Le coefficient d'amortissement modal ξ_i pour le mode correspondant est alors obtenu avec la relation (4).

$$\xi_i = \frac{1}{2Q_i} \quad (4)$$

Les paramètres du modèle d'amortissement de Rayleigh peuvent être obtenus moyennant la connaissance des fréquences de deux modes et des coefficients d'amortissements associés ξ_i . D'après Chowdhury [CHO, 2003], les coefficients du modèle de Rayleigh α et β peuvent être calculés avec les relations (5), en prenant en compte le mode 1 et le mode 3.

$$\beta = 2 \frac{\xi_1 \omega_1 - \xi_3 \omega_3}{\omega_1^2 - \omega_3^2} \quad (5)$$

$$\alpha = 2\xi_1 \omega_1 - \beta \omega_1^2$$

Les résultats sont récapitulés dans le Tableau A1-16.

	f	ω	Q	ξ	α	β
	Hz	rd/s	--	--	SI	SI
Mode 1	177.4	1116	147.8	0.00338	6.691	6.907E-07
Mode 3	812.5	5105	206.5	0.00242		

Tableau A1-16 : Coefficients d'amortissement et coefficients de Rayleigh issus de la signature modale expérimentale.

A2. Annexe 2 : Modèles analytiques

A2.1. Améliorations du modèle analytique de contact EPB

A2.1.1. Amélioration 1 : répartition de pression non uniforme

La répartition des pressions de contact au niveau du contact v/r est supposée uniforme. L'amélioration proposée concerne seulement le contact p1/p2.

La répartition réelle des pressions au niveau de ce contact est non-uniforme. Dans ces travaux, elle est modélisée par le modèle de Fernlund [FER, 1961]. Connaissant cette répartition des pressions, le modèle EPB de base, formulé en effort, doit être reformulé en pression de contact $p(r)$ pour le comportement normal et en contraintes de cisaillement interfaciale $\tau(r)$ pour le comportement tangentiel. La pression de contact définie par le modèle de Fernlund dépend seulement du rayon. Donc le comportement normal du nouveau modèle doit lui aussi dépendre du rayon. Cela traduit le fait que la surface rugueuse équivalente « s'enfonce » plus pour les pressions élevées au niveau du bord interne du contact et moins pour des pressions plus faibles du bord extérieur. Ceci conduit à la relation (6).

$$p(r) = \eta \int_d^\infty p_{asp}(z - d(r)) \phi(z) dz \quad r_t \leq r \leq r_c \quad (6)$$

Cette relation implique que chaque élément de la surface de contact dS a strictement les mêmes propriétés que la surface globale. Nous supposons que c'est le cas pour les propriétés matériaux. Cependant, concernant les propriétés de rugosité, cela n'est valable que dans le cas où tous les éléments de surface dS du contact rugueux discrétisé ne sont pas « trop petits ». En effet, les propriétés de rugosité à l'échelle de la surface ne sont plus valables en deçà d'une certaine échelle [PER, 2013]. Il est difficile d'estimer précisément l'évolution des propriétés de rugosité en fonction de l'échelle d'étude. Nous proposons ici d'imposer un dS minimal correspondant au dS minimal numérique. Dans le MEF3D de LIG, la surface du plus petit élément dS_{min} du contact p1/p2 est de l'ordre de quelques mm^2 au niveau du bord interne du contact. Ainsi, le ratio dS_{min}/Ra est de l'ordre 1000. Nous considérerons que cette condition est suffisante pour formuler l'hypothèse que les propriétés de rugosité de chaque élément de surface dS soient considérées comme identiques à celles du contact global. De la même façon, il faut supposer que la distribution locale des sommets d'aspérités est la même quelle que soit la distribution globale. La Figure A2-1 montre l'allure de l'approche normale λ_n en fonction du rayon dans le nouveau modèle.

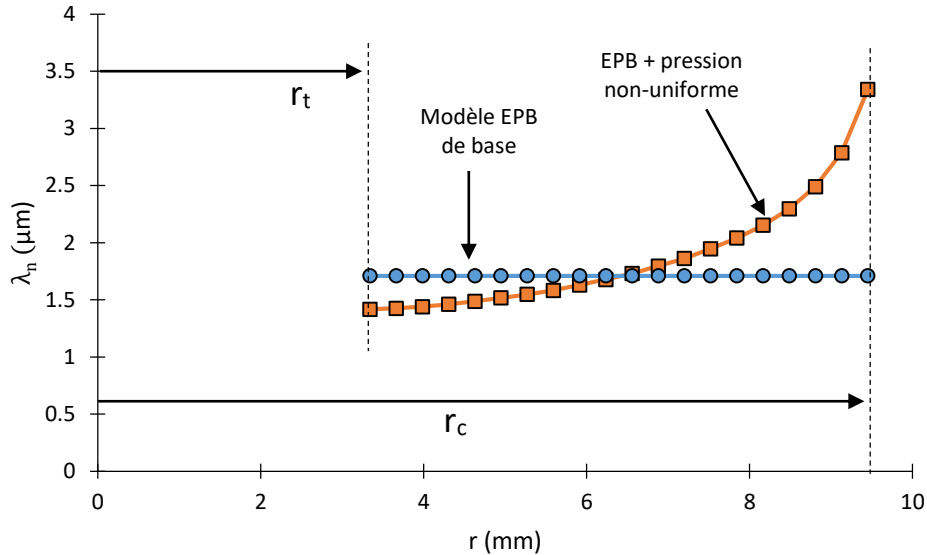


Figure A2-1 : Evolution de l'approche normale λ_n en fonction du rayon ($F_n = 331$ N).

Connaissant l'approche normale en fonction du rayon, les contraintes de cisaillement τ sont alors obtenues avec la relation (7).

$$\tau(r) = \eta \int_d^\infty \tau_{asp}(z - \lambda_n(r)) \phi(z) dz \quad (7)$$

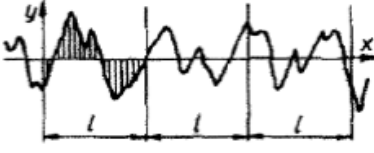
Ensuite, la relation (8) est utilisée afin de remonter à l'effort tangentiel total F_t .

$$F_t = 2\pi \int_{r_i}^{r_e} \tau(r) dr \quad (8)$$

A2.1.2. Amélioration 2 : définition des paramètres de rugosité en fonction du Ra

Tous les paramètres de rugosité utilisés dans ce développement sont définis dans [GAD, 2002] et [NOW, 1985]. Le paramètre Ra est défini comme suit :

- Ra : moyenne arithmétique des hauteurs absolues [GAD, 2002]



$$R_a = \frac{1}{l} \int_0^l |y(x)| dx$$

$$R_a = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n |y_i|$$

A2.1.2.1. Relations 1D

Dans un premier temps, des relations entre les paramètres de rugosité d'un profil 1D d'une surface de contact sont étudiées.

Le R_q et le Ra d'un profil 1D sont reliés par la relation (9) [NOW, 1985].

$$R_q = \sqrt{\frac{\pi}{2}} R_a \quad (9)$$

Cette relation est valable pour des surfaces dont la répartition des hauteurs d'aspérités respecte une loi normale, ce qui est le cas pour la plupart des surfaces obtenues avec des méthodes de finitions classiques comme le tournage ou le fraisage.

Le moment spectral m_0 d'un profil 1D est relié au R_q de ce profil par la relation (10) [NAY, 1971].

$$m_0 = \sqrt{R_q} \quad (10)$$

La pente moyenne m d'un profil 1D est reliée au R_q de ce profil par la relation (11) [LAM, 1997].

$$m = 0.076 R_q^{0.52} \quad (11)$$

Plusieurs relations exprimant la pente moyenne d'un profil existent dans la littérature [BAH, 2006]. Des mesures de rugosité ont permis de montrer que la relation retenue donnait les meilleurs résultats pour des surfaces fraisées et tournées pour des Ra variant de 0.4 à 3.2 μm .

Le moment spectral m_2 d'un profil 1D est relié à la pente moyenne m de ce profil par la relation (12) [NAY, 1971].

$$m_2 = \frac{\pi}{2} m^2 \quad (12)$$

Le moment spectral 4 est relié aux moments spectraux 2 et 4 par la relation (13) [NAY, 1971].

$$m_4 = \alpha \frac{m_2^2}{m_0} \quad (13)$$

L'estimation du paramètre de Nayak α est complexe. En effet, elle nécessite de prendre en compte l'aspect fractal des surfaces de contact. Une procédure est proposée afin de le définir.

La période moyenne d'un profil 1D peut être reliée au R_a et à la pente moyenne m de ce profil par la relation [GAD, 2002].

$$\lambda_m = 2\pi \frac{R_a}{m} \quad (14)$$

Par analogie avec la distribution des hauteurs d'aspérités $\phi(z)$ qui suit une loi normale, nous proposons de faire l'hypothèse que la distribution des périodes d'un profil 1D peut aussi être supposée normale, et centrée sur la période moyenne λ_m . Pour ce type de distribution, la moyenne λ_m et la déviation standard σ sont reliées par la relation (15) donnant la largeur à mi-hauteur de la densité de probabilité associée.

$$\frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}} \exp \left[-\frac{\left(\sqrt{2\ln(2)} \sigma - \lambda_m \right)^2}{2\sigma^2} \right] = 0.5 \quad (15)$$

Afin d'obtenir la déviation standard σ , il faut donc résoudre l'équation (16).

$$2\sigma^2 \ln(a\sigma) - b\sigma + c = 0 \quad (16)$$

$$a = \sqrt{2\pi}$$

$$b = 2\lambda_m \sqrt{2\ln(2)} \quad (17)$$

$$c = \lambda_m^2$$

La résolution numérique de l'équation (16) permet d'obtenir la déviation standard σ . Les périodes du profil 1D sont supposées comprises entre -5σ et $+5\sigma$. Cela se traduit par les relations (18).

$$\lambda_{\min} = \max(\lambda_m - 5\sigma, 0) \quad (18)$$

$$\lambda_{\max} = \lambda_m + 5\sigma$$

Les fréquences $f_{\min}$ et $f_{\max}$ correspondantes sont définies par les relations.

$$f_{\min} = 1/\lambda_{\max} \quad (19)$$

$$f_{\max} = 1/\lambda_{\min}$$

La dimension fractale D d'un profil 1D est obtenue grâce à la relation [MAJ, 1990].

$$\frac{m_2}{m_0} = \left(\frac{2-D}{D-1} \right) \frac{(f_{\max}^{2D-2} - f_{\min}^{2D-2})}{(f_{\min}^{2D-4} - f_{\max}^{2D-4})} \quad (20)$$

Avec $1 \leq D \leq 2$ pour un profil 1D. Le paramètre de Nayak α est alors obtenu par la relation [MAJ, 1990].

$$\alpha = \frac{(2D-2)^2}{2D(4-2D)} \left(\frac{f_{\max}}{f_{\min}} \right)^{4-2D} \quad (21)$$

Connaissant ce paramètre α , le moment spectral m_4 peut être obtenu avec la relation (13).

A2.1.2.2. Relations 2D

D'après une procédure proposée par McCool [MCC, 1986] et utilisée dans [ERI, 2011], les propriétés de rugosité 2D d'une surface peuvent être obtenues à partir des propriétés de rugosité 1D d'un ou deux profils de cette surface. Pour les surfaces isotropes, les propriétés 1D d'un profil suffisent. Pour les surfaces anisotropes, les propriétés 1D de deux profils sont nécessaires. Un exemple de surface isotrope est une surface obtenue après une opération de tournage. Un exemple de surface anisotrope est une surface obtenue après une opération de fraisage.

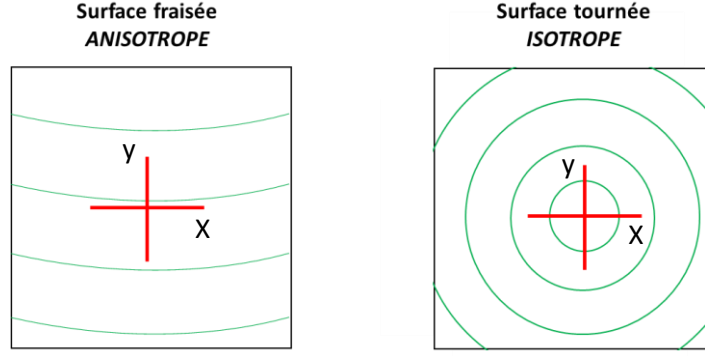


Figure A2-2 : Différence entre surface anisotrope (gauche) et surface isotrope (droite).

Nous supposons ici que ces deux directions principales correspondent aux axes x et y de la Figure A2-2. Les moments spectraux 2D d'une surface rugueuse peuvent être obtenus à partir des moments spectraux 1D avec les relations (22) [MCC, 1986].

$$\begin{aligned} m_{0,2D} &= (m_{0,1D,x} + m_{0,1D,y})/2 \\ m_{2,2D} &= \sqrt{(m_{2,1D,x} m_{2,1D,y})} \\ m_{4,2D} &= \sqrt{(m_{4,1D,x} m_{4,1D,y})} \end{aligned} \quad (22)$$

Les moments spectraux de la surface rugueuse équivalente peuvent être obtenus avec les relations (23) [MCC, 1986].

$$\begin{aligned} m_{0,eq} &= m_{0,2D,1} + m_{0,2D,2} \\ m_{2,eq} &= m_{2,2D,1} + m_{2,2D,2} \\ m_{4,eq} &= m_{4,2D,1} + m_{4,2D,2} \end{aligned} \quad (23)$$

Enfin, les propriétés de rugosité du contact entre deux surfaces rugueuses peuvent être obtenues avec les relations (24) [MCC, 1986].

$$\begin{aligned} S_q &= \sqrt{m_{0,eq}} \\ R &= \frac{3}{8} \sqrt{\frac{\pi}{m_{4,eq}}} \\ \eta &= \frac{1}{6\pi\sqrt{3}} \sqrt{\frac{m_{4,eq}}{m_{2,eq}}} \end{aligned} \quad (24)$$

A2.2. Extrema des glissements critiques des contacts v/r et p1/p2

A2.2.1. Objectif

L'objectif de cette étude est de calculer les extrema des glissements critiques des contacts v/r et p1/p2 afin de les intégrer dans le plan d'expériences permettant la validation du modèle analytique de cisaillement sur le DER.

A2.2.2. Démarche adoptée

La détermination des plages de variation des glissements critiques $g_{c,p}$ et $g_{c,v}$ nécessite l'utilisation d'une approche par plans d'expériences afin de couvrir l'ensemble du DER. Les plans d'expériences utilisés sont décrits en annexe A.3.3. Les paramètres d'entrée sont choisis de façon à englober tous les paramètres pouvant potentiellement avoir un impact sur les glissements critiques $g_{c,p}$ et $g_{c,v}$.

Pour l'étude du glissement critique du contact p1/p2 $g_{c,p}$, les paramètres d'entrée et leur plage de variations sont renseignés dans le Tableau A2-1. La justification des valeurs de ces plages de variations est donnée en annexe A3.2.

Paramètres	d	e_{p1}/d	d_p/d	Re_v	E_{p1}	Re_{p1}	E_{p2}	Re_{p2}	Ra_{p1}	Ra_{p2}	μ_p	$k_{\sigma/Re}$
Niveaux	mm	—	—	MPa	MPa	MPa	MPa	MPa	μm	μm	—	—
-1	2	0.32	2.623	501.6	54606	220.8	54606	220.8	0.0408	0.0408	0.04	0.350
0	6	0.76	3.412	991.2	147272	770.4	147272	770.4	2.307	2.307	0.20	0.742
1	10	1.20	4.200	1480.8	239938	1320.0	239938	1320.0	4.572	4.572	0.36	1.139

Tableau A2-1 : Paramètres d'entrée du plan d'expériences pour la détermination du glissement critique du contact p1/p2 $g_{c,p}$.

Pour l'étude du glissement critique du contact v/r $g_{c,v}$, les paramètres d'entrée et leur plage de variations sont renseignés dans le Tableau A2-2.

Paramètres	d	E_v	Re_v	E_r	Re_r	Ra_v	Ra_r	μ_v	$k_{\sigma/Re}$
Niveaux	mm	MPa	MPa	MPa	MPa	μm	μm	—	—
-1	2	91040	501.6	91040	501.6	0.0408	0.0408	0.030	0.350
0	6	165489	991.2	165489	991.2	2.307	2.307	0.226	0.742
1	10	239938	1480.8	239938	1480.8	4.572	4.572	0.420	1.139

Tableau A2-2 : Paramètres d'entrée du plan d'expériences pour la détermination du glissement critique du contact v/r $g_{c,v}$.

A2.2.3. Résultats

Les résultats des plans d'expériences sont donnés dans les Tableau A2-3.

Conf.	$g_{c,p}$	$g_{c,v}$	Conf	$g_{c,p}$	$g_{c,v}$
—	μm	μm	—	μm	μm
1	0.30	0.021	14	0.70	7.27
2	4.90	5.86	15	1.59	0.66
3	8.49	8.95	16	2.29	5.56
4	6.31	0.29	17	3.90	0.50
5	1.76	7.78	18	0.35	2.19
6	0.56	1.65	19	0.51	0.53
7	5.54	0.47	20	1.23	4.19
8	1.13	0.86	21	3.40	5.52
9	0.74	7.45	22	4.91	2.50
10	0.66	0.65	23	0.06	4.42
11	4.53	5.31	24	1.71	0.23
12	1.90	5.50	25	1.88	5.42
13	5.23	4.78	26	1.76	0.62
			27	0.54	2.47

Tableau A2-3 : Résultats des plans d'expériences pour la détermination des glissements critiques des contacts v/r et p1/p2 $g_{c,v}$ et $g_{c,p}$.

Le dépouillement des plans d'expériences permet d'identifier les extremas des glissements critiques p1/p2 et v/r. Ceux-ci sont récapitulés dans le Tableau A2-4.

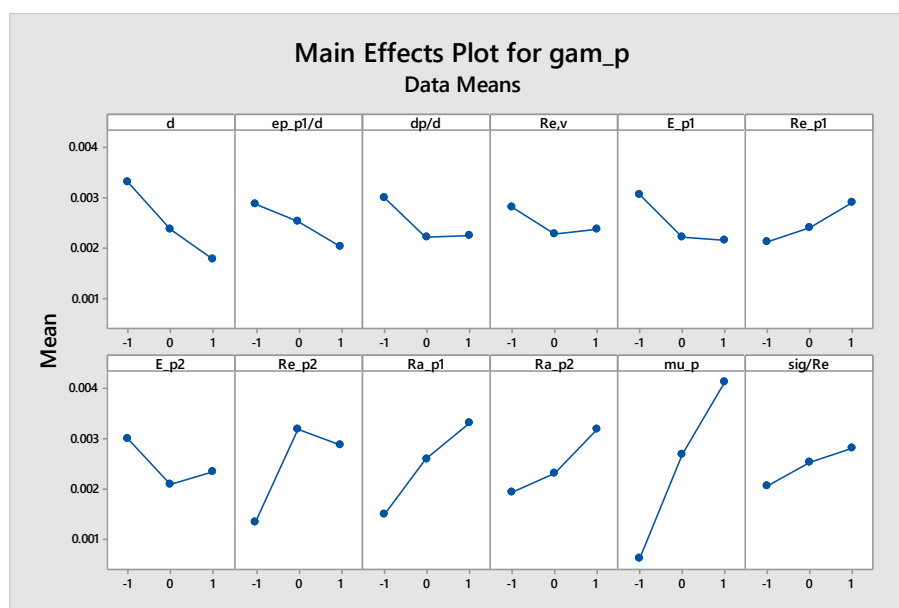
	$g_{c,p}$	$g_{c,v}$
	μm	μm

Minimum	0.060	0.021
Maximum	8.490	8.950

Tableau A2-4 : Extrema des glissements critiques des contacts v/r et p1/p2 $g_{c,v}$ et $g_{c,p}$.

Bien que les valeurs extrêmes des glissements critiques soient suffisantes pour la définition du plan d'expériences de validation du modèle analytique de cisaillement, une analyse plus approfondie est proposée afin d'identifier les paramètres les plus influents sur ces glissements critiques.

A2.2.3.1. Glissement critique du contact p1/p2



Paramètre	Effet	Contribution	Contribution Cumulée
μ_p	++	23%	23%
Ra_{p1}	++	12%	36%
Re_{p2}	+-	10%	46%
d	--	10%	56%
Ra_{p2}	++	8%	65%
E_{p1}	--	6%	71%
e_{p1}/d	--	6%	77%
Re_{p1}	++	5%	82%
Autres		17%	100%

Tableau A2-5 : Analyse de la variance des effets purs des paramètres d'entrée sur le glissement critique du contact p1/p2 $g_{c,p}$.

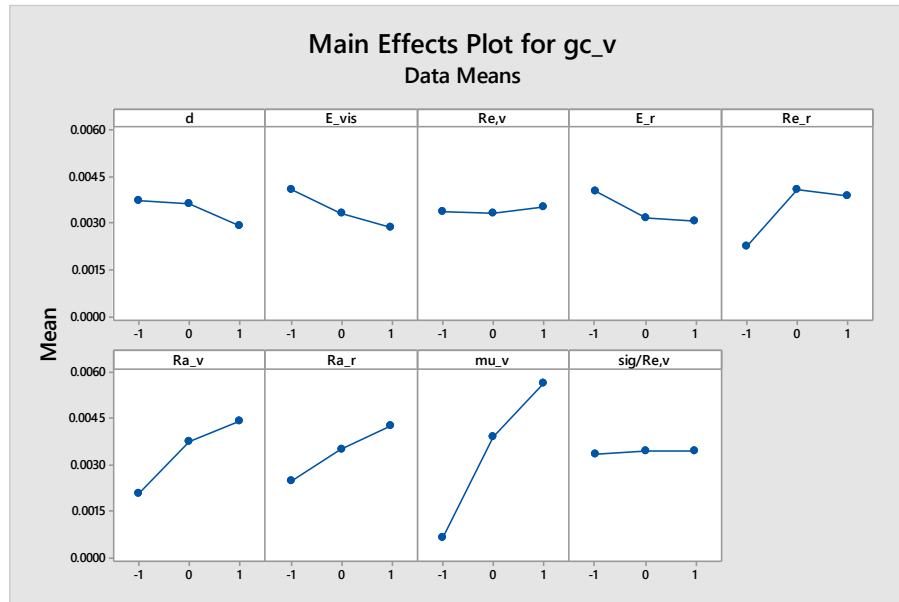
Les paramètres les plus influents sur le glissement critique du contact p1/p2 $g_{c,p}$ sont les suivants :

- Paramètres de contact :
 - Coefficient de frottement μ_p
 - Rugosités : Ra_{p1} et Ra_{p2}
- Propriétés matériaux : Re_{p2} , Re_{p1} , E_{p1}
- Propriétés géométriques : d , e_{p1}/d

Une augmentation du coefficient de frottement μ_p entraîne une augmentation du glissement critique $g_{c,p}$, donc une diminution de la raideur de contact $k_{x,p,0}$ associée. Une diminution des rugosités Ra_{p1} et

Ra_{p2} entraîne une diminution du glissement critique $g_{c,p}$, donc une augmentation de la raideur du contact $k_{x,p,0}$. Les résistances élastiques des pièces Re_{p1} , Re_{p2} , donc leur dureté HV_{p1} et HV_{p2} , ont un effet globalement positif sur le glissement critique $g_{c,p}$. Le diamètre nominal de la vis d , l'épaisseur e_{p1}/d et le module de Young de la pièce 1 E_{p1} ont un impact négatif.

A2.2.3.2. Glissement critique du contact v/r



Contribution	Contribution Cumulée	Contribution	Contribution Cumulée
μ_v	++	36%	36%
Ra_v	++	17%	53%
Ra_r	++	13%	65%
Re_r	+-	11%	77%
E_v	--	9%	85%
Autres		15%	100%

Tableau A2-6 : Analyse de la variance des effets purs des paramètres d'entrée sur le glissement critique du contact v/r $g_{c,v}$.

Les paramètres les plus influents sur le glissement critique du contact v/r $g_{c,v}$ sont les suivants :

- Paramètres de contact :
 - Coefficient de frottement μ_v
 - Rugosités : Ra_v et Ra_r
- Propriétés matériaux : Re_r et E_v

Une augmentation du coefficient de frottement μ_v entraîne une augmentation du glissement critique $g_{c,v}$, donc une diminution de la raideur de contact $k_{x,v,0}$ associée. Une augmentation des rugosités des surfaces de contact de la vis et de la rondelle Ra_v et Ra_r entraîne également une augmentation du glissement critique $g_{c,v}$, donc une diminution de la raideur de contact $k_{x,v,0}$. La résistance élastique de la rondelle Re_r a une influence qui change en fonction de son niveau et le module de Young de la vis E_v a une influence négative.

A2.2.4. Discussion

A2.2.4.1. Glissement critique du contact p1/p2

Il est intéressant de remarquer que le coefficient de frottement μ_p a un impact positif important sur le glissement critique $g_{c,p}$. Cela veut dire que ces deux paramètres ne sont pas indépendants, contrairement à ce que laisse supposer la définition du modèle de Coulomb élastique utilisé dans Abaqus. Par ailleurs, cette étude montre que les rugosités des pièces Ra_{p1} et Ra_{p2} ont une influence prépondérante sur le glissement critique $g_{c,p}$. Cela confirme bien que le glissement critique $g_{c,p}$ contient l'information rugosité. Si l'influence des Ra avait été négligeable, cela aurait remis en question l'utilisation du glissement critique pour prendre en compte le caractère rugueux des contacts. Une augmentation de la rugosité implique des hauteurs d'aspérités plus élevée en moyenne, mais aussi un espacement entre aspérités moyen plus élevé, les deux paramètres étant liés. Or, plus la distance entre aspérités est élevée, moins il y a de contacts, pour une même surface de contact apparente. Une diminution du nombre de contacts entraîne une diminution de la raideur tangentielle globale et donc une augmentation du glissement critique.

Une augmentation des résistances élastiques Re_{p1} , Re_{p2} , donc des duretés HV_{p1} , HV_{p2} , a globalement tendance à augmenter le glissement critique $g_{c,p}$, donc à diminuer la raideur de contact $k_{x,p,0}$. Ceci est normal car une augmentation des duretés entraîne une diminution de la surface de contact réelle. En effet, les aspérités plus dures s'écrasent moins. Or, la raideur tangentielle des micro-contacts entre aspérités dépend directement de la surface de contact, ce qui se répercute au niveau global de la surface et en particulier sur le glissement critique.

Le diamètre nominal de la vis d a un effet négatif car son augmentation entraîne une augmentation des dimensions du cône de compression, donc de la surface de contact apparente, ce qui va dans le sens d'une augmentation de la raideur de contact global $k_{x,p,0}$, donc d'une diminution du glissement critique $g_{c,p}$.

L'effet négatif du ratio e_{p1}/d semble normal car une diminution de l'épaisseur entraîne une diminution des dimensions du cône de compression, ce qui va plutôt dans le sens d'une diminution de la raideur de contact globale, donc d'une augmentation du glissement critique.

A2.2.4.2. Glissement critique du contact v/r

Il est intéressant de remarquer que le coefficient de frottement μ_v a un impact positif important sur le glissement critique $g_{c,v}$. Cela veut dire que ces deux paramètres ne sont pas indépendants, contrairement à ce que laisse supposer la définition du modèle de Coulomb élastique utilisé dans Abaqus. Par ailleurs, cette étude montre que les rugosités Ra_v et Ra_r ont une influence prépondérante sur le glissement critique $g_{c,v}$. Cela confirme bien que le glissement critique contient l'information rugosité. Les autres paramètres, c'est-à-dire les paramètres matériaux et géométriques, ont un impact moindre, voire négligeable.

A2.3. Suite du post-traitement du plan d'expériences du modèle analytique de cisaillement

En complément du chapitre 4 (4.2.4.2), la suite du post-traitement du plan d'expériences permettant de valider le modèle analytique de cisaillement sur le DER est présentée ici.

A2.3.1. Glissement interfacial maximal $\Delta x_{int,p,max}$

Des écarts relatifs de plus de 50% sont atteints sur 2 configurations, ce qui représente seulement 3.6% du nombre de configurations total et est donc considéré comme négligeable. Globalement, les écarts relatifs sont même inférieurs à 20%. Les effets de chaque paramètre sont détaillés ci-dessous.

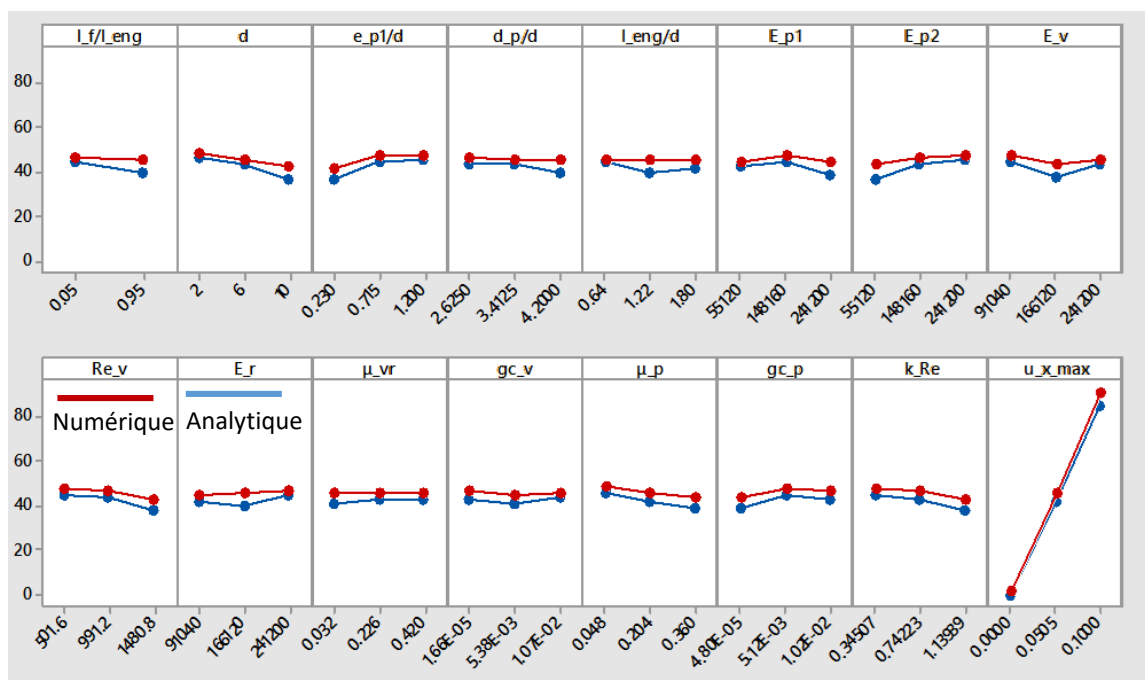


Figure A2-3 : Confrontation analytique/numérique des effets purs des paramètres d'entrée sur le glissement maximal $\Delta x_{int,p,max}$.

Paramètre	Effet	Contribution individuelle	Contribution Cumulée
$\Delta x_{lm,3D}$	++	52.9%	52.9%
d	--	5.8%	58.8%
e_{p1}/d	++	5.7%	64.4%
E_{p2}	++	5.0%	69.4%
μ_p	--	4.8%	74.2%
Re_v	--	4.6%	78.8%
$k_{\sigma/Re}$	--	4.3%	83.1%
Autres		16.9%	100%

Tableau A2-7 : Identification des paramètres influents sur le glissement maximal $\Delta x_{int,p,max}$.

Le glissement à ligne moyenne $\Delta x_{lm,3D}$ a une influence relative prépondérante. Ceci est normal car le modèle analytique de cisaillement montre que le glissement interfacial $\Delta x_{int,p}$ est égal au glissement à ligne moyenne $\Delta x_{lm,3D}$ moins (-) les déplacements élastiques des pièces soumises aux efforts $F_{x,p}$ et $F_{x,v}$. Ces déplacements élastiques étant faibles, le glissement à ligne moyenne $\Delta x_{lm,3D}$ ressort naturellement comme étant le paramètre prépondérant. Les autres paramètres dont l'influence cumulée reste en dessous de 80% sont retenus mais leur contribution individuelle est de l'ordre de 5%. Le coefficient de frottement entre les pièces μ_p a un effet négatif puisqu'une augmentation de ce paramètre a tendance à freiner le glissement interfacial $\Delta x_{int,p}$. Les paramètres de précharge d, $k_{\sigma/Re}$ et Re_v ont le même type d'influence car ils sont relatifs à la précharge P_0 et une augmentation de celle-ci entraîne une augmentation de la raideur tangentielle du contact $k_{x,p,0}$ donc a aussi tendance à freiner le glissement interfacial $\Delta x_{int,p}$.

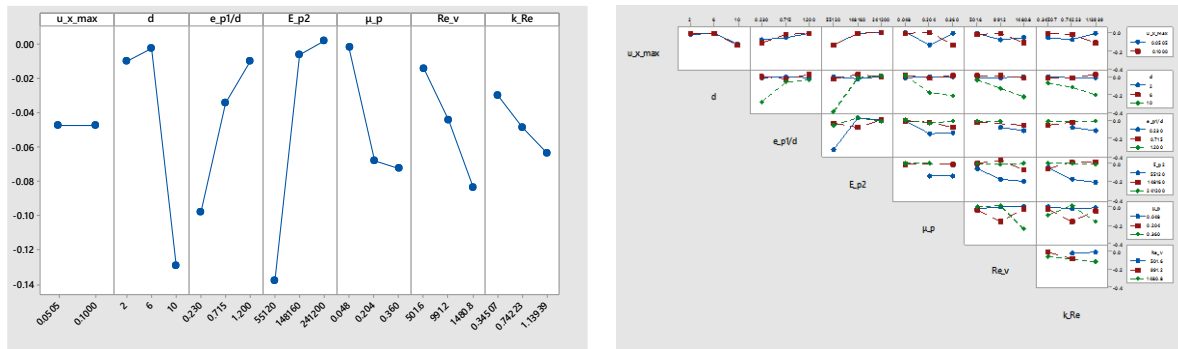


Figure A2-4 : Effets purs des paramètres influents sur les écarts relatifs (gauche) et effets des interactions (droite) des paramètres influents sur le glissement maximal $\Delta x_{int,p,max}$.

L'analyse des écarts relatifs analytique / numérique montre que ces écarts ne proviennent pas du glissement à ligne moyenne $\Delta x_{lm,3D}$. L'analyse des écarts relatifs provenant des autres paramètres dont la contrition individuelle est de l'ordre de 5% nous semble hasardeuse. De plus, les écarts relatifs produits par ces paramètres sont de -13.6% au maximum (paramètre E_{p2}). Il se peut que l'écart relatif dû au diamètre nominal de la vis d provienne du calcul de la surface du contact $p1/p2$, qui dépend de la modélisation analytique du cône de compression. Cette modélisation provient actuellement de la VDI 2230 [VDI, 2014] et peut éventuellement avoir des limites pour les diamètres de vis élevés. Le module de Young de la pièce 2 E_{p2} intervient dans la souplesse de la pièce 2. Or, les résultats numériques montrent que l'épaisseur travaillante des pièces est la plupart du temps inférieure à $0.5e_{p2}$, qui est donc plutôt une valeur conservative donc cette hypothèse de modélisation peut éventuellement être à l'origine des écarts observés pour les modules de Young E_{p2} élevés.

Concernant les interactions, seules celles entre le glissement à ligne moyenne $\Delta x_{lm,3D}$ et les autres paramètres sont analysées. Seule l'interaction entre ce paramètre et le coefficient de frottement du contact $p1/p2$ μ_p peut éventuellement être considérée comme non-négligeable. Celle-ci ne semble pas incohérente car le modèle multilinéaire associé au plan d'expériences ne permet pas de rendre compte de la complexité réelle du modèle analytique de cisaillement. En effet, dans ce modèle, le coefficient de frottement du contact $p1/p2$ μ_p et le glissement à ligne moyenne $\Delta x_{lm,3D}$ sont imbriqués dans l'expression du glissement interfacial $\Delta x_{int,p}$ par le biais de l'effort de frottement $F_{x,p}$, ce qui peut éventuellement expliquer cette interaction.

A2.3.2. Glissement interfacial résiduel $\Delta x_{int,p,res}$

Des écarts relatifs de plus de 50% sont atteints sur 3 configurations, ce qui représente 5.4% du nombre de configurations total et est considéré comme acceptable. Globalement, les écarts relatifs sont même inférieurs à 30%. Les effets de chaque paramètre sont détaillés sur la Figure A2-5.

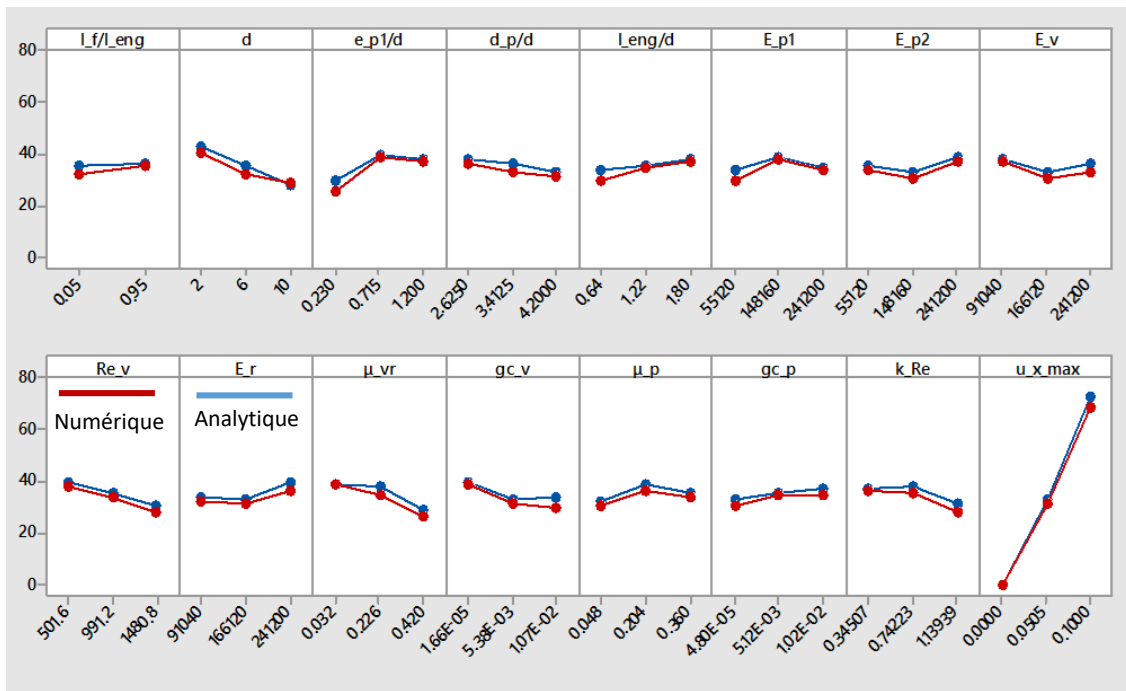


Figure A2-5 : Confrontation analytique/numérique des effets purs des paramètres d'entrée sur le glissement résiduel $\Delta x_{int,p,res}$.

Paramètre	Effet	Contribution individuelle	Contribution Cumulée
$\Delta x_{lm,3D}$	++	47.3%	47.3%
d	--	9.5%	56.8%
μ_{vr}	--	6.3%	63.1%
Re_v	--	6.0%	69.1%
e_{p1}/d	+-	5.0%	74.0%
$g_{c,v}$	--	4.1%	78.2%
$k_{G/Re}$	--	3.6%	81.8%
Autres		18.2%	100%

Tableau A2-8 : Identification des paramètres influents sur le glissement résiduel $\Delta x_{int,p,res}$.

L'analyse des paramètres influents sur le glissement résiduel $\Delta x_{int,p,res}$ est du même type que celle pour le glissement maximal $\Delta x_{int,p,max}$. En effet, le glissement à ligne moyenne $\Delta x_{lm,3D}$ a un effet prépondérant pour les mêmes raisons. Il faut juste noter un effet un peu plus élevé du diamètre nominal de la vis d.

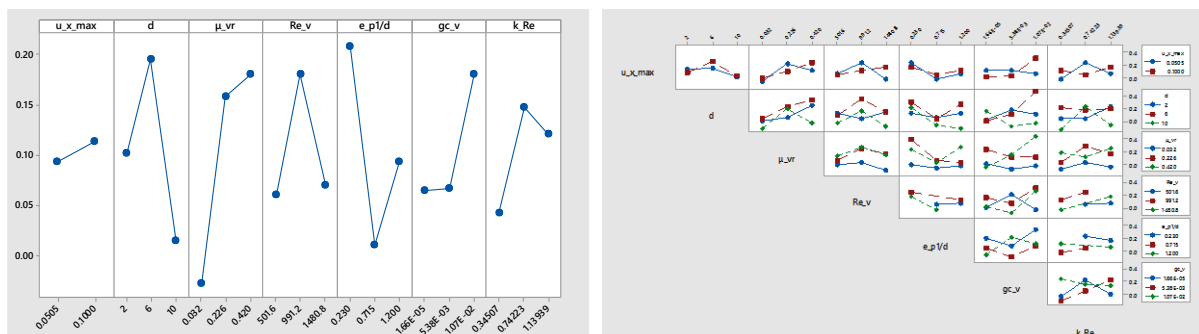


Figure A2-6 : Effets purs des paramètres influents sur les écarts relatifs (gauche) et effets des interactions (droite) des paramètres influents sur le glissement maximal $\Delta x_{int,p,res}$.

Les écarts relatifs analytique / numérique montrent notamment que les valeurs élevées de coefficient de frottement du contact $v/r \mu_{vr}$ et de l'épaisseur de la pièce supérieure e_{p1}/d produisent des écarts relatifs importants. Les écarts dus au coefficient de frottement du contact $v/r \mu_{vr}$ ne sont pas étonnants étant donnée la modélisation analytique simplifiée de ce contact. Les écarts concernant l'épaisseur de la pièce supérieure e_{p1}/d viennent a priori du fait de considérer la pièce supérieure comme une poutre soumise sollicitée en double-cisaillement. Les déplacements qui en résultent ne contiennent pas de composante de flexion et la rotation associée de la pièce supérieure n'est pas prise en compte.

Concernant les interactions, seule l'interaction entre le glissement à ligne moyenne $\Delta x_{lm,3D}$ et le diamètre nominal de la vis d nous semble analysable. Les autres interactions concernent des paramètres dont la contribution individuelle est de l'ordre de 5%. L'interaction retenue ne semble pas incohérente étant donné que le diamètre de la vis intervient dans la relation analytique non-linéaire entre le glissement à ligne moyenne $\Delta x_{lm,3D}$ et le glissement résiduel $\Delta x_{int,p,res}$.

A2.3.3. Effort de cisaillement total maximal $F_{x,3D,max}$

Des écarts relatifs de plus de 50% sont atteints sur 3 configurations, ce qui représente seulement 5.4% du nombre de configurations total et est donc considéré comme négligeable. Globalement, les écarts relatifs sont même inférieurs à 30%. Les effets de chaque paramètre sont détaillés sur la Figure A2-7.

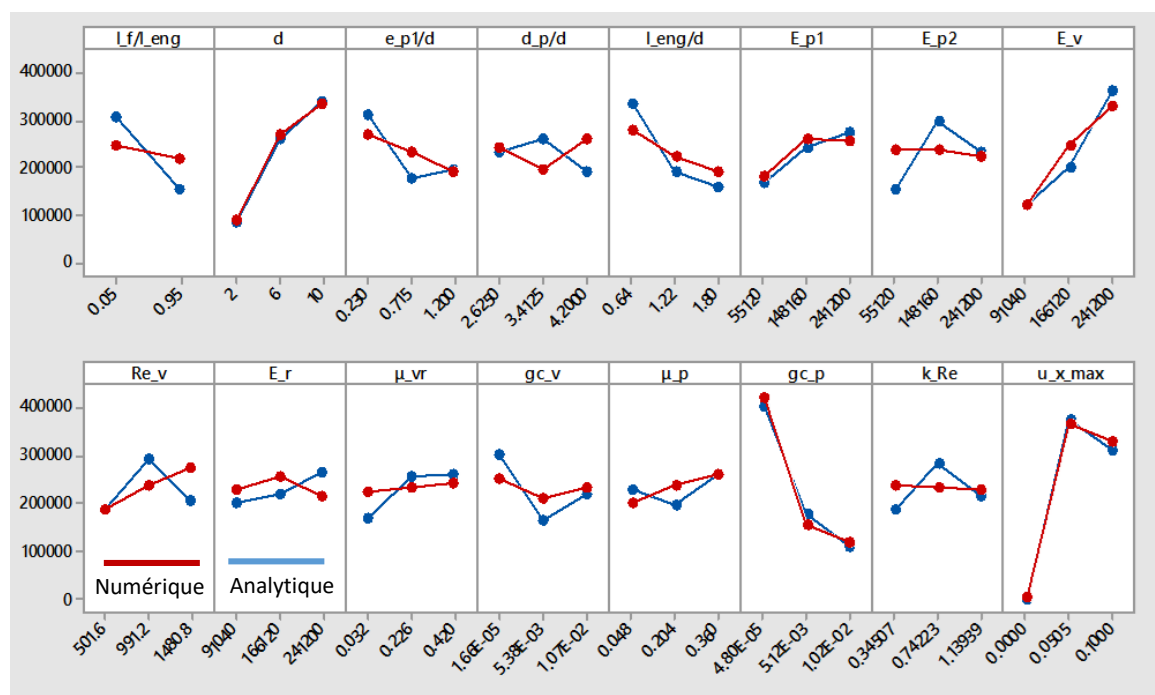


Figure A2-7 : Confrontation analytique/numérique des effets purs des paramètres d'entrée sur l'effort de cisaillement total maximal $F_{x,3D,max}$.

Paramètre	Effet	Contribution individuelle	Contribution Cumulée
$\Delta x_{lm,3D}$	+-	15.1%	15.1%
$g_{c,p}$	--	14.1%	29.2%
d	++	12.2%	41.4%
E_v	++	11.5%	53.0%
l_{eng}/d	--	8.5%	61.5%
l_f/l_{eng}	-	7.3%	68.8%

e_{p1}/d	--	5.4%	74.2%
E_{p1}	+-	5.1%	79.3%
Autres		20.7%	100%

Tableau A2-9 : Identification des paramètres influents sur l'effort de cisaillement total maximal $F_{x,3D,max}$.

Plusieurs paramètres ont un effet non-négligeable sur l'effort de cisaillement maximal $F_{x,3D,max}$. L'influence du glissement à ligne moyenne $\Delta x_{lm,3D}$ semble normale puisque l'effort de cisaillement $F_{x,3D,max}$ résulte du glissement à ligne moyenne imposé $\Delta x_{lm,3D}$ sur la pièce supérieure. Par ailleurs, le glissement à ligne moyenne $\Delta x_{lm,3D}$ intervient dans la formulation des efforts de frottement $F_{x,p}$ et $F_{x,v}$. Cependant, il a un effet négatif pour des valeurs élevées. Ceci traduit le fait que lorsque les contacts v/r et p1/p2 ont atteint un glissement complet, l'effort de cisaillement total $F_{x,3D,max}$ se stabilise, donc une augmentation du glissement à ligne moyenne ne produit plus d'augmentation de cet effort. Le glissement critique du contact p1/p2 $g_{c,p}$ a un effet négatif sur l'effort de cisaillement total maximal $F_{x,3D,max}$, c'est-à-dire que la raideur tangentielle du contact p1/p2 a un effet positif sur cet effort, ce qui est normal puisque cette raideur intervient dans la formulation l'effort de frottement $F_{x,p}$, qui constitue une part non-négligeable de l'effort total $F_{x,3D,max}$. Les effets des autres paramètres traduisent un effet positif de la raideur en cisaillement de la pièce supérieure et de la vis. Ceci semble normal car ces souplesses apparaissent dans la formulation des efforts de frottement $F_{x,p}$ et $F_{x,v}$.

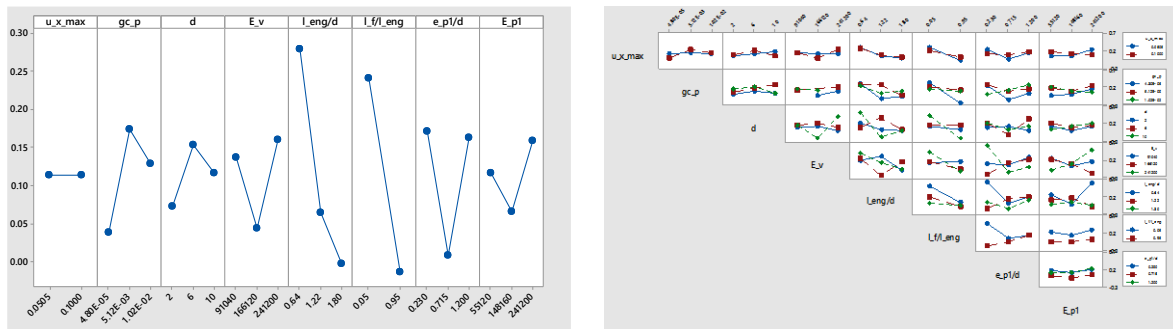


Figure A2-8 : Effets purs des paramètres influents sur les écarts relatifs (gauche) et effets des interactions (droite) des paramètres influents sur l'effort de cisaillement total maximal $F_{x,3D,max}$.

Des écarts relatifs importants sont engendrés par les valeurs faibles des paramètres l_{eng}/d et l_f/l_{eng} . Ceci traduit le fait que la souplesse de la pièce 2 (et éventuellement de la vis) pourrait être mieux prise en compte dans le modèle analytique. En effet, le fait de considérer que la pièce 2 travaille sur une épaisseur égale à $e_{p2}/2$ est conservatrice d'après les résultats des modèles numériques. Il semble donc que le modèle analytique de cisaillement présente une limitation pour les faibles épaisseurs de pièces.

Des interactions fortes existent entre les paramètres d , E_v , l_{eng}/d et l_f/l_{eng} . Etant donné leur nombre, ces interactions sont difficilement analysables mais cela ne semble pas incohérent car elles proviennent d'un modèle analytique multilinéaire associé au plan d'expériences qui ne peut pas rendre compte de la complexité réelle du comportement, ce qui se traduit sous la forme d'interactions. Les autres interactions concernent des paramètres moins influents.

A2.4. Modèle analytique de torsion

A2.4.1. Etude qualitative

Le comportement non-linéaire en torsion issu de la configuration du MEF3D de LIG est illustré par la Figure A2-9.

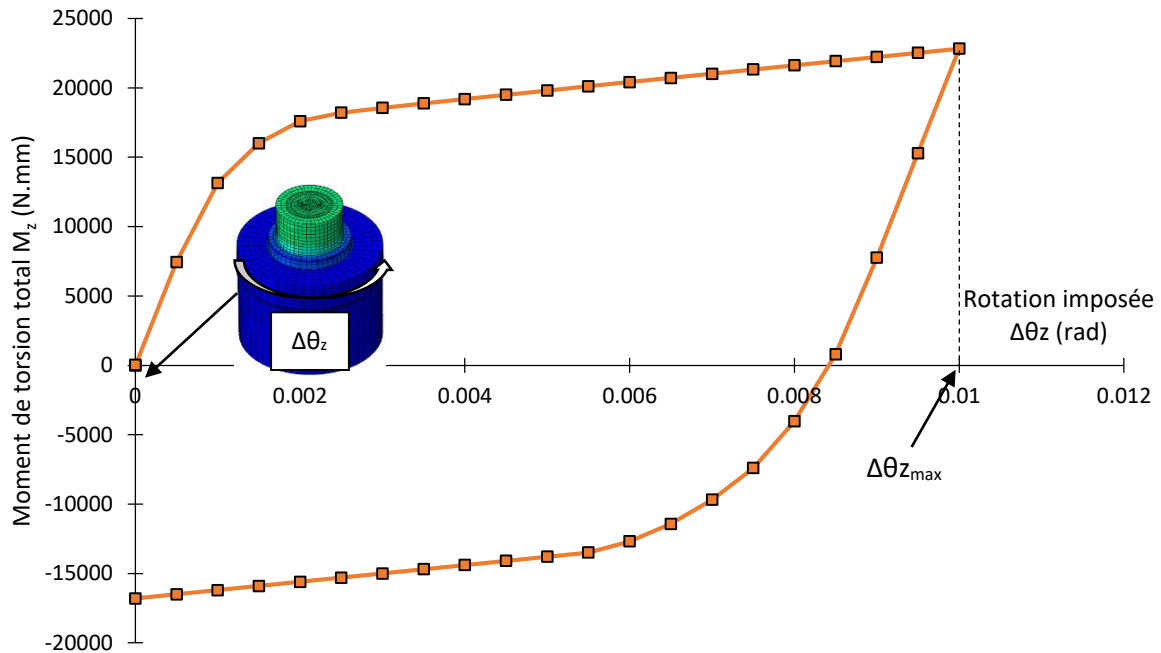


Figure A2-9 : Comportement réel (MEF3D) d'une liaison vissée sollicitée en torsion. Moment de torsion total M_z en fonction de la rotation imposée $\Delta\theta_z$.

Le comportement réel en torsion est clairement non-linéaire. La seule cause de non-linéarité possible dans le MEF3D est la présence des contacts p1/p2 et v/r. Avant de développer un modèle analytique, il faut d'abord étudier le comportement qualitatif de ces contacts.

L'évolution du contact p1/p2 est illustrée par la Figure A2-10 et distingue trois situations possibles : glissement (vert), adhérence (rouge) et décollement (bleu). Seules les étapes importantes lors desquelles une modification notable du statut du contact se produit sont relevées.

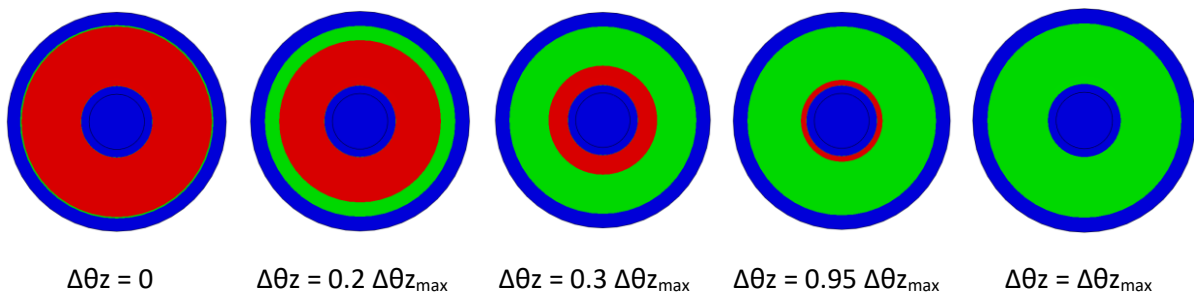


Figure A2-10 : Evolution du contact p1/p2 lors d'une sollicitation de torsion en phase de charge.

L'évolution du contact p1/p2 lors de la décharge est identique mais dans le sens inverse.

Les résultats montrent que le mécanisme de propagation du glissement est également valable en torsion. L'origine de ce mécanisme est supposée être la même que pour le cas de cisaillement, à savoir les déformations élastiques des pièces. Comme pour le cisaillement, ce mécanisme de propagation est pris en compte dans le modèle analytique. Il n'y a pas d'évolution du contact v/r. Aucun glissement ni décollement ne sont observés. Le glissement de ce contact sera donc supposé uniforme.

A2.4.2. Développement du modèle analytique

La modélisation adoptée pour le cisaillement est illustrée sur la Figure A2-11.

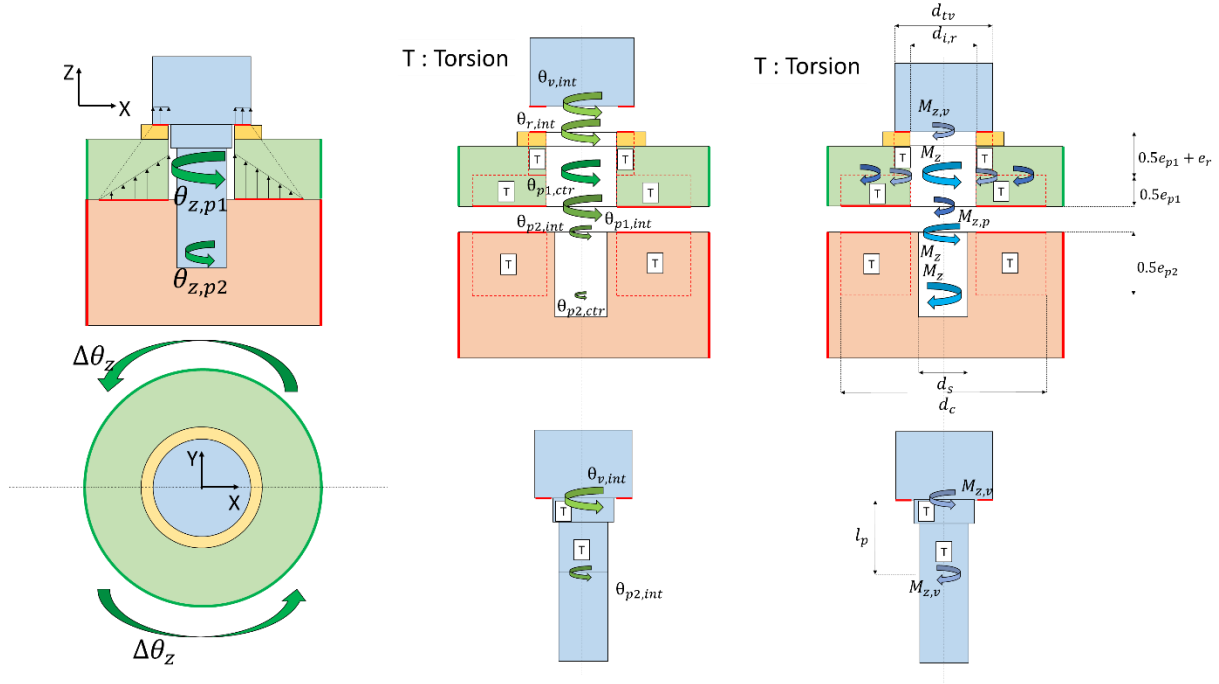


Figure A2-11 : Modélisation adoptée pour le modèle analytique de torsion.

Les hypothèses de modélisation sont les suivantes :

- PFS
 - Le moment de torsion $M_{z,v}$ sur les filets de la vis est ramené au niveau du contact p1/p2.
- Elasticité
 - L'ensemble {pièce 1 + rondelle} est assimilé à une poutre circulaire de section creuse sollicitée en torsion travaillant sur une longueur de $0.5e_{p1}$.
 - La pièce 2 est assimilée à une poutre circulaire de section creuse sollicitée en torsion travaillant sur une longueur de $0.5e_{p2}$.
 - La vis est assimilée à une poutre circulaire de section pleine sollicitée torsion (après la mise en précharge) travaillant sur une longueur l_p .
- Contacts
 - Contact v/r
 - répartition uniforme des pressions de contact.
 - répartitions uniformes des glissements et des contraintes de cisaillement interfaciales.
 - Contact p1/p2
 - répartition axisymétrique linéaire décroissante des pressions de contact, conservée tout au long de la sollicitation en cisaillement.
 - répartition non-uniforme du glissement interfacial. Propagation du glissement de l'extérieur vers l'intérieur du contact de façon concentrique.

- Séparation en une zone d'adhérence et une zone de glissement concentriques. Propagation linéaire du rayon de la zone glissante r_{lim} vers le centre du contact en fonction du glissement rotationnel $\Delta\theta_z$.
- Précharge
 - La précharge P_0 à la fin du serrage reste constante pendant la sollicitation.

A2.4.2.1. Mise en équation

La modélisation adoptée et les hypothèses de modélisation permettent d'écrire les relations de comportement en torsion. Le développement de ce modèle fait intervenir les mêmes mécanismes que dans le modèle de cisaillement.

- **PFS** (sur la pièce 1)

$$M_z = M_{z,p} + M_{z,v} \quad (25)$$

- **Conditions limites**

$$\begin{aligned} \theta_{z,p1,ctr} &= \theta_{z,p1} \\ \theta_{z,p2,ctr} &= \theta_{z,p2} \\ \Delta\theta_z &= \theta_{z,p1} - \theta_{z,p2} \end{aligned} \quad (26)$$

- **Elasticité**

$$\begin{aligned} \theta_{z,p1,int} &= \theta_{z,p1,ctr} - S_{\theta_z,1} M_{z,p} \\ \theta_{z,p2,int} &= \theta_{z,p2,ctr} + S_{\theta_z,2} M_z \\ \theta_{z,r,int} &= \theta_{z,p1,ctr} - S_{\theta_z,3} M_{z,v} \\ \theta_{z,v,int} &= \theta_{z,p2,int} + S_{\theta_z,4} M_{z,v} \end{aligned} \quad (27)$$

Avec

$$\begin{aligned} S_{\theta_z,1} &= \frac{0.5e_{p1}}{G_{p1}I_{0,p}} \\ S_{\theta_z,2} &= \frac{0.5e_{p2}}{G_{p2}I_{0,p}} \\ S_{\theta_z,3} &= \frac{1}{I_{0,v}} \left(\frac{0.5e_{p1}}{G_{p1}} + \frac{e_r}{G_r} \right) \\ S_{\theta_z,4} &= \frac{1}{G_v} \left(\frac{l_{v,nf}}{I_{0,v,nf}} + \frac{l_{v,f}}{I_{0,v,f}} \right) \end{aligned} \quad (28)$$

Ces relations s'apparentent à celles du cisaillement. Les raideurs en cisaillement et flexion sont remplacées par des raideurs en torsion.

- **Contacts**

○ Glissements

$$\begin{aligned}
 g_{\theta_z, p} &= \theta_{z, p1, \text{int}} - \theta_{z, p2, \text{int}} \\
 g_{\theta_z, p, dS} &= \Delta \theta_z - (S'_{\theta_z, 1} + S'_{\theta_z, 2}) \tau_p - S_{\theta_z, 2} M_{z, v} \\
 g_{\theta_z, v} &= \theta_{z, r, \text{int}} - \theta_{z, v, \text{int}}
 \end{aligned} \tag{29}$$

Avec

$$\begin{aligned}
 S'_{\theta_z, 1} &= S_{\theta_z, 1} S_{c, p} r_{eq, p} \\
 S'_{\theta_z, 2} &= S_{\theta_z, 2} S_{c, p} r_{eq, p}
 \end{aligned} \tag{30}$$

De la même façon qu'en cisaillement, le glissement peut être formulé de façon locale ou globale. La formulation locale est utilisée pour le glissement du contact p1/p2 afin de modéliser la propagation du glissement. La formulation globale est utilisée pour le glissement du contact v/r car celui-ci est supposé uniforme.

○ Efforts

$$\begin{aligned}
 M_{z, p} &= 2\pi \left[\int_{r_t}^{r_{\text{lim}}(\Delta \theta_z)} \frac{k_{\theta_z, p, 0} p_p(r) (\Delta \theta_z - S_{\theta_z, 2} M_{z, v})}{A_{\theta_z} P_0 + (S'_{\theta_z, 1} + S'_{\theta_z, 2}) k_{\theta_z, p, 0} r p_p(r)} r^3 dr + \int_{r_{\text{lim}}(\Delta \theta_z)}^{r_c} \mu_p p_p(r) r^2 dr \right] \\
 M_{z, p} &= \mu_p P_0 r_{eq, p} \text{ si } M_{z, p} \geq \mu_p P_0 r_{eq, p} \\
 M_{z, v} &= k_{\theta_z, v, 0} g_{\theta_z, v} = \frac{k_{\theta_z, v, 0} (\Delta \theta_z - S_{\theta_z, 2} M_{z, p})}{1 + (S_{\theta_z, 2} + S_{\theta_z, 3} + S_{\theta_z, 4}) k_{\theta_z, v, 0}} \\
 M_{z, v} &= \mu_v P_0 r_{eq, v} \text{ si } M_{z, v} \geq \mu_v P_0 r_{eq, v}
 \end{aligned} \tag{31}$$

Avec

$$\begin{aligned}
 k_{\theta_z, p, 0} &= A_{\theta_z} k_{x, p, 0} \\
 A_{\theta_z} &= \left[\frac{3 (d_c^5 - 5d_c d_t^4 + 4d_t^5)}{40 (d_c - d_t)^2 (d_c + 2d_t)} \right] \\
 k_{\theta_z, v, 0} &= \left[\frac{\pi (d_{iv}^4 - d_{i, r}^4)}{32 S_{c, v}} \right] k_{x, v, 0}
 \end{aligned} \tag{32}$$

Les raideurs en torsion des contacts p1/p2 et v/r sont identifiées en développant les relations (33).

$$\begin{aligned}
 M_{z, p} &= k_{\theta_z, p, 0} g_{\theta_z, p} = 2\pi \int_{r_t}^{r_c} \tau_{p, adh}(r) r dr \\
 M_{z, v} &= k_{\theta_z, v, 0} g_{\theta_z, v} = 2\pi \int_{r_{i, r}}^{r_{iv}} \tau_{v, adh} r dr
 \end{aligned} \tag{33}$$

Les rayons de glissement équivalents des contacts p1/p2 et v/r $r_{eq, p}$ et $r_{eq, v}$ correspondent à la distance à laquelle il faudrait appliquer un effort de levier de façon à reproduire les moments de frottement $M_{z, p}$ et $M_{z, v}$ lorsque le contact atteint un glissement complet.

$$r_{eq,p} = 0.25 \frac{(d_c^4 - 4d_c d_t^3 + 3d_t^4)}{(d_c - d_t)^2 (d_c + 2d_t)}$$

$$r_{eq,v} = \frac{1}{3} \left(\frac{d_{tv}^3 - d_{i,r}^3}{d_{tv}^2 - d_{i,r}^2} \right) \quad (34)$$

Le moment de frottement $M_{z,p}$ comprend deux termes. Le premier terme traduit le fait que l'intérieur de la surface de contact adhère. L'expression de la contrainte de cisaillement est donc donnée par la relation (35).

$$\tau_p(r) = \frac{\mu_p p_p(r)}{g_{c,p}} g_{p,dS}(r) \quad (35)$$

La différence avec le cas de cisaillement est que le glissement est rotationnel. Le glissement rotationnel comprend deux composantes et est relié au glissement translationnel par la relation (36).

$$g_{p,dS}(r) = r g_{\theta_z,p,dS}(r) \quad (36)$$

Le glissement translationnel correspondant contient donc deux composantes et il faut étudier sa norme. Cela se traduit par la relation (37).

$$g_p = g_{eq,p} = \sqrt{g_{x,p}^2 + g_{y,p}^2} \quad (37)$$

De la même façon, la contrainte de cisaillement interfaciale contient deux composantes. Cela se traduit par la relation (38).

$$\tau_{p,eq} = \sqrt{\tau_{x,p}^2 + \tau_{y,p}^2} \quad (38)$$

En phase d'adhérence, cette contrainte s'exprime par la relation (39).

$$\tau_{p,eq}(r) = \frac{\mu_p p(r)}{g_{c,p}} \sqrt{g_{x,p}^2 + g_{y,p}^2} = \frac{\mu_p p(r)}{g_{c,p}} g_p \quad (39)$$

Le second terme traduit le fait que l'extérieur de la surface de contact glisse. Dans cette zone, la contrainte de cisaillement est exprimée par la relation (40).

$$\tau_{p,eq}(r) = \mu_p p_p(r) \quad (40)$$

La délimitation entre la zone adhérente et la zone glissante est définie à l'aide d'un rayon limite. Ce rayon diminue progressivement de l'extérieur vers l'intérieur de l'interface au cours de la sollicitation. Ici, cette progression est supposée linéairement décroissante en fonction de la rotation imposée. Le rayon limite peut donc être défini par la relation (41).

$$r_{\lim}(\Delta\theta_z) = r_c - B_1 \Delta\theta_z \quad (41)$$

Avec

$$B_1 = \left(\frac{d_c - d_t}{2 \Delta\theta_{z,\lim}} \right) \quad (42)$$

La constante B_1 est obtenue en résolvant l'équation (43).

$$\frac{k_{\theta_z,p,0} p_{p,\max} (\Delta\theta_{z,\lim} - S_{\theta_z,2} M_{z,v})}{A_{\theta_z} P_0 + (S'_{\theta_z,1} + S'_{\theta_z,2}) k_{\theta_z,p,0} r p_{p,\max}} r_t^2 = \mu_p p_{\max,p} \quad (43)$$

Cette égalité traduit le fait que toute l'interface glisse lorsque le rayon limite atteint le rayon intérieur de l'interface. A cet endroit, la pression est maximale. L'expression de $\Delta\theta_{z,\lim}$ est ainsi donnée par la relation (44).

$$\Delta\theta_{z,\lim} = \frac{\frac{P_0 S_2^2 d_t \mu_p^2 k_{\theta_z,v,0} r_{eq,p} p_{p,\max}}{(k_{\theta_z,v,0} (S_{\theta_z,2} + S_{\theta_z,3} + S_{\theta_z,4}) + 1)} - \mu_p P_0 (d_t \mu_p p_{p,\max} (S'_{\theta_z,1} + S'_{\theta_z,2}) + 2g_{c,p})}{d_t \mu_p p_{p,\max} \left(\frac{S_2 k_{\theta_z,v,0}}{k_{\theta_z,v,0} (S_{\theta_z,2} + S_{\theta_z,3} + S_{\theta_z,4}) + 1} - 1 \right)} \quad (44)$$

La méthode de résolution des relations est la même que pour le cisaillement. Les moments $M_{z,p}$ et $M_{z,v}$ sont obtenus en premier. Ils sont imbriqués de la même façon que pour le cisaillement.

La modélisation de la relation entre le moment de torsion total M_z et le glissement rotationnel à ligne moyenne $\Delta\theta_z$ permet de déduire une formulation analytique de la raideur initiale en torsion d'une liaison vissée. Cette raideur est définie par la relation (45).

$$k_{\theta_z,0} = \lim_{\Delta\theta_z \rightarrow 0} \frac{M_z}{\Delta\theta_z} \quad (45)$$

La relation (45) permet d'identifier une formulation analytique explicite de la raideur initiale en torsion d'une liaison vissée.

A2.5. Etude des raideurs initiales des liaisons vissées

Une démarche par plan d'expériences analytique a permis d'identifier les raideurs initiales d'une liaison vissée en cisaillement, traction-compression, flexion et torsion sur l'ensemble du DER. La matrice d'expériences utilisée est définie en annexe A3.3.

	$k_{x,0} (=k_{y,0})$	$k_{z,0}$	$k_{\theta y,0} (=k_{\theta x,0})$	$k_{\theta z,0}$
Conf.	N/mm	N/mm	N.mm/rd	N.mm/rd
1	1.29E+05	9.73E+05	7.82E+05	3.66E+05
2	6.06E+04	1.11E+06	9.05E+05	1.36E+05
3	8.75E+04	1.17E+06	9.63E+05	2.15E+05
4	2.69E+05	6.98E+05	1.08E+06	1.06E+06
5	9.47E+04	7.77E+05	1.24E+06	2.66E+05
6	5.09E+04	8.13E+05	1.31E+06	1.26E+05
7	4.32E+05	9.06E+05	1.52E+06	2.35E+06
8	4.04E+04	1.01E+06	1.73E+06	1.28E+05
9	8.97E+04	1.06E+06	1.83E+06	3.24E+05
10	1.83E+05	1.44E+06	2.15E+07	3.19E+06
11	1.10E+06	1.57E+06	2.95E+07	3.02E+07
12	7.09E+05	1.65E+06	3.47E+07	1.57E+07
13	1.78E+05	1.81E+06	2.42E+07	5.13E+06
14	3.91E+05	2.26E+06	3.10E+07	1.66E+07
15	2.19E+05	2.51E+06	3.48E+07	6.76E+06
16	3.26E+05	9.85E+05	8.90E+06	1.20E+07
17	8.86E+05	1.02E+06	9.37E+06	4.75E+07
18	5.05E+05	1.04E+06	9.56E+06	2.09E+07
19	2.09E+05	1.54E+07	1.77E+08	1.07E+07
20	2.33E+06	1.82E+07	2.12E+08	1.74E+08
21	8.61E+05	1.12E+07	1.24E+08	4.41E+07

22	3.61E+05	1.60E+06	4.46E+07	2.65E+07
23	1.42E+06	1.63E+06	4.58E+07	1.56E+08
24	3.08E+05	1.52E+06	4.18E+07	1.91E+07
25	3.41E+05	2.59E+06	7.27E+07	3.13E+07
26	6.41E+05	2.67E+06	7.57E+07	7.96E+07
27	3.40E+05	2.39E+06	6.59E+07	2.98E+07
28	1.01E+05	3.81E+06	2.19E+06	4.15E+05
29	5.49E+04	2.56E+06	1.45E+06	1.70E+05
30	3.93E+04	3.36E+06	1.92E+06	6.78E+04
31	5.03E+05	1.03E+06	1.82E+06	2.11E+06
32	1.33E+05	8.18E+05	1.39E+06	4.13E+05
33	4.10E+04	9.58E+05	1.68E+06	4.06E+04
34	1.17E+05	4.51E+05	4.56E+05	7.51E+05
35	3.62E+04	4.36E+05	4.35E+05	1.57E+05
36	2.74E+04	4.47E+05	4.50E+05	5.92E+04
37	2.16E+05	1.09E+06	1.73E+07	4.48E+06
38	1.01E+05	1.12E+06	1.88E+07	1.87E+06
39	4.01E+05	1.03E+06	1.43E+07	1.37E+07
40	3.25E+05	2.34E+06	2.42E+07	9.80E+06
41	1.40E+05	2.48E+06	2.62E+07	3.21E+06
42	5.91E+05	2.05E+06	2.03E+07	2.57E+07
43	4.05E+05	1.85E+06	2.30E+07	1.37E+07
44	4.83E+04	1.99E+06	2.48E+07	1.05E+06
45	7.53E+05	1.57E+06	1.92E+07	3.44E+07
46	1.25E+05	2.14E+07	2.16E+08	6.76E+06
47	2.25E+05	1.27E+07	1.25E+08	1.64E+07
48	2.76E+05	1.79E+07	1.80E+08	2.36E+07
49	2.20E+05	2.56E+06	4.43E+07	1.34E+07
50	4.10E+05	2.44E+06	4.08E+07	3.61E+07
51	5.25E+05	2.52E+06	4.32E+07	5.84E+07
52	3.27E+05	2.49E+06	9.06E+07	2.68E+07
53	3.97E+05	2.20E+06	7.87E+07	3.34E+07
54	2.76E+06	2.40E+06	8.70E+07	4.03E+08

Tableau A2-10 : Résultats du plan d'expériences sur les raideurs d'une liaison vissée.

A3. Plans d'expériences

A3.1. Justification des niveaux des paramètres d'entrée

La justification des niveaux de chaque paramètre d'entrée des plans d'expériences s'appuie sur la littérature spatiale dans la mesure du possible. Afin d'englober les valeurs trouvées dans la littérature, ces dernières sont affectées d'un coefficient de sécurité. La valeur minimale est multipliée par 0.8 et la valeur maximale par 1.2. Si cela n'est pas le cas pour un des paramètres, cela est précisé.

A3.1.1. Paramètres géométriques

A3.1.1.1. Diamètre nominal de la vis d

Les valeurs extrêmes du diamètre nominal de la vis sont issues de [ESA, 2010] et de données provenant des partenaires industriels. Elles ne sont pas affectées des coefficients de sécurité.

A3.1.1.2. Épaisseur de la pièce supérieure e_{p1}/d

Les valeurs extrêmes de l'épaisseur de la pièce supérieure sont issues de données provenant des partenaires industriels. Elles sont adimensionnées par le diamètre nominal de la vis. Le paramètre d'entrée effectif est donc le ratio e_{p1}/d . Les valeurs extrêmes de ce paramètre sont de 0.2875 et 1.

A3.1.1.3. Diamètre extérieur des pièces d_p

La valeur maximale est issue de [GUI, 2009]. Il s'agit de la distance entre deux liaisons permettant d'assurer une continuité du contact. Cette valeur est de $3.5d$. La valeur minimale correspond au diamètre extérieur de la rondelle. Selon les dimensions ISO [ISO 7089], ce diamètre est d'environ $2.185d$ pour un diamètre nominal de vis variant de 2 à 10 mm.

A3.1.1.4. Longueur d'engagement de la vis l_{eng}/d

Les valeurs extrêmes de la longueur d'engagement de la vis sont issues de [ESA, 2010]. Elle est définie en fonction du diamètre nominal de la vis. Le paramètre effectif correspondant est donc le ratio l_{eng}/d .

6.4.2.9 Thread Engagement

The minimum acceptable thread engagement of high strength steel or titanium fastener is 0.8 times the nominal diameter of the fastener. At least 1.5d thread engagement should be used for such fastener used in aluminium tapped holes, even if wire thread inserts (e.g. helicoils) are used.

Figure A3-1 : Choix des valeurs extrêmes des modules de Young de la vis et de la rondelle [ESA, 2010].

A3.1.1.5. Longueur du fond de la pièce $2l_f/l_{eng}$

Nous n'avons pas trouvé de données bibliographiques concernant ce paramètre. Pour cette raison, il a été défini arbitrairement en fonction de la longueur d'engagement de la vis. Le paramètre effectif correspondant est donc le ratio l_f/l_{eng} . Sa valeur minimale de 0.05 correspond à un fond de pièce très proche de la fin de la vis, et sa valeur maximale à une valeur arbitraire de $l_f = l_{eng}$.

A3.1.2. Paramètres matériaux

A3.1.2.1. Modules de Young des pièces E_{p1} et E_{p2}

Seuls les matériaux métalliques sont étudiés. Trois matériaux principaux ont été retenus pour les pièces : aluminium, acier et titane. Seuls les modules de Young de l'aluminium et de l'acier constituent

des extrema. Le module de Young de l'aluminium est celui de l'aluminium 6061 et est de 68258 MPa [MIL, 1998]. Celui de l'acier est celui d'un acier allié intermédiaire et est de 199948 MPa [MIL, 1998].

Table 3.6.2.0(b₁). Design Mechanical and Physical Properties of 6061 Aluminum Alloy Sheet

Specification	AMS 4026 and AMS-QQ-A-250/11	AMS-QQ-A- 250/11	AMS 4025, AMS 4027 and AMS-QQ-A-250/11
Form	Sheet		
Temper	T4	T42 ^a	T6 and T62 ^b
E , 10 ³ ksi	9.9		
E_s , 10 ³ ksi	10.1		
G , 10 ³ ksi	3.8		
μ	0.33		

Table 2.3.1.0(h₁). Design Mechanical and Physical Properties of Low-Alloy Steels

Alloy	4330V	See steels listed in Table 2.3.0.2 for the applicable strength levels
Specification	AMS 6427	See Tables 2.3.1.0(a) and (b)
Form	All wrought forms	
Condition	Quenched and tempered ^c	
E , 10 ³ ksi	29.0	
E_s , 10 ³ ksi	29.0	
G , 10 ³ ksi	11.0	
μ	0.32	

Figure A3-2 : Choix de la valeur maximale du module de Young des pièces [MIL, 1998].

A3.1.2.2. Résistances élastiques des pièces Re_{p1} et Re_{p2}

La valeur minimale est celle de l'aluminium 6061-T6 (source : site ASM Matweb). La source ASM a été privilégiée car la valeur est inférieure aux valeurs fournies dans [MIL, 1998], ce qui permet de couvrir une plage de valeurs plus large.

Ultimate Tensile Strength	310 MPa	45000 psi	AA; Typical
Tensile Yield Strength	276 MPa	40000 psi	AA; Typical
Elongation at Break	12 %	12 %	AA; Typical; 1/16 in. (1.6 mm) Thickness
Elongation at Break	17 %	17 %	AA; Typical; 1/2 in. (12.7 mm) Diameter
Modulus of Elasticity	68.9 GPa	10000 ksi	AA; Typical; Average of tension and compression. Compression modulus is about 2% greater than tensile modulus

Figure A3-3 : Choix de la valeur minimale de la résistance élastique des pièces (source : site ASM Matweb).

La valeur maximale est celle du titane TA6V Grde 5 et est issue des données fournies par les partenaires industriels. Elle est de 1100 MPa et englobe les valeurs fournies dans [ESA, 2010] et [MIL, 1998].

A3.1.2.3. Modules de Young de la vis et de la rondelle E_v et E_r

Les plages de variations des modules de Young de la vis et de la rondelle sont supposées identiques. 2 matériaux principaux sont étudiés pour la visserie : le titane et l'acier. Les modules de Young correspondants sont issus de [ESA, 2010] et sont de 113800 MPa pour du titane TA6V Grde 5 et 201000 MPa pour de l'acier A286.

Table D-7 - Ti6Al4V

Material Specification	Ti 6Al 4V		
Alternative notations for this material	3.7164		
Temperature	Room temperature		
Property Reference Source	German Aviation Material Handbook		
strength τ_u			
E (Young's modulus)	[N/mm ²]	113 800	
ν (Poisson ratio)	[-]	0.342	
ρ (density [g/cm ³])	[g/cm ³]	4.43	
Fastener types made of this material	LN 29 950		

Table D-1- Stainless steel A 286

Material Specification	A 286		
Alternative notations for this material	1.4944 AISI 660		
Temperature	Room temperature		
Property Reference Source	German Aviation Material Handbook		
E (Young's modulus)	[N/mm ²]	201 000	
ν (Poisson ratio)	[-]	0.31	
ρ (density [g/cm ³])	[g/cm ³]	7.95	
Fastener types made of this material	LN 29 949		

Figure A3-4 : Choix des valeurs extrêmes des modules de Young de la vis et de la rondelle [MIL, 1998].

A3.1.2.4. Résistance élastique de la vis Re_v

Les valeurs extrêmes de la résistance élastique de la vis sont issues de [GUI, 2009], pour des vis HR, couramment utilisées dans le secteur spatial.

Tableau 3 – Caractéristiques mécaniques des vis et goujons en fonction de leur classe de qualité (d'après norme NF E 27-005)													
Caractéristique mécanique contrôlée		Classe de qualité des vis et goujons											
		Qualité HR											
		3.6	4.6	4.8	5.6	5.8	6.6	6.8	6.9	8.8	10.9	12.9	14.9
Résistance à la traction R_m (en MPa)	min.	333	392		490			588		784	980	1 176	1 372
	max.	480	539		686			784		980	1 176	1 372	1 568
Dureté Brinell HB	min.	90	110		140			170		225	280	330	390
	max.	150	170		215			245		300	365	425	
Dureté Rockwell	min.	HRB	49	62	77			88					
		HRC								18	27	34	40
	max.	HRB	82	88	97			102					
		HRC								31	38	44	49
Limite apparente d'élasticité R_e (en MPa)	min.	196	235	313	294	392	352	470					
Limite conventionnelle d'élasticité $R_{p0.2}$ (en MPa)	min.								529	627	882	1 058	1 234
Résistance à la charge d'épreuve (en MPa)		184	221	285	276	356	332	428	465	570	776	931	1 087
Allongement pour-cent après rupture A : min.		25	25	14	20	10	16	8	12	12	9	8	7
Résistance à la traction avec cale biaise		Pour vis entières : valeurs correspondant aux valeurs minimales de résistance à la traction											
Résilience KCU à + 20 °C (en daJ/cm ²)	min.									6	4	3	3
Ténacité de la tête		Aucune rupture											

Figure A3-5 : Choix des valeurs extrêmes de la résistance élastique de la vis [GUI, 2009].

A3.1.2.5. Résistance élastique de la rondelle R_e

Les valeurs extrêmes de la résistance élastique de la rondelle sont arbitrairement prises égales à celles de la vis.

A3.1.3. Paramètres de contact

A3.1.3.1. Coefficient de frottement du contact p_1/p_2 μ_0

Les valeurs extrêmes du coefficient de frottement du contact p_1/p_2 sont issues de [ESA, 2010].

Table C-2 - Friction Coefficients for Common Joint Materials (from Reference 8.3)

Material combination	Static friction coefficient	
	Dry	Lubricated
Steel – steel/cast steel	0,1 to 0,23	0,07 to 0,12
Steel – gray cast iron	0,12 to 0,24	0,06 to 0,1
Gray cast iron – gray cast iron	0,15 to 0,3	0,2
Bronze – steel	0,12 to 0,28	0,18
Gray cast iron – bronze	0,28	0,15 to 0,2
Steel – copper alloy	0,07	-
Steel – aluminum alloy	0,1 to 0,28	0,05 to 0,18
Aluminum – aluminum	0,21	-

NOTE: Table taken from Reference VDI

Figure A3-6 : Choix des valeurs extrêmes du coefficient de frottement du contact p_1/p_2 [ESA, 2010].

A3.1.3.2. Rugosités des surfaces de contact des pièces R_{ap1} et R_{ap2}

Les valeurs extrêmes du R_a sont issues de [ESA, 2010].

Table 10-1 - Thermal Conductivity of Materials

Material	Surface finish [μm]	Contact pressure [kPa]	Contact conductivity [W/(m²K)]
Beryllium CR Grade	0.051 – 0.102	365 – 7939	261 – 14800
Stainless steel 416	1.57 – 3.81	5513 – 96475	4250 – 68100

Figure A3-7 : Choix des valeurs extrêmes de la rugosité des pièces [ESA, 2010].

A3.1.3.3. Rugosités de la vis et de la rondelle R_{av} et R_{ar}

Les rugosités des surfaces de contact de la vis et de la rondelle sont prises arbitrairement égales à celle des surfaces de contact des pièces.

A3.1.3.4. Coefficient de frottement du contact v/r μ_v

Les valeurs extrêmes du coefficient de frottement du contact v/r sont issues de [ESA, 2010]. Ces valeurs sont justifiées dans le choix des valeurs extrêmes de $k_{\sigma/Re}$. Elles sont de 0.04 et 0.35.

A3.1.3.5. Glissements critiques des contacts $p1/p2$ et v/r $g_{c,p}$ et $g_{c,v}$

Les valeurs extrêmes des glissements critiques $p1/p2$ et v/r sont issues des résultats d'une étude par plans d'expériences dont les résultats sont présentés en A2.2.

A3.1.4. Paramètres de sollicitations

A3.1.4.1. Coefficient de serrage $k_{\sigma/Re}$

Les valeurs extrêmes du coefficient de serrage sont calculées à partir de la relation (46) déduite de [ESA, 2013]

$$k_{\sigma/Re} = \left(1 + \frac{48}{d_s^2} (0.16p + 0.583\mu_f d_2)^2 \right)^{-0.5} \quad (46)$$

Les combinaisons extrêmes de ce paramètre sont calculées en fonction des valeurs extrêmes du diamètre nominal de la vis et du coefficient de frottement dans les filets μ_f . Ce dernier est compris entre 0.04 et 0.35 d'après [ESA, 2010]. Les autres dimensions de la vis sont issues de la norme ISO. Les valeurs extrêmes obtenues sont de 0.413 et 0.949.

Table C-1 - Typical thread and Underhead Friction Coefficients

Friction coefficient class	Range for μ_{th} and μ_{uh}	Selection of typical examples	
		Material surfaces	Lubricants
A	0.04 to 0.10	metallically bright black oxide	solid lubricants, such as MoS2, graphite, PTFE, PA, PE,
D	0.20 to 0.35	austenitic steel	oil

Figure A3-8 : Choix des valeurs extrêmes du coefficient de frottement dans les filets [ESA, 2010].

A3.1.4.2. Glissement à ligne moyenne selon $x \Delta x_{lm}$

La valeur minimale est nulle pour la validation du modèle analytique de cisaillement et de 10^{-5} mm pour la validation de la formulation analytique explicite de la raideur initiale en cisaillement.

Une valeur maximale de 100 microns a été choisie arbitrairement en accord avec les partenaires industriels. Cette valeur n'étant pas très précise et nous semblant déjà assez élevée relativement aux niveaux de glissement problématiques étudiés dans ces travaux, cette valeur n'est pas affectée du coefficient de sécurité de 1.2.

A3.2. Choix des matrices d'expériences

Les matrices d'expériences utilisées pour chaque plan d'expériences sont les suivantes :

- Glissements critiques
 - p_1/p_2 : matrice « L27 », 12 paramètres

	d	e_{p1}/d	d_p/d	Re_v	E_{p1}	Re_{p1}	E_{p2}	Re_{p2}	Ra_{p1}	Ra_{p2}	μ_p	$k_{\sigma/Re}$
1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1
2	-1	-1	-1	-1	0	0	0	0	0	0	0	0
3	-1	-1	-1	-1	1	1	1	1	1	1	1	1
4	-1	0	0	0	-1	-1	-1	0	0	0	1	1
5	-1	0	0	0	0	0	0	1	1	1	-1	-1
6	-1	0	0	0	1	1	1	-1	-1	-1	0	0
7	-1	1	1	1	-1	-1	-1	1	1	1	0	0
8	-1	1	1	1	0	0	0	-1	-1	-1	1	1
9	-1	1	1	1	1	1	1	0	0	0	-1	-1
10	0	-1	0	1	-1	0	1	-1	0	1	-1	0
11	0	-1	0	1	0	1	-1	0	1	-1	0	1
12	0	-1	0	1	1	-1	0	1	-1	0	1	-1
13	0	0	1	-1	-1	0	1	0	1	-1	1	-1
14	0	0	1	-1	0	1	-1	1	-1	0	-1	0
15	0	0	1	-1	1	-1	0	-1	0	1	0	1
16	0	1	-1	0	-1	0	1	1	-1	0	0	1
17	0	1	-1	0	0	1	-1	-1	0	1	1	-1
18	0	1	-1	0	1	-1	0	0	1	-1	-1	0
19	1	-1	1	0	-1	1	0	-1	1	0	-1	1
20	1	-1	1	0	0	-1	1	0	-1	1	0	-1
21	1	-1	1	0	1	0	-1	1	0	-1	1	0
22	1	0	-1	1	-1	1	0	0	-1	1	1	0
23	1	0	-1	1	0	-1	1	1	0	-1	-1	1
24	1	0	-1	1	1	0	-1	-1	1	0	0	-1
25	1	1	0	-1	-1	1	0	1	0	-1	0	-1
26	1	1	0	-1	0	-1	1	-1	1	0	1	0
27	1	1	0	-1	1	0	-1	0	-1	1	-1	1

- v/r : matrice « L27 », 9 paramètres

	d	E_v	Re_v	E_r	Re_r	Ra_v	Ra_r	μ_v	$k_{\sigma/Re}$
1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1
2	-1	-1	-1	-1	0	0	0	0	0
3	-1	-1	-1	-1	1	1	1	1	1
4	-1	0	0	0	-1	-1	-1	0	0
5	-1	0	0	0	0	0	0	1	1
6	-1	0	0	0	1	1	1	-1	-1
7	-1	1	1	1	-1	-1	-1	1	1
8	-1	1	1	1	0	0	0	-1	-1
9	-1	1	1	1	1	1	1	0	0
10	0	-1	0	1	-1	0	1	-1	0
11	0	-1	0	1	0	1	-1	0	1
12	0	-1	0	1	1	-1	0	1	-1
13	0	0	1	-1	-1	0	1	0	1
14	0	0	1	-1	0	1	-1	1	-1
15	0	0	1	-1	1	-1	0	-1	0

Annexes

16	0	1	-1	0	-1	0	1	1	-1
17	0	1	-1	0	0	1	-1	-1	0
18	0	1	-1	0	1	-1	0	0	1
19	1	-1	1	0	-1	1	0	-1	1
20	1	-1	1	0	0	-1	1	0	-1
21	1	-1	1	0	1	0	-1	1	0
22	1	0	-1	1	-1	1	0	0	-1
23	1	0	-1	1	0	-1	1	1	0
24	1	0	-1	1	1	0	-1	-1	1
25	1	1	0	-1	-1	1	0	1	0
26	1	1	0	-1	0	-1	1	-1	1
27	1	1	0	-1	1	0	-1	0	-1

- Raideurs initiales : matrice « L54 », 15 paramètres

	d	e _{p1} /d	d _p /d	l _{eng} /d	l _f /l _{eng}	E _{p1}	E _{p2}	E _v	Re _v	E _r	μ _v	g _{cv}	μ _p	g _{c,p}	k _σ /Re
1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1
2	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	0	0	0	0	0	0	0
3	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	1	1	1	1	1	1	1
4	-1	-1	0	0	0	0	0	0	-1	-1	-1	-1	-1	-1	0
5	-1	-1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1
6	-1	-1	0	0	0	0	0	0	1	1	1	1	1	1	-1
7	-1	-1	1	1	1	1	1	1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	1
8	-1	-1	1	1	1	1	1	1	0	0	0	0	0	0	-1
9	-1	-1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	0
10	-1	0	-1	-1	0	0	1	1	-1	-1	0	0	1	1	-1
11	-1	0	-1	-1	0	0	1	1	0	0	1	1	-1	-1	0
12	-1	0	-1	-1	0	0	1	1	1	1	-1	-1	0	0	1
13	-1	0	0	0	1	1	-1	-1	-1	-1	0	0	1	1	0
14	-1	0	0	0	1	1	-1	-1	0	0	1	1	-1	-1	1
15	-1	0	0	0	1	1	-1	-1	1	1	-1	-1	0	0	-1
16	-1	0	1	1	-1	-1	0	0	-1	-1	0	0	1	1	1
17	-1	0	1	1	-1	-1	0	0	0	0	1	1	-1	-1	-1
18	-1	0	1	1	-1	-1	0	0	1	1	-1	-1	0	0	0
19	-1	1	-1	0	-1	1	0	1	-1	0	-1	1	0	1	-1
20	-1	1	-1	0	-1	1	0	1	0	1	0	-1	1	-1	0
21	-1	1	-1	0	-1	1	0	1	1	-1	1	0	-1	0	1
22	-1	1	0	1	0	-1	1	-1	-1	0	-1	1	0	1	0
23	-1	1	0	1	0	-1	1	-1	0	1	0	-1	1	-1	1
24	-1	1	0	1	0	-1	1	-1	1	-1	1	0	-1	0	-1
25	-1	1	1	-1	1	0	-1	0	-1	0	-1	1	0	1	1
26	-1	1	1	-1	1	0	-1	0	0	1	0	-1	1	-1	-1
27	-1	1	1	-1	1	0	-1	0	1	-1	1	0	-1	0	0
28	1	-1	-1	1	1	0	0	-1	-1	1	1	0	0	-1	-1
29	1	-1	-1	1	1	0	0	-1	0	-1	-1	1	1	0	0
30	1	-1	-1	1	1	0	0	-1	1	0	0	-1	-1	1	1
31	1	-1	0	-1	-1	1	1	0	-1	1	1	0	0	-1	0
32	1	-1	0	-1	-1	1	1	0	0	-1	-1	1	1	0	1
33	1	-1	0	-1	-1	1	1	0	1	0	0	-1	-1	1	-1
34	1	-1	1	0	0	-1	-1	1	-1	1	1	0	0	-1	1
35	1	-1	1	0	0	-1	-1	1	0	-1	-1	1	1	0	-1
36	1	-1	1	0	0	-1	-1	1	1	0	0	-1	-1	1	0
37	1	0	-1	0	1	-1	1	0	-1	0	1	-1	1	0	-1
38	1	0	-1	0	1	-1	1	0	0	1	-1	0	-1	1	0
39	1	0	-1	0	1	-1	1	0	1	-1	0	1	0	-1	1
40	1	0	0	1	-1	0	-1	1	-1	0	1	-1	1	0	0
41	1	0	0	1	-1	0	-1	1	0	1	-1	0	-1	1	1
42	1	0	0	1	-1	0	-1	1	1	-1	0	1	0	-1	-1
43	1	0	1	-1	0	1	0	-1	-1	0	1	-1	1	0	1
44	1	0	1	-1	0	1	0	-1	0	1	-1	0	-1	1	-1
45	1	0	1	-1	0	1	0	-1	1	-1	0	1	0	-1	0
46	1	1	-1	1	0	1	-1	0	-1	1	0	1	-1	0	-1
47	1	1	-1	1	0	1	-1	0	0	-1	1	-1	0	1	0
48	1	1	-1	1	0	1	-1	0	1	0	-1	0	1	-1	1
49	1	1	0	-1	1	-1	0	1	-1	1	0	1	-1	0	0
50	1	1	0	-1	1	-1	0	1	0	-1	1	-1	0	1	1
51	1	1	0	-1	1	-1	0	1	1	0	-1	0	1	-1	-1
52	1	1	1	0	-1	0	1	-1	-1	1	0	1	-1	0	1
53	1	1	1	0	-1	0	1	-1	0	-1	1	-1	0	1	-1
54	1	1	1	0	-1	0	1	-1	1	0	-1	0	1	-1	0

- Modèle analytique de cisaillement : matrice « L54 », 16 paramètres

	d	e _{p1} /d	d _p /d	l _{eng} /d	l _i /l _{eng}	E _{p1}	E _{p2}	E _v	Re _v	E _r	μ _v	g _{c,v}	μ _p	g _{c,p}	k _{g/Re}	Δx _{lm}
1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1
2	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	0	0	0	0	0	0	0	0
3	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	1	1	1	1	1	1	1	1
4	-1	0	0	0	-1	0	0	0	-1	-1	-1	-1	-1	-1	0	1
5	-1	0	0	0	-1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	-1
6	-1	0	0	0	-1	0	0	0	1	1	1	1	1	1	-1	0
7	-1	1	1	1	-1	1	1	1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	1	0
8	-1	1	1	1	-1	1	1	1	0	0	0	0	0	0	-1	1
9	-1	1	1	1	-1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	0	-1
10	0	-1	-1	0	-1	0	1	1	-1	-1	0	0	1	1	-1	-1
11	0	-1	-1	0	-1	0	1	1	0	0	1	1	-1	-1	0	0
12	0	-1	-1	0	-1	0	1	1	1	1	-1	-1	0	0	1	1
13	0	0	0	1	-1	1	-1	-1	-1	-1	0	0	1	1	0	1
14	0	0	0	1	-1	1	-1	-1	0	0	1	1	-1	-1	1	-1
15	0	0	0	1	-1	1	-1	-1	1	1	-1	-1	0	0	-1	0
16	0	1	1	-1	-1	-1	0	0	-1	-1	0	0	1	1	1	0
17	0	1	1	-1	-1	-1	0	0	0	0	1	1	-1	-1	-1	1
18	0	1	1	-1	-1	-1	0	0	1	1	-1	-1	0	0	0	-1
19	1	-1	0	-1	-1	1	0	1	-1	0	-1	1	0	1	-1	-1
20	1	-1	0	-1	-1	1	0	1	0	1	0	-1	1	-1	0	0
21	1	-1	0	-1	-1	1	0	1	1	-1	1	0	-1	0	1	1
22	1	0	1	0	-1	-1	1	-1	-1	0	-1	1	0	1	0	1
23	1	0	1	0	-1	-1	1	-1	0	1	0	-1	1	-1	1	-1
24	1	0	1	0	-1	-1	1	-1	1	-1	1	0	-1	0	-1	0
25	1	1	-1	1	-1	0	-1	0	-1	0	-1	1	0	1	1	0
26	1	1	-1	1	-1	0	-1	0	0	1	0	-1	1	-1	-1	1
27	1	1	-1	1	-1	0	-1	0	1	-1	1	0	-1	0	0	-1
28	-1	-1	1	1	1	0	0	-1	-1	1	1	0	0	-1	-1	-1
29	-1	-1	1	1	1	0	0	-1	0	-1	-1	1	1	0	0	0
30	-1	-1	1	1	1	0	0	-1	1	0	0	-1	-1	1	1	1
31	-1	0	-1	-1	1	1	1	0	-1	1	1	0	0	-1	0	1
32	-1	0	-1	-1	1	1	1	0	0	-1	-1	1	1	0	1	-1
33	-1	0	-1	-1	1	1	1	0	1	0	0	-1	-1	1	-1	0
34	-1	1	0	0	1	-1	-1	1	-1	1	1	0	0	-1	1	0
35	-1	1	0	0	1	-1	-1	1	0	-1	-1	1	1	0	-1	1
36	-1	1	0	0	1	-1	-1	1	1	0	0	-1	-1	1	0	-1
37	0	-1	0	1	1	-1	1	0	-1	0	1	-1	1	0	-1	-1
38	0	-1	0	1	1	-1	1	0	0	1	-1	0	-1	1	0	0
39	0	-1	0	1	1	-1	1	0	1	-1	0	1	0	-1	1	1
40	0	0	1	-1	1	0	-1	1	-1	0	1	-1	1	0	0	1
41	0	0	1	-1	1	0	-1	1	0	1	-1	0	-1	1	1	-1
42	0	0	1	-1	1	0	-1	1	1	-1	0	1	0	-1	-1	0
43	0	1	-1	0	1	1	0	-1	-1	0	1	-1	1	0	1	0
44	0	1	-1	0	1	1	0	-1	0	1	-1	0	-1	1	-1	1
45	0	1	-1	0	1	1	0	-1	1	-1	0	1	0	-1	0	-1
46	1	-1	1	0	1	1	-1	0	-1	1	0	1	-1	0	-1	-1
47	1	-1	1	0	1	1	-1	0	0	-1	1	-1	0	1	0	0
48	1	-1	1	0	1	1	-1	0	1	0	-1	0	1	-1	1	1
49	1	0	-1	1	1	-1	0	1	-1	1	0	1	-1	0	0	1
50	1	0	-1	1	1	-1	0	1	0	-1	1	-1	0	1	1	-1
51	1	0	-1	1	1	-1	0	1	1	0	-1	0	1	-1	-1	0
52	1	1	0	-1	1	0	1	-1	-1	1	0	1	-1	0	1	0
53	1	1	0	-1	1	0	1	-1	0	-1	1	-1	0	1	-1	1
54	1	1	0	-1	1	0	1	-1	1	0	-1	0	1	-1	0	-1

Titre : *Amélioration des méthodes de prédiction du glissement dans les liaisons vissées soumises à des chargements thermiques et vibratoires.*

Dans l'industrie spatiale, la méthode de dimensionnement actuelle des liaisons vissées implique l'utilisation de modèles numériques simplifiés, dans lesquels les liaisons sont modélisées par 6 ressorts linéaires. Plusieurs améliorations de la méthode actuelle sont proposées dans ces travaux. Pour cela, des modèles de comportements réels non-linéaires des liaisons vissées sont développés. La priorité est donnée à la sollicitation de cisaillement car elle est la principale cause de glissement des pièces. L'étude se focalise sur une liaison isolée. Le comportement des contacts est modélisé par une approche couplée phénoménologique / constitutive qui permet de prendre en compte le caractère rugueux des surfaces de contacts. Le développement des modèles analytiques permet de mettre en place une nouvelle méthode de dimensionnement des liaisons vissées. Cette nouvelle méthode est confrontée à la méthode actuelle sur des cas d'application concrets, dont un cas quasi-statique de plaques en double cisaillement, un cas thermique de type bilame et un cas dynamique de type équipement spatial. Chaque cas d'étude comprend un banc d'essais dédié, un modèle numérique détaillé et un modèle numérique industriel. En conclusion, des perspectives sont données au regard des résultats obtenus dans ces travaux.

Discipline : Génie mécanique

Mots-clés : glissement, contact, frottements, cisaillement, thermoélastique, dynamique, méthode de dimensionnement.

Title : *Improvement of slip prediction methods in screw connections subjected to thermal and dynamic loads.*

In the space industry, the current industrial design method for screw connections involves the use of simplified numerical models in which the connections are modeled by 6 linear springs. Several improvements of the current approach are suggested in this work. For this, non-linear models of real behavior of screw connections are developed. Priority is given to the shear model because this type of loading is the main cause of slip. The study focuses on an isolated connection. The contacts behavior is modeled by a coupled phenomenological / constitutive approach which allows to take the roughness of the contact surfaces into account. The development of new analytical models allows to build a new design method for screw connections. This new method is confronted to the current one on real application cases, which include a quasi-static case of double shear plates, a thermal case of a bimetallic specimen and a dynamic case of space equipment type. Each case includes a dedicated test bench, a detailed numerical model and an industrial numerical model. In conclusion, perspectives are given in the light of the results obtained in this work.

Major : Mechanical engineering

Keywords : slip, contact, friction, shear, thermoelastic, dynamics, sizing method.
