

# Étude de l'autodesserrage des assemblages boulonnés

par

Valentin FORT

MÉMOIRE PAR ARTICLE PRÉSENTÉ À L'ÉCOLE DE TECHNOLOGIE  
SUPÉRIEURE COMME EXIGENCE PARTIELLE À L'OBTENTION DE  
LA MAÎTRISE AVEC MÉMOIRE EN GÉNIE MÉCANIQUE  
M. Sc. A.

MONTRÉAL, LE 19 SEPTEMBRE 2018

ÉCOLE DE TECHNOLOGIE SUPÉRIEURE  
UNIVERSITÉ DU QUÉBEC



Valentin Fort, 2018



Cette licence [Creative Commons](#) signifie qu'il est permis de diffuser, d'imprimer ou de sauvegarder sur un autre support une partie ou la totalité de cette œuvre à condition de mentionner l'auteur, que ces utilisations soient faites à des fins non commerciales et que le contenu de l'œuvre n'ait pas été modifié.

**PRÉSENTATION DU JURY**

**CE MÉMOIRE A ÉTÉ ÉVALUÉ**

**PAR UN JURY COMPOSÉ DE :**

Prof. Hakim Bouzid, directeur de mémoire  
Département de Génie Mécanique à l'École de technologie supérieure

MCF. Michel Gratton, codirecteur de mémoire  
Département de Génie des Sciences Industrielles à l'Institut National des Sciences Appliquées Centre Val de Loire

Prof. Raynald Guilbault, président du jury  
Département de Génie Mécanique à l'École de technologie supérieure

Prof. Patrick Terriault, membre du jury  
Département de Génie Mécanique à l'École de technologie supérieure

**IL A FAIT L'OBJET D'UNE SOUTENANCE DEVANT JURY ET PUBLIC**

**LE 7 SEPTEMBRE 2018**

**À L'ÉCOLE DE TECHNOLOGIE SUPÉRIEURE**



## **REMERCIEMENTS**

C'est avec un certain plaisir que je souhaite remercier tous ceux qui m'ont aidé à l'élaboration de ce mémoire.

Je remercie mon directeur de recherche Messieurs Hakim Bouzid et Michel Gratton, pour leur aide, leur soutien et leurs conseils constructifs.

Je souhaite remercier également mes collègues, Ali Aweimer, Rahul Palaniappan, Mohamed Esouilem et Amir Hasrak, pour leur soutien et leur compagnie tout au long de ce projet.

Je remercie également mes amis, de France ou de Montréal. Grâce à eux, mes années d'études supérieures en France et à Montréal furent incroyables et ils m'ont soutenu pendant toute la durée de ce projet.

Je remercie également ma famille pour leur soutien à tout point de vue. Sans eux, je ne serais pas là où je suis, et ils ont ma plus grande gratitude.



# ÉTUDE DE L'AUTODESERRAGE DES ASSEMBLAGES BOULONNÉS

Valentin FORT

## RÉSUMÉ

L'autodesserrage des plaques boulonnées est un phénomène connu depuis longtemps. En effet, les boulons sont présents dans plusieurs domaines industriels, que ce soit les machines, l'industrie automobile, l'aérospatiale ou encore les industries pétrolière et gazière. Une rupture ou un simple desserrage peut avoir des conséquences graves sur les coûts de maintenance, l'environnement et les humains. Il est donc primordial de bien comprendre le processus physique derrière l'autodesserrage pour l'anticiper et l'éviter.

L'autodesserrage des plaques boulonnées peut être étudié par trois moyens : des tests expérimentaux, des simulations numériques et des modèles théoriques. Dans ce mémoire, les modèles théoriques et numériques sont les moyens pour comprendre le phénomène tandis que les tests expérimentaux sont utilisés comme moyens de vérification.

Les études expérimentales utilisent une machine d'essai nommée machine Junker pour les tests d'autodesserrage. Contrairement aux études précédentes utilisant des capteurs affectant le processus d'autodesserrage, le montage utilisé ici présente des capteurs affectant au minimum le phénomène : une jauge de déformation insérée dans la vis permettant de mesurer la force de serrage, une capteur de rotation situé sur l'écrou, un capteur de déplacement magnétique mesurant au plus près le déplacement relatif entre les plaques, une capteur de force mesurant la force transversale et un compteur magnétique de cycles.

Différents modèles numériques ont été développés. La première catégorie de modèles simule l'autodesserrage d'un assemblage boulonné, avec des précharges, des déplacements transversaux et des épaisseurs de plaques qui varient. La seconde catégorie de modèles reprend des parties des modèles précédents dans le but de calculer les rigidités en flexion des différentes parties de l'assemblage. Ces rigidités sont utiles dans le modèle théorique développé.

En ce qui concerne la théorie, des modèles de friction au niveau des zones de contact ont été développés. Cette friction est une clé importante dans la compréhension et la résolution du modèle théorique. De plus, un modèle amélioré de flexion du boulon a été également proposé. À partir de ceci, un critère évitant l'autodesserrage de l'assemblage a été développé. Enfin, une équation liant glissement entre la tête de vis et les plaques d'une part et la rotation relative entre l'écrou et la vis d'autre part a été proposée.

Les effets de différents paramètres ont été étudiés théoriquement et sont en accord avec la littérature. De plus, le critère proposé offre une bonne concordance entre les résultats numériques et les résultats théoriques. En ce qui concerne la flexion du boulon, la phase sans aucun glissement donne de bons résultats. A contrario, la phase avec glissement dans les

filets n'est pas bien représentée par le modèle, montré par le manque de concordance des résultats. Les équations de la friction sous la tête de vis et sous l'écrou et les simulations numériques donnent des résultats très proches; ce qui montre une bonne modélisation de cette friction. La rigidité globale du système a également été étudiée, montrant des résultats contrastés. L'utilisation des formules de la littérature ne donnent pas obligatoirement de bons résultats suivant le cas auquel le système est soumis.

**Mots-clés :** autodesserrage, analyse par éléments finis, assemblage boulonné, chargement transversal, flexion du boulon, friction, modèle théorique

# **STUDY ON THE SELF-LOOSENING OF BOLTED JOINTS**

Valentin FORT

## **ABSTRACT**

Self-loosening of bolted plates has long been a known phenomenon. Indeed, bolts joints are present in several industrial fields such as machinery, automotive, aerospace, oil and gas. A failure or a simple loosening can have serious consequences on maintenance costs, environment and humans. It is therefore essential to understand the physical phenomenon behind self-loosening to anticipate and avoid its occurrence.

Self-loosening of bolted joints can be studied experimentally by testing, numerically using FE simulations and theoretically using analytical modeling. In this thesis, theoretical and numerical models are used to understand the phenomenon while experimental tests are used for verification.

Experimental investigations use a test machine called a Junker machine for self- loosening testing. Unlike previous studies that uses sensors like load cell that affect the self- loosening process, the testing device used in this study has sensors that affect the phenomenon to a minimum. The rig is equipped with a strain gauge inserted in the bolt to measure the tightening force, a rotational velocity differential transformer located on the nut, a linear velocity differential transformer measuring the relative displacement between the plates, a load cell measuring the transverse force and a magnetic cycle counter.

Various numerical FE models have been developed during this project. The first category of models simulates the self-loosening of bolted joints, with different preloads, transverse displacements and plate thicknesses. The second category of models is based on previous models and is used to determine the bending stiffness of the different parts of the assembly required. These stiffnesses are used for the developed theoretical model.

As far as the theory is concerned, friction models have been developed at the different contact zone levels. Friction is an important key factor in solving the theoretical model. In addition, an elaborate model of the bolt under bending was also proposed. Based on the developed model, a criterion to avoid self-loosening of the bolted joints was developed. Finally, a relationship between the relative displacement between the bolt head and the plates on the one hand and the relative rotation between the nut and the bolt on the other hand has been proposed.

The effects of different parameters have been studied theoretically and are in agreement with the literature. In addition, the proposed criterion provides a good match between the numerical and theoretical results. As far as the bending stiffness of the bolt is concerned, under the non-slip condition the results are in good agreement. On the other hand, during the sliding phase the model does not reproduce the real behavior, shown by the lack of

agreement between the results. The friction equations under the bolt head and under the nut and the numerical simulations give very close results, which shows a good modelling of this friction. The overall rigidity of the system was also studied, showing mitigated results. The use of formulas from the literature does not necessarily give good results depending on the case to which the system is subjected to.

**Keywords :** self-loosening, finite element analysis, bolted joint, transverse loading, bolt bending, friction, theoretical model

## TABLE DES MATIÈRES

	Page
INTRODUCTION .....	1
CHAPITRE 1 REVUE DE LA LITTÉRATURE .....	5
1.1 Introduction.....	5
1.2 Étape 1 .....	6
1.3 Étape 2 .....	7
1.3.1 Études expérimentales .....	8
1.3.2 Études numériques .....	9
1.3.3 Modèles analytiques.....	10
1.3.3.1 Système au repos.....	10
1.3.3.2 Premier modèle développé.....	12
1.3.3.3 Second modèle développé.....	12
1.3.3.4 Autres recherches.....	18
1.3.4 Les paramètres et leurs influences .....	19
1.3.4.1 Précharge, amplitude d'excitation et vitesse d'autodesserrage..	20
1.3.4.2 Coefficients de frottement.....	21
1.3.4.3 La longueur utile .....	22
1.3.4.4 Les jeux des trous et du filetage.....	22
1.3.4.5 Le filetage .....	24
1.3.4.6 Le module d'Young de la vis .....	24
1.3.4.7 Le non-parallélisme des faces externes des deux plaques .....	25
1.3.4.8 Autres éléments.....	26
1.3.4.9 Récapitulatif.....	26
1.4 Les pressions de contact et les frottements .....	27
1.4.1 Friction et coefficients de frottement.....	28
1.4.2 Pression de contact dans les filets .....	28
1.4.3 Pression de contact sous la tête de vis .....	29
1.4.4 Prise en compte de la nature 3D du filetage .....	31
1.5 Objectifs du mémoire.....	31
CHAPITRE 2 DESCRIPTION DU BANC D'ESSAI ET DES MODÈLES ANALYTIQUE ET NUMERIQUE.....	33
2.1 Description du banc d'essai .....	33
2.1.1 Description générale du banc de test .....	34
2.1.2 Les capteurs .....	35
2.1.3 Système d'acquisition .....	40
2.1.4 Matériel utilisé .....	41
2.2 Description des modèles numériques.....	42
2.2.1 Maillage .....	43
2.2.2 Contacts.....	46
2.2.3 Conditions aux rives .....	47

2.3	2.2.4	Chargement .....	47
	Modèle théorique .....	48	
	2.3.1	La flexion dans les filets .....	48
	2.3.2	Processus d'autodesserrage .....	51
		2.3.2.1 Phase 1 : pas de glissement .....	51
		2.3.2.2 Phase 2 : glissements entre les filets .....	56
	2.3.3	Les rigidités en flexion.....	57
<b>CHAPITRE 3 ANALYTICAL MODELING OF SELF-LOOSENING OF BOLTED JOINTS SUBJECTED TO TRANSVERSE LOADING.....61</b>			
3.1	Abstract .....	61	
3.2	Introduction.....	62	
3.3	Analytical model .....	63	
	3.3.1	Static equilibrium in the joint assembly.....	63
	3.3.2	Underhead Friction Analysis .....	64
	3.3.3	Thread Friction Analysis.....	67
	3.3.4	No sliding under the head and between the threads.....	70
	3.3.5	Sliding between the thread contact surfaces .....	72
	3.3.6	Self-loosening .....	73
	3.3.7	Self-loosening criterion.....	74
3.4	Numerical finite elements model .....	76	
3.5	Experimental test rig .....	77	
3.6	Results and discussion .....	79	
	3.6.1	Effect of the grip length <b>L</b> .....	79
	3.6.2	Effect of the friction coefficients <b><math>\mu_b</math></b> and <b><math>\mu_t</math></b> .....	79
	3.6.3	Effect of Young's modulus <b>E</b> .....	79
	3.6.4	Effect thread pitch <b>p</b> .....	80
	3.6.5	Analytical, numerical and experimental comparisons .....	80
3.7	Conclusion .....	81	
<b>CHAPITRE 4 RÉSULTATS COMPLÉMENTAIRES.....95</b>			
4.1	Force et déplacement transversaux .....	95	
4.2	Rigidités équivalente du système assemblage boulonné .....	97	
	4.2.1	Formules théoriques.....	97
	4.2.2	Résultats issus des simulations numériques.....	99
	4.2.3	Résultats issus des tests expérimentaux .....	100
	4.2.4	Discussion.....	101
4.3	Constantes du modèle .....	103	
	4.3.1	Modèle <b>L = 17 mm</b> .....	103
	4.3.2	Modèle <b>L = 21 mm</b> .....	105
	4.3.3	Discussion.....	107
4.4	Friction sur une surface plane .....	108	
<b>CONCLUSION.....109</b>			
<b>RECOMMANDATIONS .....</b> 111			

BIBLIOGRAPHIE .....	113
---------------------	-----



## LISTE DES TABLEAUX

	Page	
Tableau 1.1	Récapitulatif des effets des différents paramètres .....	27
Tableau 2.1	Nombres de nœuds et d'éléments.....	44
Tableau 2.2	Éléments Contacts et Cibles.....	46
Tableau 4.1	Rigidités en compression des plaques.....	98
Tableau 4.2	Valeurs théoriques de la rigidité équivalente en rotation.....	99
Tableau 4.3	Comparaison des constantes du modèle de flexion entre les résultats théoriques et numériques pour $L = 17 \text{ mm}$ .....	105
Tableau 4.4	Comparaison des constantes du modèle de flexion entre les résultats théoriques et numériques pour $L = 21 \text{ mm}$ .....	107



## LISTE DES FIGURES

	Page
Figure 0.1	Plaques boulonnées ..... 2
Figure 1.1	Étapes 1 et 2 en nombre de cycles Tirée de (Jiang et al., 2003) ..... 7
Figure 1.2	Séparation entre les étapes 1 et 2 Tirée de (Jiang et al., 2003) ..... 7
Figure 1.3	Montage typique Tirée de (Jiang et al., 2003) ..... 8
Figure 1.4	Autre montage avec la présence des capteurs Tirée de (Jiang et al., 2003)....9
Figure 1.5	Vitesses de déplacements sous la tête de vis Tirée de (Nassar et Yang, 2009) ..... 13
Figure 1.6	Mouvements dans les filets selon le premier concept Tirée de (Nassar et Yang, 2009) ..... 13
Figure 1.7	Mouvements dans les filets selon le second concept Tirée de (Yang et Nassar, 2011) ..... 14
Figure 1.8	Courbe du couple de friction $Tb$ en fonction de la force de friction $Fbf$ Tirée de (Yang et al., 2011) ..... 14
Figure 1.9	Courbe du couple de friction $Tt$ en fonction de la force de friction $Ftf$ selon le premier concept Tirée de (Yang et al., 2011) ..... 15
Figure 1.10	Schéma montrant les charges et les déformations résultant de la flexion Tirée de (Yang et al., 2011) ..... 16
Figure 1.11	Courbe représentant le lien $Fbf$ , $\delta b$ , les zones et les critères ..... 18
Figure 1.12	Schémas des dimensions et de la flexion de la vis sous chargement Tirée de (Nishimura et al., 2013) ..... 19
Figure 1.13	Courbe $\delta 0 - N$ Tirée de (Jiang et al., 2003) ..... 20
Figure 1.14	Effet du coefficient de frottement sous la tête de vis $\mu b$ sur le seuil de précharge $Fbi$ Tirée de (Yang et al., 2011) ..... 21
Figure 1.15	Effet de la longueur utile $L$ sur le seuil de la précharge $Fbi$ Tirée de (Yang et al., 2011) ..... 22

Figure 1.16	Effet du jeu du trou des plaques sur la vitesse d'autodesserrage Tirée de (Yang et Nassar, 2011) .....	23
Figure 1.17	Effet du jeu du filetage sur la vitesse d'autodesserrage Tirée de (Yang et Nassar, 2011) .....	24
Figure 1.18	Effet du module d'Young $E$ sur le seuil de la précharge $F_{bi}$ Tirée de (Yang et al., 2011) .....	25
Figure 2.1	Banc d'essai.....	34
Figure 2.2	Disposition des capteurs sur le banc d'essai.....	36
Figure 2.3	À gauche, le capteur RVDT; à droite, le capteur installé sur le boulon .....	37
Figure 2.4	En haut, le capteur LVDT; en bas, le capteur installé sur les plaques.....	38
Figure 2.5	Schéma de la vis avec le trou où se trouve la jauge.....	39
Figure 2.6	Capteur de force.....	39
Figure 2.7	Compteur de cycle installé sur le banc de test .....	40
Figure 2.8	Interface LabVIEW.....	41
Figure 2.9	Maillage de la plaque inférieure du modèle 25mm .....	44
Figure 2.10	Maillage de la vis côté tête.....	45
Figure 2.11	Maillage du filetage de la vis .....	45
Figure 2.12	Maillage de l'écrou.....	46
Figure 2.13	Variation de $\rho M$ par rapport à $\theta o$ .....	50
Figure 2.14	Variation de $\rho M$ par rapport à $\theta l$ .....	50
Figure 2.15	À gauche, équilibre de la vis; à droite, équilibre de l'écrou .....	52
Figure 2.16	Schémas des déformations de la vis à gauche et de l'écrou à droite .....	53
Figure 3.1	The bolted joint assembly under a lateral movement and torques $T_b$ , $T_t$ , $T_p$ and $TT$ .....	82
Figure 3.2	Free body diagram under head.....	83
Figure 3.3	Free body diagram in the threads.....	83

Figure 3.4	Example of slip conditions of under head and in threads of an M12-1.75 studied separately .....	84
Figure 3.5	FEM of bolted joint under transverse excitation.....	84
Figure 3.6	Structured mesh of bolt threads .....	85
Figure 3.7	Bending stiffness $\beta b$ versus the grip length $L$ .....	85
Figure 3.8	Bending stiffness $\beta N$ versus the grip length $L$ .....	86
Figure 3.9	Experimental test rig .....	86
Figure 3.10	Maximum deflection of the bolt head $\delta b_{max}$ versus grip length $L$ .....	87
Figure 3.11	Maximum deflection of the bolt head $\delta b_{max}$ versus friction coefficients $\mu_b$ and $\mu_t$ .....	87
Figure 3.12	Maximum deflection of the bolt head $\delta b_{max}$ versus Young's modulus $E$ .....	88
Figure 3.13	Maximum deflection of the bolt head $\delta b_{max}$ versus thread pitch $p$ .....	88
Figure 3.14	Slip limit for an M12-1.75 bolted joints .....	89
Figure 3.15	Bolt head rotation $\theta$ and external load $F_e$ versus bold head displacement $\delta b$ with $L = 17\text{ mm}$ .....	89
Figure 3.16	Bolt head rotation $\theta$ and bolt load decrease $\Delta F_b$ versus number of cycles..	90
Figure 3.17	Bolt head rotation $\theta$ and bolt load decrease $\Delta F_b$ versus number of cycles..	90
Figure 3.18	Experimental self-loosening limit for a grip length $L = 21\text{ mm}$ .....	91
Figure 3.19	Experimental self-loosening limit for a grip length $L = 17\text{ mm}$ .....	91
Figure 3.20	Numerical self-loosening limit for a grip length $L = 17\text{ mm}$ .....	92
Figure 3.21	Numerical self-loosening limit for a grip length $L = 21\text{ mm}$ .....	92
Figure 3.22	Numerical self-loosening limit for a grip length $L = 25\text{ mm}$ .....	93
Figure 4.1	Forces transversales et déplacement transversaux en fonction des cycles ..	96
Figure 4.2	Valeurs de la rigidité en rotation issues des simulations numériques .....	100
Figure 4.3	Valeurs de la rigidité en rotation issues des tests expérimentaux .....	101

Figure 4.4	Décalage des plaques .....	102
Figure 4.5	Moments de flexion $M_b$ , $M_t$ et $M_N$ et force de friction $F_{Nf}$ en fonction de la force de friction $F_{bf}$ pour $L = 17\text{ mm}$ .....	104
Figure 4.6	Moments de flexion $M_b$ , $M_t$ et $M_N$ et force de friction $F_{Nf}$ en fonction de la force de friction $F_{bf}$ pour $L = 21\text{ mm}$ .....	106
Figure 4.7	Courbes de friction sur une surface plane.....	108

## LISTE DES SYMBOLES ET UNITÉS DE MESURE

$A_e$	Aire de la section de la tige, mm <sup>2</sup>
$A_c$	Aire équivalente en compression des plaques, mm <sup>2</sup>
$E$	Module d'Young de la vis et de l'écrou, MPa
$E_p$	Module d'Young des plaques, MPa
$F_b$	Force de serrage du boulon, N
$F_{bi}$	Force de serrage initiale du boulon, N
$F_{bmax}$	Force de serrage maximale admissible, N
$F_{bf}$	Force de friction sous la tête de vis, N
$F_{bf\max}$	Force de friction sous la tête de vis maximale avant autodesserrage, N
$F_{eb}$	Force extérieure appliquée à la surface sous la tête de vis, N
$F_e$	Force extérieure appliquée à l'assemblage boulonnée, N
$F_{et}$	Force extérieure appliquée à la surface filetée entre la vis et l'écrou, N
$F_{fc}$	Force de friction entre les plaques, N
$F_{Nf}$	Force de friction sous l'écrou, N
$F_{tb}$	Force de flexion dans les filets, N
$F_{tf}$	Force de friction dans les filets, N
$F_{tf\max}$	Force de friction dans les filets maximale, N
$FS$	Facteur de sécurité
$I$	Moment d'inertie de la tige de la vis, mm <sup>4</sup>
$I_g$	Moment d'inertie de la partie non filetée de la tige de la vis, mm <sup>4</sup>
$I_p$	Moment d'inertie de la partie filetée de la vis, mm <sup>4</sup>
$L$	Longueur effective (épaisseur totale des plaques), mm
$L_n$	Longueur effective additionnée de la demie-hauteur de l'écrou, mm
$M_b$	Moment de flexion entre la tête de vis et la plaque supérieure, N.mm
$M_N$	Moment de flexion entre l'écrou et la plaque inférieure, N.mm
$M_t$	Moment de flexion entre les filets de la vis et ceux de l'écrou, N.mm
$N$	Nombre de cycle avant desserrage complet du boulon
$P_{max}$	Pression de contact maximal sous la tête de vis, MPa

$P_{min}$	Pression de contact minimal sous la tête de vis, MPa
$R_{F_{bf}}$	Le ratio $F_{bf}/(\mu_b F_b)$
$R_{F_{tf}}$	Le ratio $F_{tf}/(\mu_t F_b)$
$R_{T_b}$	Le ratio $T_b/(\mu_b F_b r_b)$
$R_{T_t}$	Le ratio $T_t/(\mu_t F_b r_t)$
$S_y$	Limite élastique de la vis, MPa
$T_b$	Couple de friction sous la tête de vis, N.mm
$T_{bf}$	Couple de friction sous la tête de vis au point $C_b$ , N.mm
$T_{desserrage}$	Couple nécessaire sous desserrer un boulon, N.mm
$T_{eb}$	Couple extérieure appliquée à la surface sous la tête de vis, N.mm
$T_e$	Couple extérieur total, N.mm
$T_{et}$	Couple extérieur appliquée à la surface filetée entre la vis et l'écrou, N.mm
$T_N$	Couple de friction entre l'écrou et la plaque inférieure, N.mm
$T_p$	Couple dû à la pression de contact dans les filets, N.mm
$T_{serrage}$	Couple nécessaire sous serrer un boulon, N.mm
$T_t$	Couple de friction dans les filets, N.mm
$T_{tf}$	Couple de friction dans les filets au point $C_t$ , N.mm
$T_T$	Couple total dans les filets, N.mm
$f_b$	Fonction telle que $R_{T_b} = f_b(R_{F_{bf}})$
$f_t$	Fonction telle que $R_{T_t} = f_t(R_{F_{tf}})$
$f_{t_{max}}$	Valeur maximale de $R_{F_{tf}}$
$k_b$	Rigidité en tension de la vis, N/mm
$k_c$	Rigidité en compression des plaques, N/mm
$k_j$	Rigidité équivalente de l'assemblage boulonnée, N/mm
$k_{F_{tf}}$	Ratio entre $F_{bf}$ et $F_{tf}$ quand il n'y a pas de glissement
$k_{\delta_b}$	Souplesse de la vis quand il n'y a pas de glissement, mm/N
$k_{\delta_b}'$	Souplesse de la vis quand il y a glissement dans les filets, mm/N
$l$	Distance entre le début des filets engagés et le centre de rotation de $\varphi_t$ , mm

$l_g$	Longueur de la partie non filetée de la tige de la vis, mm
$l_p$	Longueur de la partie filetée de la vis, mm
$m$	Demie-hauteur de l'écrou, mm
$n$	Nombre de filets engagés
$p$	Pas du filetage, mm
$p_b$	Pression de contact sous la tête de vis, MPa
$p_{b0}$	Pression de contact moyenne sous la tête de vis, MPa
$p_t$	Pression de contact dans les filets, MPa
$p_{t0}$	Pression de contact moyenne dans les filets, MPa
$r_b$	Rayon effectif de la surface de contact sous la tête de vis, mm
$r_{bf}$	Distance entre le centre de rotation et un élément de surface sous la tête de vis, mm
$r_{b_i}$	Rayon intérieur de la surface de contact sous la tête de vis, mm
$r_{b_o}$	Rayon extérieur de la surface de contact sous la tête de vis, mm
$r_{cb}$	Distance entre le centre de rotation et le centre de la surface sous la tête de vis, mm
$r_{ct}$	Distance entre le centre de rotation et le centre de la surface dans les filets, mm
$r_N$	Rayon effectif de la surface de contact sous l'écrou, mm
$r_{N_i}$	Rayon intérieur de la surface de contact sous l'écrou, mm
$r_{N_o}$	Rayon extérieur de la surface de contact sous l'écrou, mm
$r_t$	Rayon effectif de la surface de contact dans les filets, mm
$r_{tf}$	Distance entre le centre de rotation et un élément de surface dans les filets, mm
$r_{t_i}$	Rayon intérieur de la surface de contact dans les filets, mm
$r_{t_o}$	Rayon extérieur de la surface de contact dans les filets, mm
$\alpha$	Moitié de l'angle du profil du filetage, rad
$\alpha_c$	Angle de compression des plaques, rad
$\beta$	Angle d'hélice, rad
$\beta_b$	Rigidité en flexion de la surface de contact sous la tête de vis, N.mm/rad
$\beta_{bp}$	Rigidité en flexion de la plaque supérieure, N.mm/rad
$\beta_{bv}$	Rigidité en flexion de la tête de vis, N.mm/rad
$\beta_N$	Rigidité en flexion de la surface de contact sous l'écrou, N.mm/rad

$\beta_{Ne}$	Rigidité en flexion de l'écrou, N.mm/rad
$\beta_{Np}$	Rigidité en flexion de la plaque inférieure, N.mm/rad
$\beta_t$	Rigidité en flexion de la surface de contact dans les filets sans glissement, N.mm/rad
$\beta_t'$	Rigidité en flexion de la surface de contact dans les filets avec glissement, N.mm/rad
$\beta_{eq}$	Rigidité en flexion équivalente sans glissement, N.mm/rad
$\beta_{eq}'$	Rigidité en flexion équivalente avec glissement, N.mm/rad
$\gamma_b$	Ratio des rayons extérieur et intérieur de la surface de contact sous la tête de vis
$\gamma_t$	Ratio des rayons extérieur et intérieur de la surface de contact dans les filets
$\delta_b$	Déflexion de la tête de vis, mm
$\delta_{b_{max}}$	Déflexion maximale de la tête de vis, mm
$\delta_e$	Déplacement transversal extérieur, mm
$\delta_o$	Amplitude du déplacement transversal, mm
$\delta_t$	Déflexion du centre d'écrou, mm
$\varphi_b$	Angle de flexion de la tête de vis, rad
$\varphi_N$	Angle de flexion de l'écrou, rad
$\varphi_t$	Angle de flexion entre les filets de la vis et ceux de l'écrou, rad
$\lambda_b$	Constante liée à la flexion entre la tête de vis et la plaque supérieure, MPa/rad
$\lambda_N$	Constante liée à la flexion entre l'écrou et la plaque inférieure, MPa/rad
$\lambda_t$	Constante liée à la flexion dans les filets, MPa/rad
$\rho_M$	Bras effectif entre $M_t$ et $F_{tb}$ , mm
$\mu_b$	Coefficient de friction de la zone de contact sous la tête de vis
$\mu_N$	Coefficient de friction de la zone de contact sous l'écrou
$\mu_t$	Coefficient de friction de la zone de contact dans les filets
$\mu_c$	Coefficient de friction de la zone de contact entre les plaques
$\theta$	Rotation relative entre la vis et l'écrou, rad
$\theta_l$	Angle équivalent à la distance $l$ , rad
$\theta_o$	Angle entre la direction de l'excitation et le début des filets engagés, rad

## INTRODUCTION

Les boulons, composés au minimum d'une vis et d'un écrou, sont des éléments permettant d'assembler deux composants ou plus dans les assemblages mécaniques, en particulier les plaques. Les boulons sont présents partout et ce, depuis très longtemps. Les systèmes mécaniques sont soumis à des efforts pouvant mener à la perte de serrage des boulons. Cette perte de serrage est de deux types, la fatigue, principalement provoquée par des charges axiales répétées, et la rotation des éléments du boulon entre eux, principalement provoquée par les charges transversales répétées. Le cas concerné ici est les charges transversales répétées.

Différents types d'assemblages peuvent être utilisés, comme par exemple le soudage, le rivet, la goupille, le clou et bien entendu le boulon. Le boulon est une solution très pratique dans plein d'utilisations du fait que c'est une solution facilement démontable, contrairement au soudage, sans destruction d'aucune sorte des éléments de l'assemblage, contrairement au rivet par exemple. De ce fait, le boulon est une solution d'assemblage de pièces très utilisée dans le monde de l'industrie.

Un assemblage boulonné est généralement constitué de deux plaques lesquelles sont serrées par l'intermédiaire d'une vis et d'un écrou comme le montre la figure 1. Le serrage des plaques doit être assez important pour empêcher le mouvement relatif de celles-ci lors des sollicitations cycliques transversales. En effet, la présence du desserrage dû à ces efforts engendre une défaillance de l'assemblage qui peut prendre plusieurs formes.

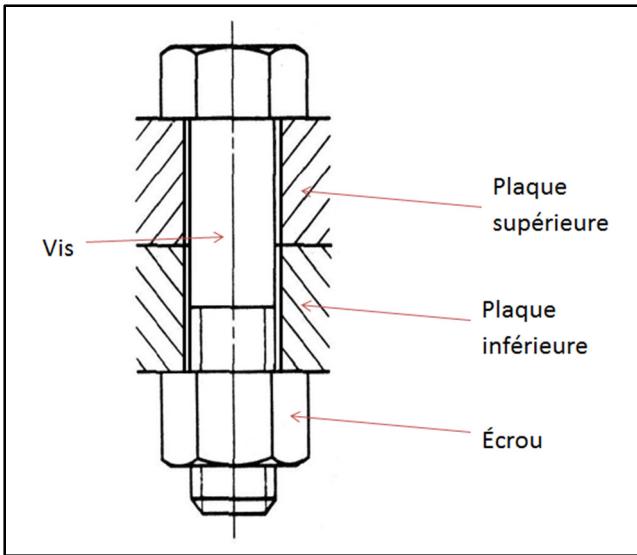


Figure 0.1 Plaques boulonnées

L'autodesserrage des assemblages boulonnés est un phénomène présent dans toutes les industries, y compris les industries automobile, aérospatiale, pétrolière et gazière. Ce problème peut causer des pannes catastrophiques : arrêts, perte de revenus, maintenance, accidents et problèmes de santé et dommages environnementaux. La contre-mesure pratique au desserrage automatique est un resserrage périodique afin de maintenir les boulons à la force de tension désirée. Une meilleure compréhension de ce phénomène et des différents facteurs qui le régissent permettrait une conception des systèmes mécaniques plus sûrs en prévenant les défaillances.

La charge transversale est une condition nécessaire pour que le boulon s'auto-desserre. Il en résulte une diminution de la force axiale, voire même le détachement complet de l'assemblage. La diminution de la force de serrage peut être caractérisée en deux étapes. La première consiste à la réduction de la force de serrage sans rotation relative entre l'écrou et la vis. La deuxième étape consiste en la réduction graduelle de la force de serrage par rotation entre la vis et l'écrou. De nombreux facteurs influencent le comportement de plaques boulonnées soumises à des charges transversales, en particulier la géométrie des différents éléments ainsi que leur matériau.

L'autodesserrage des boulons est un processus physique complexe et certains paramètres du comportement ont été peu étudiés, en particulier l'effet de l'épaisseur des plaques et le matériau des éléments (Yang et al., 2010).

Des modèles analytiques sont déjà présents dans la littérature mais ceux-ci sont incomplets et/ou demandent à être améliorés ((Nishimura et al., 2013) et (Nassar et Yang, 2009 à 2012)). L'objectif principal de ce travail consiste en l'étude de l'effet de l'épaisseur des plaques par l'intermédiaire du développement d'un modèle analytique plus complet, permettant de rendre compte de manière plus précise que les modèles précédents le phénomène d'autodesserrage des boulons. Ce modèle sera également comparé à des résultats issus de simulations numériques et à des résultats expérimentaux. Le travail se limitera aux plaques de surfaces parallèles assemblées par un boulon constitué d'une vis à tête hexagonale et d'un écrou hexagonal.

Ce mémoire se divise en quatre chapitres. Le premier chapitre concerne la revue de la littérature sur l'autodesserrage des boulons, avec une vision non limité au cas qui est étudié dans ce document. Le deuxième chapitre présente une description détaillée du banc d'essai, des modèles numériques et du modèle théorique développé. Le troisième chapitre expose un article de journal soumis au Journal of Pressure Vessel Technology de l'ASME rédigé dans le cadre de cette recherche et y exposant succinctement le modèle théorique, les simulations numériques, le banc expérimental et présentant les résultats obtenus. Le dernier chapitre présente d'autres résultats obtenus, complétant ceux présentés dans l'article.



## **CHAPITRE 1**

### **REVUE DE LA LITTÉRATURE**

#### **1.1      Introduction**

Les boulons et autres types d'attaches à base de tiges filetées sont des éléments très utilisés dans l'industrie et plus globalement dans la vie de tous les jours, et ceci depuis longtemps, pour fixer et encastrer des éléments d'assemblage entre eux. Les problèmes liés à l'autodesserrage des boulons ont commencé bien évidemment en même temps qu'a commencé leur utilisation.

L'autodesserrage des boulons est caractérisé par deux types de processus :

- des charges cycliques/vibrations transversales transmises aux boulons induisent la rotation de la vis par rapport à l'écrou, c'est cette rotation qui fait diminuer la force de serrage ;
- des charges cycliques/vibrations axiales induisent de la fatigue dans le boulon, ce sont les fissures créées par cette fatigue qui font diminuer la force de serrage.

Nous nous intéressons ici aux assemblages boulonnées soumis à charges cycliques transversale. Ce processus est étudié depuis longtemps et c'est en 1969 (Junker, 1969) que de réelles avancées sont faites. L'auteur a d'ailleurs développé la machine, dite « machine Junker », permettant d'étudier le desserrage des boulons. Le processus se caractérise par 2 étapes : une première courte, due à des déformations plastiques ; et une seconde bien plus longue, due à la rotation relative de l'écrou par rapport à la vis, laquelle est la responsable principale du desserrage du boulon.

Les études menées depuis se sont très majoritairement portées sur l'étape 2. Diverses expériences ont été effectuées ainsi que divers modèles analytiques et numériques ont été

développés. Ces 3 approches complémentaires permettent aujourd’hui de mieux comprendre le phénomène de desserrage.

## 1.2 Étape 1

Cette étape, peu étudiée, est très courte comparée à la seconde étape. En effet, elle se mesure en quelques cycles tandis que la seconde se mesure en milliers voire dizaines de milliers de cycles.

(Jiang et al., 2003), ont montré que, immédiatement (quelques secondes) après le serrage du boulon, la perte de serrage est comprise entre 0% et 2% de la charge initiale (ou précharge). Après cette diminution immédiate, la force de serrage se stabilise si le système est au repos. Cette diminution est due aux déformations plastiques dans la vis en général et dans les filets en particulier mais n’influe pas sur l’autodesserrage en étape 1.

La phase 1 se caractérise par les déformations plastiques des filets, en particulier le premier filet engagé dans l’écrou. Ces déformations plastiques entraînent une redistribution des contraintes dans les filetages. Ceci fait diminuer la force de serrage du boulon. Durant cette phase, les éléments ne tournent pas. En réalité, il y a une faible rotation entre l’écrou et la vis, (Jiang et al., 2003) donnent comme valeur de la rotation à frontière entre les phases 1 et 2, dans le montage qui est le leur, un angle de  $0.5^\circ$ . Ils remarquent de plus que l’angle de rotation augmente linéairement et la force de serrage diminue linéairement avec le nombre de cycles.

Du fait que le contact dans les filets est très local, voire ponctuel, en plus de la caractérisation du comportement du matériau en zone de plasticité, une simulation précise de l’étape 1 en modèle analytique ou modèle numérique est difficile à réaliser.

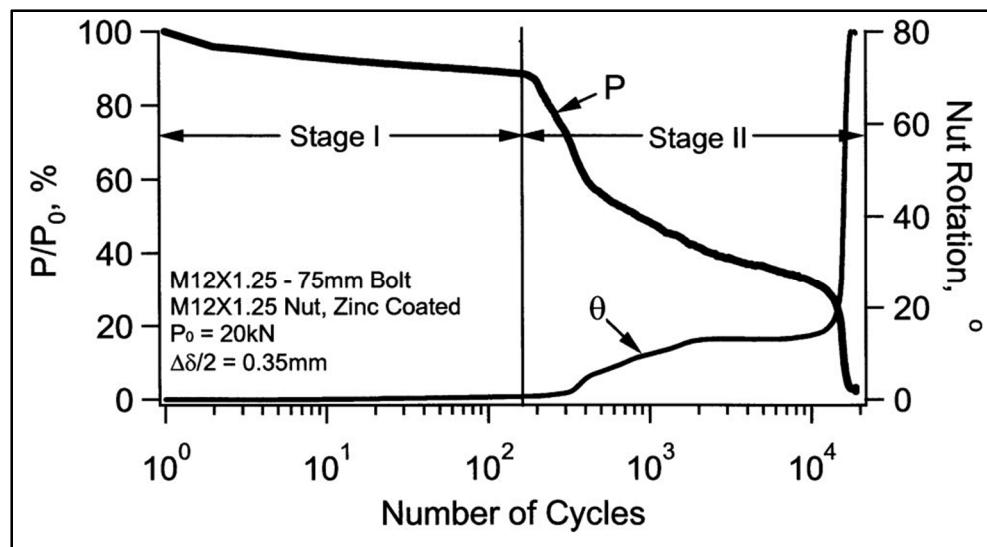


Figure 1.1 Étapes 1 et 2 en nombre de cycles  
Tirée de (Jiang et al., 2003)

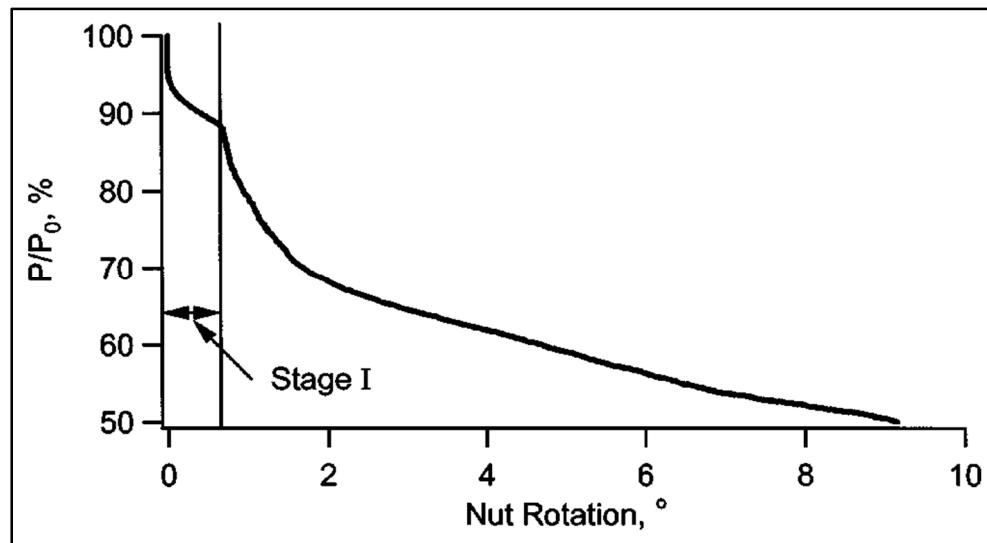


Figure 1.2 Séparation entre les étapes 1 et 2  
Tirée de (Jiang et al., 2003)

### 1.3 Étape 2

Cette étape est plus largement étudiée que l'étape précédente. Plusieurs études ont été réalisées, maniant éléments finis, expériences et/ou modèles analytiques ((Ishimura et al.,

2010), (Sawa et al., 2010), (Nassar et Yang, 2009) et (Yang et Nassar, 2012)). Dans cette étape, de loin bien plus longue que l'étape 1, le matériau n'est considéré que dans sa zone élastique (Jiang et al., 2003). Le desserrage est supposé exclusivement dû à la rotation de l'écrou par rapport à la vis, elle-même due aux glissements des surfaces de contact et au moment de flexion dans les filetages de la vis et de l'écrou.

### 1.3.1 Études expérimentales

Le montage utilisé a été systématique celui de la machine Junker. La partie intéressante du montage, celle concernant le système en lui-même, peut être représentée comme sur la figure 1.3 ci-dessous, avec une plaque fixe, une plaque mobile, un capteur de force et le boulon qui vient serrer l'ensemble :

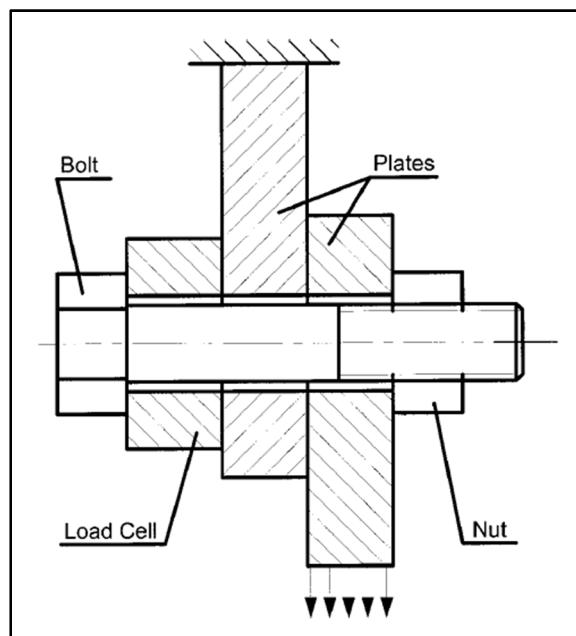


Figure 1.3 Montage typique  
Tirée de (Jiang et al., 2003)

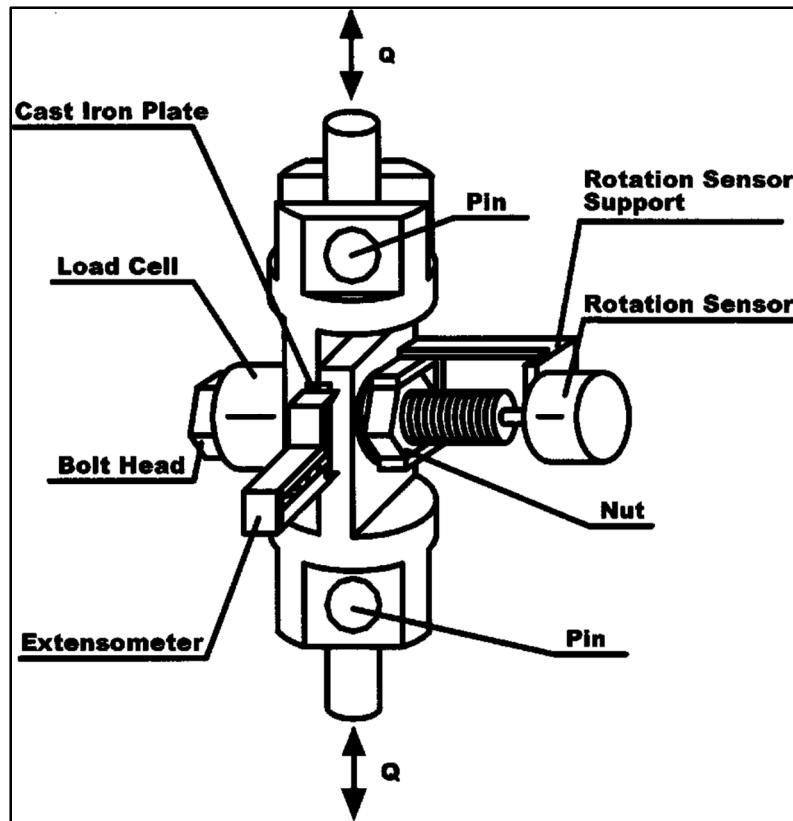


Figure 1.4 Autre montage avec la présence des capteurs  
Tirée de (Jiang et al., 2003)

D'autres capteurs peuvent intervenir, en particulier en ce qui concerne la mesure de l'angle de rotation de l'écrou comme illustré à la figure 1.4. Globalement, les résultats expérimentaux donnent des conclusions proches les unes des autres. Les effets des différents éléments du système sont discutés plus bas.

### 1.3.2 Études numériques

Divers modèles numériques utilisant la méthode des éléments finis (EF) ont été réalisée. Parmi ceux-ci, on peut noter quelques principaux traits qui ressortent. Premièrement, l'étape 1 n'est jamais prise en compte dans les modèles. Ceci est compréhensible du fait que la principale partie de l'autodesserrage est réalisée pendant l'étape 2. D'autres part, la plupart des modèles considère le matériau des différents éléments du système uniquement dans la

zone élastique, par exemple (Wang et Jiang, 2006) ou encore (Sawa et al., 2008). D'autres considèrent certains éléments également dans leur zone plastique, par exemple (Sawa et al., 2010). On peut ajouter que certains modèles prennent en compte les capteurs (Zhang et al., 2007) pour une meilleure comparaison avec les résultats expérimentaux. Enfin, certains modèles sont simplifiés à l'extrême et ne concernent qu'une partie du système, comme par exemple un assemblage uniquement constitué de l'écrou et de la partie filetée de la vis (Shoji et Sawa, 2005). Globalement, on peut dire que les études numériques donnent des conclusions similaires. Les effets des différents paramètres du système sont exposés plus bas.

### 1.3.3 Modèles analytiques

Très peu de modèles analytiques ont été développés pour caractériser l'autodesserrage des boulons. Il s'agit principalement de (Nassar et Housari, 2006 et 2007) et de (Yang et Nassar, 2009, 2011 et 2012). Une modélisation du modèle au repos, sans charge transversale, permettra de comprendre comment, sous un chargement transversal, le système peut s'autodesserrer.

#### 1.3.3.1 Système au repos

Il existe 3 zones de pression de contact : sous la tête de vis, sous l'écrou et au niveau des filets. La pression de contact dans les filets entraîne en permanence un couple  $T_p$  dans la direction de desserrage du boulon. Ces pressions de contact entraînent également des couples de friction, respectivement  $T_b$  (couple dû aux frottements entre la tête de vis et la plaque en contact),  $T_N$  (couple dû aux frottements entre l'écrou et la seconde plaque en contact)  $T_t$  (couple dû aux frottements entre les filets de la vis et ceux de l'écrou), s'opposant au mouvement, c'est-à-dire contre le serrage pendant le chargement du boulon et à l'inverse allant contre le desserrage pendant que celui-ci a lieu. Ainsi, le couple de serrage de la vis, nécessaire pour pouvoir serrer la vis, se calcule comme suit :

$$T_{serrage} \geq T_b + T_t + T_p \quad (1.1)$$

A l'inverse, le couple de desserrage, nécessaire pour pouvoir desserrer la vis, est donné par :

$$T_{desserrage} \geq T_b + T_t - T_p \quad (1.2)$$

Ces couples se calculent de la manière suivante :

$$T_p = F_b \frac{p}{2\pi} \quad (1.3)$$

$$T_b = F_b \mu_b r_b \quad (1.4)$$

$$T_t = F_b \frac{\mu_t r_t}{\cos(\alpha)} \quad (1.5)$$

Avec  $F_b$  la force de serrage de la vis,  $p$  le pas de la vis,  $\beta$  l'angle d'hélice lié au pas par la formule  $r_{tm} \tan(\beta) = \frac{p}{2\pi}$ ,  $2\alpha$  le profil du filet, typiquement  $60^\circ$ ,  $r_{tm}$  étant le rayon moyen des filets,  $\mu_b$  et  $\mu_t$  les coefficients de frottement respectivement de la zone de contact sous la tête de vis et des filets,  $r_b$  et  $r_t$  les rayons effectifs respectivement de la zone de contact sous la tête de vis et celle des filets, souvent considérés comme les rayons moyens de ces mêmes zones, à savoir respectivement  $r_{bm}$  et  $r_{tm}$ . Les formules sont parfaitement identiques en ce qui concerne l'écrou, en remplaçant simplement l'indice  $b$  par l'indice  $N$ .

Ici, on applique le couple nécessaire au serrage ou au desserrage du boulon, ce qui signifie que  $T_b$  et  $T_t$  sont à leur valeur maximale. Au repos, il n'y a ni  $T_{serrage}$ , ni  $T_{desserrage}$ . Étant donné que  $T_p$  est constamment dans le sens du desserrage tandis que  $T_b$  et  $T_t$  s'opposent au mouvement, l'équilibre de la vis s'écrit ainsi :

$$T_p = T_b + T_t \quad (1.6)$$

Pour que l'autodesserrage ait lieu, il est donc nécessaire que l'équation 1.6 ne soit plus vérifiée, ce qui entraîne des glissements dans les zones de contact.

### 1.3.3.2 Premier modèle développé

(Nassar et Housari, 2006 et 2007) ont développé un modèle théorique à partir duquel ils ont pu étudier entre autres les effets du pas de la vis, de la précharge, de l'amplitude du chargement transversal sur l'autodesserrage. Mais il n'y a pas de formulation des couples de friction et des forces de friction dans les zones de contacts, ce qui limite la portée du modèle.

### 1.3.3.3 Second modèle développé

Suite à ceci, (Yang et Nassar, 2009, 2011 et 2012) ont développé un modèle mathématique qu'ils ont amélioré petit à petit, dans lequel, cette fois-ci, la friction dans les zones de contact (sous la tête de vis, sous l'écrou et dans les filets) est caractérisée par l'intermédiaire des vitesses de déplacements, montrés aux figures 1.5, 1.6 et 1.7. La figure 1.5 montrent les mouvements possibles sous la tête de vis (il se passe la même chose sous l'écrou). Il s'agit d'un déplacement linéaire et d'une rotation. Ce modèle ne change pas au fil des articles. Les figures 1.6 et 1.7 illustrent les mouvements possibles dans les filets suivant deux conceptions. La première part du principe qu'il n'y a qu'une rotation et un déplacement linéaire tandis que la seconde utilise également la rotation selon l'axe de la vis, un déplacement linéaire calculé complètement différemment par rapport au premier modèle, et enfin une rotation de l'axe des filets de la vis par rapport à l'axe des filets de l'écrou.

Ceci permet de calculer les couples et les forces de friction par l'intermédiaire d'un paramètre, ce dernier permet de calculer la situation avec un couple de friction seul, la situation avec une force de friction seule, ainsi que toutes les positions intermédiaires. Les figures 1.8 et 1.9 illustrent ceci respectivement pour la zone de contact sous la tête de vis et dans les filets :

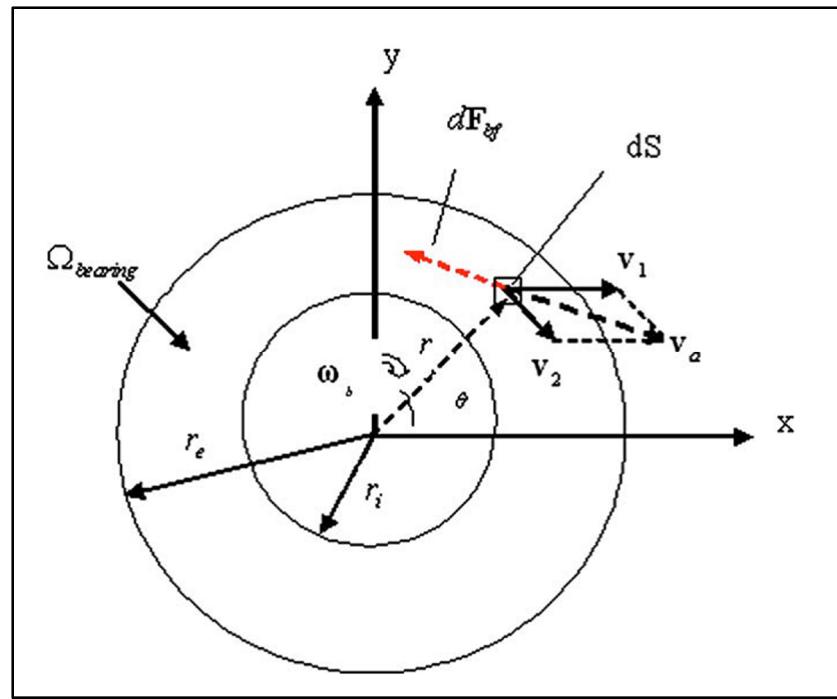


Figure 1.5 Vitesses de déplacements sous la tête de vis  
Tirée de (Nassar et Yang, 2009)

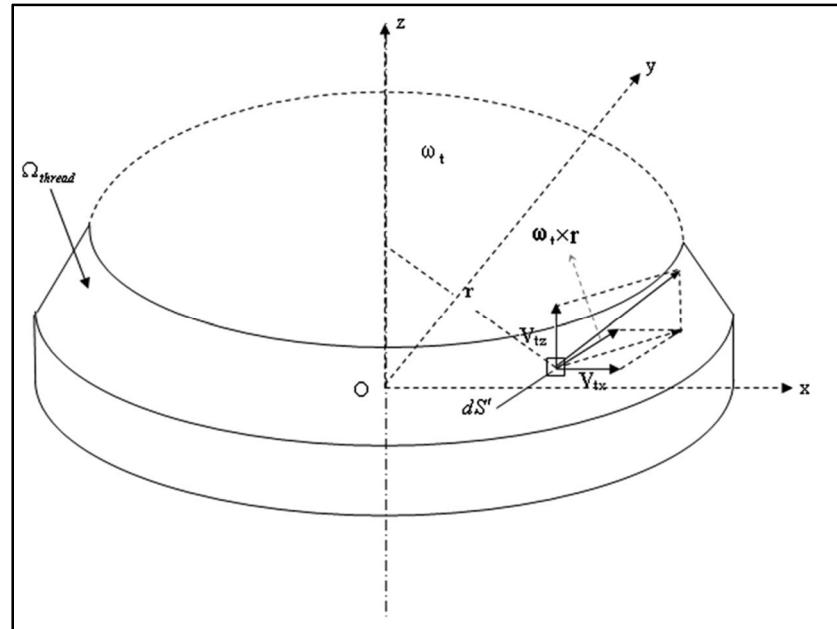


Figure 1.6 Mouvements dans les filets selon le premier concept  
Tirée de (Nassar et Yang, 2009)

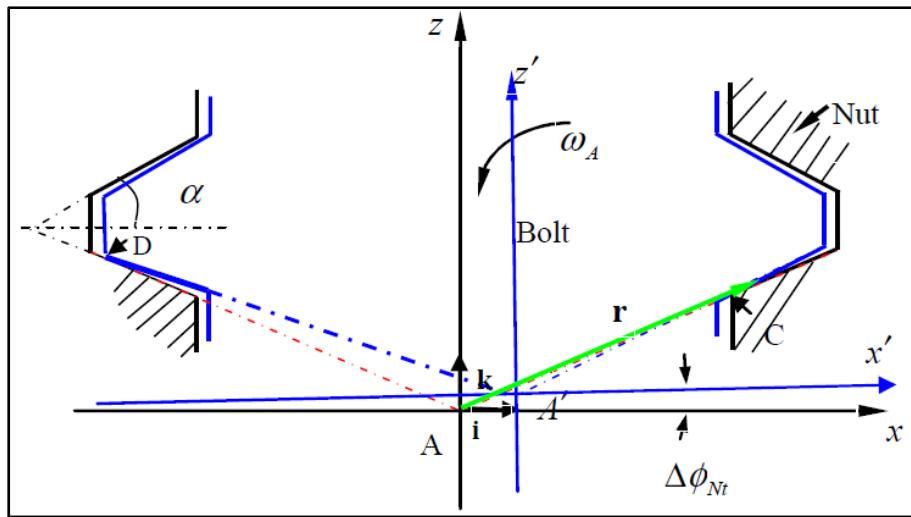


Figure 1.7 Mouvements dans les filets selon le second concept  
Tirée de (Yang et Nassar, 2011)

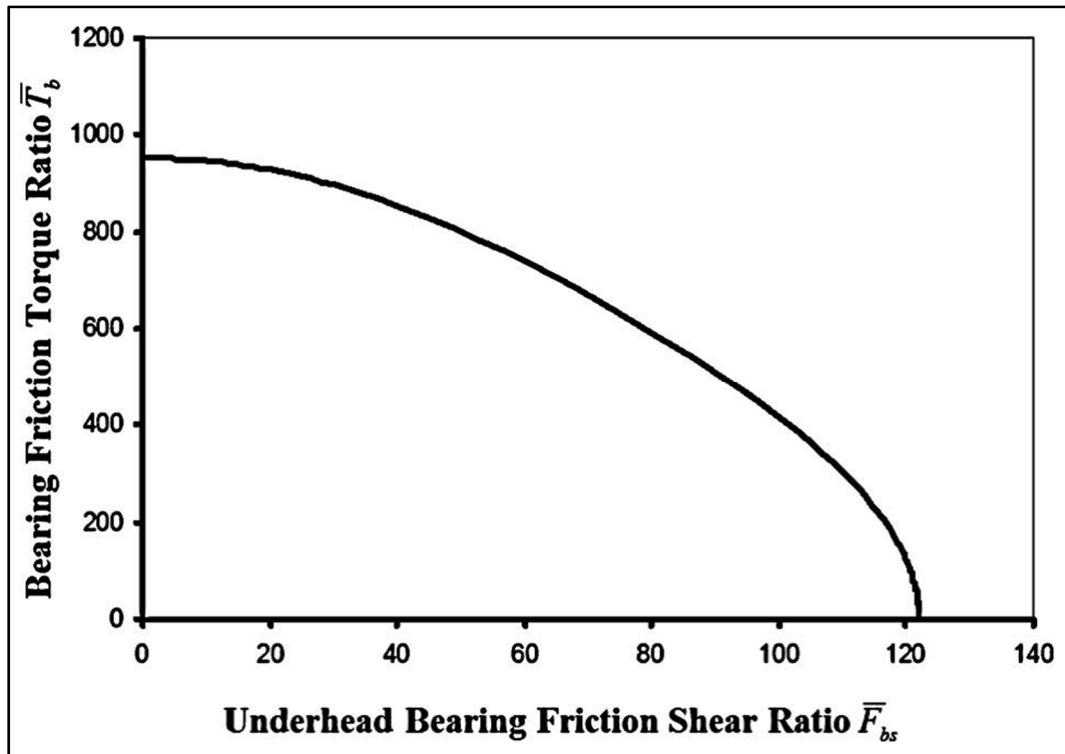


Figure 1.8 Courbe du couple de friction  $T_b$  en fonction de la force de friction  $F_{bf}$   
Tirée de (Yang et al., 2011)

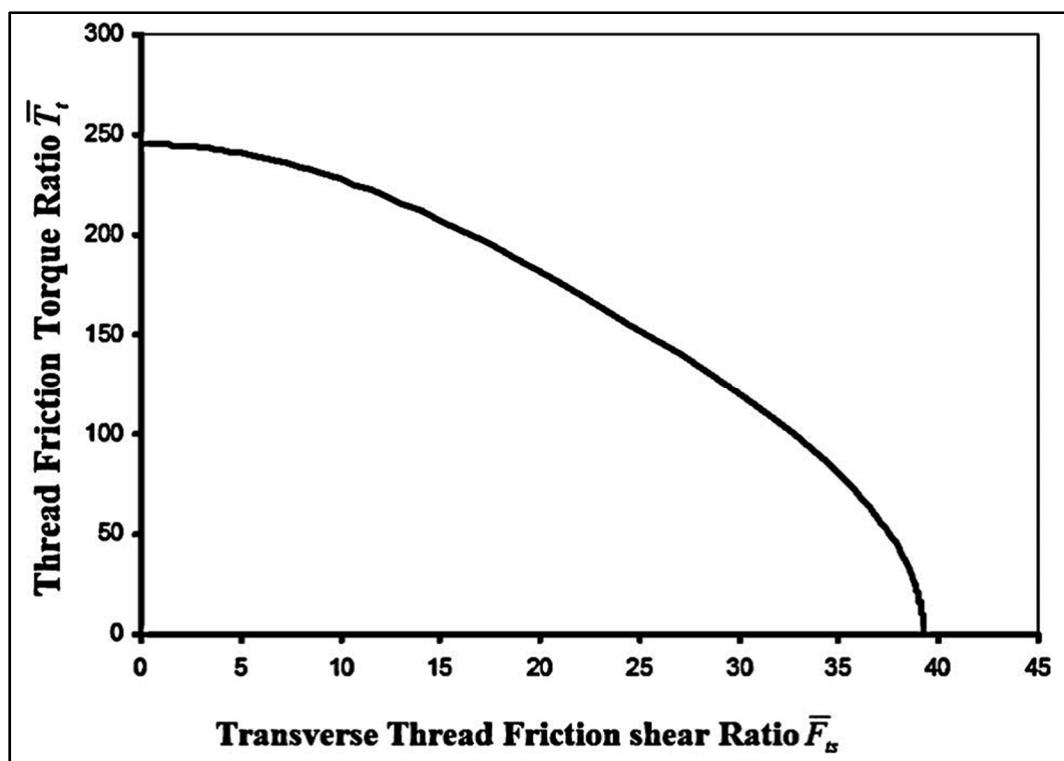


Figure 1.9 Courbe du couple de friction  $T_t$  en fonction de la force de friction  $F_{tf}$  selon le premier concept  
Tirée de (Yang et al., 2011)

En réalité, la courbe de la figure 1.9, représentant le premier concept, et la courbe (non illustrée) représentant le second concept sont très proches. Ces formulations et courbes caractérisant la friction dans les zones de contact sont la clé de ces articles. En effet, ils permettent de faire le lien entre les couples de friction d'une part et les conséquences du chargement transversal (forces, moments, déplacements et rotations) d'autre part (figure 1.10).

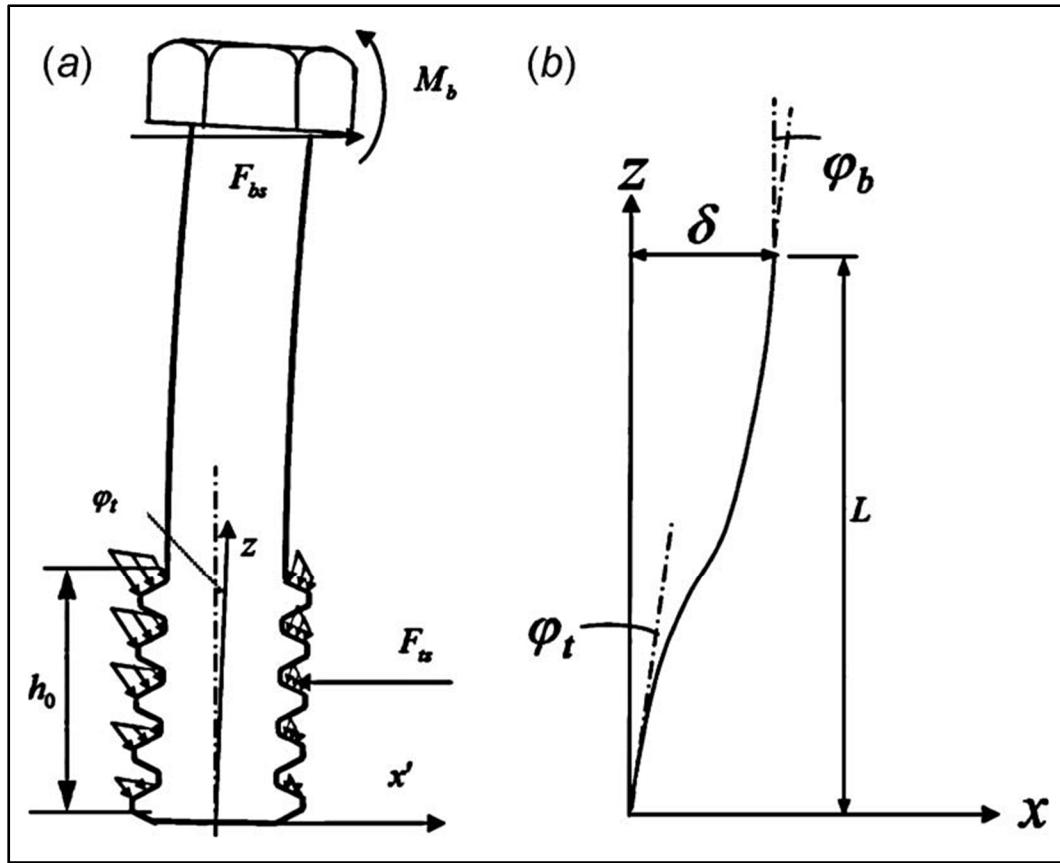


Figure 1.10 Schéma montrant les charges et les déformations résultant de la flexion  
Tirée de (Yang et al., 2011)

L'un des points importants à noter est qu'il y a un glissement dans les filets avant qu'il y ait un glissement sous la tête de vis, ce qui entraîne 3 positions possibles :

- pas de glissement, et donc pas de desserrage ;
- glissements dans les filets mais pas sous la tête de vis, donc pas de desserrage ;
- glissements au niveau des deux zones de contact entraînant le desserrage.

Les deux premières positions sont très proches d'un point de vue équations mais une constante change ; ce qui entraîne une large modification des valeurs des constantes liant les forces, les moments, les déplacements et les rotations entre eux.

À partir de l'équation 1.6 et des équations tirées des relations entre les forces, les moments, les déplacements et les déformations, deux critères pour éviter l'autodesserrage ont été développés. Le premier, tiré de (Yang et al., 2011), est réécrit selon les notations prises dans ce mémoire à l'équation 1.7 :

$$\delta_e \leq \mu_b F_b k_{\delta_b} f_b^{-1} \left( \frac{p}{2\pi\mu_b} \right) \quad (1.7)$$

Et le second, tiré de (Yang et Nassar, 2012), est réécrit à l'équation 1.8 :

$$\delta_e \leq \frac{\mu_t F_b}{k_{F_{tf}}} k_{\delta_b} \quad (1.8)$$

$k_{\delta_b}$  représente le lien entre la force de cisaillement due à la friction sous la tête de vis  $F_{bf}$  et le déplacement de la tête de vis  $\delta_b$  tandis que  $k_{F_{tf}}$  représente le lien entre la force  $F_{bs}$  et la force de cisaillement due à la friction dans les filets  $F_{tf}$ .  $\mu_b F_b f_b^{-1} \left( \frac{p}{2\pi\mu_b} \right)$  représente en réalité la valeur maximale de  $F_{bf}$  en présence du couple de friction  $T_p$  tandis que  $\frac{\mu_t F_b}{k_{F_{tf}}}$  représente la valeur de  $F_{bf}$  quand  $F_{tf}$  vaut pratiquement sa valeur maximale. En partant du principe que tant qu'il n'y a pas de desserrage,  $\delta_e$  et  $\delta_b$  sont identiques. Les liens entre les critères et les zones sont illustrés ci-dessous :

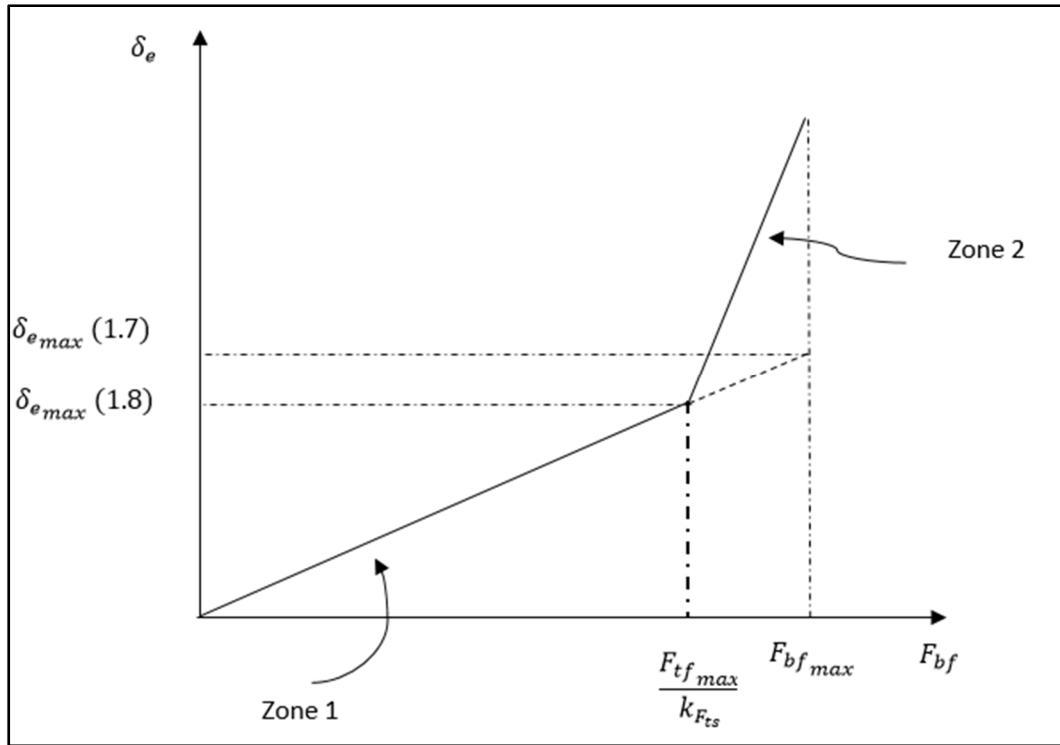


Figure 1.11 Courbe représentant le lien  $F_{bf}$ ,  $\delta_b$ , les zones et les critères

Le problème de ce modèle est qu'on ne peut pas calculer les paramètres servant à tracer la courbe liant  $T_b$  et  $F_{bf}$  et celle liant  $T_t$  et  $F_{tf}$ . De plus, le modèle utilise des rigidités en flexion et propose de les calculer par un modèle numérique. Il fait aussi quelques simplifications en ce qui concerne les moments de flexion, particulièrement en supposant que le moment de flexion entre l'écrou et la plaque associée est égal au moment de flexion dans les filets en contact de l'écrou et de la vis.

#### 1.3.3.4 Autres recherches

(Yamamoto et al., 1977) ont également écrit un critère prévenant l'autodesserrage en prenant en compte la différence de moment polaire de la partie filetée et de la partie non-filetée de la vis. L'équation obtenue, tirée de la figure 1.12, est donnée par :

$$\delta_e \leq F_b \left( \mu_b \left( \frac{l_g^3}{3EI_g} + \frac{l_p^3}{3EI_p} + \frac{l_g l_p L_n}{EI_g} + \beta_b L_n^2 \right) - \frac{m}{4 \cos^2(\alpha)} \left( \frac{l_g^2}{2EI_g} + \frac{l_p^2}{2EI_p} + \frac{l_g l_p}{EI_g} + \beta_b L_n \right) \right) \quad (1.9)$$

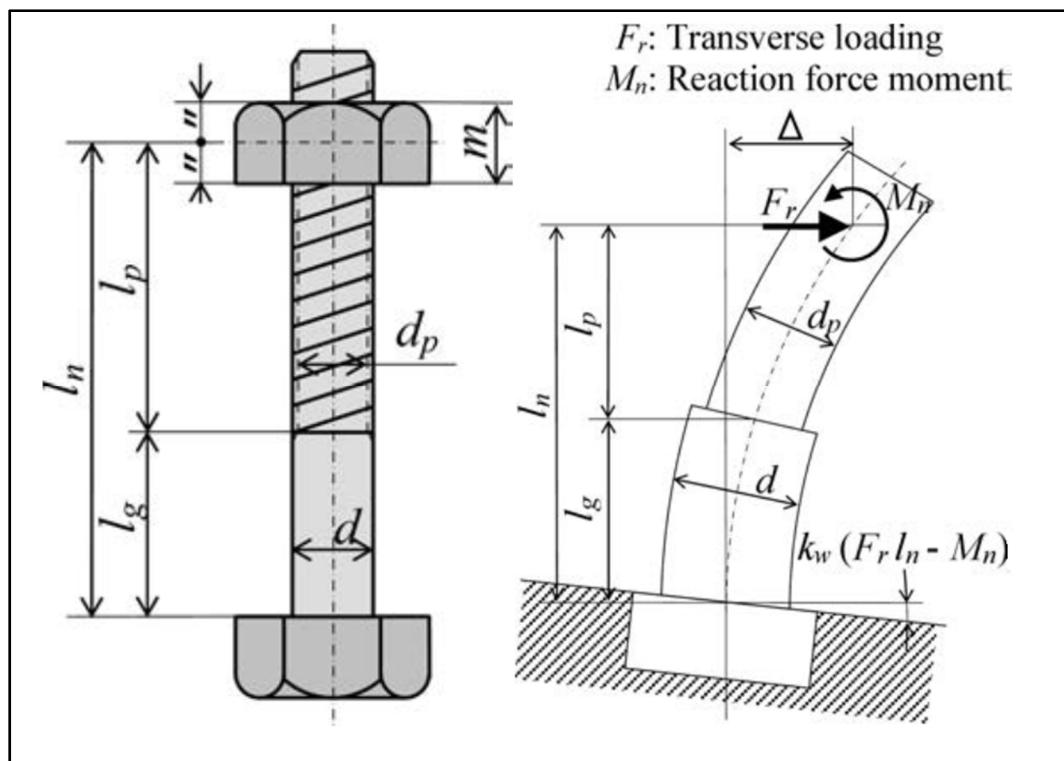


Figure 1.12 Schémas des dimensions et de la flexion de la vis sous chargement  
Tirée de (Nishimura et al., 2013)

### 1.3.4 Les paramètres et leurs influences

Divers paramètres jouent sur l'autodesserrage (géométrie, matériau, précharge, excitation). Les expériences, menées avec des montages de types « machine de Juncker », les modèles numériques (EF) et les modèles analytiques donnent des résultats similaires sur les effets de ces paramètres.

#### 1.3.4.1 Précharge, amplitude d'excitation et vitesse d'autodesserrage

La précharge, l'amplitude et leurs effets sur l'autodesserrage ont été très largement étudiés. Dans une situation donnée (géométrie et matériau), les deux paramètres importants sont la précharge et l'amplitude d'excitation. Il existe en effet, pour une excitation donnée, une valeur seuil de précharge au-dessous de laquelle il n'y a pas d'autodesserrage, l'excitation n'étant pas assez importante. À l'inverse, pour une précharge donnée, il existe une limite d'endurance en dessous de laquelle il n'y a pas d'autodesserrage. Cette limite d'endurance, visible sur des courbes  $\delta_0 - N$  telles que celle montrée sur la figure 1.13,  $N$  étant le nombre de cycles nécessaire pour l'autodesserrage et  $\delta_0$  étant l'amplitude d'excitation, est analogue à la limite d'endurance en fatigue visible sur les courbes SN.

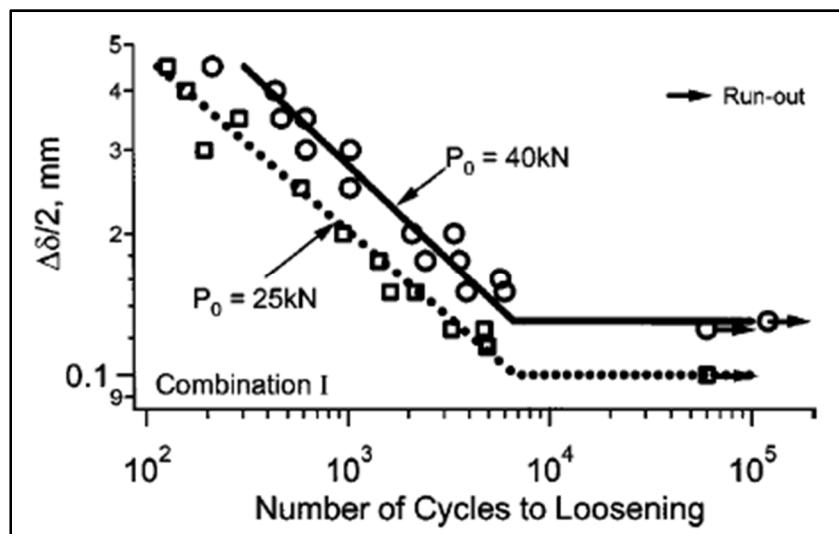


Figure 1.13 Courbe  $\delta_0 - N$   
Tirée de (Jiang et al., 2003)

De plus, lorsque l'autodesserrage a lieu, d'un part, augmenter l'amplitude d'excitation accélère l'autodesserrage complet du boulon et d'autre part, diminuer la précharge diminue le temps au bout duquel le desserrage est fait.

### 1.3.4.2 Coefficients de frottement

Les coefficients de frottements (à l'interface entre la tête de vis et l'une des deux plaques  $\mu_b$ , à l'interface entre l'écrou et l'autre plaque  $\mu_N$  et à l'interface entre les filets de la vis d'une part et de l'écrou d'autre part  $\mu_t$ ) jouent un rôle important dans l'autodesserrage des boulons. En effet, augmenter les coefficients permet d'augmenter les couples de friction, et donc d'augmenter la résistance à l'autodesserrage. La figure 1.14 illustre ceci en montrant que, dans un assemblage donné et à une excitation donnée, plus le coefficient de friction  $\mu_b$  augmente, plus la valeur seuil de la précharge (si la précharge se trouve au-dessus de cette valeur, alors il n'y a pas d'autodesserrage) diminue.

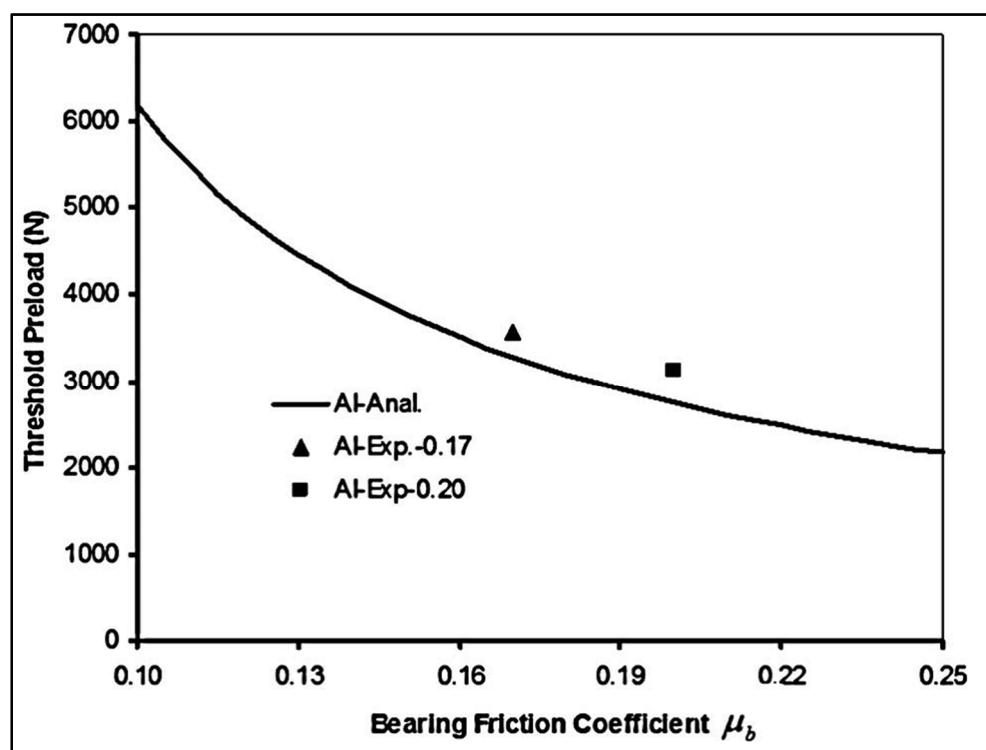


Figure 1.14 Effet du coefficient de frottement sous la tête de vis  $\mu_b$  sur le seuil de précharge  $F_{bi}$   
Tirée de (Yang et al., 2011)

### 1.3.4.3 La longueur utile

En réalité, l'un des effets de l'excitation extérieure est de créer de la flexion dans la vis. Or plus la rigidité à la flexion de la vis est importante, plus la résistance à l'autodesserrage est faible (Yang et al., 2011). Ainsi, augmenter la longueur utile  $L$ , c'est-à-dire l'épaisseur des plaques, permet de diminuer la rigidité et donc d'augmenter la résistance à la flexion. La figure 1.15 illustre ceci en montrant que, dans un assemblage donné (excepté la longueur utile) et à une excitation donnée, plus la longueur utile  $L$  augmente, plus la valeur seuil de la précharge diminue.

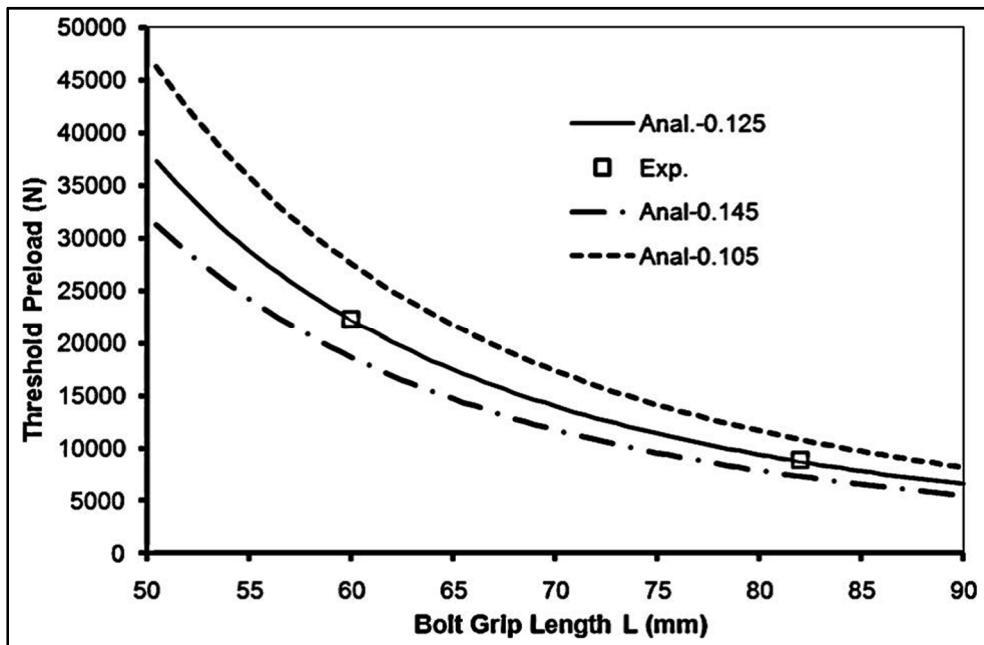


Figure 1.15 Effet de la longueur utile  $L$  sur le seuil de la précharge  $F_{bi}$   
Tirée de (Yang et al., 2011)

### 1.3.4.4 Les jeux des trous et du filetage

Les jeux des trous et de la vis ont aussi une influence sur l'autodesserrage. En effet, lorsque la vis, à cause de la flexion, touche le bord du trou, un couple de friction se crée allant à l'encontre du desserrage (Yang et Nassar, 2011). Ainsi, plus le jeu est faible, plus le couple de friction est présent longtemps sur un cycle complet et donc plus la résistance à

l'autodesserrage est augmentée. La figure 1.16 illustre ceci en montrant que, dans un assemblage donné (excepté le jeu entre la vis et le trou des plaques), à une excitation donnée et à une précharge donnée, plus le jeu entre la vis et le trou diminue, plus le boulon met du temps à se desserrer.

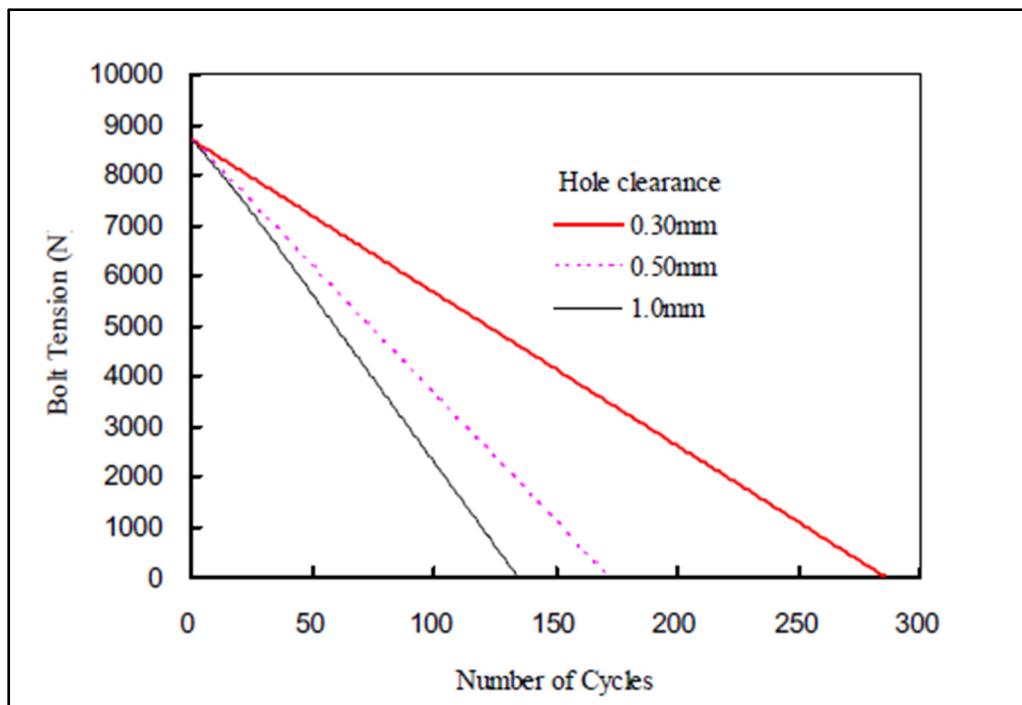


Figure 1.16 Effet du jeu du trou des plaques sur la vitesse d'autodesserrage  
Tirée de (Yang et Nassar, 2011)

En ce qui concerne le jeu des filets, lui-aussi, plus il est faible, plus la résistance à l'autodesserrage est augmentée (Yang et Nassar, 2011). Cela est expliqué par le fait que lorsque l'angle entre les filets de l'écrou et les filets de la vis devient trop important, le couple de friction au niveau du filetage augmente énormément, ce qui empêche le desserrage. La figure 1.17 illustre ceci en montrant que, dans un assemblage donné (excepté le jeu entre les filets), à une excitation donnée et à une précharge donnée, plus le jeu entre les filets diminue, plus le boulon met du temps à se desserrer.

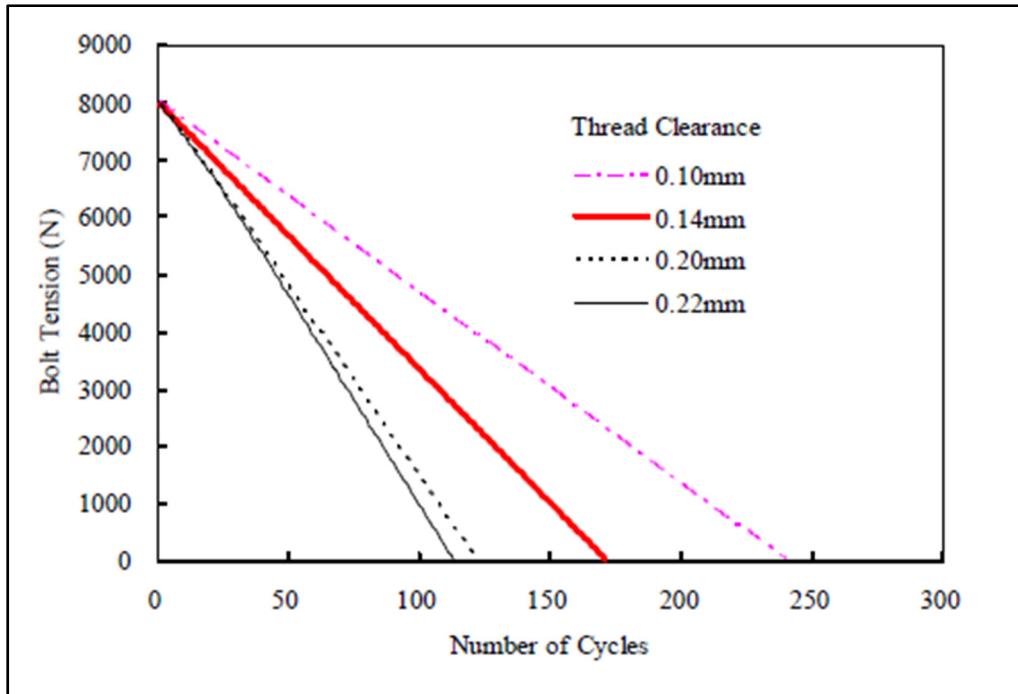


Figure 1.17 Effet du jeu du filetage sur la vitesse d'autodesserrage  
Tirée de (Yang et Nassar, 2011)

#### 1.3.4.5 Le filetage

La géométrie du filetage a bien entendu aussi un impact. En ce qui concerne le pas  $p$  du filetage, il a été montré que plus le pas est élevé, plus le desserrage est rapide (Yang et al., 2011).

Pour ce qui est de l'angle du profil du filet  $2\alpha$ , il a aussi été montré que plus cet angle est élevé, plus l'autodesserrage est réduit. Cela est expliqué par le fait qu'un angle plus élevé augmente le couple de friction dans le filetage qui s'oppose au desserrage (Yang et Nassar, 2011).

#### 1.3.4.6 Le module d'Young de la vis

En ce qui concerne le module d'Young  $E$  de la vis, (Yang et al., 2011) ont montré que plus celui-ci diminue, plus la précharge seuil, nécessaire pour bloquer l'autodesserrage, est faible.

Cela rejoint l'expliquer donnée pour la longueur utile, du fait que plus le module est faible, plus la rigidité à la flexion est faible elle aussi (Yang et al., 2011). La figure 1.18 illustre ceci en montrant que, dans un assemblage donné (excepté le module d'Young), à une excitation donnée et à une précharge donnée, plus le module d'Young augmente, plus la valeur seuil de la précharge diminue.

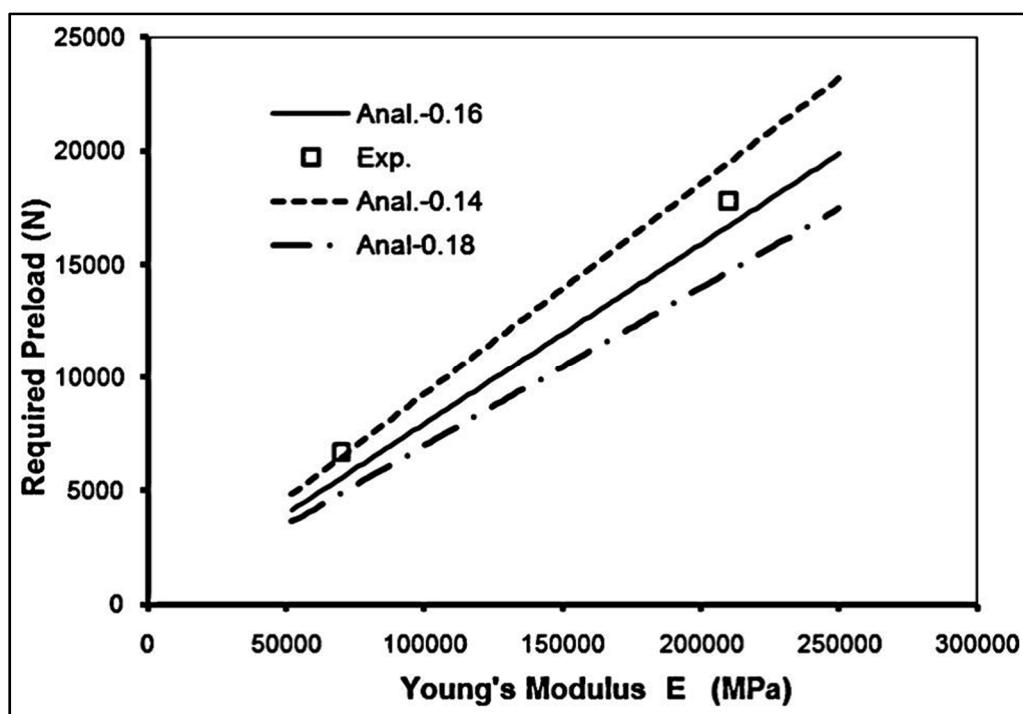


Figure 1.18 Effet du module d'Young  $E$  sur le seuil de la précharge  $F_{bi}$   
Tirée de (Yang et al., 2011)

#### 1.3.4.7 Le non-parallélisme des faces externes des deux plaques

Le cas où les deux faces externes des deux plaques ne sont pas parallèles a été étudié. Il en ressort deux conclusions opposées. Selon (Yang et Nassar, 2011) et (Ganeshmurthy et Nassar, 2014), l'augmentation de l'angle permet d'augmenter la résistance à l'autodesserrage tandis que selon (Sawa et al., 2010), l'augmentation de l'angle accélère l'autodesserrage.

#### **1.3.4.8 Autres éléments**

Il est à noter que d'autres paramètres ont été étudiés tels que l'effet de la variation de température par (Sawa et al., 2008) et la direction de la charge d'excitation ayant une composante transversale à l'axe du boulon et une composante suivant ce même axe (Bhattacharya et al., 2010), ces deux paramètres provoquent de la fatigue.

De plus, le fluage joue également un rôle. En effet, le fluage provoque une baisse de la force de serrage dans les boulons. En conséquence, une telle baisse entraîne immanquablement une baisse de la résistance du système à l'autodesserrage.

De plus, même si l'étude de ceci n'est pas l'objet de ce mémoire, il est à noter que le type d'écrou utilisé a été très largement étudié (Yang et al., 2003 ; Sawa et al., 2006 ; Sawa et al., 2008 ; Yokoyama et al., 2008 ; Sawa et al., 2010 ; Dinger et Friedrich, 2011 ; Shoji et al., 2012; Zaki et Nassar, 2014).

#### **1.3.4.9 Récapitulatif**

On peut résumer l'effet des paramètres par le tableau 1.1 ci-dessous :

Tableau 1.1 Récapitulatif des effets des différents paramètres

Paramètres influençant l'autodesserrage	L'augmentation de la valeur du paramètre Améliore (+)/Diminue (-) la résistance à l'autodesserrage
La précharge (ou charge initiale) $F_{bi}$	+
L'amplitude d'excitation $\delta_o$	-
Les coefficients de frottements (tête de vis $\mu_b$ , écrou $\mu_N$ , filetage $\mu_t$ )	+
Le matériau (module d'Young $E$ )	-
La longueur utile (épaisseur des plaques) $L$	+
Le pas du filetage $p$	-
L'angle de profil du filet $2\alpha$	+
Les jeux du trou $\Delta d_h$ et du filetage $\Delta d_{th}$	-
Le (non-)parallélisme des plaques $\Psi$	+/-

#### 1.4 Les pressions de contact et les frottements

Les pressions de contact dans les filets, sous la tête de vis et sous l'écrou sont difficiles à évaluer. Les supposer uniformes n'est qu'une approximation qui peut entraîner des erreurs. De plus, utiliser  $r_t = r_{tm}$  et  $r_b = r_{bm}$  peuvent aussi ajouter des erreurs aux calculs. Enfin, prendre  $\mu_b$  et  $\mu_t$  comme constants, que ce soit spatialement ou temporellement peut aussi être source d'erreurs.

### 1.4.1 Friction et coefficients de frottement

Les coefficients de friction des zones de contact sous la tête de vis, sous l'écrou et au niveau du filetage, à savoir respectivement  $\mu_b$ ,  $\mu_N$  et  $\mu_t$ , sont difficile à évaluer du fait qu'ils dépendent de plusieurs facteurs, entre autres de la valeur de la pression de contact locale ou encore des matériaux en jeu. Cela a pour conséquence que les coefficients ne sont pas les mêmes partout dans la zone de contact considérée, qu'ils varient au gré des serrages et desserrages et qu'ils ont des valeurs différentes suivant s'il y a glissement ou non.

Des différentes études, on peut noter que les coefficients de frottements augmentent avec le nombre de cycles de serrages et de desserrage. De plus, les revêtements, leur épaisseur et leur nature ont une influence sur ces coefficients. Ainsi, (Zaki et Nassar, 2008) ont montré qu'augmenter l'épaisseur du revêtement diminue  $\mu_b$  et  $\mu_t$ . Ceci est expliqué par le fait que quand le revêtement est mince, la friction est principalement causée par les aspérités des surfaces tandis qu'avec un revêtement épais, l'effet de ces aspérités diminue.

La vitesse de rotation est aussi discutée. Ainsi, selon (Jiang et al., 2002), la vitesse n'a pas d'impact significatif sur les coefficients  $\mu_N$  et  $\mu_t$ , à l'exception des petites vitesses où les coefficients sont plus grands, à rapprocher au fait que le coefficient de frottements statique est généralement plus élevé que le coefficient de frottements cinétique ; tandis que selon (Nassar, et al., 2006), (Ganeshnurthy et al., 2007) et (Nassar et al., 2007), la vitesse a des effets qui dépendent du revêtement.

Dans le développement analytique ci-dessous, les coefficients sont considérés constants, mais ces études montrent qu'il faut toujours garder à l'esprit que ce n'est qu'une approximation.

### 1.4.2 Pression de contact dans les filets

(Nassar et al., 2005) ont réalisé des calculs théoriques pour plusieurs pressions de contact différentes, à savoir une pression uniforme, une pression parabolique convexe, une pression

parabolique concave, une pression augmentant linéairement et enfin une pression diminuant linéairement.  $\mu_t$  a été considéré constant dans cette étude.

Pour chacun de ces cas, le rayon effectif  $r_t$  a été calculé et comparé au rayon moyen  $r_{tm}$ . Le paramètre important dans ces rayons est  $\gamma_t = \frac{r_{to}}{r_{ti}}$ . Dans les comparaisons entre  $r_t$  et  $r_{tm}$ ,  $\gamma_t$  variait de 1 à 1,2.

Les erreurs maximales, toutes situées à  $\gamma_t = 1,2$ , valent respectivement 0,28%, 0,45%, 0,28%, 3% et -3%, le signe positif indiquant un rayon  $r_t$  surestimé quand on prend  $r_t = r_{tm}$ , et à l'inverse le signe négatif indique un rayon sous-estimé quand on prend  $r_t = r_{tm}$ .

Il a été conclu qu'utiliser le rayon moyen a peu d'erreur et en particulier si on considère une pression de contact de l'un des 3 premiers cas.

#### 1.4.3 Pression de contact sous la tête de vis

(Nassar et al., 2005) ont réalisé des calculs théoriques pour plusieurs pressions de contact différentes, à savoir une pression uniforme, une pression sinusoïdale, une pression diminuant exponentiellement et enfin une pression diminuant linéairement.  $\mu_b$  a été considéré uniforme d'une part et considéré suivant la formule suivante, du fait que la valeur du coefficient dépend de la vitesse de glissement, d'autre part :

$$\mu_b = \mu_{br_{bi}} \left( \frac{r_{bi}}{r} \right)^{0,1} \quad (1.10)$$

Avec  $r_{bi}$  le rayon intérieur de la zone de contact et  $\mu_{br_{bi}}$  le coefficient de frottement au rayon intérieur  $r_{bi}$ .

Pour chacun de ces cas, le rayon effectif  $r_b$  a été calculé et comparé au rayon moyen  $r_{bm}$ . Le paramètre important dans ces rayons est  $\gamma_b = \frac{r_{bo}}{r_{bi}}$ . Dans les comparaisons entre  $r_b$  et  $r_{bm}$ ,  $\gamma_t$  variait de 1 à 4.

Les erreurs maximales, toutes situées à  $\gamma_b = 4$ , valent respectivement, avec  $\mu_b$  variable, 10%, 6%, -33% et -10% et avec  $\mu_b$  constant, 11%, 6.4%, -37% et -11% ; le signe positif indiquant un rayon  $r_b$  surestimé quand on prend  $r_b = r_{bm}$ , et à l'inverse le signe négatif indique un rayon sous-estimé quand on prend  $r_b = r_{bm}$ .  $\gamma_b$  d'une vis standard est de 1,5, les erreurs pour ce cas-là sont respectivement 2%, 0,8%, -12% et -5,5% pour  $\mu_b$  variable et 2%, 0,8%, -11% et -6 % pour  $\mu_b$  constant.

Il a été conclu qu'utiliser le rayon moyen était source d'importantes erreurs, en particulier pour les têtes de vis à embase, ayant donc un ratio  $\gamma_b$  élevé. Il est donc peu recommandé d'utiliser  $r_{bm}$  comme valeur pour  $r_b$ .

Il a aussi été noté que plus  $\gamma_b$  augmente, plus la différence de résultats entre ceux obtenus avec  $\mu_b$  constant et ceux obtenus avec  $\mu_b$  variable sont importants. Il a donc été conclu que supposer  $\mu_b$  constant entraîne également des erreurs.

Dans l'étude de (Nassar et al., 2005), part des comparaisons entre l'expérience et la théorie, les chercheurs ont montré que le rayon  $r_b$  issu du cas d'une pression diminuant exponentiellement avec  $P_{min}/P_{max} = 0,01$  est très proche du rayon  $r_b$  issu des expériences, tandis que  $r_{bm}$  entraîne beaucoup d'erreurs sur la valeur du couple de friction  $T_b$ . Il est donc plus juste d'utiliser le rayon  $r_b$  plutôt que  $r_{bm}$ .

#### 1.4.4 Prise en compte de la nature 3D du filetage

Les formules des couples  $T_t$  et  $T_p$  citées plus haut ne prennent pas en compte la nature 3D du filetage. Ainsi, (Nassar et Yang, 2007) ont élaboré de nouvelles formules prenant en compte cette nature 3D :

- lors du serrage :

$$T_t = \frac{F_b r_t \mu_t \cos(\beta) \sqrt{\sec(\alpha)^2 + \tan(\beta)^2}}{1 - \mu_t \sin(\beta) \sqrt{\sec(\alpha)^2 + \tan(\beta)^2}} \quad (1.11)$$

$$T_p = \frac{F_b r_t \tan(\beta)}{1 - \mu_t \sin(\beta) \sqrt{\sec(\alpha)^2 + \tan(\beta)^2}} \quad (1.12)$$

- lors du desserrage :

$$T_t = \frac{F_b r_t \mu_t \cos(\beta) \sqrt{\sec(\alpha)^2 + \tan(\beta)^2}}{1 + \mu_t \sin(\beta) \sqrt{\sec(\alpha)^2 + \tan(\beta)^2}} \quad (1.13)$$

$$T_p = \frac{F_b \tan(\beta) r_t}{1 + \mu_t \sin(\beta) \sqrt{\sec(\alpha)^2 + \tan(\beta)^2}} \quad (1.14)$$

En prenant  $\beta$  très petit et  $\beta \ll \alpha$ , on retrouve les équations 1.3, 1.4 et 1.5 données plus haut. Il se trouve que les différences de résultats, entre les formules données plus haut et les précédentes formules, sont peu significatives, augmentant avec  $p$ ,  $\alpha$  et  $\mu_t$ .

#### 1.5 Objectifs du mémoire

L'une des défaillances les plus courantes d'un assemblage boulonné est le relâchement automatique induit par une charge cyclique transversale causée par un mouvement relatif ou des vibrations. L'autodesserrage des assemblages boulonnés est un phénomène présent dans toutes les industries, y compris l'automobile, l'aérospatiale et les industries pétrolière et gazière. Ce problème peut causer des pannes catastrophiques : arrêts, perte de revenus,

maintenance, accidents et problèmes de santé et dommages environnementaux. La contre-mesure pratique au desserrage automatique est un resserrage périodique afin de maintenir les boulons à la force de tension désirée. Peu de solutions ont été proposées pour limiter le desserrage automatique des assemblages boulonnés et ce avec un succès limité.

Les méthodes numériques et théoriques sont les principaux moyens utilisés pour comprendre le phénomène d'autodesserrage, tandis que la méthode expérimentale est principalement utilisée pour la vérification, la plupart des efforts en jeu étant très difficile, voire impossible, à obtenir.

Ce mémoire a donc pour objectif l'étude et la compréhension du phénomène d'autodesserrage, à travers :

- l'élaboration d'un modèle analytique utilisant la théorie des poutres en flexion ;
- le développement d'un modèle numérique, utilisant la méthode des éléments finis, dans le but de comprendre et de comparer les résultats provenant du modèle théorique ;
- une phase expérimentale, visant la validation des modèles précédents ;
- la mise en évidence de l'effet de l'épaisseur des plaques ;
- l'élaboration un critère permettant d'éviter l'autodesserrage des boulons.

## **CHAPITRE 2**

### **DESCRIPTION DU BANC D'ESSAI ET DES MODÈLES ANALYTIQUE ET NUMÉRIQUE**

En complément de l'article, ce chapitre présente tout d'abord une description plus détaillée du banc d'essai incluant l'instrumentation et le système d'acquisition de données nécessaire pour le son fonctionnement. Il décrit les modèles numériques utilisés pour la simulation du phénomène de l'autodesserrage et la validation du modèle analytique développé. Finalement, des explications plus poussées du modèle analytique développé sont données dans ce chapitre.

#### **2.1 Description du banc d'essai**

Dans le but de comprendre l'autodesserrage, le banc d'essai requiert certaines exigences. Ces dernières sont le déplacement cyclique transversal, cause première de l'autodesserrage, et la collecte de données nécessaires à la compréhension de ce phénomène. Parmi les paramètres du Tableau 1.1, la longueur utile, c'est-à-dire l'épaisseur des plaques, a été peu étudiée d'un point de vue expérimental. Ainsi, le banc de test utilisé dans ce travail a été conçu pour l'accueil de plaques de différentes épaisseurs. De plus, une fois le système de plaques boulonnées installées, seuls trois paramètres sont modifiables : le chargement initial du boulon, l'amplitude de déplacement transversal imposée ainsi que la fréquence de ce même déplacement. Tandis que le chargement initial du boulon se règle facilement à l'aide de deux clés plates, la machine doit être capable de générer différentes amplitudes et fréquences de déplacement. Enfin, les données nécessaires à la compréhension de l'autodesserrage et collectées à l'aide de capteurs sont la charge axiale dans le boulon, la force transversale dans les plaques, le déplacement transversal, le nombre de cycles, la rotation, la température ambiante et le temps.

### 2.1.1 Description générale du banc de test

Le banc de test est composé de plusieurs éléments (voir figure 2.1) :

- un bâti ;
- un moteur électrique ;
- d'un système de montage des plaques ;
- un levier composé d'un point d'appui fixe à une extrémité, d'un point d'application du déplacement à l'autre extrémité à l'aide d'un système bielle-manivelle et de trois points de chargements où l'ensemble du matériel testé (plaques, boulon) et du système de montage peut être placé.

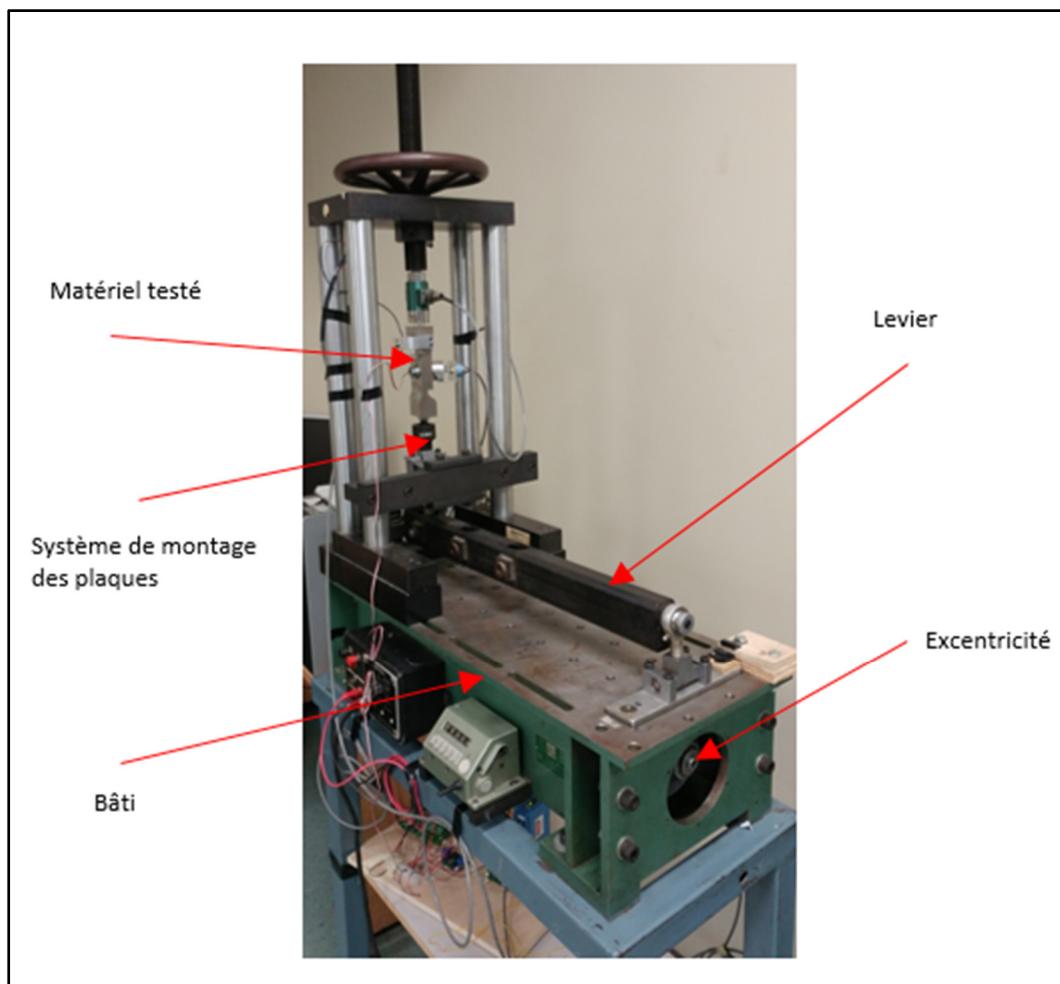


Figure 2.1 Banc d'essai

L'autodesserrage étant un phénomène pendant lequel le déplacement relatif entre les plaques est très faible, le point de chargement utilisé sur le levier est celui le plus proche du point d'appui fixe. En effet, c'est à ce point de chargement que le déplacement du levier, et donc du matériel testé, est le plus faible.

La fréquence du déplacement transversal de la plaque mobile est égale à la fréquence du moteur. Cette fréquence est manipulée par une petite molette. Mais la valeur de cette fréquence n'est pas connue. Étant donné que le nombre de points d'acquisition des données par seconde par le programme LabVIEW est fixe, plus la fréquence est basse plus le nombre de points pris par cycle est élevé. D'un autre côté, plus la fréquence est basse, plus le moteur électrique a du mal à se lancer. La gestion de la fréquence est donc importante, même si sa valeur n'est pas connue.

Le déplacement du levier à son extrémité mobile est assuré à l'aide d'un système bielle manivelle dont la bielle est reliée à une extrémité de l'arbre du moteur. À l'extrémité de cet arbre du moteur un système à engrenages permet le réglable de l'excentricité, permettant à la bielle de créer le déplacement alterné du levier, et donc de la plaque mobile. Cette excentricité est donc réglable, permettant un déplacement total de l'extrémité du levier allant de 0 à 2 *pouces*.

### 2.1.2 Les capteurs

Comme vu précédemment, huit données sont collectées : la rotation, la force axiale, la force transversale, le déplacement transversal, le nombre de cycles, la rotation, la température et le temps. Chaque donnée a donc son capteur correspondant. Ces données sont collectées par un programme LabVIEW.

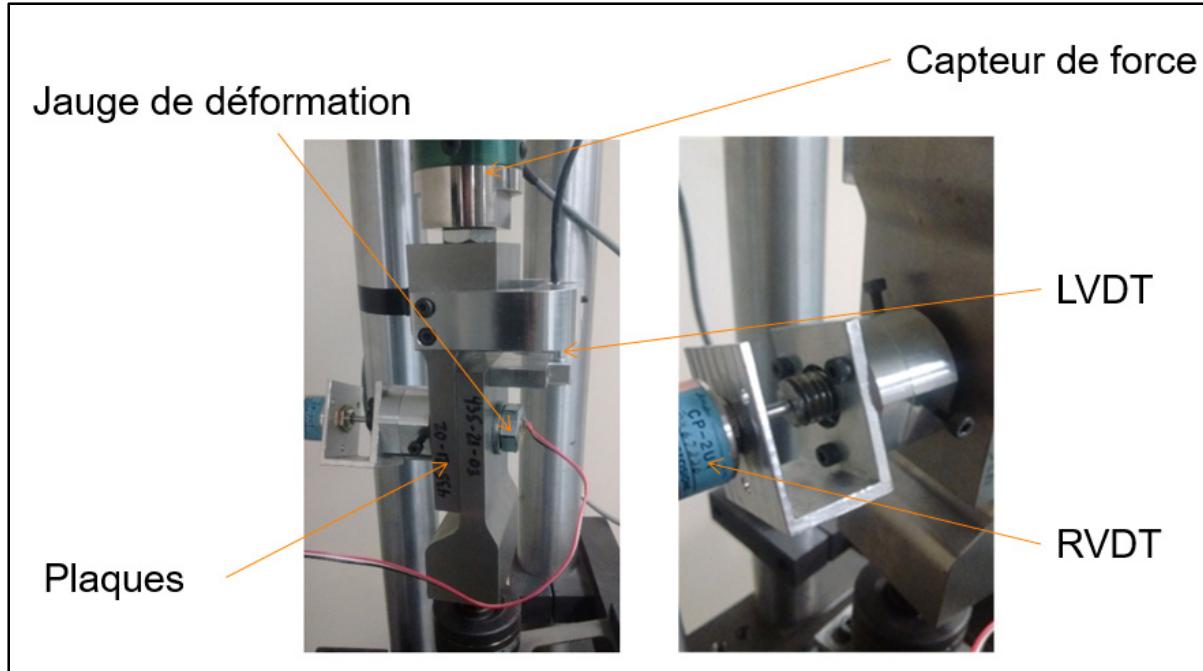


Figure 2.2 Disposition des capteurs sur le banc d'essai

La rotation relative entre la vis et l'écrou est mesurée à l'aide d'un capteur de rotation RVDT (Rotary Variable Differential Transformer), un CP-2UT (MIDORI PRECISIONS). Le capteur est supporté par un socle tenu à l'aide de 3 vis sur l'écrou. Le bout de la vis est préalablement usiné, laissant apparaître une rainure. Cette rainure rentre dans la fente située sur le bout du capteur de rotation. Ainsi, grâce à ce système de rainure fente, la rotation de la vis par rapport à l'écrou est mesurée précisément. Du fait qu'il y a plusieurs épaisseurs de plaques et des vis aux longueurs différentes, des petites cales peuvent être rajoutées pour que la fente et la rainure s'accouplent correctement.

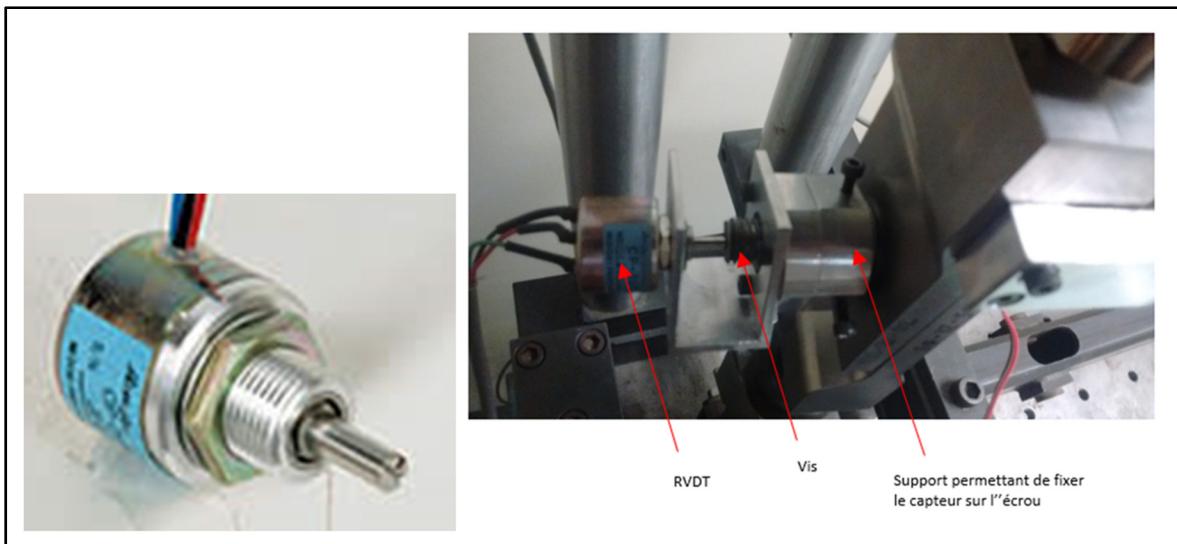


Figure 2.3 À gauche, le capteur RVDT; à droite, le capteur installé sur le boulon

Du fait de la présence de jeux entre les différents éléments du banc d'essai, lorsqu'une amplitude de déplacement est imposée, la force de serrage dans le boulon fait qu'une grande partie du déplacement est absorbée par les déformations des éléments du montage ainsi que les différents jeux entre les pièces. Ainsi, un capteur de déplacement est nécessaire pour connaître le déplacement réel entre les deux plaques. Un capteur LVDT (Linear Variable Differential Transformer) en deux parties est directement attaché aux plaques, chaque partie étant vissée à l'une des deux plaques, permettant ainsi de mesurer le déplacement au plus près du boulon et donc d'obtenir une meilleure précision dans la collecte des résultats. En effet, seule l'imprécision intrinsèque du capteur lui-même et les déformations des plaques, négligeables comparées au déplacement, faussent ces résultats. Du fait que dans le cas de l'autodesserrage de plaques boulonnées, le déplacement relatif entre les plaques est inférieur à 1 mm, il est nécessaire d'avoir un capteur précis au millième de millimètre près. Le LVDT utilisé est un capteur magnétique Macro CD 375-050, avec une amplitude de  $\pm 0.63 \text{ mm}$ . Selon le fabricant, du fait qu'il s'agit d'un LVDT fonctionnant à l'aide d'un couple électromagnétique, dans une structure sans frottement, la précision de la mesure est limitée, non par le capteur lui-même, mais par le bruit du système d'acquisition.

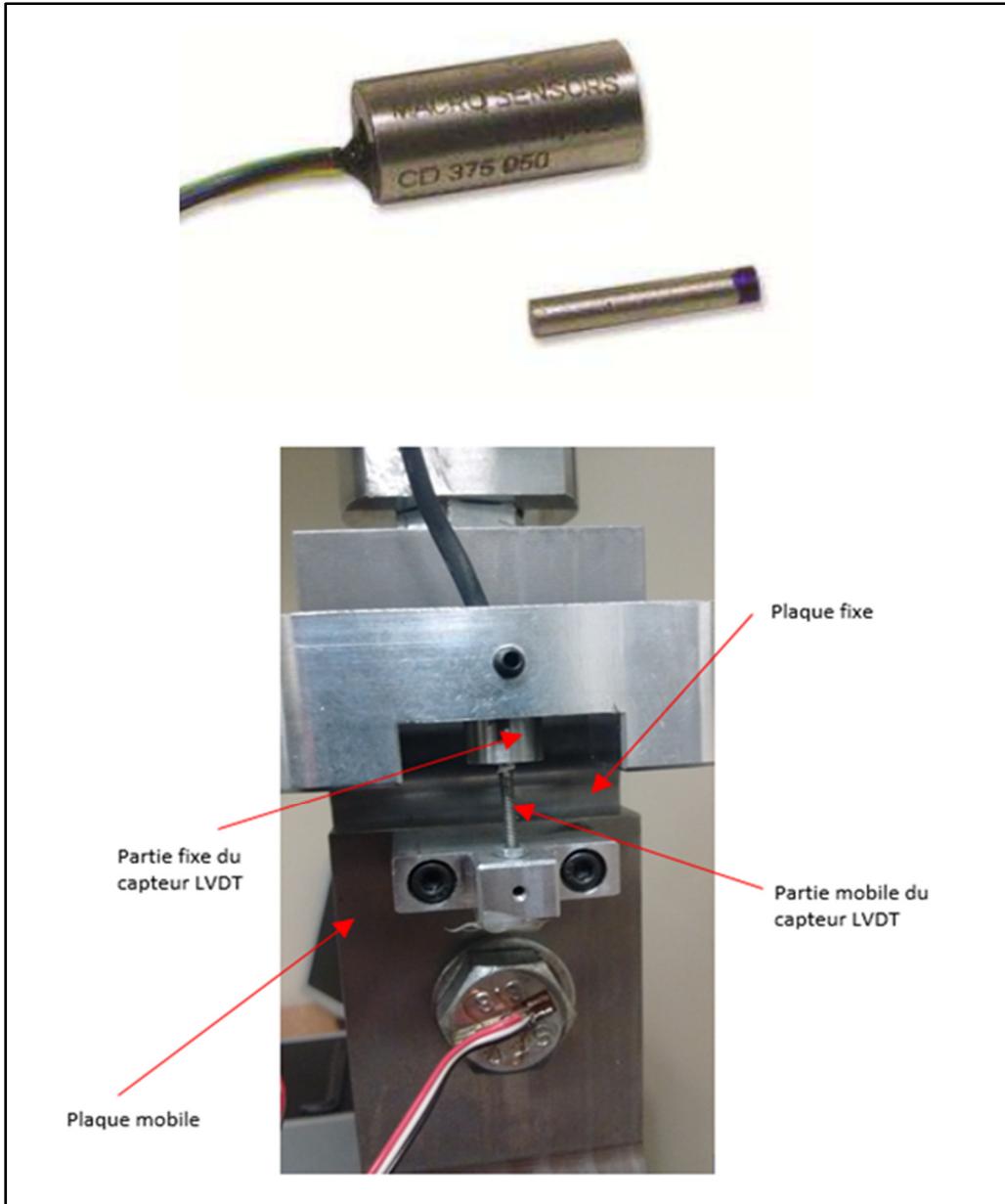


Figure 2.4 En haut, le capteur LVDT; en bas, le capteur installé sur les plaques

Le chargement axial du boulon est l'une des données fondamentales du système à acquérir. Pour mesurer celle-ci, les autres chercheurs utilisent généralement une cellule de force. Cette méthode est pratique en termes d'installation et d'entretien. Cependant la présence d'une cellule de force dans un assemblage boulonné est qu'elle influence les résultats par le fait que la longueur utile et la rigidité du système sont modifiées. Ainsi, dans le banc de test utilisé, le

chargement axial de la vis est mesuré à l'aide d'une jauge de déformation installée directement dans la vis. Le trou créé, de 2 mm de diamètre, pour insérer la jauge affecte peu la rigidité de la vis. Ceci permet d'éviter de potentiels effets indésirables sur le processus d'autodesserrage que peut entraîner la présence d'une cellule de force. La jauge de déformation KYOWA KFG-3-120-C20-11 utilisée est circulaire spécialement conçue pour la mesure des forces dans les boulons.

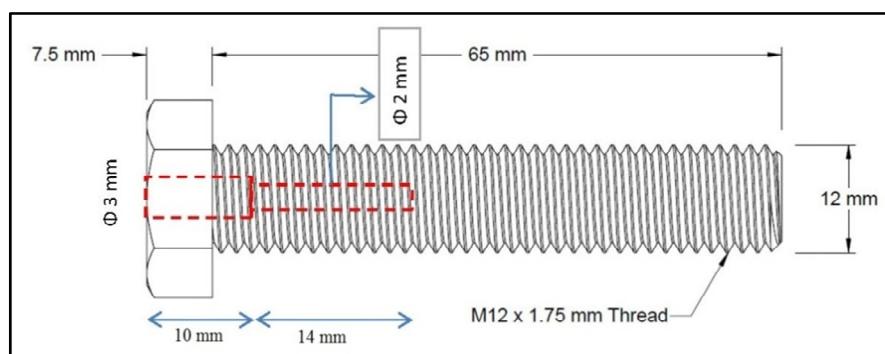


Figure 2.5 Schéma de la vis avec le trou où se trouve la jauge

La force transversale est quant à elle mesurée à l'aide du capteur de force GSE 5410-5k qui est situé dans le prolongement de la plaque fixe. L'amplitude de force admissible par le capteur est de  $\pm 5000 \text{ lbs}$ , soit  $\pm 22000 \text{ N}$ .



Figure 2.6 Capteur de force

En ce qui concerne le comptage de cycles, un capteur magnétique est utilisé. Ce capteur se compose de deux parties, l'une fixe et l'autre mobile. La partie fixe est située sur le bâti du banc de test. La partie mobile est située à l'extrémité du levier, là où ce dernier est lié à la bielle. Du fait que le déplacement imposé est réglable, la partie fixe du capteur doit être réglée en hauteur pour que la partie mobile atteigne son niveau lorsque le déplacement atteint son amplitude maximale. En effet, si la hauteur de la partie fixe n'était pas réglée, pour les déplacements les plus petits, le comptage se passerait correctement mais pour les déplacements de plus grandes amplitudes, la partie mobile passerait deux fois par cycle devant la partie mobile et ainsi un cycle serait compté deux fois.

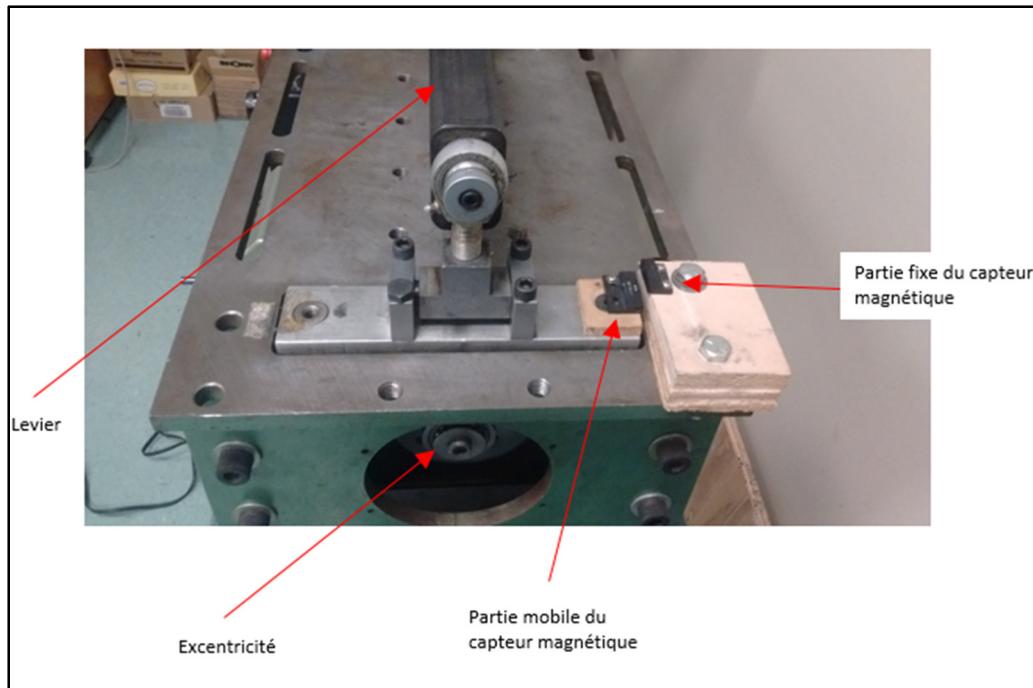


Figure 2.7 Compteur de cycle installé sur le banc de test

### 2.1.3 Système d'acquisition

Les données sont récupérées par un programme LabVIEW. Chaque capteur a une page associée et une mise à zéro de la valeur. L'acquisition et la gestion des données sont donc faciles à faire. La figure 2.8 montre l'interface du programme LabVIEW utilisée pour

l'acquisition et l'enregistrement des données. Les différents capteurs sont connectés à une carte de circuit électronique laquelle est reliée à une carte d'acquisition et de contrôle insérée dans l'ordinateur. Ainsi la charge axiale dans le boulon, la force transversale dans les plaques, le déplacement transversal, le nombre de cycles, la rotation, la température ambiante et le temps sont mesurés à un intervalle de temps bien définie et enregistrés pour un traitement ultérieur.

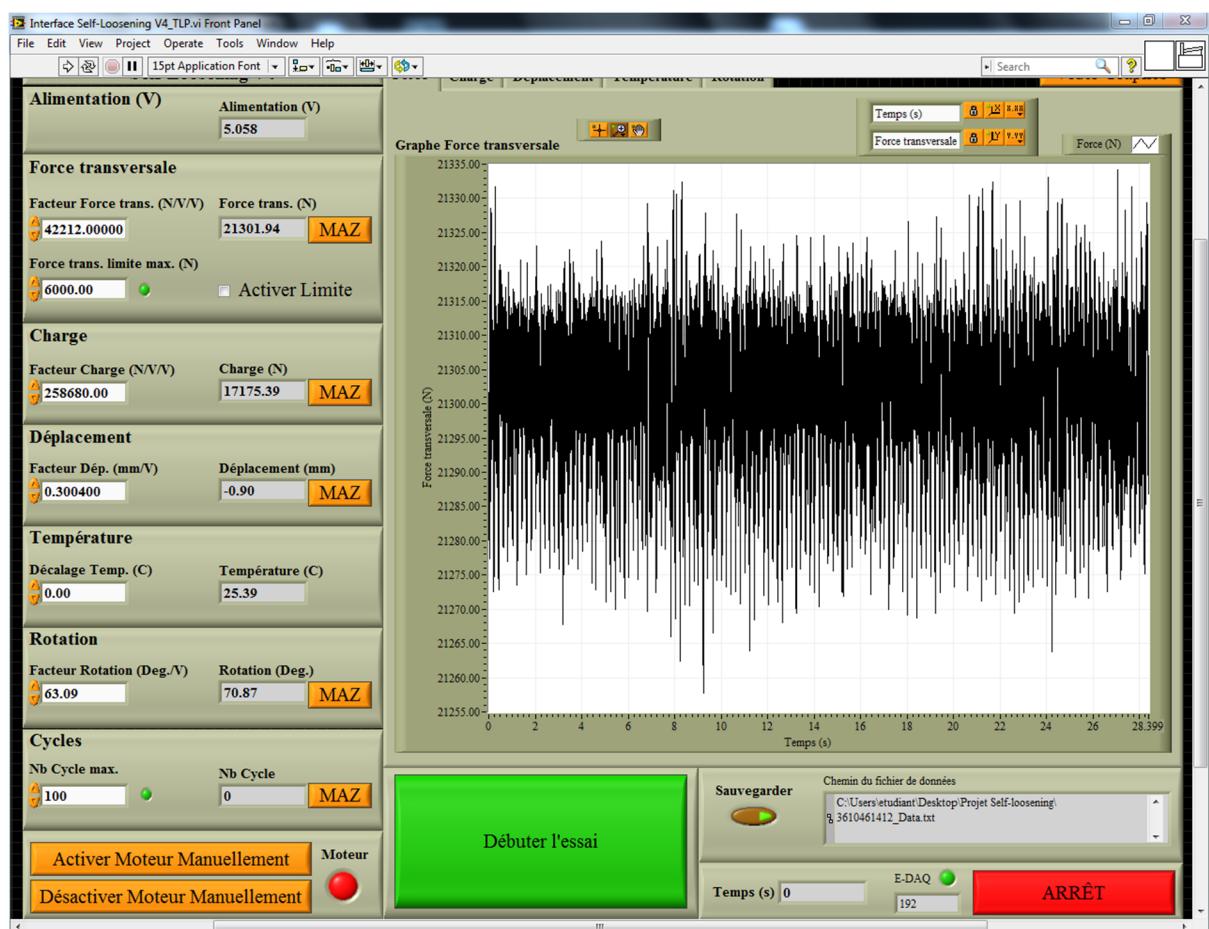


Figure 2.8 Interface LabVIEW

#### 2.1.4 Matériel utilisé

Dans le but de tester l'effet de l'épaisseur des plaques sur l'autodesserrage des boulons, différentes plaques sont utilisées. Pour chaque test, deux plaques de même épaisseur sont

utilisées, ainsi que deux rondelles, une vis M12-1.75 de classe 8.8 à tête hexagonale (rayon extérieur des filets : 12 mm, pas : 1.75 mm) et un écrou. Les plaques ont un trou de 13.65 mm de diamètre et ont une épaisseur de 6.1 mm, 8.1 mm et 10.1 mm. Les deux rondelles ont une épaisseur de 2.4mm. La longueur utile totale est donc de 17 mm, 21 mm et 25 mm respectivement. Le nombre de filets engagés est approximativement de 5.

La classe de la vis étant 8.8, cela signifie que la limite élastique vaut  $S_y = 640 \text{ MPa}$ . La surface équivalente est  $A_e = \pi r_{t_i}^2$  avec pour une vis M12-1.75  $r_{t_i} = 5.1 \text{ mm}$ . En prenant un facteur de sécurité  $FS$  de 2, la valeur maximale de la force de serrage vaut :

$$F_{b\max} = \frac{S_y}{FS} A_e = \frac{640}{2} \times \pi \times 5.1^2 = 26\,148 \text{ N} \quad (2.1)$$

En prenant en compte la présence du trou usiné pour installer la jauge de déformation, la surface équivalente devient  $A_e = \pi (r_{t_i}^2 - r_g^2)$  avec  $r_g = 1 \text{ mm}$ . La force maximale de serrage devient donc :

$$F_{b\max} = \frac{S_y}{FS} A_e = \frac{640}{2} \times \pi (5.1^2 - 1^2) = 25\,143 \text{ N} \quad (2.2)$$

Lors des essais, la force de serrage  $F_b$  n'a jamais dépassé 20 000 N. En effet, le moteur du banc d'essai n'est pas assez puissant pour desserrer des boulons au-delà de cette force.

## 2.2 Description des modèles numériques

Tous les modèles numériques ont été réalisés sur Ansys Workbench v15 et un temps de calcul compris entre 24 heures et 30 heures a été nécessaire pour chacune des simulations. Le travail porte sur la phase 2 de l'autodesserrage de plaques boulonnées. Pendant cette phase, le matériau est supposé rester dans sa zone élastique, ainsi, pour raccourcir le temps de calcul, le matériau est considéré ayant un comportement élastique. Un module d'élasticité de 200 GPa et un coefficient de Poisson de 0.3 ont été pris.

Étant donné qu'il y a la présence d'une rotation relative entre l'écrou et la vis, il est nécessaire de développer un modèle numérique en 3D pour tenir compte du filetage de la vis. L'un des points importants de ce travail est l'étude de l'effet de l'épaisseur des plaques sur l'autodesserrage. Ainsi, plusieurs modèles ont été réalisés, une pour chaque épaisseur de plaques. Les dimensions des plaques sont les suivantes : les plaques sont des carrées de  $50\text{ mm}$  de côté avec un trou de  $13.65\text{ mm}$  au centre avec des épaisseurs de  $8.5\text{ mm}$ ,  $10.5\text{ mm}$  et  $12.5\text{ mm}$ ; ce qui donne comme longueurs utiles respectivement  $17\text{ mm}$ ,  $21\text{ mm}$  et  $25\text{ mm}$ . La vis M12-1.75 est modélisée avec sa tête hexagonale et seulement 7 filets sont représentés. L'écrou est également modélisé avec sa forme hexagonale ayant une épaisseur de  $8.75\text{ mm}$  et incluant 5 filets. Les différentes parties sont assemblées de telle sorte que, lors du serrage et avant la mise en place du chargement transversal, le contact entre la vis et l'écrou ne commence qu'à environ 0.75% du premier filet de la vis, et qu'il reste un peu plus d'un filet complet après cette zone de contact. Ainsi, lors de l'autodesserrage, l'écrou a plus d'un filet disponible pour tourner. Le jeu entre les filets est nécessaire pour permettre l'autodesserrage du boulon, le jeu peut être caractérisé par 2 valeurs : la première valeur est le jeu axial, ici valant  $0.1\text{ mm}$ , la deuxième valeur est le jeu transversal, ici valant  $0.1\text{ mm}$ .

### 2.2.1 Maillage

Le maillage des plaques, de la tête de vis, du filetage de la vis et du corps de l'écrou est fait d'éléments hexaédriques, comme montré sur les figures 2.9 à 2.12. Le filetage de l'écrou, le cœur de la vis et les « fonds de filetage » (partie de la vis faisant la liaison entre le cœur de la vis et son filetage et partie de l'écrou faisant la liaison entre le corps de l'écrou et le filetage) sont faits principalement d'éléments tétraédriques et prismatiques (figures 2.10 à 2.12).

Le maillage a été raffiné de façon à ce que les résultats convergent. Les nombres de nœuds et d'éléments des pièces et des modèles (nommés par l'intermédiaire de l'épaisseur des plaques) sont résumés dans le tableau suivant:

Tableau 2.1 Nombres de nœuds et d'éléments

Modèle numérique		Vis	Écrou	Plaque supérieure	Plaque inférieure	Total
17 mm	Éléments	18431	12438	8000	8000	46869
	Nœuds	65014	38034	36960	36960	176968
21 mm	Éléments	18260	13321	8800	8800	49181
	Nœuds	63231	39114	40400	40400	183145
25mm	Éléments	21397	13108	9600	9600	53705
	Nœuds	66804	38682	43840	43840	193166

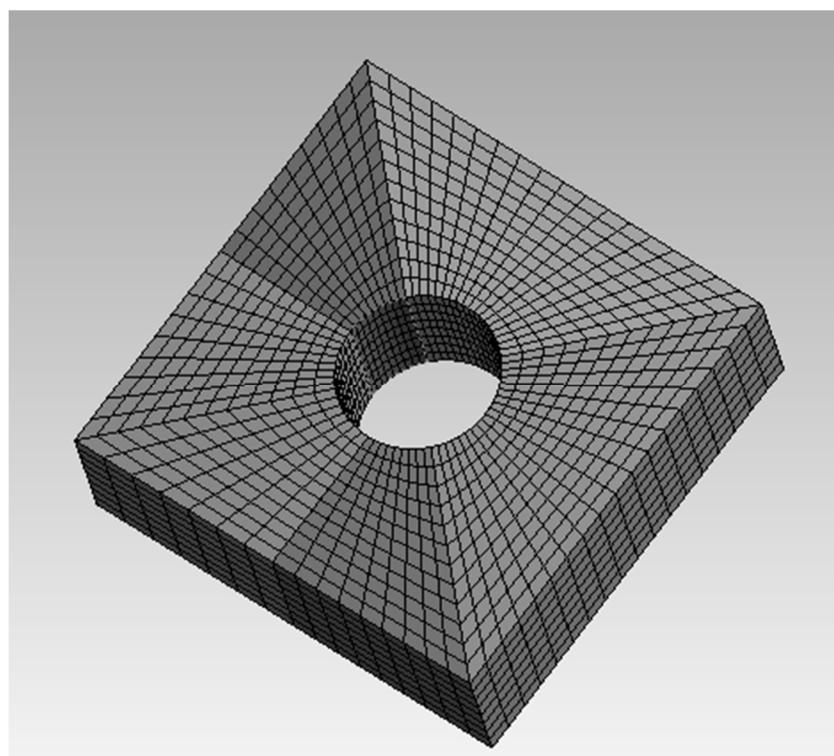


Figure 2.9 Maillage de la plaque inférieure du modèle 25mm

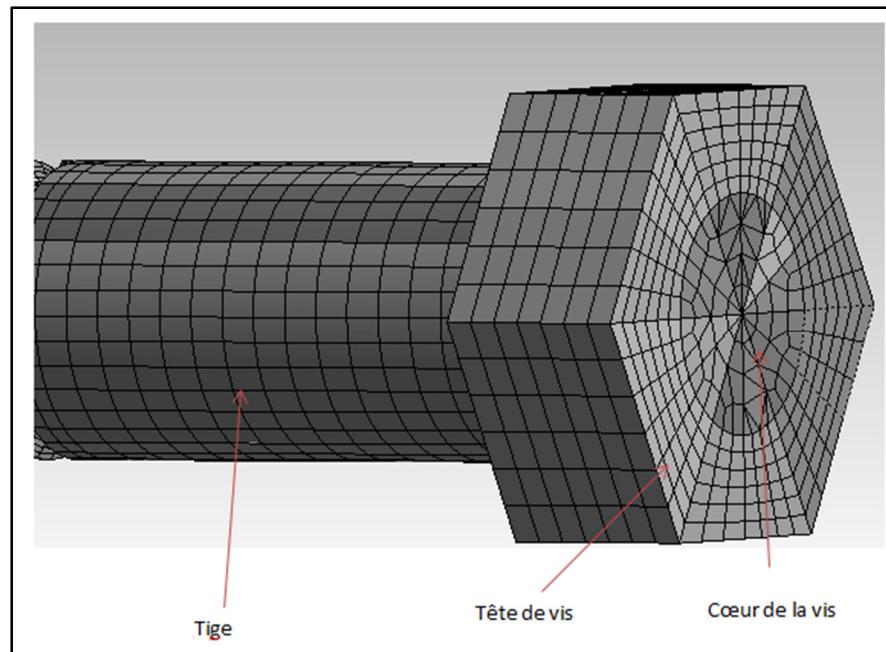


Figure 2.10 Maillage de la vis côté tête

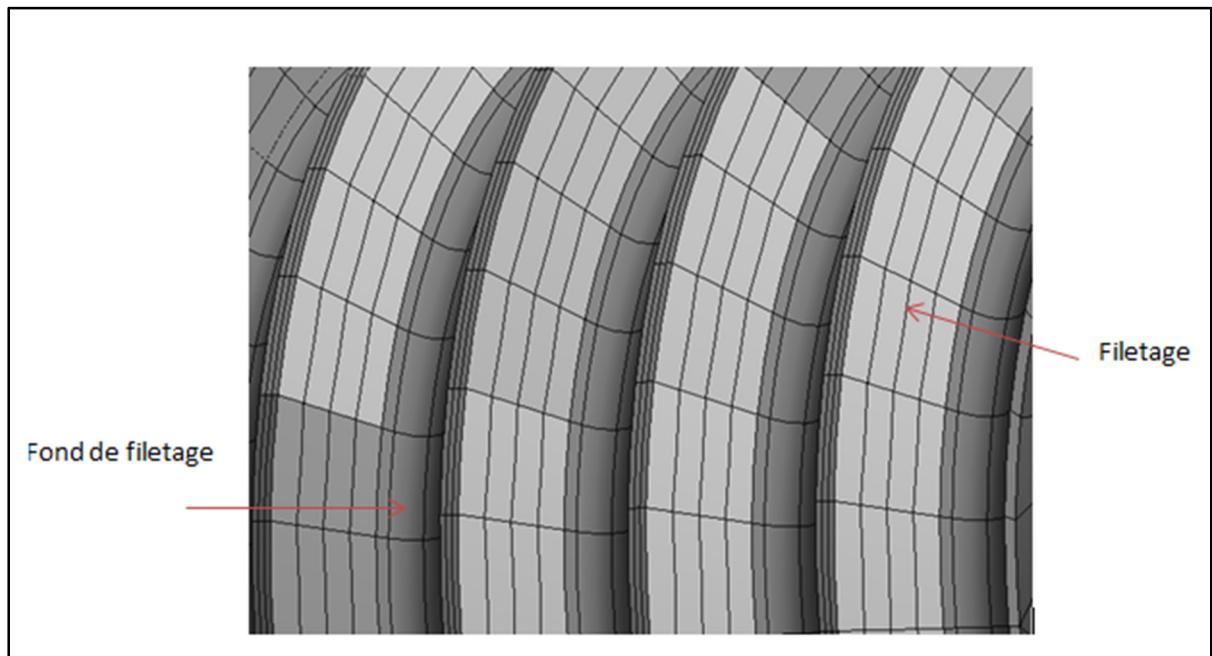


Figure 2.11 Maillage du filetage de la vis

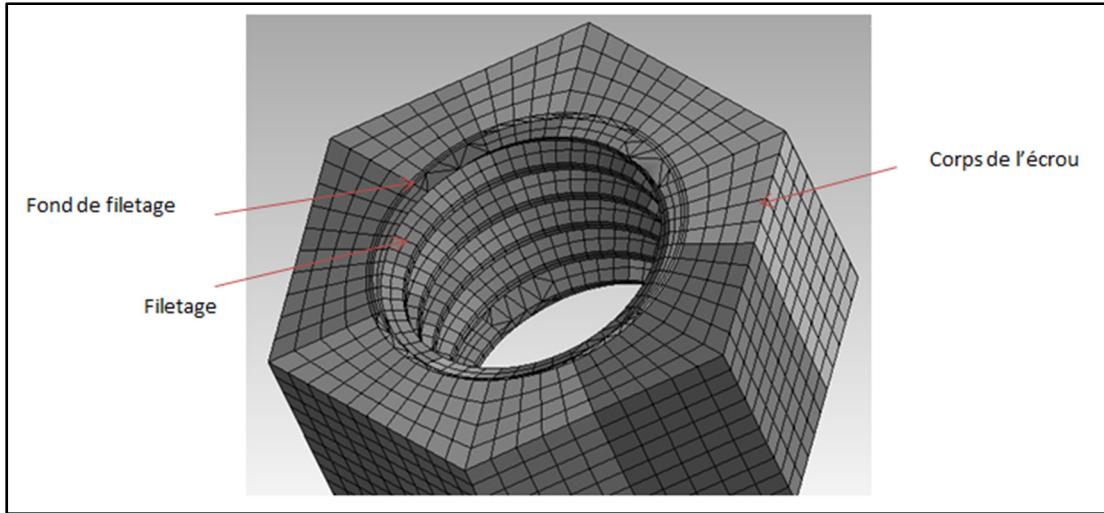


Figure 2.12 Maillage de l'écrou

### 2.2.2 Contacts

Les contacts de l'ensemble du modèle sont très importants. Ainsi, 4 zones de contact sont identifiées : entre les filets de l'écrou et ceux de la vis ; entre la tête de vis et la plaque mobile ; entre l'écrou et la plaque fixe ; et entre les 2 plaques. Pour chaque zone, le type « Friction » a été choisi, avec ajustement de la valeur du coefficient de frottement pour chaque zone. Une valeur de 0.15 a été choisie pour les zones sauf la zone entre l'écrou et la plaque inférieure où une valeur de 0.3 a été choisie pour forcer le glissement sous la tête de vis.

Les éléments « Contacts » et « Cibles » sont :

Tableau 2.2 Éléments Contacts et Cibles

Zone de contact	Contact	Cible
Plaques	Plaque supérieure	Plaque inférieure
Plaque supérieure / Tête de vis	Plaque supérieure	Tête de vis
Plaque inférieure / Écrou	Plaque inférieure	Écrou
Filets vis / Filets écrou	Vis	Écrou

### **2.2.3      Conditions aux rives**

La plaque inférieure, en contact avec l'écrou, est bloquée en translation et en rotation pour éviter tous les déplacements dits de corps rigides. Le déplacement extérieur est imposé à la plaque supérieure, ce mouvement est retranscrit dans le modèle numérique en imposant à chaque nœud de la surface supérieure (celle en contact avec la tête de vis) le déplacement voulu suivant x et un déplacement nul suivant y. Suivant z, les noeuds sont laissé libres. En ce qui concerne la vis et l'écrou, il n'y a pas de conditions limites autres que les contacts.

### **2.2.4      Chargement**

Pour serrer la vis, il est nécessaire d'utiliser la fonction Précharge de boulon. Lors de la création de la géométrie du système, s'il n'y a pas d'espace entre les pièces dans le sens du serrage, alors la valeur de la force entrée dans la fonction Précharge de boulon sera également la valeur de la force de serrage du boulon. Mais lors de la création de la géométrie des modèles numériques, une contrainte est apparue : en effet, pour que le logiciel considère l'écrou et la vis comme 2 pièces différentes, il a été nécessaire de laisser un espace entre les filets de la vis et de l'écrou. Ceci a pour conséquence que, pour appliquer une force de serrage, il est nécessaire d'entrer une valeur dans la fonction Précharge de boulon bien plus grande que la force désirée. Ceci a pour conséquence que la force obtenue n'est pas une valeur ronde, par exemple, pour obtenir une force de serrage d'environ 10 000 N :

- Pour la longueur utile de 17 mm, la valeur entrée est de 40 000 N et le serrage obtenu est de 10 525 N;
- Pour la longueur utile de 21 mm, la valeur entrée est de 44 000 N et le serrage obtenu est de 10 722 N;
- Pour la longueur utile de 25 mm, la valeur entrée est de 46 000 N et le serrage obtenu est de 10 356 N.

La surface inférieure de la plaque inférieure est bloquée en déplacement par 3 points. La plaque supérieure se voit imposer un déplacement, de la forme d'une sinusoïde. Cinq cycles complets sont réalisés.

## 2.3 Modèle théorique

Bien que les bases du fondement du modèle analytique sont bien présentées dans l'article, il n'en demeure pas moins que plusieurs éléments théoriques présents dans l'article doivent être précisés et notamment les distributions de contact dans les filets et la flexion engendrée.

### 2.3.1 La flexion dans les filets

La pression de contact dans les filets n'est pas uniforme. En effet, la pression de contact décroît avec les filets. On peut donc écrire la pression de contact ainsi (Yang et al., 2011):

$$\vec{p_t}' = \left(1 - \frac{\theta - \theta_0}{3n\pi} - \frac{1}{3} \left(\frac{\theta - \theta_0}{2n\pi}\right)^2\right) \left(p_{t0}' + \lambda_t \varphi_t \frac{r \cos(\theta)}{r_{t_o}}\right) \vec{w_1} \quad (2.3)$$

Où  $p_{t0}' = \frac{9F_a}{5A_t}$  est la pression de contact maximale,  $A_t = n\pi(r_{t_o}^2 - r_{t_i}^2)$  est la surface projetée des filets,  $n$  est le nombre de filets engagés,  $r_{t_i}$  et  $r_{t_o}$  sont respectivement les rayons minimal et maximal de la surface de contact,  $\varphi_t$  est l'angle de flexion dans les filets,  $\lambda_t$  est une constante liée à la flexion,  $\theta_0$  est l'angle entre le début des filets engagés et la direction de la flexion et  $\vec{w_1}$  est le vecteur normal à la surface de contact et est donné par :

$$\vec{w_1} = \frac{1}{\sqrt{1 + \tan(\alpha)^2 + \tan(\beta)^2}} \begin{bmatrix} \tan(\alpha) \cos(\theta) - \tan(\beta) \sin(\theta) \\ \tan(\alpha) \sin(\theta) + \tan(\beta) \cos(\theta) \\ 1 \end{bmatrix} \quad (2.4)$$

La pression de contact dans les filets, sous l'effet de la flexion, crée une force  $F_{tb}$  dans la direction du mouvement, de sens opposé à  $F_{tf}$  et un moment de flexion  $M_t$  par rapport à un axe perpendiculaire au mouvement.  $F_{tb}$  s'écrit ainsi :

$$F_{tb} = \iint_{\Omega_t} |\vec{p_t}' \cdot \vec{i}| dS = \frac{\lambda_t \varphi_t}{r_{t_o}} \iint_{\Omega_t} \left(1 - \frac{\theta - \theta_0}{3n\pi} - \frac{1}{3} \left(\frac{\theta - \theta_0}{2n\pi}\right)^2\right) r^2 \cos(\theta) (\tan(\alpha) \cos(\theta) - \tan(\beta) \sin(\theta)) dr d\theta \quad (2.5)$$

$M_t$  est obtenu comme suit :

$$M_t = \iint_{\Omega_t} ((\overrightarrow{p_t} \cdot \vec{k})x + (\overrightarrow{p_t} \cdot \vec{i})z) dS \quad (2.6)$$

Avec :

$$\begin{aligned} x &= r \cos(\theta) \\ z &= (r_{t_o} - r) \tan(\alpha) + \frac{p}{2\pi}(\theta - \theta_l) \\ \theta_l &= \frac{2\pi}{p}l + \theta_0 \end{aligned} \quad (2.7)$$

Avec  $l$  la distance entre le début des filets engagés et le centre de rotation de  $\varphi_t$ . En substituant l'équation 2.3 dans l'équation 2.6  $M_t$  est obtenue :

$$\begin{aligned} M_t &= \frac{\lambda_t \varphi_t}{r_{t_o}} \iint_{\Omega_t} \left( 1 - \frac{\theta - \theta_0}{3n\pi} - \frac{1}{3} \left( \frac{\theta - \theta_0}{2n\pi} \right)^2 \right) \\ &\quad r^2 \cos(\theta) [x + z(\tan(\alpha) \cos(\theta) - \tan(\beta) \sin(\theta))] dr d\theta \end{aligned} \quad (2.8)$$

Le bras effectif entre  $F_{tb}$  et  $M_t$  est donné par :

$$\rho_M = \frac{M_t}{F_{tb}} \quad (2.9)$$

$\rho_M$  varie avec  $\theta_0$  et  $l$ . La figure 2.13 montre la variation de  $\rho_M$  en fonction de  $\theta_0$  avec  $n = 5$ ,  $l = \frac{np}{3}$ , où  $p$  est le pas et vaut 1.75 mm. Il est à constater que  $\rho_M$  varie peu avec  $\theta_0$ . La figure 2.14 montre quant à elle la variation de  $\rho_M$  avec  $\theta_l$ . On constate que  $\rho_M$  varie beaucoup, avec comme maximum pour  $\theta_l = 0$  et diminuant jusqu'à une valeur minimale à  $\theta_l = 2n\pi$ . En prenant  $l = m = \frac{np}{2}$ , c'est-à-dire la moitié de l'épaisseur de l'écrou,  $\rho_M$  vaut 8.5884 mm.

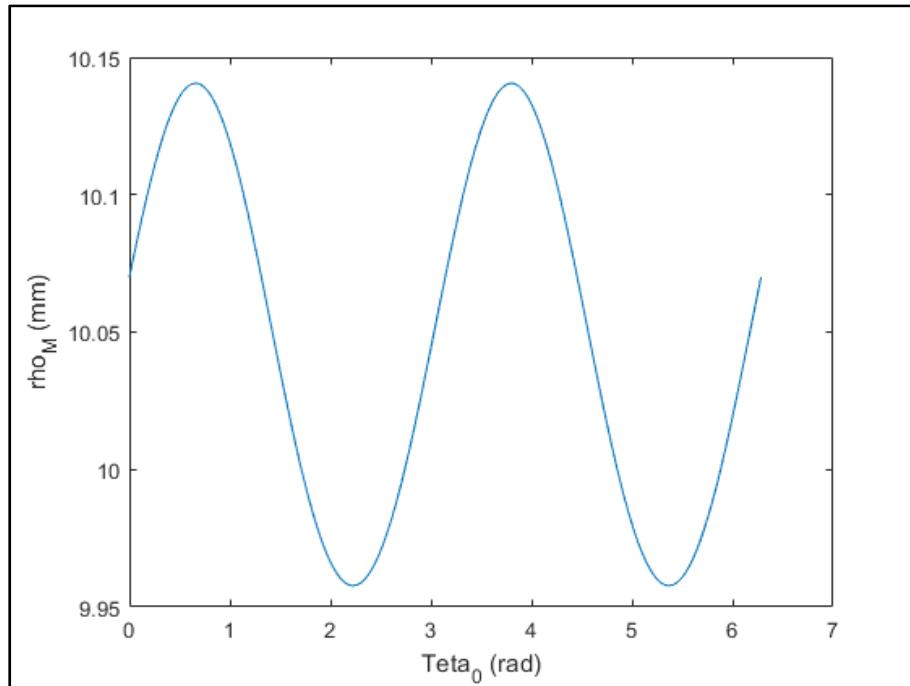


Figure 2.13 Variation de  $\rho_M$  par rapport à  $\theta_o$

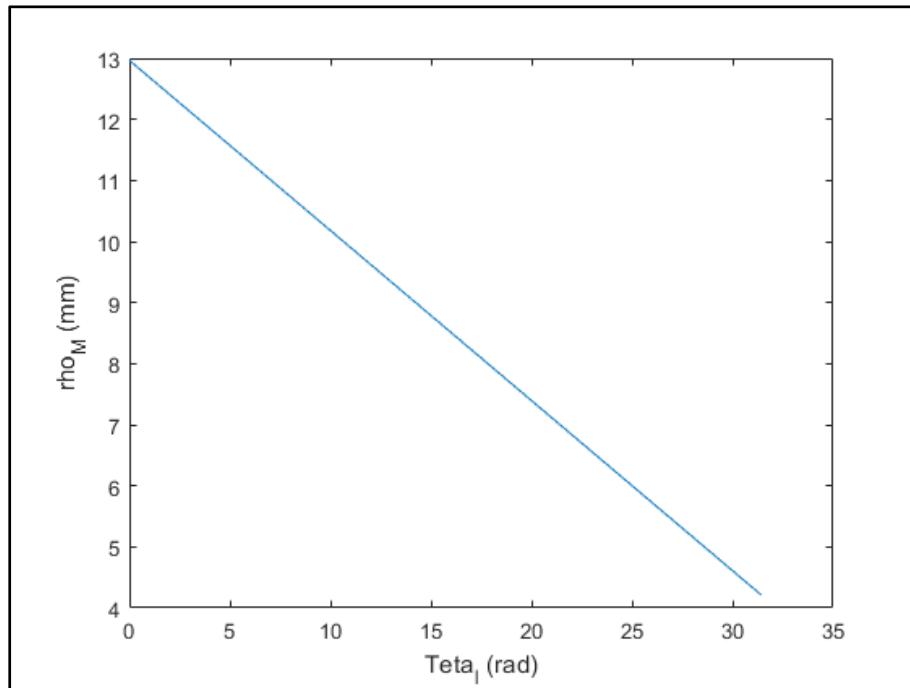


Figure 2.14 Variation de  $\rho_M$  par rapport à  $\theta_l$

### 2.3.2 Processus d'autodesserrage

L'autodesserrage des boulons soumis à un chargement transversal est découpé en 3 phases. La première phase est la flexion de la vis sans qu'il n'y ait de glissements au niveau des zones de contact. La deuxième phase est la flexion de la vis avec un glissement dans les filets mais sans glissement sous la tête de vis ni sous l'écrou. La troisième phase est la phase où il y a glissement dans les filets et soit sous la tête de vis, soit sous l'écrou. Cette troisième phase est la phase d'autodesserrage du boulon.

#### 2.3.2.1 Phase 1 : pas de glissement

Dans ce cas, il n'y a pas de glissement donc l'équilibre des couples de torsion donne  $T_p = T_t + T_b$ . De plus, il n'y a pas d'autodesserrage, donc le déplacement de la tête de vis est égal au déplacement extérieur :

$$\delta_b = \delta_e(t) \quad (2.10)$$

Si on considère une force extérieure, alors la force de friction sous la tête de vis :

$$F_{bf} = F_e(t) - \mu_c F_b \quad (2.11)$$

Avec  $\mu_c$  le coefficient de frottement entre les plaques. Basées sur l'équilibre des forces et des moments (figure 2.15), nous trouvons les équations suivantes :

$$F_{tf} = F_{bf} + F_{tb} \quad (2.12)$$

$$M_t = F_{bf}L_n - M_b \quad (2.13)$$

$$F_{tf} = F_{Nf} + F_{tb} \quad (2.14)$$

$$M_t = F_{Nf} m + M_N \quad (2.15)$$

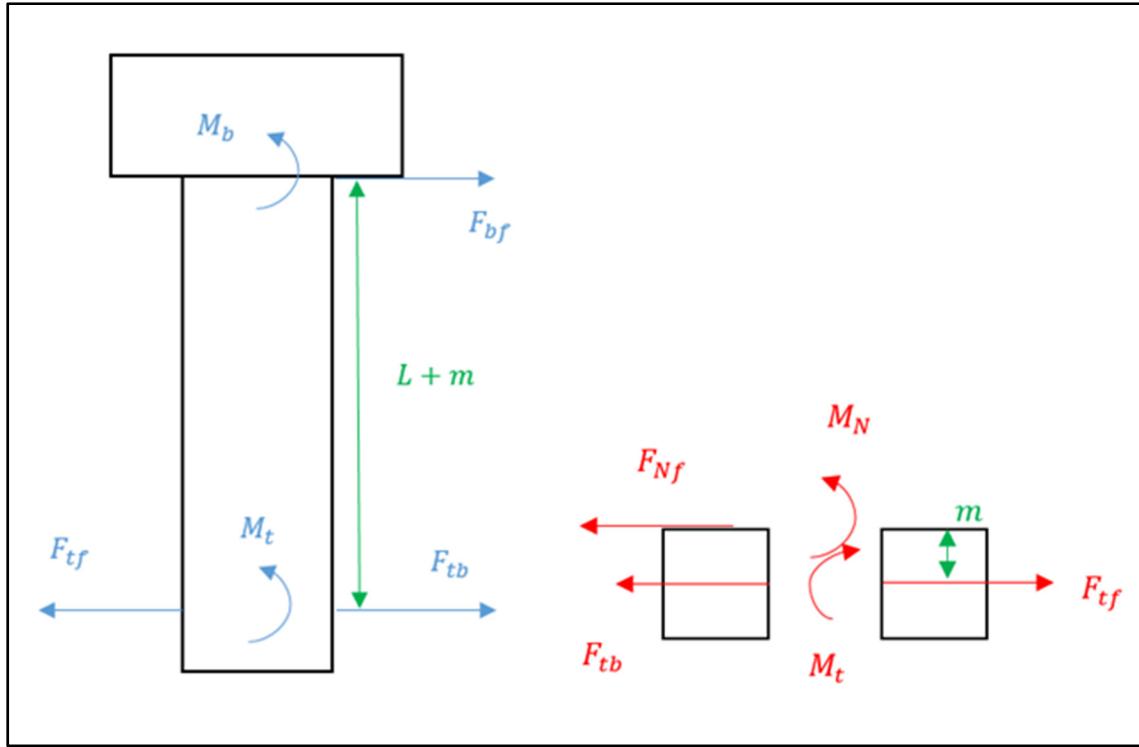


Figure 2.15 À gauche, équilibre de la vis; à droite, équilibre de l'écrou

Avec  $M_b$  le moment de flexion de la zone de contact sous la tête de vis,  $M_N$  le moment de flexion de la zone de contact sous l'écrou.

À partir de la figure 2.16, nous trouvons les équations suivantes :

$$\delta_b = F_{bf} \frac{L_n^3}{3EI} - M_b \frac{L_n^2}{2EI} + (\varphi_t + \varphi_N)L_n - \delta_t \quad (2.16)$$

$$\varphi_b = F_{bf} \frac{L_n^2}{2EI} - M_b \frac{L_n}{EI} + (\varphi_t + \varphi_N) \quad (2.17)$$

$$\delta_t = \varphi_N m \quad (2.18)$$

Avec  $\delta_b$  la déflexion de la tête de vis,  $\varphi_b$  l'angle de flexion de la tête de vis,  $\varphi_N$  l'angle de flexion de la vis,  $\varphi_t$  l'angle de flexion entre les filets,  $\delta_t$  la déflexion du centre de rotation des filets due à  $\varphi_N$ .

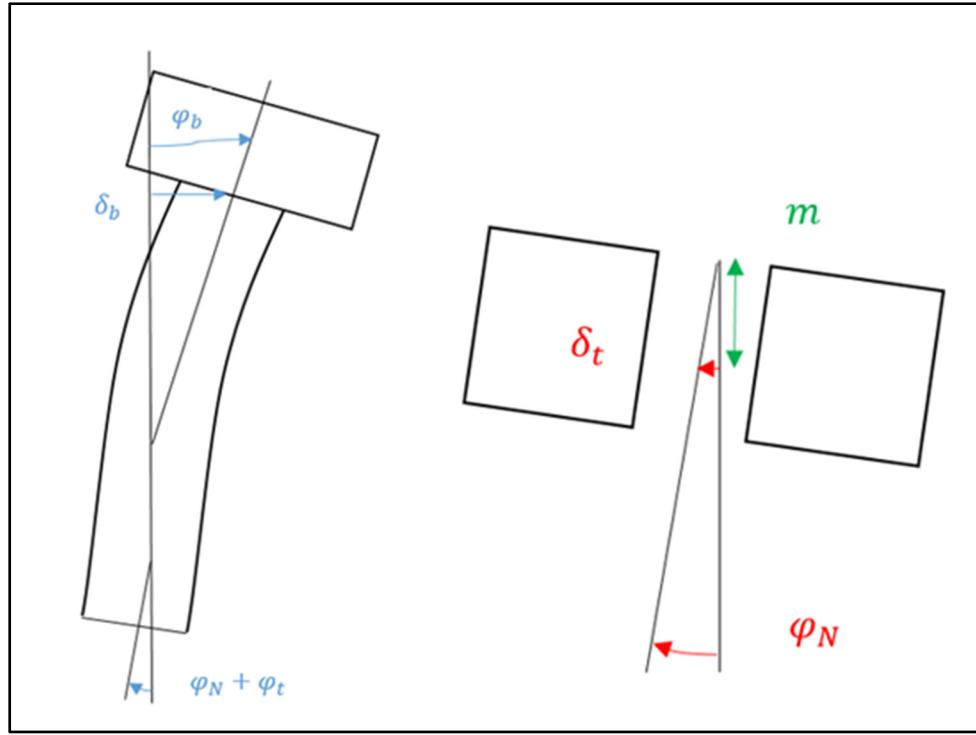


Figure 2.16 Schémas des déformations de la vis à gauche et de l'écrou à droite  
Les relations entre les moments de flexion et les angles de flexion correspondants s'écrivent :

$$M_b = \beta_b \varphi_b \quad (2.19)$$

$$M_t = \beta_t \varphi_t \quad (2.20)$$

$$M_N = \beta_N \varphi_N \quad (2.21)$$

Avec  $\beta_b$ ,  $\beta_t$  et  $\beta_N$  les rigidités en flexion des zones de contact. Les moments de flexions, dues aux pressions de contacts, se calculent comme suit :

$$M_b = \iint_{\Omega_b} \vec{r} \times \vec{p}_b r \, dr \, d\theta = \lambda_b \varphi_b \frac{\pi (r_{b_o}^4 - r_{b_i}^4)}{4 r_{b_{max}}} \quad (2.22)$$

$$M_N = \iint_{\Omega_N} \vec{r} \times \vec{p}_N r \, dr \, d\theta = \lambda_N \varphi_N \frac{\pi (r_{N_o}^4 - r_{N_i}^4)}{4 r_{N_o}} \quad (2.23)$$

En se basant sur les équations 2.8 et 2.19 à 2.22, on en déduit les rigidités en flexion tels que :

$$\beta_b = \lambda_b \frac{\pi(r_{b_o}^4 - r_{b_i}^4)}{4 r_{b_o}} \quad (2.24)$$

$$\beta_t = \frac{\lambda_t}{r_{t_o}} \iint_{\Omega_t} \left( 1 - \frac{\theta - \theta_0}{3n\pi} - \frac{1}{3} \left( \frac{\theta - \theta_0}{2n\pi} \right)^2 \right) \quad (2.25)$$

$$r^2 \cos(\theta) [x + z(\tan(\alpha) \cos(\theta) - \tan(\beta) \sin(\theta))] dr d\theta$$

$$\beta_N = \lambda_N \frac{\pi(r_{N_o}^4 - r_{N_i}^4)}{4 r_{N_o}} \quad (2.26)$$

La rigidité équivalente est ensuite déduite telle que :

$$\frac{1}{\beta_{eq}} = \frac{1}{\beta_b} + \frac{1}{\beta_N} + \frac{1}{\beta_t} \quad (2.27)$$

À partir des équations 2.10 à 2.27, on peut exprimer chacune des grandeurs (moments, forces, déflection, angles) en fonction du déplacement extérieur :

$$\varphi_b = \frac{1}{\beta_b} \frac{\frac{1}{\beta_t} L_n + \frac{1}{\beta_N} L + \frac{1}{2EI} L_n^2}{\left[ \frac{m^2}{\beta_N \beta_t} + \frac{L_n^2}{\beta_b \beta_t} + \frac{L^2}{\beta_b \beta_N} + \frac{L_n^4}{12E^2 I^2} + \frac{1}{3EI} \left( L_n^3 \left( \frac{1}{\beta_b} + \frac{1}{\beta_t} \right) + \frac{(L^3 + m^3)}{\beta_N} \right) \right]} \delta_e(t) \quad (2.28)$$

$$\varphi_t = \frac{1}{\beta_t} \frac{\frac{1}{\beta_b} L_n + \frac{1}{\beta_N} m + \frac{1}{2EI} L_n^2}{\left[ \frac{m^2}{\beta_N \beta_t} + \frac{L_n^2}{\beta_b \beta_t} + \frac{L^2}{\beta_b \beta_N} + \frac{L_n^4}{12E^2 I^2} + \frac{1}{3EI} \left( L_n^3 \left( \frac{1}{\beta_b} + \frac{1}{\beta_t} \right) + \frac{(L^3 + m^3)}{\beta_N} \right) \right]} \delta_e(t) \quad (2.29)$$

$$\varphi_N = \frac{1}{\beta_N} \frac{\frac{1}{\beta_b}L - \frac{1}{\beta_t}m + \frac{1}{2EI}(L^2 - m^2)}{\left[ \frac{m^2}{\beta_N\beta_t} + \frac{L_n^2}{\beta_b\beta_t} + \frac{L^2}{\beta_b\beta_N} + \frac{L_n^4}{12E^2I^2} + \frac{1}{3EI}\left(L_n^3\left(\frac{1}{\beta_b} + \frac{1}{\beta_t}\right) + \frac{(L^3 + m^3)}{\beta_N}\right) \right]} \delta_e(t) \quad (2.30)$$

$$F_{tf} = \frac{\frac{1}{\beta_{eq}} + \frac{1}{\beta_b}\frac{L_n}{\rho_M} + \frac{1}{\beta_N}\frac{m}{\rho_M} + \frac{L_n}{2EI\rho_M}(L_n + 2\rho_M)}{\left[ \frac{m^2}{\beta_N\beta_t} + \frac{L_n^2}{\beta_b\beta_t} + \frac{L^2}{\beta_b\beta_N} + \frac{L_n^4}{12E^2I^2} + \frac{1}{3EI}\left(L_n^3\left(\frac{1}{\beta_b} + \frac{1}{\beta_t}\right) + \frac{(L^3 + m^3)}{\beta_N}\right) \right]} \delta_e(t) \quad (2.31)$$

$$F_{bf} = \frac{\frac{1}{\beta_{eq}} + \frac{1}{EI}L_n}{\left[ \frac{m^2}{\beta_N\beta_t} + \frac{L_n^2}{\beta_b\beta_t} + \frac{L^2}{\beta_b\beta_N} + \frac{L_n^4}{12E^2I^2} + \frac{1}{3EI}\left(L_n^3\left(\frac{1}{\beta_b} + \frac{1}{\beta_t}\right) + \frac{(L^3 + m^3)}{\beta_N}\right) \right]} \delta_e(t) \quad (2.32)$$

On peut également les exprimer en fonction de la force extérieure :

$$\varphi_b = \frac{\beta_{eq}}{\beta_b} \frac{\frac{1}{\beta_t}L_n + \frac{1}{\beta_N}L + \frac{1}{2EI}L_n^2}{1 + \frac{\beta_{eq}}{EI}L_n} (F_e(t) - \mu_c F_b) \quad (2.33)$$

$$\varphi_t = \frac{\beta_{eq}}{\beta_t} \frac{\frac{1}{\beta_b}L_n + \frac{1}{\beta_N}m + \frac{1}{2EI}L_n^2}{1 + \frac{\beta_{eq}}{EI}L_n} (F_e(t) - \mu_c F_b) \quad (2.34)$$

$$\varphi_N = \frac{\beta_{eq}}{\beta_N} \frac{\frac{1}{\beta_b}L - \frac{1}{\beta_t}m + \frac{1}{2EI}(L^2 - m^2)}{1 + \frac{\beta_{eq}}{EI}L_n} (F_e(t) - \mu_c F_b) \quad (2.35)$$

$$F_{tf} = \beta_{eq} \frac{\frac{1}{\beta_{eq}} + \frac{1}{\beta_b} \frac{L_n}{\rho_M} + \frac{1}{\beta_N} \frac{m}{\rho_M} + \frac{L_n}{2EI\rho_M} (L_n + 2\rho_M)}{1 + \frac{\beta_{eq}}{EI} L_n} (F_e(t) - \mu_c F_b) \quad (2.36)$$

$$\delta_b = \beta_{eq} \frac{\left[ \begin{array}{l} \frac{m^2}{\beta_N \beta_t} + \frac{L_n^2}{\beta_b \beta_t} + \frac{L^2}{\beta_b \beta_N} + \frac{L_n^4}{12E^2 I^2} \\ + \frac{1}{3EI} \left( L_n^3 \left( \frac{1}{\beta_b} + \frac{1}{\beta_t} \right) + \frac{(L^3 + m^3)}{\beta_N} \right) \end{array} \right]}{1 + \frac{\beta_{eq}}{EI} L_n} (F_e(t) - \mu_c F_b) \quad (2.37)$$

### 2.3.2.2 Phase 2 : glissements entre les filets

Lorsque qu'il y a glissement entre les filets,  $\beta_t$  change pour devenir  $\beta_t'$ .  $\beta_{eq}$  devient donc également  $\beta_{eq}'$  tel que:

$$\frac{1}{\beta_{eq}'} = \frac{1}{\beta_b} + \frac{1}{\beta_N} + \frac{1}{\beta_t'} \quad (2.38)$$

Les équations 2.8 à 2.19 restent valides. En conséquence, les équations 2.28 à 2.30, 2.32 à 2.35, et 2.37 restent valides en changeant juste  $\beta_t$  par  $\beta_t'$  et  $\beta_{eq}$  par  $\beta_{eq}'$ . Seules les équations 2.31 et 2.36 changent pour devenir :

$$\Delta F_{tf} = 0 \quad (2.39)$$

$$\Delta \varphi_b = \frac{\beta_{eq}'}{\beta_b} \frac{\frac{1}{\beta_t'} L_n + \frac{1}{\beta_N} L + \frac{1}{2EI} L_n^2}{1 + \frac{\beta_{eq}'}{EI} L_n} (\Delta F_e(t) - \mu_c F_b) \quad (2.40)$$

$$\Delta \varphi_t = \frac{\beta_{eq}'}{\beta_t} \frac{\frac{1}{\beta_b} L_n + \frac{1}{\beta_N} m + \frac{1}{2EI} L_n^2}{1 + \frac{\beta_{eq}'}{EI} L_n} (\Delta F_e(t) - \mu_c F_b) \quad (2.41)$$

$$\Delta\varphi_N = \frac{\beta_{eq} \frac{1}{\beta_b} L - \frac{1}{\beta_t'} m + \frac{1}{2EI} (L^2 - m^2)}{1 + \frac{\beta_{eq}'}{EI} L_n} (\Delta F_e(t) - \mu_c F_b) \quad (2.42)$$

$$\Delta\delta_b = \beta_{eq} \frac{\left[ \frac{m^2}{\beta_N \beta_t'} + \frac{L_n^2}{\beta_b \beta_t'} + \frac{L^2}{\beta_b \beta_N} + \frac{L_n^4}{12E^2 I^2} + \frac{1}{3EI} (L_n^3 \left( \frac{1}{\beta_b} + \frac{1}{\beta_t'} \right) + \frac{(L^3 + m^3)}{\beta_N}) \right]}{1 + \frac{\beta_{eq}'}{EI} L_n} (\Delta F_e(t) - \mu_c F_b) \quad (2.43)$$

### 2.3.3 Les rigidités en flexion

Le modèle théorique utilise des rigidités en flexion de divers éléments du système. Ces rigidités en flexion sont :

- $\beta_b$ , la rigidité entre la plaque supérieure et la tête de vis;
- $\beta_N$ , la rigidité entre la plaque inférieure et l'écrou;
- $\beta_t$  et  $\beta_t'$ , les rigidités entre les filets de la vis d'une part, et les filets de l'écrou d'autre part, le premier terme correspondant à une rigidité quand il n'y a pas de glissement entre les filets, le second terme correspondant au cas où les glissements ont lieu.

Les rigidités  $\beta_b$  et  $\beta_N$  peuvent s'écrire comme suit :

$$\frac{1}{\beta_b} = \frac{1}{\beta_{bp}} + \frac{1}{\beta_{bv}} \quad (2.44)$$

$$\frac{1}{\beta_N} = \frac{1}{\beta_{Np}} + \frac{1}{\beta_{Ne}} \quad (2.45)$$

Où  $\beta_{bp}$  correspond à la rigidité en flexion de la plaque supérieure,  $\beta_{Np}$  correspond à la rigidité en flexion de la plaque inférieure,  $\beta_{bv}$  correspond à la rigidité en flexion de la tête de vis et  $\beta_{Ne}$  correspond à la rigidité en flexion de l'écrou. Les rigidités  $\beta_{bp}$  et  $\beta_{Np}$  peuvent se calculer comme suit (Naruse et al., 2012) :

$$\beta_{bp} = \beta_{Np} = \frac{E_p I_c}{L} = \frac{\pi E_p}{4L} \left( \frac{(R_a - r_{b_o}) R_a^3 r_{b_o}^3}{R_a^3 - r_{b_o}^3} - r_{b_i}^{-4} \right) \quad (2.46)$$

Où  $E_p$  est le module d'élasticité des plaques,  $L$  est l'épaisseur totale des plaques, c'est-à-dire la longueur utile,  $R_a$  est le rayon maximal de la zone comprimée par le boulon,  $r_{b_o}$  et  $r_{b_i}$  sont respectivement les rayons maximal et minimal de la zone de contact entre la tête de vis et la plaque supérieure, qui valent également respectivement  $r_{N_o}$  et  $r_{N_i}$  les rayons maximal et minimal de la zone de contact entre l'écrou et la plaque inférieure. Ici,  $r_{b_i}$  et  $r_{N_i}$  valent le rayon du trou dans les plaques, soit 6.825 mm, tandis que  $r_{b_o}$  et  $r_{N_o}$  valent le rayon inscrit de la tête de vis hexagonal et de l'écrou hexagonal, soit 9 mm (des congés sous la tête de vis et sur l'écrou assurent des surfaces en forme de disque).

Malheureusement, les rigidités  $\beta_{bv}$ ,  $\beta_{Ne}$ ,  $\beta_t$  et  $\beta_t'$  ne peuvent être connues théoriquement, il est donc nécessaire de les calibrer à l'aide de modèles numériques. Ces modèles numériques utilisent des morceaux des modèles numériques complets et ont nécessité 1 heure de calculs en moyenne.

La calibration de la rigidité  $\beta_b$  est faite grâce à un modèle qui n'est constitué que de la plaque supérieure et d'une partie de la vis (tête de vis et tige sans filetage). La calibration s'est faite pour chaque épaisseur à 3 forces de serrage : 10 000 N, 20 000 N et 40 000 N. Un déplacement transversal est appliqué à la tige tandis que la face inférieure de la plaque supérieure en contact avec la plaque inférieure dans le système complet est fixe. Ce mouvement crée un moment de flexion au niveau de la zone de contact entre la tête de vis et la plaque.  $\beta_b$  est obtenue en divisant ce moment de flexion par l'angle de la tige de la vis au niveau de sa jonction avec la tête de vis.

La calibration des rigidités  $\beta_N$ ,  $\beta_t$  et  $\beta_t'$  s'est faite grâce à un modèle constitué de la plaque inférieure, de l'écrou et de la partie fileté de la vis. Un déplacement transversal est appliqué à la tige tandis que la face supérieure de la plaque inférieure en contact avec la plaque supérieure dans le système complet est fixe. La calibration est faite pour chaque épaisseur à 3

forces de serrage :  $10\ 000\ N$  et  $20\ 000\ N$ . Ce mouvement crée un moment de flexion au niveau de la zone de contact entre l'écrou et la plaque.  $\beta_N$  est obtenue en divisant ce moment par l'angle que fait l'écrou. Le déplacement crée également un moment de flexion entre les filets de la vis et ceux de l'écrou.  $\beta_t$  et  $\beta_t'$  sont obtenue en divisant ce moment par l'angle que fait l'axe de la vis au centre du filetage. Deux pentes sont systématiquement obtenues :

- la première, quand le moment et l'angle sont proches de 0, correspond à  $\beta_t$  ;
- la deuxième correspond donc à  $\beta_t'$ .



## CHAPITRE 3

### ANALYTICAL MODELING OF SELF-LOOSENING OF BOLTED JOINTS SUBJECTED TO TRANSVERSE LOADING

Valentin Fort <sup>a</sup>, Abdel-Hakim Bouzid <sup>b</sup>, Michel Gratton <sup>c</sup>

<sup>a,b</sup> Département de Génie Mécanique, École de Technologie Supérieure,  
1100 Notre-Dame Ouest, Montréal, Québec, Canada H3C 1K3

<sup>c</sup> Institut National des Sciences Appliquées Centre Val de Loire  
3 rue de la Chocolaterie, 41034 Blois cedex, France

*Article soumis pour publication le 8 juin 2018 au Journal of Pressure Vessel Technology de l'ASME*

#### 3.1 Abstract

Self-loosening of bolted joints is a common issue in Pressure Vessel and Piping equipment. This phenomenon can not only cause the industry a lot of losses due to maintenance but can result in catastrophic incidents leading to environment and health issues. This paper presents several improvements and innovations that are brought to the subject of self-loosening of bolted joints through a study involving analytical, numerical and experimental work.

A new model to prevent self-loosening of bolted joints is developed. Particular focus is put on the effect of the clamping plate thickness on the self-loosening of the joint. A fully instrumented experimental set-up, in conjunction with an M12-1.75 bolt, is deployed to track the bolt tension decrease with the application of an imposed cyclic transversal displacement. In addition to the measurement of the transverse relative displacement between the two clamping parts, the clamping and transverse loads are also recorded. Finally, the relative rotation between the bolt and the nut is measured by means of a rotation sensor directly installed on the nut. The results show that there is a good agreement between the analytical, numerical and experimental results. The new model is compared with FEM and experimentation for different plate thickness configurations.

### 3.2 Introduction

One of the most common failures of a bolted joint assembly is the self-loosening induced by transverse cyclic loading caused by relative movement or vibrations. Self-loosening of bolted joints is a phenomenon that is present in all industries including automotive, aerospace and oil and gas industries. This problem can cause of catastrophic failures: shut downs, loss of revenue, maintenance, accidents and health issues and environment damage. The practical countermeasure to self-loosening is a periodic re-tightening in order to keep the bolts to the desired tension force. Few solutions were proposed to limit the self-loosening of bolted joints with limited success (Shoji et al., 2007).

As early as 1969, (Junker, 1969) had developed the first prototype of a machine to test the ability of bolted joint to resist loosening due to lateral cyclic loading. This machine became popular and was used in several subsequent experimental researches worldwide (Shoji et al., 2007; Junker, 1969; (Finkelston, 1972; Pai et Hess, 2002; Jiang et al., 2002). Other researchers adopted servo hydraulic tensile machines to carry experimental investigations on the self-loosening of bolted joints such as in (Jiang et al., 2002).

From an analytical point of view, few researchers studied fastener loosening phenomena (Pai et Hess, 2002; Jiang et al., 2002; Pai et Hess, 2004; Nassar et Housari, 2005; Nassar et Yang, 2009; Yang et Nassar, 2010) to study. Some of these researchers pursued their work further to develop a non-linear model to predict self-loosening of bolted joints based on sliding friction surfaces under the bolt head and nut and in the threads (Yang et Nassar, 2011; Yamamoto, 1995; Izumi et al., 2005; Naruse et al., 2012; Yang et Nassar, 2011; Yang et Nassar, 2012). In their studies, the elastic beam theory is applied to the bolt bending under transverse load with certain hypotheses, such as uniform and linear varying contact pressure distributions under the bolt head, under the nut and in the threads. Some limitations to the analytical models exist and in particular the analytical quantification of bending stiffness under the bolt head and nut that is required by the model.

In this paper, a new model to study the untightening of bolts is proposed. In addition, the effect of plate thickness on self-loosening is highlighted. This analytical developed model is tested numerically using both a finite element modeling and experimentally using a newly designed self-loosening test bench. Finally, a comparison with the existing model in the literature is also conducted.

### 3.3 Analytical model

The bolted joint assembly system is shown in figure 3.1. The bottom plate is considered as fixed and the top plate is considered to move in the direction of the displacement excitation. The theoretical model is divided into 3 cases. The first one is related to the absence of slippage between all contact surfaces. The second considers slip in the threads but not under the bolt head or under the nut. The last one considers slippage in the threads and under the bolt head.

#### 3.3.1 Static equilibrium in the joint assembly

An assembly system of two plates tightened by a bolt is held in place by friction. Indeed, the bolt is subjected to three twisting moments as shown in figure 3.1, the torque  $T_p$  acting in the threads and two moments of friction  $T_b$  acting under the bolt head and  $T_t$  acting in the threads. The total torque  $T_T = T_t - T_p$  includes the thread friction torque  $T_t$  and the torque due to the contact pressure in the threads  $T_p$ . The torque  $T_p$  is produced by the tangential component of the pressure on the threads and acts in the loosening direction of the bolted joint. It has a fixed value for a bolt force and is resisted by a friction torque in the threads  $T_t$  and under the bolt head  $T_b$  but their proportions in not known at rest. However their values are known when loosening takes place. This is because the conditions of sliding in the threads and under the bolts are known. Thus, for loosening the bolt, it is necessary to apply an external torque such that:

$$T_e \geq T_b + T_T \quad (3.1)$$

Or

$$T_e \geq T_b + T_t - T_p$$

Here  $T_T$  is the total torque in the thread equal to  $T_t - T_p$  during untightening and  $T_t + T_p$  during tightening. In the same way, the nut is subjected to three moments,  $T_p$ ,  $T_t$  and  $T_N$ , the latter being the moment of friction between the nut and the fixed plate. At equilibrium,  $T_N$  has the same numerical value as  $T_b$ . Here again, the loosening will occur when by applying an external torque:

$$T_e \geq T_N + T_T \quad (3.2)$$

Or

$$T_e \geq T_N + T_t - T_p$$

Under the application of an external force, when the self-loosening occurs, the external torque  $T_e$  is zero.

### 3.3.2 Underhead Friction Analysis

Because of the bending effect of bolt underhead on the plate when the transverse loading occurs, the contact pressure is assumed to be:

$$\vec{p}_b = \left( p_{b0} + \lambda_b \varphi_b \frac{r \cos(\theta)}{r_{b_o}} \right) \vec{k} \quad (3.3)$$

With  $p_{b0} = \frac{F_b}{A_b}$ , the uniform contact pressure,  $A_b = \pi(r_{b_o}^2 - r_{b_i}^2)$  the underhead area,  $r_{b_o}$  and  $r_{b_i}$  the maximum and minimum radius of the contact surface under the bolt head,  $\varphi_b$  the bending angle at bolt underhead and  $\lambda_b$  the constant for bending stiffness of bolt head.

Under transverse loading, the bolt is subjected to forces and moments. Consider the underhead contact area subjected to an external force  $F_{eb}$  and an external torque  $T_{eb}$  as shown in figure 3.2. The elementary force equilibrium equation is given by:

$$d\overrightarrow{F_{eb}} + d\overrightarrow{F_{Teb}} + d\overrightarrow{F_{bf}} = \vec{0} \quad (3.4)$$

With:

$$d\overrightarrow{F_{eb}} = dF_{eb} \vec{l} \, ds \quad (3.5)$$

$$d\overrightarrow{F_{Teb}} = dF_{Teb} \vec{v} \, ds \quad (3.6)$$

$$d\overrightarrow{F_{bf}} = \mu_b p_b \overrightarrow{u_{bf}} \, ds \quad (3.7)$$

Because all infinitesimal elements must eventually turn and slide and all elementary frictional forces must be in the direction of movement, there will be a point  $Cb$  located at a radius  $r_{cb}$  where the resultant friction force acts and around which all the area turns. Therefore the elementary friction force must be perpendicular to the radius  $r_{bf}$  from this point to the element.  $\mu_b$  is the friction coefficient of the contact surface between the bolt head and the moving plate and  $\vec{v}$  is tangential unit vector and  $\overrightarrow{u_{bf}}$  the unit vector of the friction is given by the following in the  $\vec{i} \vec{j} \vec{k}$  coordinate system:

$$\begin{aligned} \overrightarrow{u_{bf}} &= \begin{bmatrix} \cos(\gamma) \\ -\sin(\gamma) \\ 0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{r_{cb} + r \sin(\theta)}{r_{bf}} \\ -\frac{r \cos(\theta)}{r_{bf}} \\ 0 \end{bmatrix} \\ &= \begin{bmatrix} \frac{r_{cb} + r \sin(\theta)}{((r_{cb} + r \sin(\theta))^2 + r^2 \cos^2(\theta))^{0.5}} \\ -\frac{r \cos(\theta)}{((r_{cb} + r \sin(\theta))^2 + r^2 \cos^2(\theta))^{0.5}} \\ 0 \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (3.8)$$

The friction under the bolt head is represented by a transverse friction force  $F_{bf}$ , which opposes  $F_{eb}$  and by a friction moment  $T_{bf}$ , which opposes  $F_{eb}$  and  $T_{eb}$  such that the equilibrium of moments about the center  $Cb$  must be satisfied:

$$T_{eb} = T_{bf} - F_{eb}r_{cb} = T_{bf} - F_{bf}r_{cb} = T_b \quad (3.9)$$

The elementary torque  $dT_{bf}$  caused by  $d\vec{F}_{bf}$  is obtained by:

$$dT_{bf} = (\vec{r}_{bf} \times d\vec{F}_{bf}) \cdot \vec{k} = \mu_b p_b r ((r_{cb} + r \sin(\theta))^2 + r^2 \cos^2(\theta))^{0.5} ds \quad (3.10)$$

The transverse friction force  $dF_{bf}$  under the bolt caused by  $d\vec{F}_{bf}$  is given by:

$$dF_{bf} = d\vec{F}_{bf} \cdot \vec{i} = \mu_b p_b \frac{r_{cb} + r \sin(\theta)}{((r_{cb} + r \sin(\theta))^2 + r^2 \cos^2(\theta))^{0.5}} ds \quad (3.11)$$

Since  $ds = r dr d\theta$  for a plane surface, the torque  $T_{bf}$  and the force  $F_{bf}$  can be presented by integrating  $dT_{bf}$  and  $dF_{bf}$  on the contact area:

$$\begin{aligned} T_{eb} + F_{eb}r_{cb} &= T_{bf} = \iint_{\Omega_b} dT_{bf} \\ &= \mu_b \iint_{\Omega_b} p_b r^2 ((r_{cb} + r \sin(\theta))^2 + r^2 \cos^2(\theta))^{0.5} dr d\theta \end{aligned} \quad (3.12)$$

$$\begin{aligned} F_{eb} &= F_{bf} = \iint_{\Omega_b} d\vec{F}_{bf} \cdot \vec{i} \\ &= \mu_b \iint_{\Omega_b} p_b r \frac{r_{cb} + r \sin(\theta)}{((r_{cb} + r \sin(\theta))^2 + r^2 \cos^2(\theta))^{0.5}} dr d\theta \end{aligned} \quad (3.13)$$

If the external force  $F_{eb}$  is known, the equations 3.9 and 3.13 allow the determination of the two unknowns  $r_{cb}$  and  $T_b$  to obtain the sliding condition. There is a relationship between friction torque ratio and frictional force ratio during sliding such that:

$$R_{T_b} = \frac{T_b}{\mu_b F_b r_b} = f_b \left( R_{F_{bf}} = \frac{F_{bf}}{\mu_b F_b} \right) \quad (3.14)$$

Where  $r_b$  is the effective radius of the bolt head surface and can be calculated as follows:

$$r_b = \frac{1}{F_b} \iint_{\Omega_b} r p_b \, ds \quad (3.15)$$

The function  $f_b$  is represented in figure 3.4 for a pressure under the bolt head given by the equation 3.3. The friction under the nut is represented by similar equations as the friction under the bolt head with only the dimensions and friction coefficient  $\mu_N$  that are different.  $f_N$  is a function similar to  $f_b$  and results in a similar curve.

### 3.3.3 Thread Friction Analysis

Similarly, with the application of a transverse load  $F_{et}$  and an external torque  $T_{et}$ , the resisting friction force in the threads is represented by an elementary force  $d\vec{F}_{tf}$ . In addition, the pitch torque is represented by  $d\vec{F}_{Tp}$ . The elementary force equilibrium equation is given by:

$$d\vec{F}_{et} + d\vec{F}_{Tet} + d\vec{F}_{Tp} + d\vec{F}_{tf} = \vec{0} \quad (3.16)$$

With the friction force written as follows:

$$d\vec{F}_{tf} = \mu_t p_t \vec{u}_{tf} \, ds \quad (3.17)$$

With  $\mu_t$  the friction coefficient,  $\vec{u}_{tf}$  the unit vector in the direction of friction given by a vector similar the expression of which is similar to that of  $\vec{u}_{bf}$  replacing  $r_{ct}$  with  $r_{cb}$  of and  $p_t$  is the contact pressure normal to the thread surface such that:

$$\vec{p}_t = \left( p_{t0} + \lambda_t \varphi_t \frac{r \cos(\theta)}{r_{to}} \right) \vec{w}_1 \quad (3.18)$$

With,  $p_{t0} = \frac{F_b}{A_t}$  the average contact pressure,  $A_t = n\pi(r_{to}^2 - r_{ti}^2)$ ,  $n$  the number of engaged threads,  $\varphi_t$  the bending angle between nut threads and bolt threads,  $\lambda_t$  the constant for bending stiffness of threads.  $\vec{w}_1$  is the normal unit vector of the thread contact surface and is defined by the cross product of a radial and tangential vectors parallel to the thread surface  $\vec{u}_r$  and  $\vec{v}_t$  vector:

$$\vec{w}_1 = \frac{\vec{u}_r \times \vec{v}_t}{|\vec{u}_r| |\vec{v}_t|} = \frac{1}{\sqrt{1 + \tan(\alpha)^2 + \tan(\beta)^2}} \begin{bmatrix} \tan(\alpha) \\ \tan(\beta) \\ 1 \end{bmatrix} \quad (3.19)$$

With  $\vec{u}_r$  and  $\vec{v}_t$  given in the local coordinate system  $\vec{u} \vec{v} \vec{w}$  shown in Fig. 3:

$$\vec{u}_r = \begin{bmatrix} \cos(\alpha) \\ 0 \\ -\sin(\alpha) \end{bmatrix} \text{ and } \vec{v}_t = \begin{bmatrix} 0 \\ \cos(\beta) \\ -\sin(\beta) \end{bmatrix} \quad (3.20)$$

The thread pitch force in the direction untightening is given by:

$$d\vec{F}_{Tp} = p_t \vec{w}_1 \cdot \vec{v} \vec{v} ds \quad (3.21)$$

The equilibrium of moments about the center Ct is given by:

$$T_{et} = T_{tf} - F_{et}r_{ct} - T_p = T_{tf} - F_{tf}r_{ct} - T_p = T_t - T_p = T_T \quad (3.22)$$

$ds$  is the thread elementary surface given by the elementary length  $dr/\cos(\alpha)$  in the direction  $\vec{u}_r$  and by the elementary length  $rd\theta/\cos(\beta)$  in the direction of  $\vec{v}_t$ . The thread frictional torque  $T_{tf}$  is written as follows:

$$T_{et} + F_{et}r_{ct} - T_p = T_{tf} = \iint_{\Omega_t} (\vec{r}_{tf} \times d\vec{F}_{tf}) \cdot \vec{k}$$

$$\begin{aligned}
&= \frac{\mu_t}{\cos(\alpha) \cos(\beta)} \iint_{\Omega_t} \overrightarrow{u_{tf}} \cdot \overrightarrow{u_{tf}'} p_t r \\
&\times ((r_{ct} + r \sin(\theta))^2 + r^2 \cos^2(\theta))^{0.5} dr d\theta
\end{aligned} \tag{3.23}$$

The thread pitch torque  $T_p$  is given by:

$$\begin{aligned}
T_p &= \iint_{\Omega_t} (\vec{r} \times \overrightarrow{dF_{Tp}}) \cdot \vec{k} = \tan(\beta) \iint_{\Omega_t} p_t r^2 dr d\theta \\
&= \tan(\beta) r_t F_b
\end{aligned} \tag{3.24}$$

Where  $r_t$  is the effective thread radius and can be calculated as follows:

$$r_t = \frac{1}{F_b} \iint_{\Omega_t} r p_t ds \tag{3.25}$$

The frictional force  $F_{tf}$  is written as follows:

$$\begin{aligned}
F_{et} &= F_{tf} = \iint_{\Omega_t} d\overrightarrow{F_{tf}} \cdot \vec{i} = \frac{\mu_t}{\cos(\alpha)\cos(\beta)} \\
&\times \iint_{\Omega_t} \frac{\overrightarrow{u_{tf}} \cdot \overrightarrow{u_{tf}'} p_t r (r_{ct} + r \sin(\theta))}{((r_{ct} + r \sin(\theta))^2 + r^2 \cos^2(\theta))^{0.5}} dr d\theta
\end{aligned} \tag{3.26}$$

With  $\overrightarrow{u_{tf}}$ , is the projection of the unit vector  $\overrightarrow{u_{tf}'}$  in the plan of the threads which is normal to  $\overrightarrow{w_1}$ . It is the vector of equation 3.9 defined in the  $\vec{u} \vec{v} \vec{w}$  local coordinate system:

$$\overrightarrow{u_{tf}} = \begin{bmatrix} \cos(\theta) & \sin(\theta) & 0 \\ -\sin(\theta) & \cos(\theta) & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \cos(\gamma) \\ -\sin(\gamma) \\ 0 \end{bmatrix} \tag{3.27}$$

$\overrightarrow{u_1}$  and  $\overrightarrow{v_1}$  are the unit vectors in the plan of the threads and are defined such that:

$$\vec{v}_1 = \vec{v}_t = \begin{bmatrix} 0 \\ \cos(\beta) \\ -\sin(\beta) \end{bmatrix} \text{ and } \vec{u}_1 = \vec{v}_1 \times \vec{w}_1 \quad (3.28)$$

$\vec{u}_{tf}' \cdot \vec{u}_{tf}$  can be written as follows:

$$\vec{u}_{tf}' \cdot \vec{u}_{tf} = \sqrt{(\vec{u}_{tf} \cdot \vec{u}_1)^2 + (\vec{u}_{tf} \cdot \vec{v}_1)^2} \quad (3.29)$$

If the external force  $F_{et}$  is known, the equations 3.22 and 3.26 allow the determination of the two unknowns  $r_{ct}$  and  $T_{et}$  to obtain the sliding condition. There is a relationship between the friction torque ratio and frictional force ratio during sliding such that:

$$R_{T_t} = \frac{T_t}{\mu_t F_b r_t} = f_t \left( R_{F_{tf}} = \frac{F_{tf}}{\mu_t F_b} \right) \quad (3.30)$$

The function  $f_t$  is also presented in figure 3.4 for a M12-1.75 bolt and for a thread pressure of the type of equation 3.18.

### 3.3.4 No sliding under the head and between the threads

In this case, there is no sliding at the threads and under the bolt and nut interfaces, so  $T_t + T_b - T_p > 0$  therefore there is no loosening. So the deflection of the bolt head  $\delta_b$  is equal to displacement excitation:

$$\delta_b = \delta_e \quad (3.31)$$

Based on the equilibrium of the bolt subjected to a lateral force  $F_{bf}$  and a bending resisting moment at the threads at the mid nut height  $m$ , the deflection of the bolt head  $\delta_b$  taking into consideration the bending angle at the junction between the bolt head and the bolt shank are given by:

$$\delta_b = \beta_{eq} \frac{\left[ \frac{m^2}{\beta_N \beta_t} + \frac{L_n^2}{\beta_b \beta_t} + \frac{L^2}{\beta_b \beta_N} + \frac{L_n^4}{12E^2 I^2} + \frac{1}{3EI} \left( L_n^3 \left( \frac{1}{\beta_b} + \frac{1}{\beta_t} \right) + \frac{(L^3 + m^3)}{\beta_N} \right) \right]}{1 + \frac{\beta_{eq}}{EI} L_n} F_{bf} = k_{\delta_b} F_{bf} \quad (3.32)$$

With  $\beta_b$  is the bending compliance of the bolt underhead,  $\beta_t$  the bending compliance of the nut threads and the  $\beta_N$  bending compliance of the nut at the nut to plate surface and  $\beta_{eq}$  is the equivalent compliance such that:

$$\frac{1}{\beta_{eq}} = \frac{1}{\beta_b} + \frac{1}{\beta_N} + \frac{1}{\beta_t} \quad (3.33)$$

In addition, the external force on the bolt  $F_e$ , the friction force in the bolt  $F_{bf}$  and the friction force in the thread  $F_{tf}$  are linked by the component of the force due to bending in thread  $F_{tb}$  such that:

$$F_e = F_{bf} = F_{tf} - F_{tb} \quad (3.34)$$

And therefore:

$$F_{tf} = \beta_{eq} \frac{\frac{1}{\beta_{eq}} + \frac{1}{\beta_b} \frac{L_n}{\rho_M} + \frac{1}{\beta_N} \frac{m}{\rho_M} + \frac{L_n}{2EI\rho_M} (L_n + 2\rho_M)}{1 + \frac{\beta_{eq}}{EI} L_n} F_{bf} = k_{F_{tf}} F_{bf} \quad (3.35)$$

It can be noted that in this case with the external force not sufficient to case self-loosening of the bolt it would require the application of an external torque  $T_e$  which is the addition of the two external torques  $T_{eb} + T_{et}$  calculated simultaneously such that:

$$T_e = T_{eb} + T_{et} = T_{bf} + T_{tf} - T_p - F_{bf}r_{cb} - F_{tf}r_{ct} \quad (3.36)$$

$$= T_b + T_t - T_p$$

This can have a practical application in the case where a bolted joint subjected to an external known force is to be untightened.

### 3.3.5 Sliding between the thread contact surfaces

In this case, there is no sliding under the bolt head. The sliding in the threads means that  $T_t = T_{tf} - F_{tf}r_{ct} = 0$  and therefore no torque is transmitted to the head. Thus, in this case,  $T_b - T_p > 0$  and therefore loosening is not possible. Furthermore it would require an external torque  $T_e = T_b - T_p$  given by equation 3.9 to loosen the joint. The deflection of the bolt head  $\delta_b$  is therefore equal to  $\delta_e$ . For this case, the bending compliance of the bolt-nut threads decreases considerably compared to the previous case, and it is noted  $\beta_t'$ .

Equation 3.32 is applied again in this scenario by changing just the rigidity, so that the increment of displacement from the point of thread sliding is given in terms of the increment of bolt friction such that:

$$\delta_b = \beta_{eq}' \left[ \frac{\frac{m^2}{\beta_N \beta_t'} + \frac{L_n^2}{\beta_b \beta_t'} + \frac{L^2}{\beta_b \beta_N} + \frac{L_n^4}{12E^2 I^2} + \frac{1}{3EI} \left( L_n^3 \left( \frac{1}{\beta_b} + \frac{1}{\beta_t} \right) + \frac{(L^3 + m^3)}{\beta_N} \right)}{1 + \frac{\beta_{eq}'}{EI} L_n} \right] F_{bf} = k_{\delta_b'} F_{bf} \quad (3.37)$$

$\beta_{eq}'$  is the equivalent compliance obtained in the same manner as that of equation 2.33 replacing  $\beta_t$  with  $\beta_t'$ . In this case,  $F_{tf}$  remains unchanged so that:

$$\Delta F_{tf} = 0 \quad (3.38)$$

### 3.3.6 Self-loosening

In this case, there is a sliding under the bolt head with the moving plate and between the threads of the bolt and the nut. This means that  $T_e$  equal 0 and  $T_b + T_t - T_p = 0$  and  $\delta_b \neq \delta_e$ .

This condition is favorable to the occurrence of self-loosening. The clamping force of the bolt  $F_b$  therefore gradually decreases. If sliding occurs only in the threads and under the bolt head with  $\mu_b < \mu_N$ , then the bolt clamping force decrease is as follows:

$$\Delta F_b = \frac{k_b k_c}{k_b + k_c} \frac{p}{2\pi} \theta = \frac{pk_j}{2\pi} \theta \quad (3.39)$$

Where  $k_b$  is the tensile stiffness of the bolt,  $k_c$  is the compression stiffness of the plates and  $k_j$  is the equivalent joint stiffness (Yang et Nassar, 2011). Using the energy conservation equation, the rotation can be evaluated as a function of relative displacement between the bolt and the plates per half a cycle. The work done by the external force during simultaneous sliding of underhead and at the threads is resisted by the internal forces and moments doing work, therefore:

$$F_e(\delta_e - \delta_{b_{max}}) = (T_b + T_t - T_p)\theta + \frac{1}{2}k_j \left( \frac{p\theta}{2\pi} \right)^2 \quad (3.40)$$

The three torques  $T_b$ ,  $T_t$  and  $T_p$  are calculated for the sliding condition in both underhead and threads.  $\delta_{b_{max}}$  is obtained using equation 2.48. The last term is the internal axial deformation energy. Therefore the rotation angle is given by the positive root of equation 2.40:

$$\theta = \frac{-T + \sqrt{T^2 + \frac{k_j p^2 F_e (\delta_e - \delta_{b_{max}})}{2\pi^2}}}{\frac{k_j}{4} \left( \frac{p}{\pi} \right)^2} \quad (3.41)$$

The decrease of the bolt force per half a cycle is given by:

$$\Delta F_b = \frac{1}{p} \left[ \sqrt{\pi^2 T^2 + k_j p^2 F_e (\delta_e - \delta_{b\max})} - \pi T \right] \quad (3.42)$$

If sliding occurs only in the threads and under the nut with  $\mu_b > \mu_N$ , then  $T_b$  is replaced with  $T_N$  in the calculation of  $T$ .

### 3.3.7 Self-loosening criterion

The self-loosening occurs when  $\delta_b$  reaches a maximum value. Thus, the criterion preventing the self-loosening is written as follows:

$$\delta_e < \delta_{b\max} \quad (3.43)$$

The curve of  $\delta_b$  has two slopes according to  $F_{bf}$ , the first one is  $k_{\delta_b}$  as long as there is no slip in the threads, and the second one is  $k_{\delta_b}'$  when there is sliding in the threads. The value of  $F_{bf}$  at which the change between the two slopes takes place is:

$$F_{bf} = \frac{F_{tf\max}}{k_{F_{tf}}} \quad (3.44)$$

So,  $\delta_{b\max}$  can be written as:

$$\delta_{b\max} = k_{\delta_b} \frac{F_{tf\max}}{k_{F_{tf}}} + k_{\delta_b}' \left( F_{bf\max} - \frac{F_{tf\max}}{k_{F_{tf}}} \right) \quad (3.45)$$

In addition, in the zone between  $F_{tf\max}$  and  $F_{bf\max}$ , the case 2 occurs, which means  $T_t \approx 0$  and  $T_b \approx T_p$ :

$$F_{tf\max} = \mu_t F_b f_{t\max} \quad (3.46)$$

$$F_{bf\max} = \mu_b F_b f_b^{-1} \left( \frac{r_t \tan(\beta)}{\mu_b r_b} \right) \quad (3.47)$$

Therefore, substituting equations 2.46 and 2.47 into equation 2.45:

$$\delta_{b\max} = F_b \left[ \frac{\mu_t f_{t\max}}{k_{F_{tf}}} (k_{\delta_b} - k_{\delta_b}') + k_{\delta_b}' \mu_b f_b^{-1} \left( \frac{r_t \tan(\beta)}{\mu_b r_b} \right) \right] \quad (3.48)$$

Finally, the self-loosening criterion is written as follows:

$$\delta_e < F_b \left[ \frac{\mu_t f_{t\max}}{k_{F_{tf}}} (k_{\delta_b} - k_{\delta_b}') + k_{\delta_b}' \mu_b f_b^{-1} \left( \frac{r_t \tan(\beta)}{\mu_b r_b} \right) \right] \quad (3.49)$$

It can be noticed that the criterion is linear with the clamp load  $F_b$ . In the case of a M12-1.75 bolt,  $f_{t\max} = 1.0793$ . If the slippage occurs between the nut and the plate before the slippage between the bolt head and the other plate, the criterion is written as follows:

$$\delta_e < F_b \left[ \frac{\mu_t f_{t\max}}{k_{F_{tf}}} (k_{\delta_b} - k_{\delta_b}') + k_{\delta_b}' \mu_N f_N^{-1} \left( \frac{\tan(\beta) r_t}{\mu_N r_N} \right) \right] \quad (3.50)$$

A criterion preventing the self-loosening in terms of force can be defined as:

$$F_e < F_{fc} + F_{bf\max} \quad (3.51)$$

With  $F_{fc} = \mu_c F_b$  the frictional force between the two plates,  $\mu_c$  the frictional coefficient between these plates. So the criterion may be written as:

$$F_e < F_b \left[ \mu_c + \mu_b f_b^{-1} \left( \frac{\tan(\beta) r_t}{\mu_b r_b} \right) \right] \quad (3.52)$$

Similarly, if slippage is to be avoided between the nut and the plate, the following condition must be satisfied:

$$F_e < F_b \left[ \mu_c + \mu_N f_N^{-1} \left( \frac{\tan(\beta) r_t}{\mu_N r_N} \right) \right] \quad (3.53)$$

### 3.4 Numerical finite elements model

If phase I which involves self-loosening due cyclic plastic deformation were to be studied, an axisymmetric model might be sufficient due to the absence of rotation of the bolted joint assembly elements. However, this study concerns phase II where self-loosening occurs due to the relative rotation between the bolt and the nut and therefore a 3D modeling shown in figure 3.5 taking into account the helical geometry of the thread is necessary as detailed in figure 3.6. All simulations were performed on Ansys Workbench v15. Since one of the main objectives of this work is to study the effect of plate thickness on self-loosening, five numerical models using the finite element method have been produced. Each model corresponds to a different thickness. The numerical models simulates the self-loosening of an M12-1.75 bolt with a thread pitch of 1.75 mm and an external thread diameter of 12 mm. For each case, in order to limit the calculation CPU time, 5 threads have been modelled for the nut and 7 threads for the bolt.

Since the simulations concerns phase II, plasticity has only minor effects. Thus, only the elastic properties of the materials of the whole system were taken into account. The bolt, the nut and the plates are made of steel, with a Young's modulus of 200 GPa and a Poisson ratio of 0.3. The contacts between the different parts of the entire bolted joint assembly are very important. Thus, four contact zones are identified: in the threads between the nut and the bolt; between the bolt head and the moving plate; between the nut and the fixed plate; and between the 2 plates. A value of friction coefficient of 0.15 was adopted for all four contact

zones. No washers were used in the simulation. The plates were designed to be a square section of 50 mm aside with a central hole of 13.65 mm diameter. The thicknesses of the 2 plates are the same for each model with a total grip length  $L$  of 17, 21, 25, 29 and 33 mm.

To simulate the initial clamping force, a pre-stress was applied to the unthreaded part of bolt shank. Each simulation took between 30 and 36 hours. In addition, for each thickness, two other models were built with parts of the mains models in order to determine the compliances  $\beta_b$ ,  $\beta_N$ ,  $\beta_t$  and  $\beta_t'$ . The first two and their variation with length are shown in figures 3.7 and 3.8.

The model for the calibration of  $\beta_b$  consists only of the upper plate and part of the bolt (bolt head and shank without thread). Calibration was performed for each thickness with 3 clamping forces: 10, 20 and 30 kN. The curves obtained for the different loads are shown in figure 3.7. The curves are found to essentially superimpose for all loads. The model for the calibration of  $\beta_N$  consists of the lower plate, the nut and the threaded part of the bolt. Calibration was performed for each thickness with the clamping force of 10 kN. The curves obtained are shown in figure 3.8.

### 3.5 Experimental test rig

In order to test the effect of plate thickness on bolt self-loosening, a test fixture was designed as shown in figure 3.9. Two plates of the same thickness made of steel are tightened with a bolt and a nut. These plates have a hole of 13.65 mm in diameter and have a thickness of 6.1, 8.1 and 10.1 mm. two washers 2.4 mm thick are added on each side to the joint assembly. This gives an effective length of 17, 21 and 25 mm respectively. The bolt used is a M12-1.75 bolt, the external diameter of the thread is 12 mm and the thread pitch is 1.75 mm. The relative rotation between the bolt and nut is measured with a rotary variable differential transformer (RVDT). The sensor is held by 3 screws on the nut. The end of the bolt shaft is machined beforehand, creating a recess. This recess fits into the slot provide on the end of the

RVDT sensor. With this sensor, the rotation of the bolt relative to the nut is measured with a high accuracy.

The translational movement between the 2 plates is carried out with a tensile-compression machine which is equipped with a crank drive mechanism. Thus, the rotation of the motor shaft causes the horizontal bar connected to the moving plate to undergo a reciprocated movement. For the installation and replacement of the test bench plates, different elements are present between the bar and the moving plate. In order to regulate the load through the displacement control system a spring and a flexible plate system is placed between the specimen and the reciprocating horizontal bar. Therefore in order to retrieve the absorbed part of the imposed displacement a linear variable differential transformer (LVDT) is directly attached to the two plates. This way, the relative displacement of the two plates close to the bolt location is directly measured allowing a better precision of the relative movement of the plates. The clamping force in the bolt is measured by means of a 1.5 mm diameter strain gauge of the bolt type used in quarter bridge and is inserted directly inside the bolt. This avoids potential undesirable effects on the self-loosening process that can result from the presence of a load cell as used by other researchers in the past.

A GSE force transducer 5410-5k is used to measure lateral force produced by the imposed displacement, which is located in the extension of the fixed plate. Finally, a magnetic pulse count sensor, located at the junction between the horizontal bar and the connecting rod gives the number of cycles of the transverse displacement and is also used to automatically stop the test. The fully automated rig is connected to a computer through a data acquisition and control unit. An in-house developed program that runs under LabView is used to monitor the instruments and control the rig while recording data at regular time intervals for post treatment analysis.

### 3.6 Results and discussion

First the new self-loosening criterion is tested and compared with numerical simulations and experimental tests. From a theoretical point of view, the criterion is proportional to the clamping force  $F_b$ . But the effects of different parameters can be observed.

#### 3.6.1 Effect of the grip length $L$

The maximum bolt displacement at slippage  $\delta_{b\max}$  changes with the thickness of the plates  $L$ . Indeed, as can be seen in figure 3.10,  $\delta_{b\max}$  increases non-linearly with  $L$ . This means that the higher the thickness of the plates, the higher the amplitude of the transverse vibrations must be in order for the self-loosening to occur. The effect is shown for different bolt clamping loads.

#### 3.6.2 Effect of the friction coefficients $\mu_b$ and $\mu_t$

The effects of friction coefficients  $\mu_b$  and  $\mu_t$  are shown in figure 3.11. An increase of  $\mu_b$  improves the resistance to self-loosening. However, the more  $\mu_t$  increases, the more  $\delta_{b\max}$  decreases. This is counter-intuitive but is explained by the fact that  $k_{\delta_b}'$ , binding  $F_{bf}$  and  $\delta_b$ , are higher when sliding in threads occurs as opposed when the isn't.

#### 3.6.3 Effect of Young's modulus $E$

Figure 3.12 shows that the more the Young modulus  $E$  increases, the more  $\delta_{b\max}$  decreases. This means that an aluminium bolt, for example, is more resistant to self-loosening than a steel bolt. This is because the lower the modulus, the lower the bending rigidity, and therefore the bolt will bend more.

### 3.6.4 Effect thread pitch $p$

Figure 3.13 shows the variation of  $\delta_{b_{max}}$  as a function of the pitch  $p$  for M12 bolts. Note that as the thread pitch  $p$  increases, ie. the more the bolt has a coarse thread, the more  $\delta_{b_{max}}$  decreases. Nevertheless this parameter has little influence comparatively and indeed,  $\delta_{b_{max}}$  for a pitch of 1.75 mm is 97.4% of  $\delta_{b_{max}}$  for a pitch of 1 mm.

### 3.6.5 Analytical, numerical and experimental comparisons

For each experimental test and numerical simulation, the same bolt is used (M12-75). The thickness of the two plates used in the experiment are 17 mm and 21mm while the plates with thicknesses 17 mm, 21 mm and 25 mm were analysed numerically. Nominal values of 200 GPa and 0.3 are used for the Young's modulus and Poisson's coefficient, respectively, for the both analytical and numerical approach. In addition, the friction coefficients between the moving plate and the bolt head, between the nut and the fixed plate and in the threads are assumed to be 0.15. The criterion limit for the bolt combined under head and thread slip condition is shown in figure 3.14. The external load here is applied directly to the bolt. It is shown that for a bolt load of 10 kN with  $\mu_b = \mu_t = 0.15$ , the external load required for sliding in threads is around 1110 N while in both threads and under head is around 1420 N.

Figure 3.15 present the comparisons between the analytical and FEM results. Figure 3.15 shows the bolt head rotation and external variations with the displacements. The transverse load variation indicates that curve has two slopes one during bending of the bolt without sliding and the lower slope when sliding occurs. There is a good agreement between the FEM and the analytical rigidities obtained from equations 3.32 and 3.37. Figures 3.16 and 3.17, where  $L = 17\text{ mm}$  and the initial clamp loads are  $F_b = 10525\text{ N}$  for figure 3.16 and  $F_b = 21167\text{ N}$  for figure 3.17, show the ability of the model to predict rotation (equation 3.41) and consequently clamping load decrease (equation 3.42) using the equation of energy deformation in the bolt. Once again a good agreement between the analytical model and FEM exists.

Figures 3.18 and 3.19 show the results of some experimental tests. The line is the borderline between the occurrence of self-loosening and the none-self-loosening zones. These figures show that the borderline is linear. The lines are also equal to the criterion with friction coefficients equal 0.15 for  $\mu_t$  and to 0.28 for  $\mu_b$ . The proposed criterion is representative of the reality.

Figures 3.20, 3.21 and 3.22 show the results of the various numerical simulations (Finite Elements Model) compared to the theoretical approach for an effective length  $L$  of 17 mm, 21 mm and 25 mm respectively. The red diamond markers show the experimental tests where the self-loosening of the bolt occurred; whereas the blue circular markers are those experimental tests where self-loosening of the bolt did not occur. Three lines are shown to limit self-loosening; the first one is related to the theoretical criterion given by equations 3.49 and 3.51, the second line is the limit obtained from numerical results and the third line is defined by the criterion equation 1.8 given in reference (Yang et Nassar, 2012).

For  $L = 17\text{mm}$ , the two criteria are below the experimental line, with a difference of 6% for the new criterion and 29% for equation 1.8. For  $L = 21\text{mm}$ , the new criterion and the numerical line are equal whereas equation 1.8 is below the borderline and has a difference of 20%. For  $L = 25\text{mm}$ , the line representing the new model is above the borderline with a difference of 7% and the line from equation 1.8 is below the borderline with a difference of 15%. The proposed new model gives a good agreement with experimental and the numerical results.

### 3.7 Conclusion

A new analytical model to predict the occurrence of self-loosening has been developed. The effects of the different parameters on the developed analytical model were studied. A comparison with numerical simulations and experimental tests has been also conducted. Rotation and clamping load can be predicted using the developed model. The results show a

good agreement between this new model and the results of numerical simulations with a maximum of 7% difference. A criteria based on displacement seem to give a good representation of the reality. Further research is being conducted to investigate the effect displacement and force excitation, thread size and geometry on the self-loosening of bolted joint.

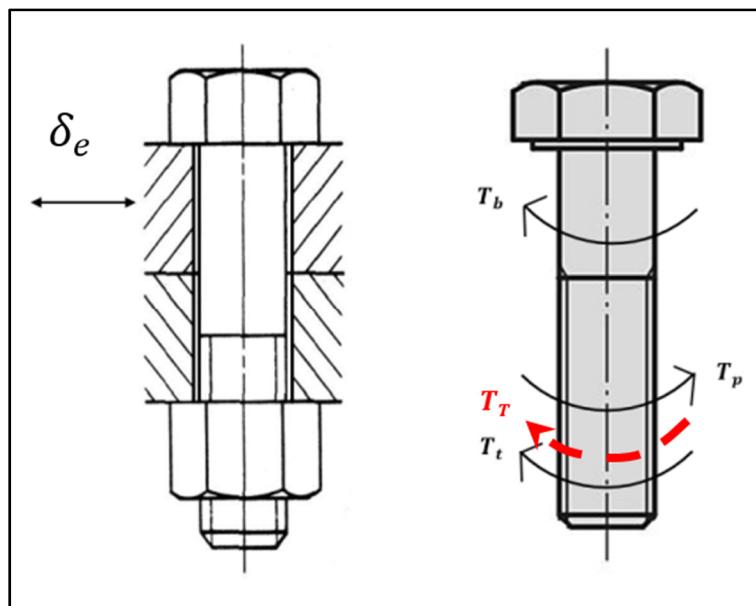


Figure 3.1 The bolted joint assembly under a lateral movement and torques  $T_b$ ,  $T_t$ ,  $T_p$  and  $T_T$

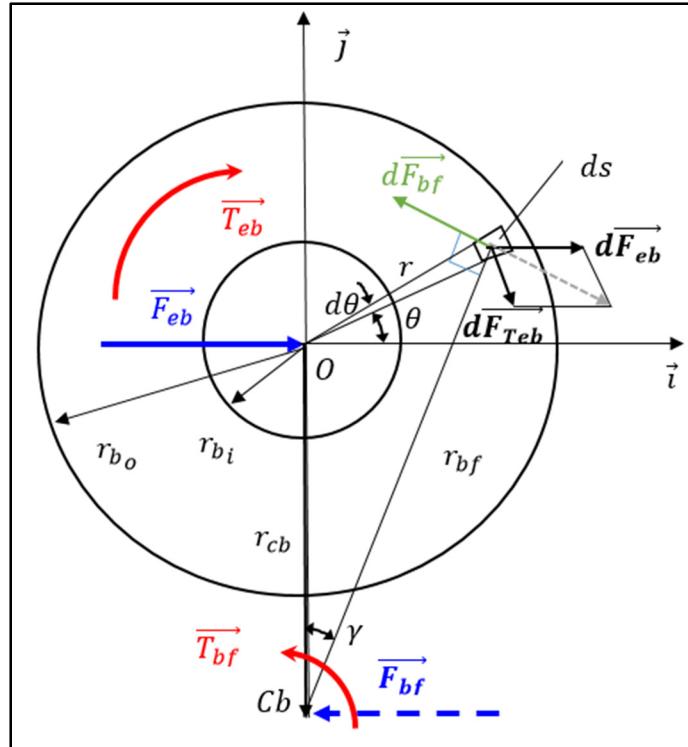


Figure 3.2 Free body diagram under head

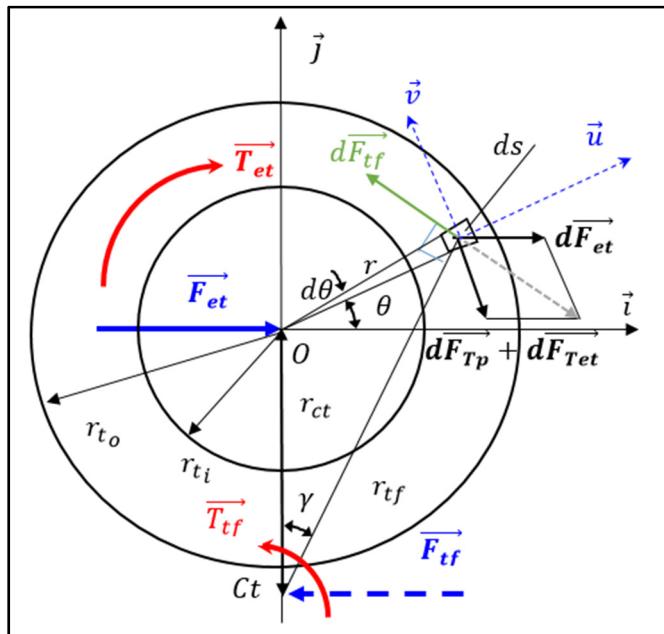


Figure 3.3 Free body diagram in the threads

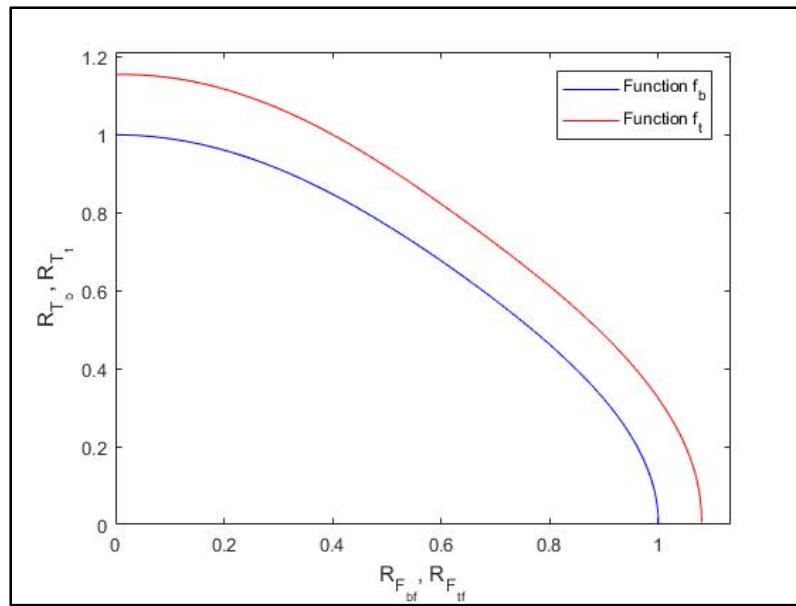


Figure 3.4 Example of slip conditions of under head and in threads of an M12-1.75 studied separately

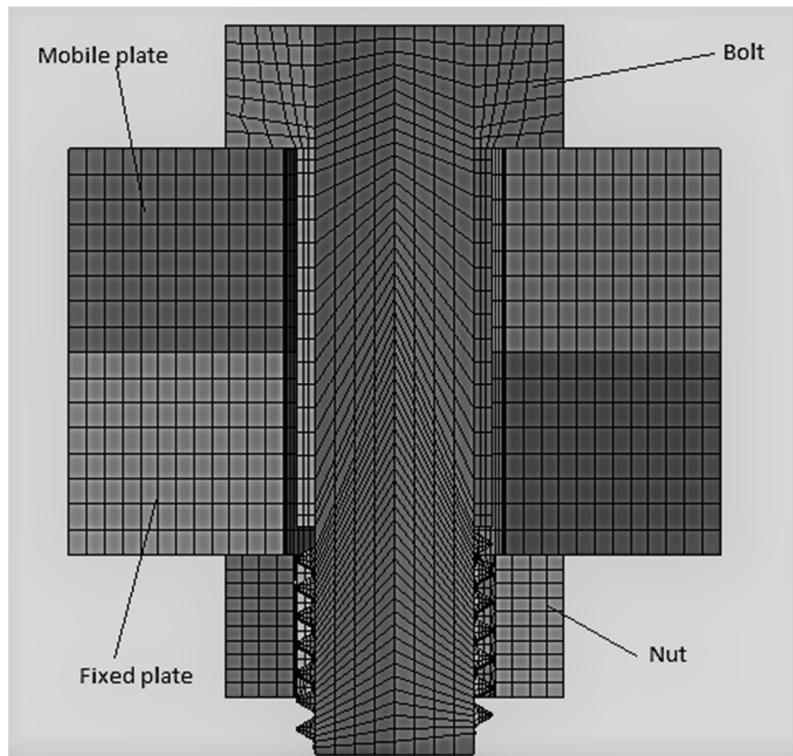


Figure 3.5 FEM of bolted joint under transverse excitation

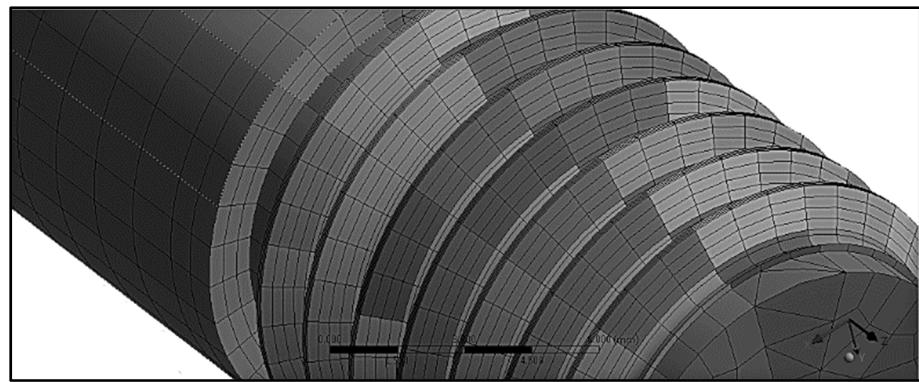


Figure 3.6 Structured mesh of bolt threads

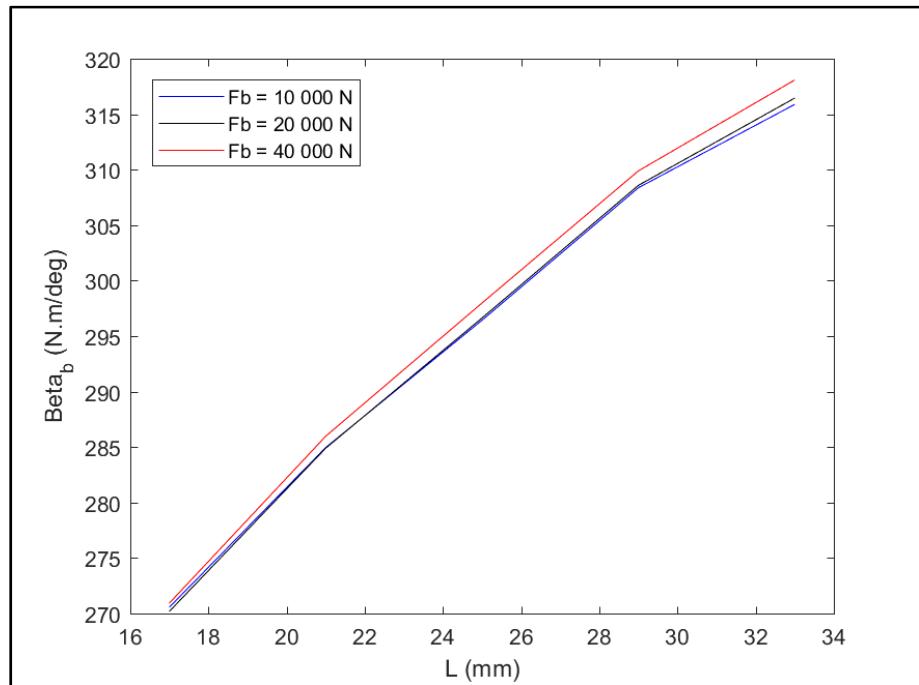


Figure 3.7 Bending stiffness  $\beta_b$  versus the grip length  $L$

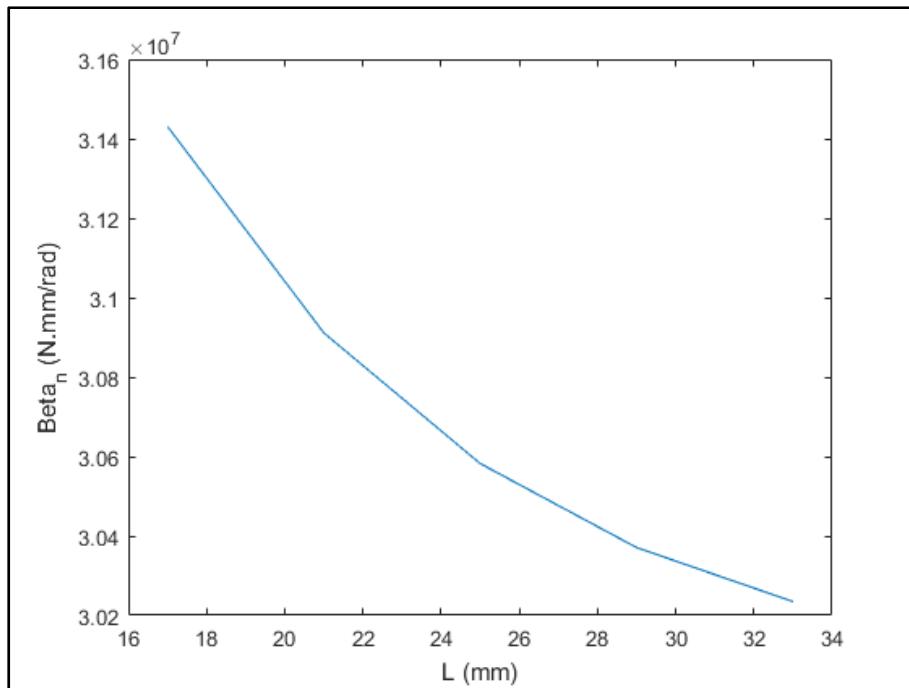


Figure 3.8 Bending stiffness  $\beta_N$  versus the grip length  $L$

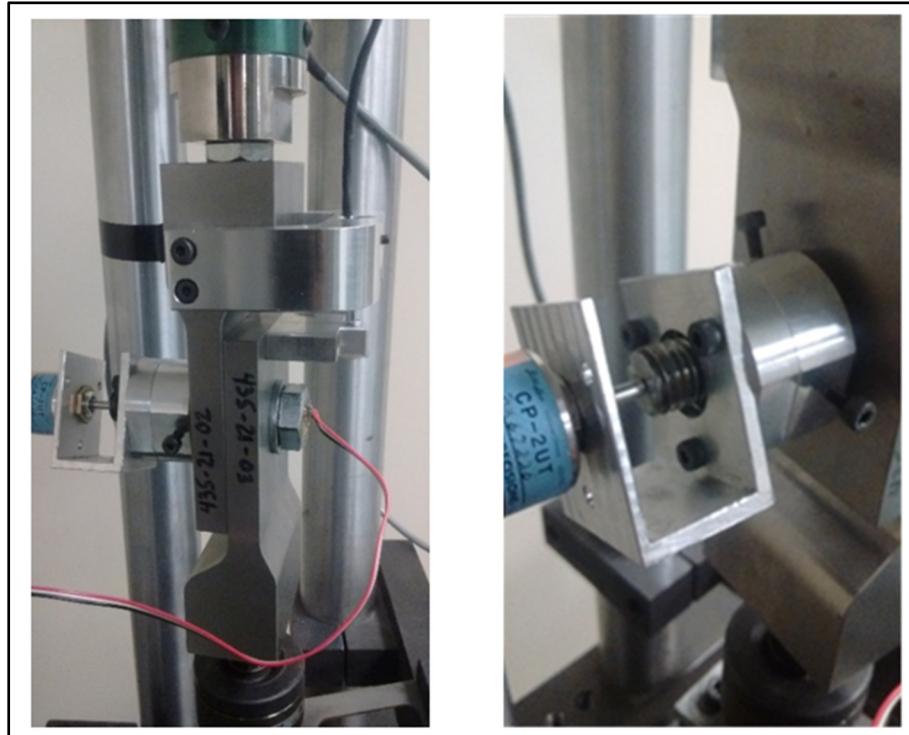


Figure 3.9 Experimental test rig

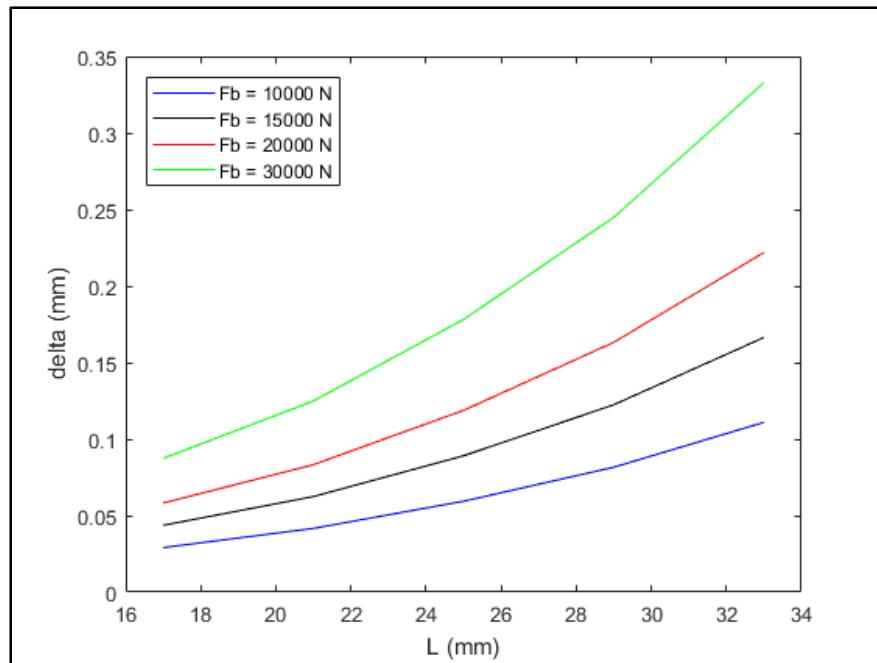


Figure 3.10 Maximum deflection of the bolt head  $\delta_{b\max}$  versus grip length  $L$

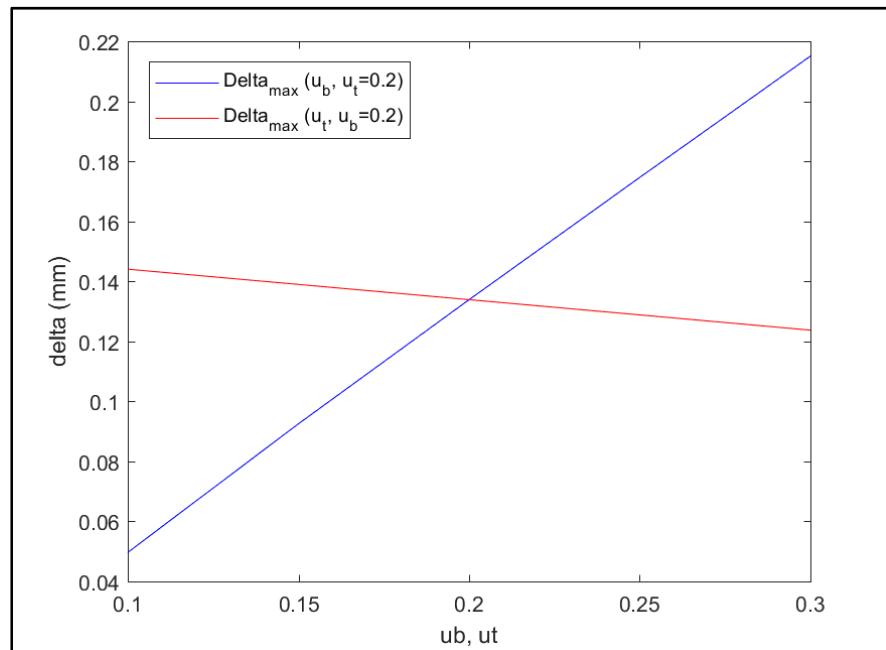


Figure 3.11 Maximum deflection of the bolt head  $\delta_{b\max}$  versus friction coefficients  $\mu_b$  and  $\mu_t$

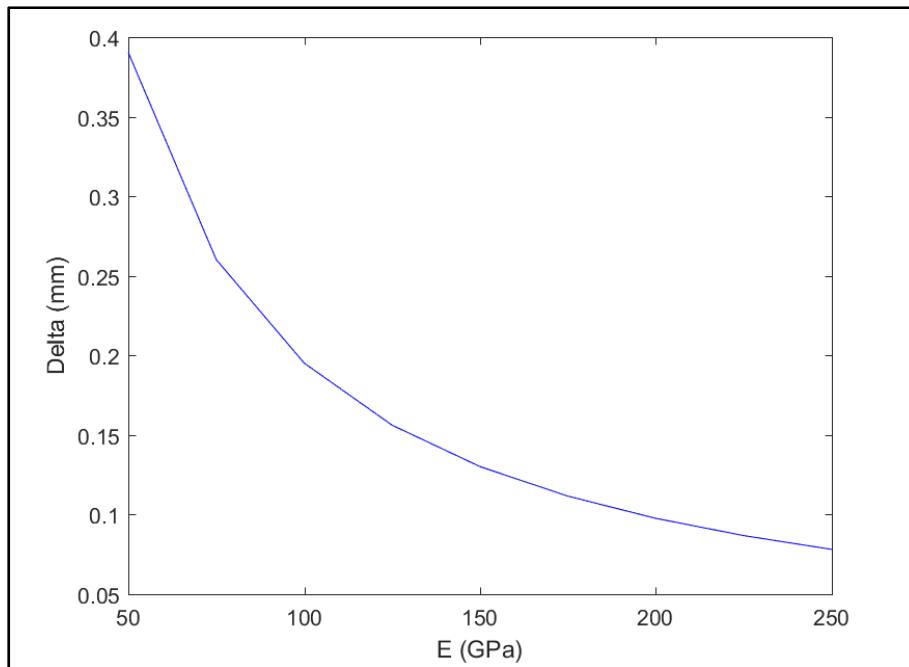


Figure 3.12 Maximum deflection of the bolt head  $\delta_{b\max}$  versus Young's modulus  $E$

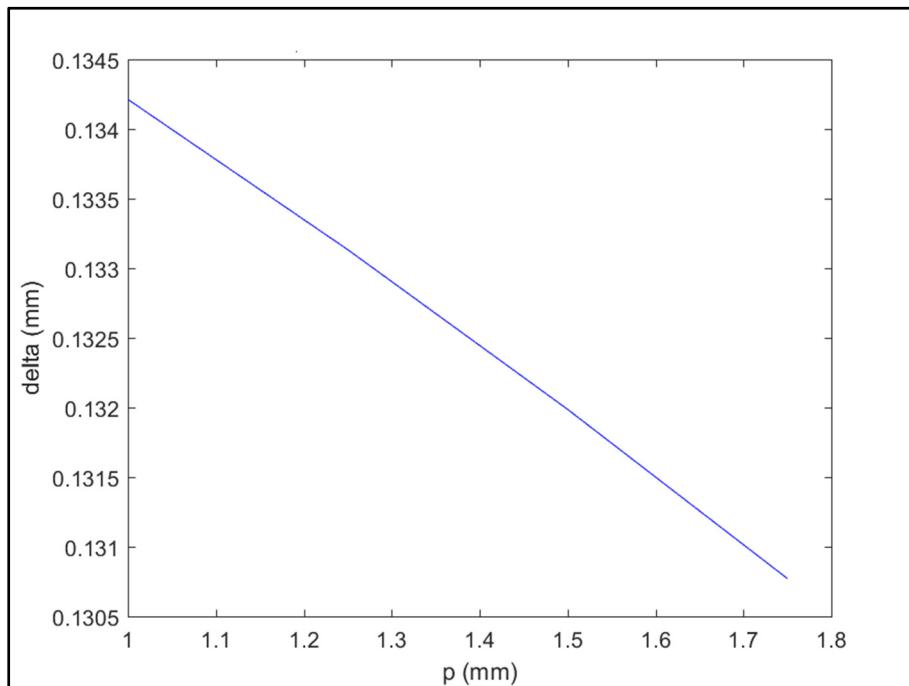


Figure 3.13 Maximum deflection of the bolt head  $\delta_{b\max}$  versus thread pitch  $p$

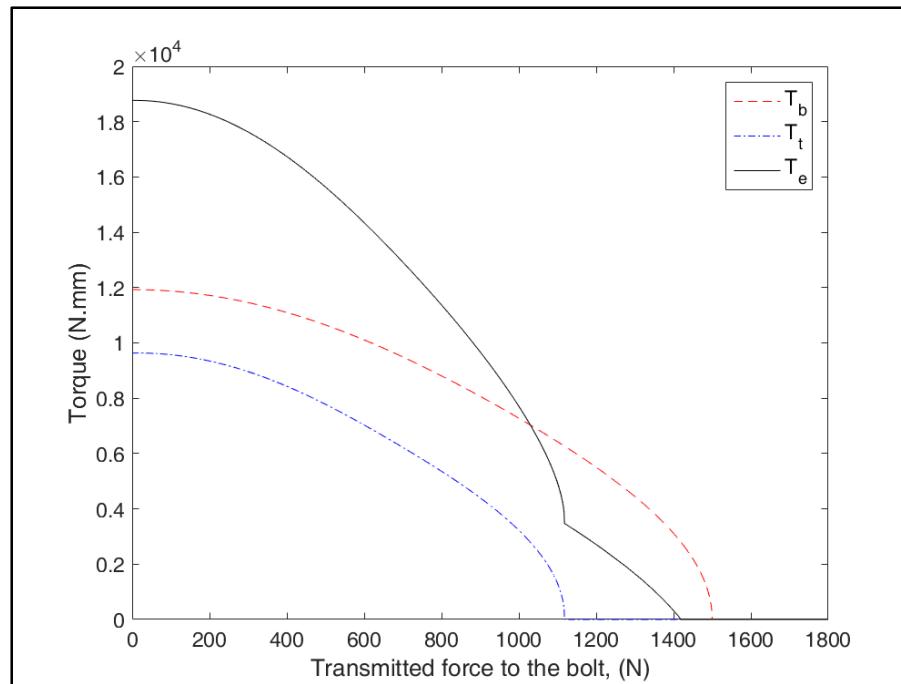


Figure 3.14 Slip limit for an M12-1.75 bolted joints

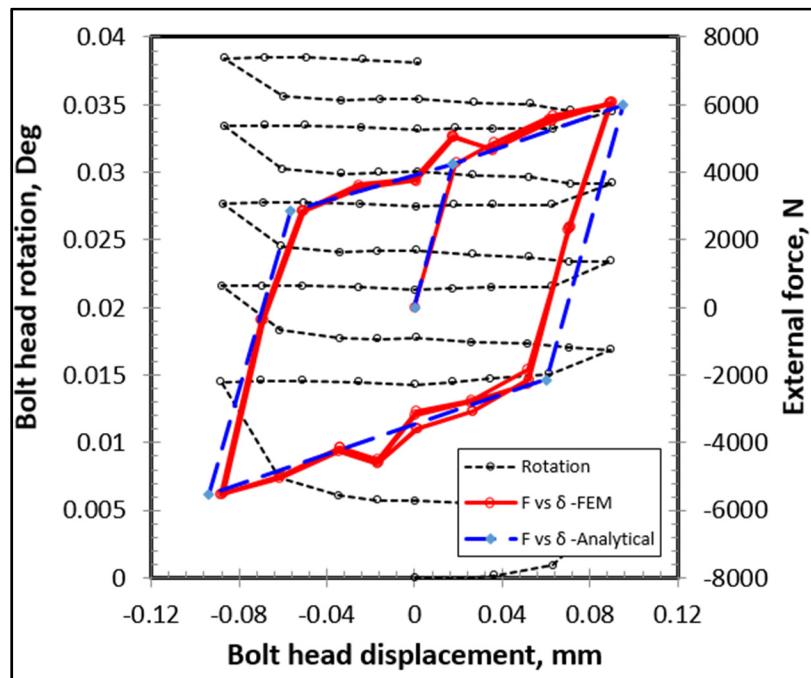


Figure 3.15 Bolt head rotation  $\theta$  and external load  $F_e$  versus bold head displacement  $\delta_b$  with  $L = 17\text{ mm}$

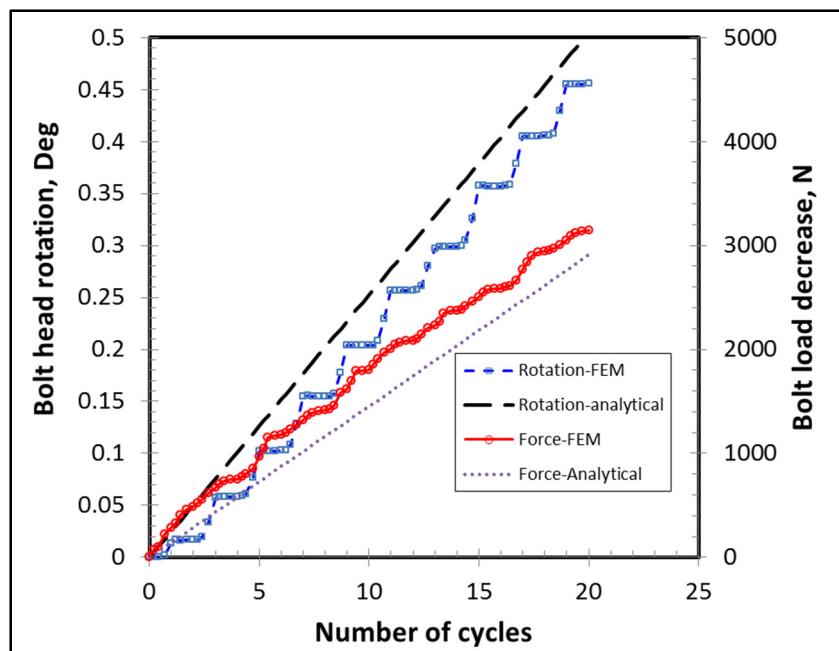


Figure 3.16 Bolt head rotation  $\theta$  and bolt load decrease  $\Delta F_b$  versus number of cycles

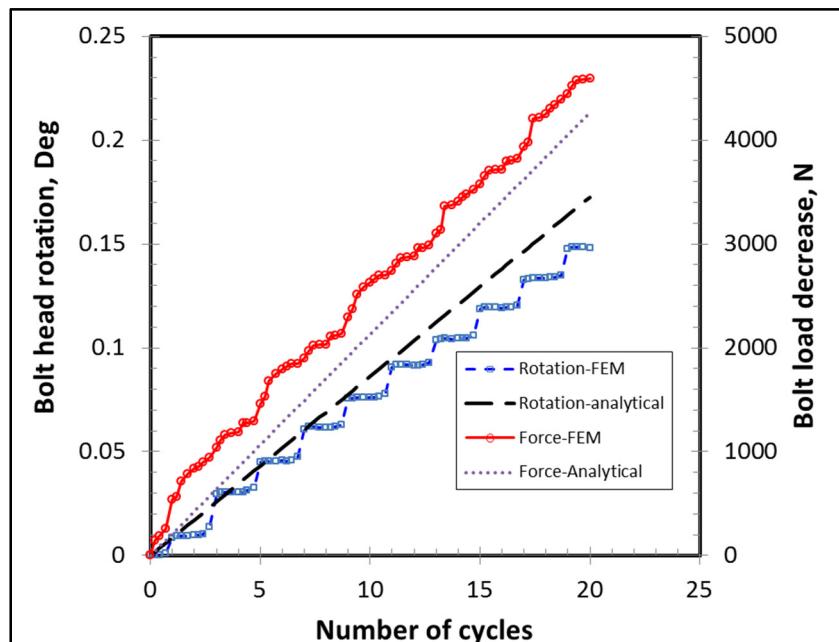


Figure 3.17 Bolt head rotation  $\theta$  and bolt load decrease  $\Delta F_b$  versus number of cycles

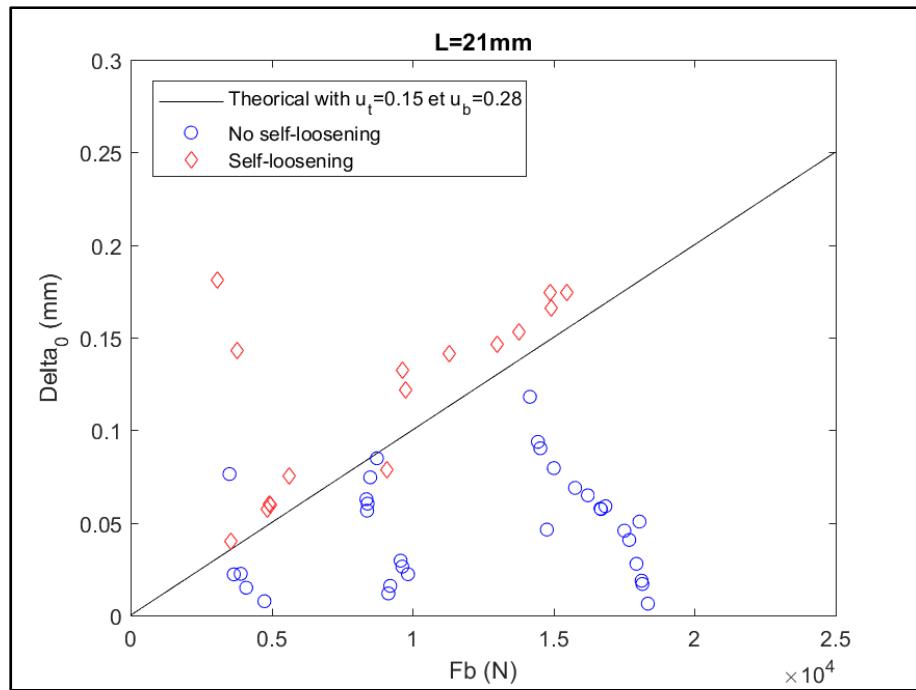


Figure 3.18 Experimental self-loosening limit for a grip length  $L = 21 \text{ mm}$

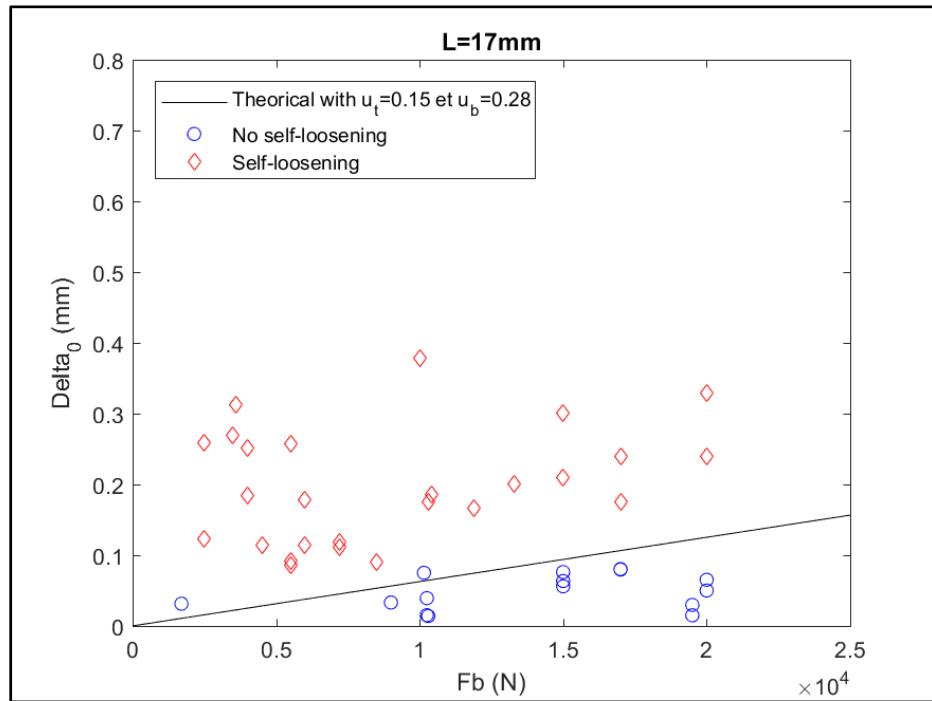


Figure 3.19 Experimental self-loosening limit for a grip length  $L = 17 \text{ mm}$

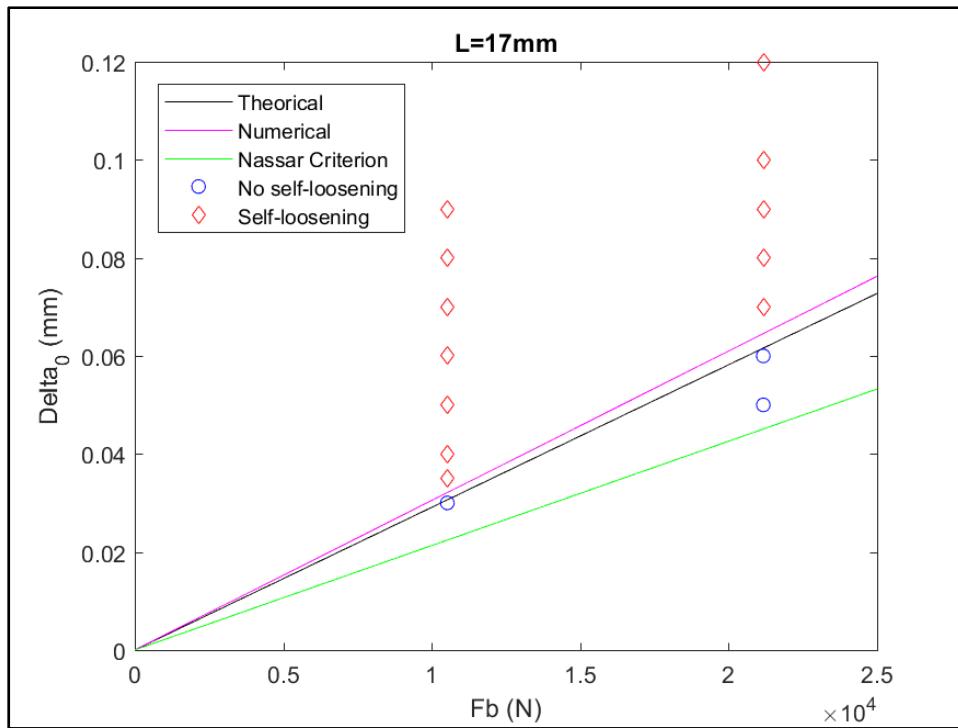


Figure 3.20 Numerical self-loosening limit for a grip length  $L = 17\text{ mm}$

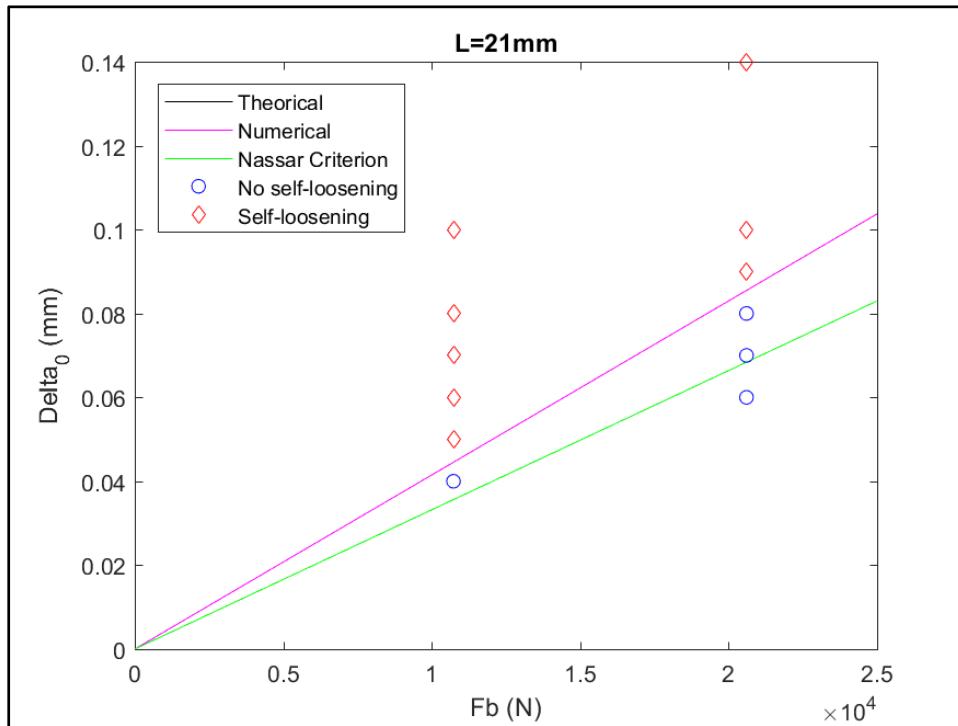


Figure 3.21 Numerical self-loosening limit for a grip length  $L = 21\text{ mm}$

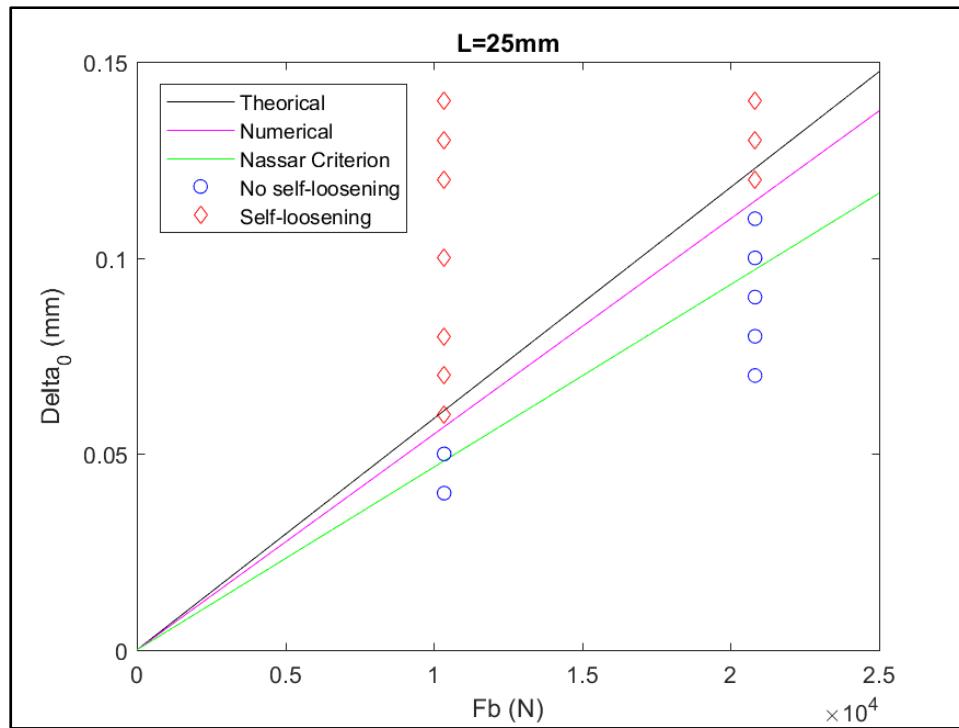


Figure 3.22 Numerical self-loosening limit for a grip length  $L = 25\text{ mm}$



## **CHAPITRE 4**

### **RÉSULTATS COMPLÉMENTAIRES**

À partir des diverses mesures faites expérimentalement et des simulations sur Ansys, plusieurs choses peuvent être rajoutées. Les différentes rigidités des plaques et des boulons obtenues théoriquement ou calés par la méthode des éléments finis pour une utilisation dans le modèle analytique sont sujettes à plusieurs critiques puisqu'elles n'arrivent pas à donner les résultats escomptés. En effet la rigidité des plaques à la compression et à la flexion, la rigidité du boulon due à la flexion au niveau de la tête et des filets sont des paramètres difficiles à évaluer théoriquement et même numériquement. Ces données influent beaucoup sur le modèle analytique et les résultats obtenus sont difficiles à comparer avec ceux obtenus expérimentalement sur la machine Junker. Ce chapitre donne quelques éléments de comparaison de calcul de rigidités des différentes théories et approches numériques pour justifier la différence des résultats obtenus précédemment.

#### **4.1 Force et déplacement transversaux**

La figure 4.1 montre la force et le déplacement transversaux en fonction des cycles pour une simulation numérique et un essai expérimental.

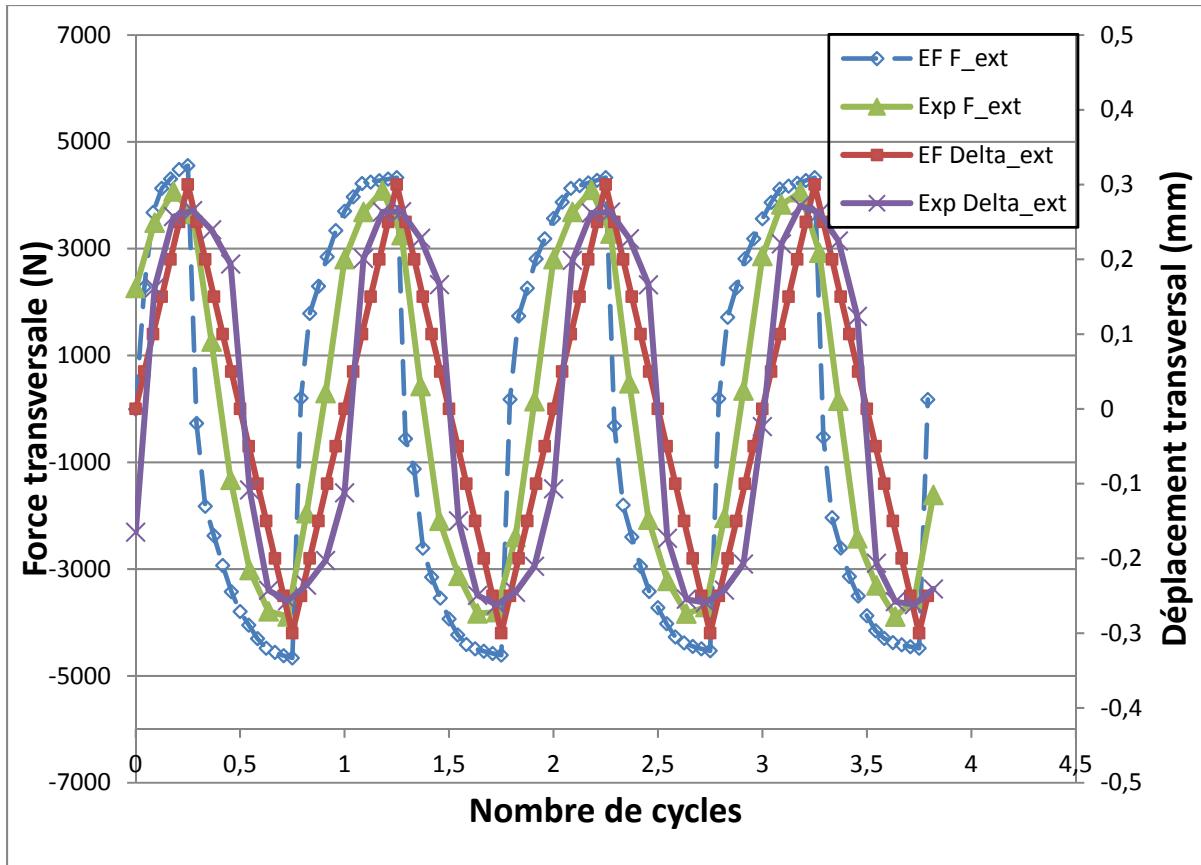


Figure 4.1 Forces transversales et déplacement transversaux en fonction des cycles

On peut remarquer que les résultats expérimentaux et numériques sont en bonnes concordance. On peut également noter que les forces transversales sont en phase avec les déplacements transversaux. Ceci est logique du fait que, dans le système de plaques boulonnées, la force transversale générée est due aux forces de frictions entre les éléments du système et augmente avec le déplacement transversal imposé jusqu'à l'obtention du glissement.

## 4.2 Rigidités équivalentes du système assemblage boulonné

### 4.2.1 Formules théoriques

Le système de deux plaques boulonnées est soumis à des efforts de compression pour les plaques et d'extension pour la vis. Diverses formules théoriques peuvent être utilisées pour le calcul des rigidités. La rigidité en compression des plaques  $k_c$  et la rigidité en extension de la vis  $k_b$  sont définies comme suit :

$$k_c = \frac{F_b}{\delta} = \frac{E_p A_c}{L} \quad (4.1)$$

$$k_b = \frac{F_b}{\delta} = \frac{E A_e}{L} \quad (4.2)$$

Étant donné que les modules d'Young et la longueur effective  $L$  sont connus, l'enjeu des différentes recherches est de calculer  $A_c$  et  $A_e$ . En ce qui concerne la vis, la surface  $A_e$  est habituellement prise comme étant  $\pi r_{t_i}^2$ . La rigidité en extension de la vis peut donc s'écrire :

$$k_b = \frac{E \pi r_{t_i}^2}{L} \quad (4.3)$$

La rigidité en compression des plaques  $k_c$  est plus difficile à exprimer analytiquement et à comparer avec les simulations numériques dans un but de validation. En effet, la rigidité en compression est définie comme le rapport entre la force appliquée et le déplacement qui en résulte. D'un point de vue des simulations numériques, la force est relativement facile à obtenir mais le déplacement est plus complexe à déterminer : en effet, dans un système de plaques boulonnées, le déplacement doit-il être défini aux abords du trou, au rayon extérieur de la tête de vis et de l'écrou, ou alors à un rayon moyen entre ces deux rayons ? Il en résulte une multitude de déplacements possibles à définir. D'un point de vue analytique, la manière dont les plaques se compriment n'est pas bien connue. On doit donc faire des hypothèses et il

en résulte donc une multitude de formules analytiques dans la définition de la rigidité de compression. Par exemple, dans le cas de l'assemblage avec des plaques dont l'épaisseur totale est de 17 mm tels que  $E_p = 200 \text{ GPa}$ ,  $L = 17 \text{ mm}$ ,  $d_{b_i} = 2r_{b_i} = 13.6 \text{ mm}$ ,  $d_{b_o} = 2r_{b_o} = 18 \text{ mm}$ ,  $\alpha_c = \frac{\pi}{2} \text{ rad} = 30^\circ$ ,  $D_0 = 50 \text{ mm}$ , les rigidités données par la littérature sont résumées dans le Tableau 4.1:

Tableau 4.1 Rigidités en compression des plaques

Auteurs	Formules	Résultats numériques
Lehnhoff et al., 1992	$k_c = \frac{E_p \pi d_{b_i} \tan(\alpha_c)}{2 \ln \left( \frac{(L \tan(\alpha_c) + d_{b_o} - d_{b_i})(d_{b_o} + d_{b_i})}{(L \tan(\alpha_c) + d_{b_o} + d_{b_i})(d_{b_o} - d_{b_i})} \right)}$	$2.734 \cdot 10^6 \text{ N/mm}$
Shigley et al., 2004	$k_c = \frac{0.5774 E_p \pi d_{b_i}}{2 \ln \left( 5 \frac{0.5774 L + 0.5 d_{b_i}}{0.5774 L + 2.5 d_{b_i}} \right)}$	$3.856 \cdot 10^6 \text{ N/mm}$
Rasmussen et al., 1978	$k_c = \frac{E_p}{L} \left( \frac{\pi}{4} (d_{b_o}^2 - d_{b_i}^2) + \frac{D_0^2 - d_{b_o}^2}{2} \times \tan^{-1} \left( d_{b_o} \frac{0.35 \sqrt{d_{b_o} L} + \sqrt{d_{b_o}^2 + 2L^2} - d_{b_o}}{2(D_0^2 - d_{b_o}^2)} \right) \right)$	$2.189 \cdot 10^6 \text{ N/mm}$
Alkaten et al., 2007	$k_c = \frac{E_p}{L} \left( \frac{\pi}{4} (d_{b_o}^2 - d_{b_i}^2) + \frac{D_0^2 - d_{b_o}^2}{2} \times \tan^{-1} \left( \frac{0.75 d_{b_o} (L - 0.2 d_{b_o})}{2(D_0^2 - d_{b_o}^2)} \right) \right)$	$1.195 \cdot 10^6 \text{ N/mm}$
Juvinal et Marshek, 2000	$k_c = \frac{E_p \pi}{4L} \left( \left( \frac{L \tan(\alpha_c) + 2d_{b_o}}{2} \right)^2 - d_{b_i}^2 \right)$	$3.140 \cdot 10^6 \text{ N/mm}$
Nassar et Abboud, 2008	$k_c = \frac{E_p \pi d_{b_i} \tan(\alpha_c)}{2 \ln \left( \frac{(L \tan(\alpha_c) + d_{b_o} - d_{b_i})(d_{b_o} + 3d_{b_i})}{(L \tan(\alpha_c) + d_{b_o} + 3d_{b_i})(d_{b_o} - d_{b_i})} \right)}$	$2.422 \cdot 10^6 \text{ N/mm}$

Il peut être remarqué que les formules théoriques donnent des résultats très différents, allant du simple pour la quatrième à plus du triple pour la deuxième. Cela a bien entendu des effets sur la valeur numérique de la rigidité globale du système. La rigidité équivalente en rotation est définie comme suit :

$$k_{rot} = \frac{k_b k_c}{k_b + k_c} \frac{p}{2\pi} \quad (4.4)$$

En prenant le pas  $p = 1.75 \text{ mm}$ , le module d'Young de la vis  $E = 200 \text{ GPa}$  et  $r_{ti} = 5.1 \text{ mm}$ , et les données prises du tableau 4.1, on trouve analytiquement :

Tableau 4.2 Valeurs théoriques de la rigidité équivalente en rotation

$L$	$k_{rot}$ min	$k_{rot}$ max
17	148.4 $\text{kN/rad}$	214.3 $\text{kN/rad}$
21	131.9 $\text{kN/rad}$	176.7 $\text{kN/rad}$
25	118.5 $\text{kN/rad}$	150.7 $\text{kN/rad}$

#### 4.2.2 Résultats issus des simulations numériques

Les résultats de la rigidité  $k_{rot}$  provenant des simulations numériques sont exposés ci-dessous :

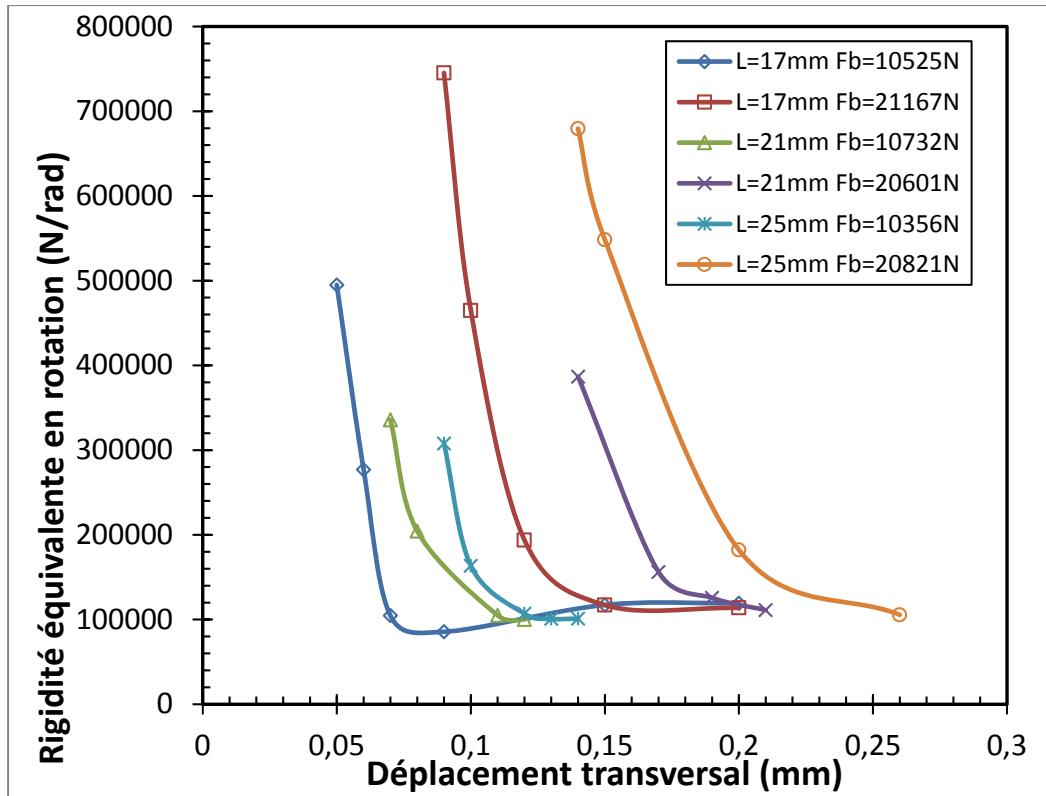


Figure 4.2 Valeurs de la rigidité en rotation issues des simulations numériques

On remarque que les rigidités  $k_{rot}$  tendent toutes vers une valeur un peu supérieure à 100 kN/rad, et ce, quel que soit l'épaisseur totale des plaques ou la force de serrage. La deuxième chose est que, lorsque le déplacement transversal se rapproche de la limite du critère de desserrage, la rigidité augmente fortement.

#### 4.2.3 Résultats issus des tests expérimentaux

Les résultats des tests expérimentaux sont donnés sur la figure ci-dessous :

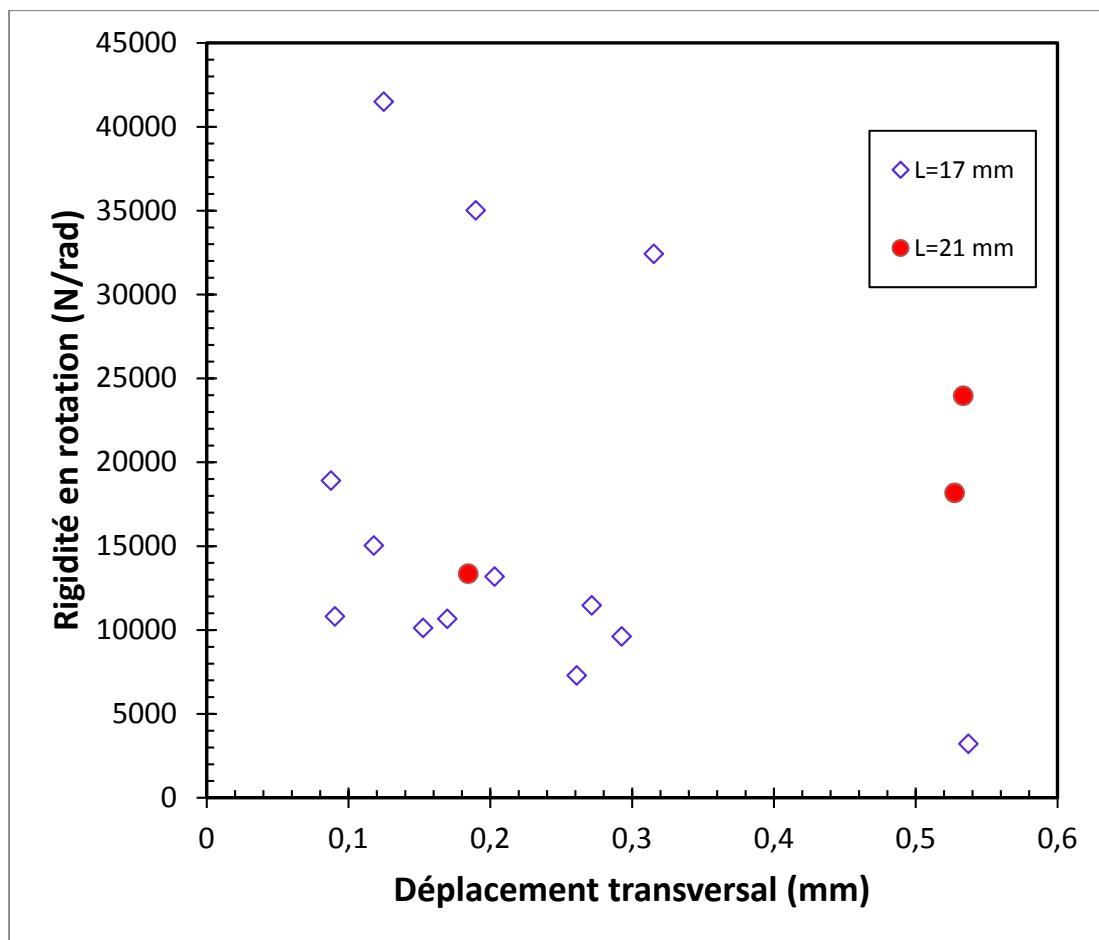


Figure 4.3 Valeurs de la rigidité en rotation issues des tests expérimentaux

Il peut être remarqué que la plupart des résultats donnent une rigidité autour de 10000 N/rad et 20000N/rad avec une moyenne de 16869 N/rad. Il n'y a pas vraiment de tendance claire quand on regarde l'effet de la force ou du déplacement transversal.

#### 4.2.4 Discussion

On trouve énormément de différences dans les résultats sur la rigidité  $k_{rot}$ , que ce soit ceux venant des expériences, ceux venant des éléments finis ou ceux venant de la théorie. Pour ce qui est de la théorie, une partie de l'explication a déjà été donnée plus haut pour la rigidité des plaques, ce qui résulte de la présence de plusieurs formules. De plus, certains aspects sont négligés, en effet, la rigidité en extension de la vis n'est pas juste l'élongation de la tige, il

faut également prendre en compte la flexion des filets de la vis et ceux de l'écrou et la flexion de la tête de vis. Ces effets existent de base dans un système de plaques boulonnées au repos.

Il faut également prendre en compte le fait que le système n'est pas fixe mais change avec le niveau de la charge axiale et la position des plaques dans le temps produit par mouvement transversal. Cela signifie donc que la rigidité des plaques  $k_c$  mais aussi la rigidité de la vis  $k_b$  change sous ces sollicitations. En effet, la vis fléchie, ce qui a des effets sur la rigidité de la tête de vis et sur les filets de la vis et de l'écrou. De plus, du fait du mouvement transversal relatif entre les plaques, le trou de l'une n'est plus coaxial avec le trou de l'autre plaque comme montré ci-dessous :

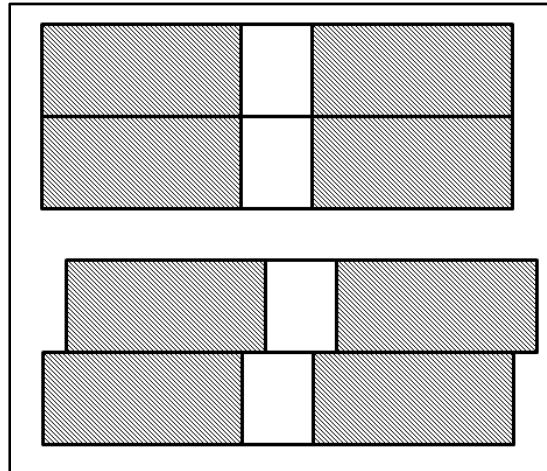


Figure 4.4 Décalage des plaques

Le fait que le décalage des plaques influent sur la rigidité de l'assemblage implique que celle-ci est différente pour chaque test; ce qui explique en partie les différences de résultats entre les simulations et les tests expérimentaux.

On remarque également que la rigidité en rotation est du même ordre de grandeur ou légèrement supérieure à la moyenne pour la valeur minimale théorique et pour les valeurs limites des simulations numériques. A contrario, les valeurs expérimentales sont fortement inférieures. Il faut noter que dans les essais expérimentaux des rondelles ont été rajoutées au

niveau de la tête de vis et de l'écrou. La présence de ces rondelles peut expliquer cette grande différence. Enfin, on peut conclure que la rigidité en rotation semble dépendre de la force de serrage et du déplacement transversal selon les résultats des simulations numériques, mais cette dépendance ne peut malheureusement pas être décelée pendant les tests expérimentaux vu le manque d'instrumentations nécessaires.

### 4.3 Constantes du modèle

Le modèle de flexion du boulon est constitué de plusieurs constantes calculées à partir des équations se trouvant dans la partie 2.3.2. Les moments de flexion  $M_b$ ,  $M_t$  et  $M_N$  ainsi que la force de friction entre l'écrou et la plaque inférieure  $F_{Nf}$  peuvent être exprimés en fonction de la force de friction entre la tête de vis et la plaque supérieure  $F_{bf}$ .

#### 4.3.1 Modèle $L = 17 \text{ mm}$

Ci-dessous la figure 4.5 montrent les résultats d'une simulation numérique par la méthode des éléments finis pour une épaisseur totale des plaques de  $L = 17 \text{ mm}$  avec une force de serrage initiale de  $F_{bi} = 10974 \text{ N}$  et un déplacement extérieur de  $\delta_0 = 0.1 \text{ mm}$  :

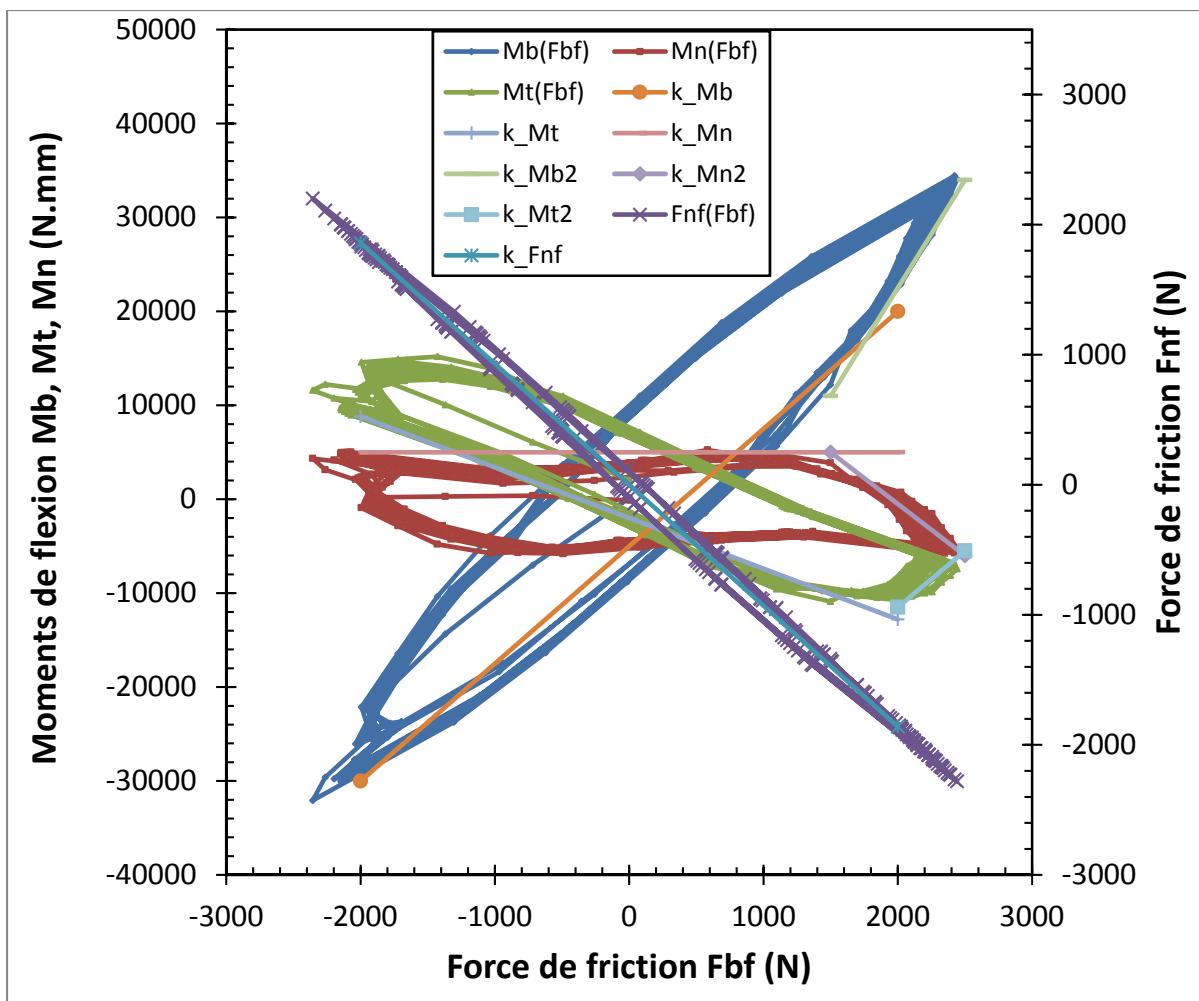


Figure 4.5 Moments de flexion  $M_b$ ,  $M_t$  et  $M_N$  et force de friction  $F_{Nf}$   
en fonction de la force de friction  $F_{bf}$  pour  $L = 17\text{ mm}$

Les deux phases sont visibles. Dans le tableau 4.3 ci-dessous se trouve les valeurs théoriques et celles issues des simulations :

Tableau 4.3 Comparaison des constantes du modèle de flexion entre les résultats théoriques et numériques pour  $L = 17 \text{ mm}$

Constantes	Valeurs théoriques	Valeurs EF	Erreur
$k_{M_b}$	16.98	19	12%
$k_{M_t}$	4.39	5.4	23%
$k_{M_N}$	0.02	$\approx 0$	
$k_{M_b}'$	19.47	23	18%
$k_{M_t}'$	1.91	12	728%
$k_{M_N}'$	2.47	10	305%
$k_{F_{Nf}}$	1	0.93	7%

On peut remarquer que les constantes dans la phase 1 donne relativement de bons résultats. On peut remarquer également  $k_{M_b}'$  est relativement bon également. Par contre, les deux autres constantes de la phase 2,  $k_{M_t}'$  et  $k_{M_N}'$ , sont complètement différents entre la théorie et les simulations numériques.

#### 4.3.2 Modèle $L = 21 \text{ mm}$

La figure 4.6 montre les résultats pour une simulation numérique par la méthode des éléments finis pour une épaisseur totale des plaques de  $L = 21 \text{ mm}$  avec une force de serrage initiale de  $F_{bi} = 10188 \text{ N}$  et un déplacement extérieur de  $\delta_0 = 0.2 \text{ mm}$  :

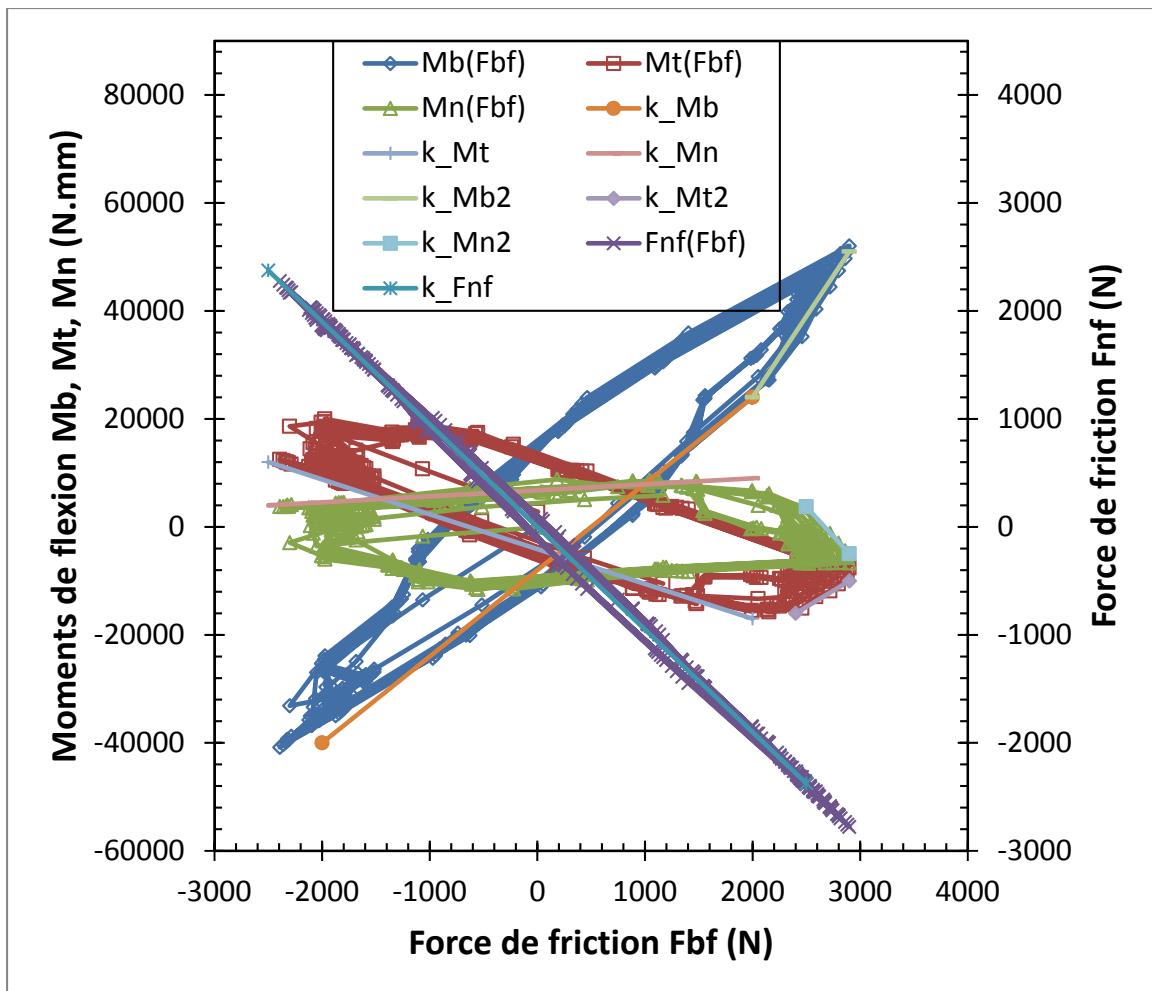


Figure 4.6 Moments de flexion  $M_b$ ,  $M_t$  et  $M_N$  et force de friction  $F_{Nf}$   
en fonction de la force de friction  $F_{bf}$  pour  $L = 21\text{ mm}$

Les deux phases sont visibles. Dans le tableau ci-dessous se trouve les valeurs théoriques et celles issues des simulations :

Tableau 4.4 Comparaison des constantes du modèle de flexion entre les résultats théoriques et numériques pour  $L = 21 \text{ mm}$

Constantes	Valeurs théoriques	Valeurs EF	Erreur
$k_{M_b}$	19.82	16	19%
$k_{M_t}$	5.55	6.44	16%
$k_{M_N}$	1.17	1.11	5%
$k_{M_b}'$	22.89	30	31%
$k_{M_t}'$	2.48	-12	584%
$k_{M_N}'$	-1.89	-17	799%
$k_{F_{Nf}}$	1	0.95	5%

On peut tirer les mêmes observations que dans le cas précédents. Les constantes sont relativement bien déterminées dans le cas de la phase 1, c'est-à-dire quand il n'y a pas de glissement dans les filets, tandis que les constantes  $k_{M_t}'$  et  $k_{M_N}'$  sont complètement différentes pour les simulations et pour la théorie dans le cas où les glissements dans les filets se produisent.

#### 4.3.3 Discussion

Deux explications peuvent être données justifiant la différence des résultats entre les trois approches à savoir expérimental, numérique et analytique. La première explication est que la modélisation pendant le glissement dans les filets n'est pas une représentation fidèle du comportement réel. En effet, les équations développées pour la phase 2 pourraient être différentes et ainsi garder les mêmes équations que pour la phase 1 en changeant juste la rigidité en flexion des filets, en passant de  $\beta_t$  à  $\beta_t'$ , n'est pas suffisant. La deuxième explication est que les rigidités en flexion,  $\beta_b$ ,  $\beta_N$ ,  $\beta_t$  et  $\beta_t'$ , calculées numériquement, sont imprécises, ce qui donne des résultats complètement différents pour certaines valeurs. Finalement, en regardant les courbes de la figure 4.4, on peut remarquer que la transition entre la phase 1 et la phase 2 ne se fait pas d'un seul coup mais en progression. Ceci n'est pas

pris en compte dans la théorie, ce qui peut expliquer en partie les écarts entre la théorie et les simulations numériques.

#### 4.4 Friction sur une surface plane

La friction entre la tête de vis et la plaque supérieure et la friction entre l'écrou entre l'écrou et la plaque inférieure se font sur des surfaces planes. Ceci a été testé par des simulations numériques avec les données suivantes : la force d'appui est de 10 000 N, le coefficient de frottement est de 0.15, la surface est une couronne de rayon intérieur 6.8 mm et de rayon extérieur 9 mm. La courbe théorique, issue de l'équation 3.14 est comparée avec celle obtenue numériquement par la méthode des éléments finis dans la figure 4.7.

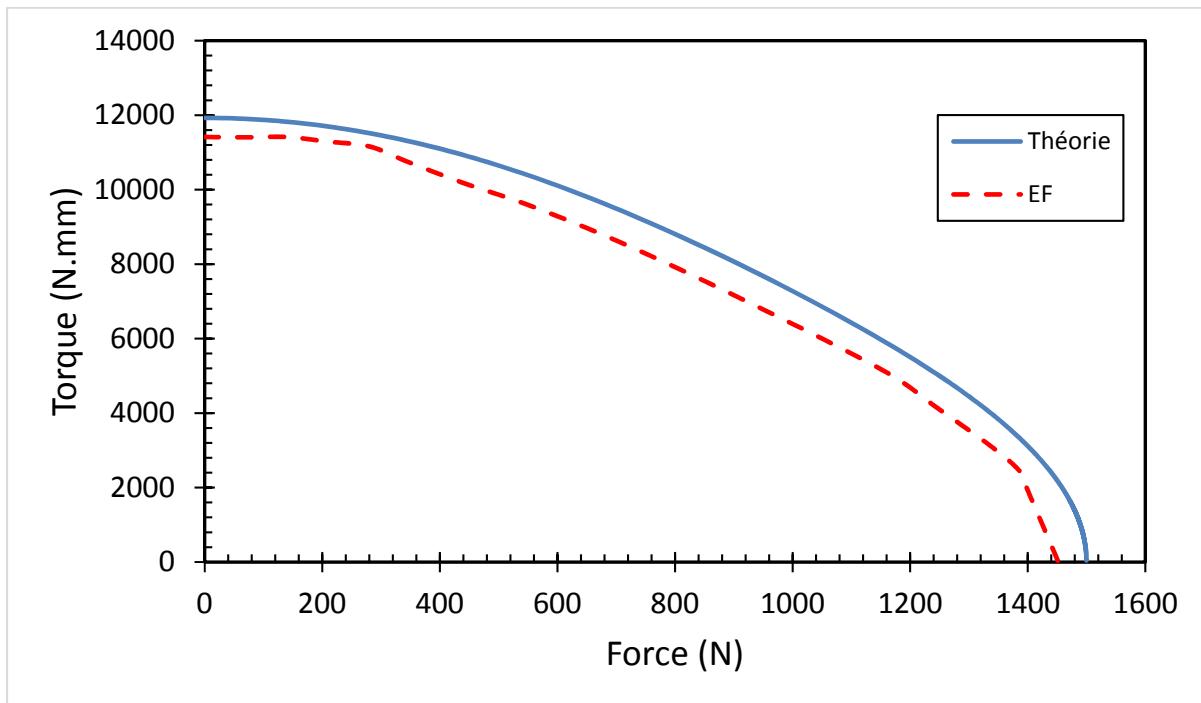


Figure 4.7 Courbes de friction sur une surface plane

On remarque une bonne concordance entre les deux résultats. La différence vient sans doute du fait que la pression n'est pas uniformément répartie au niveau des surfaces de contact.

## CONCLUSION

Le but de ce projet est l'étude du l'autodesserrage des plaques boulonnées, d'un point de vue théorique, numérique et expérimental. À partir de la revue de la littérature, il a été montré certaines limites aux études précédentes. En effet, d'un point de vue expérimental, les capteurs utilisés affectaient le phénomène d'autodesserrage. D'un point de vue théorique, certaines limitent se retrouvent dans les études précédentes. Enfin, il a été remarqué que l'effet de l'épaisseur des plaques était peu étudié, ainsi ce point a été étudié plus en détail.

Un banc d'essai a été utilisé, présentant différents capteurs mis en place d'une telle manière que leurs interférences sur l'autodesserrage soient le plus faible possible. Ainsi, une jauge de déformation a été installée à l'intérieur de la vis, permettant de mesurer la force de serrage. Un capteur de rotation est installé sur l'écrou et est relié à la vis par l'intermédiaire d'une fente. Un capteur de déplacement magnétique permet la mesure au plus près du déplacement transversal relatif entre les deux plaques, tout en ne présentant aucune résistance mécanique pouvant influer sur le déplacement mesuré. Un capteur de force permettant de mesurer la force transversale aux plaques et un compteur de cycle ont également été utilisé.

D'un point de vue numérique, deux catégories de modèles ont été développés sur Ansys Workbench. La première catégorie concerne les modèles du système complet, avec des plaques d'épaisseurs différentes, permettant d'étudier l'autodesserrage en lui-même. La seconde catégorie regroupe les différents modèles utilisés pour calculer numériquement les rigidités en flexion des différentes parties de l'assemblage boulonnée. Le matériau est considéré uniquement dans sa zone élastique pour les deux catégories de modèle numérique.

D'un point de vue théorique, plusieurs points ont été abordés. Premièrement, la friction dans les zones de contact a été revue avec le développement de nouvelles équations représentant les forces et moments limitant où le glissement commence à s'opérer. Deuxièmement, un modèle de flexion du boulon sous l'effet d'un chargement transversal de l'une des plaques, l'autre restant immobile, a été développé. À partir de ceci, un nouveau critère évitant

l'autodesserrage d'un boulon a été proposé. Enfin, une équation liant le glissement du boulon par rapport à la plaque et la rotation relative de l'écrou par rapport à la vis a été proposée.

Les effets de différents paramètres sur le critère ont été analysés d'un point de vue théorique. Ces effets sont en accord avec ceux relevés dans la revue de la littérature. La friction sur les surfaces planes du système est également bien modélisée du fait de la bonne concordance entre les simulations numériques et les équations théoriques.

De plus, les résultats théoriques du critère de l'autodesserrage donnent une bonne concordance avec ceux des simulations numériques, avec une erreur maximale de 6%. Il est constaté également que la phase de flexion sans glissement est bien modélisée par les équations théoriques avec une erreur maximale de 23% pour une épaisseur totale des plaques de 17 mm, et de 19% pour une épaisseur totale des plaques de 21 mm. Quant à la phase avec glissement dans les filets, le moment sous la tête de vis est bien retrouvé avec respectivement 18% et 31 % pour des épaisseurs totales des plaques de 17 mm et 21 mm mais les efforts proches du filetage lors de la phase de glissement dans le filetage ne sont pas très bien représentés par le modèle. Les deux explications avancées sont la mauvaise calibration des rigidités de flexion d'une part et une mauvaise modélisation du glissement dans les filets d'autre part. Cela signifie donc que le modèle théorique développé représente relativement bien le phénomène d'autodesserrage des plaques boulonnées, sauf lors du glissement dans les filets. De plus, l'équation liant le glissement avec la rotation donne de bons résultats.

Enfin, la rigidité en rotation a également été étudiée. Il apparaît que la modélisation de la rigidité des plaques en utilisant les équations trouvées dans la littérature donne des résultats variables, tous un peu supérieurs aux valeurs trouvées par les éléments finis. De plus, on constate que la rigidité en rotation, issue des résultats des simulations numériques, dépend de la force de serrage et du déplacement transversal. A contrario, les tests expérimentaux ne permettent pas de tirer de corrélation entre la rigidité en rotation d'une part et la force de serrage et le déplacement transversal d'autre part.

## RECOMMANDATIONS

À la suite de ce travail, certaines recommandations devraient être suivies pour compléter la recherche:

- en ce qui concerne le banc d'essai :
  - o l'hypothèse prise pour les études théoriques et expérimentales impliquent un déplacement transversal extérieur d'amplitude constante, or il y a énormément de jeux, ce qui implique que lorsque l'autodesserrage du boulon commence, l'amplitude ressentie par le boulon augmente au fil du temps, il est donc nécessaire de revoir cette partie du banc d'essai pour diminuer les jeux en présence;
  - o le moteur n'a pas assez de puissance pour monter dans de hautes amplitudes de déplacement, amplitudes nécessaires pour le desserrage de boulons pour des plaques plus épaisses, un moteur plus puissant est donc à envisager;
- en ce qui concerne le modèle numérique :
  - o raffiner le maillage au niveau des zones de contact pour bien avoir une idée des pressions de contact plus précise, idée utile pour l'amélioration du modèle théorique;
  - o utiliser une modélisation du matériau, pas uniquement dans sa zone élastique mais également dans sa zone plastique;
- en ce qui concerne le modèle théorique :
  - o utiliser des pressions de contacts non uniformes pour les zones de contact, entre la tête de vis et la plaque supérieure d'une part et l'écrou et la plaque inférieure d'autre part, pour rendre plus précis le modèle théorique;
  - o la zone du filetage est très compliqué, ainsi essayer d'autres types de pressions de contact et d'autres types de mouvements entre les filets de l'écrou et ceux de la vis serait pertinent pour améliorer la compréhension du phénomène;
  - o trouver une méthode analytique pour calculer les rigidités en flexion  $\beta_{bv}$ ,  $\beta_{Ne}$ ,  $\beta_t$  et  $\beta_t'$  afin de rendre le modèle analytique complètement indépendant des modèles numériques;

- d'un point de vue plus global :
  - o les plaques utilisées ici sont plutôt des plaques minces, d'autres plus épaisses devraient être testées;
  - o seul un pas de 1.75 mm a été testé dans toute l'étude, d'autres pas devraient également être utilisés dans les recherches ultérieures.

## BIBLIOGRAPHIE

- Alkaten, F., Stephan, P., Daidie, A. & Guillot, J. (2007). Equivalent axial stiffness of various components in bolted joints subjected to axial loading. *Finite Elements in Analysis and Design*, 43(8), 589-598.
- Bhattacharya, A., Sen, A. & Das, S. (2010). An investigation on the anti-loosening characteristics of threaded fasteners under vibratory conditions. *Mechanism and Machine Theory*, 45, 1215-1225. doi : 10.1016/j.mechmachtheory.2008.08.004
- Dinger, G. & Friedrich, C. (2011). Avoiding self-loosening failure of bolted joints with numerical assessment of local contact state. *Engineering Failure Analysis*, 18, 2188-2200. doi : 10.1016/j.engfailanal.2011.07.012
- Finkelston, R. F. (1972). How Much Shake Can Bolted Joints Take. *Mach. Des.*, 44, 122-125.
- Fujioka, Y. & Sakai T. (2005). Calculated Behavior and Effective Factors for Bolt Self-loosening under a Transverse Cyclic Load Generated by a Linearly Vibrating Washer. *Proceedings of 2005 IMECE International Mechanical Engineering Congress and Exposition*, IMECE2005-79320, 689-696. doi : 10.1115/IMECE2005-79320
- Ganeshnurthy, S., Housari, B. A. & Nassar, S. A. (2007). Investigation of the effect of adhesive coating on the performance of threaded fasteners. *SAE Technical Papers*, 2007-01-1671. doi : 10.4271/2007-01-1671
- Ganeshmurthy, S. & Nassar, S. A. (2014). Finite Element Simulation of Process Control of Bolt Tightening for Joints with Non-Parallel Contact. *Journal of Manufacturing Science and Engineering*, 136(2), 021018.1~9. doi : 10.1115/1.4025830
- Hou, S. & Liao, R. (2014). Numerical Simulation of Self-Loosening of Bolted Joints under Cyclic Transverse Loads. *Applied Mechanics and Materials*, 487, 488-493. doi : 10.4028/www.scientific.net/AMM.487.488
- Housari, B. A. & Nassar, S. A. (2007). Effect of Thread and Bearing Friction Coefficients on the Vibration-Induced Loosening of Threaded Fasteners. *Journal of Vibration and Acoustics*, 129, 484-494. doi : 10.1115/1.2748473
- Housari, B. A., Nassar, S. A., Dykas, S. & Grzadzinski (2007). DOE Investigation on the Effect of Dimensional Thread Tolerance on the Vibration-Induced Loosening of Fasteners. *SAE Technical Papers*, 2007-01-1663. doi : 10.4271/2007-01-1663

- Ishimura, M., Sawa, T., Karami, A. & Nagao, T. (2010). Bolt-nut Loosening in Bolted Flange Connections under Repeated Bending Moments. *Proceedings of the 2010 ASME Pressure Vessels and Piping Division / K-PVP Conference, PVP2010-25326*, 397-403. doi : 10.1115/PVP2010-25324
- Izumi S., Yokoyama T., Iwasaki A. & Sakai S. (2005). Three-dimensional finite element analysis of tightening and loosening mechanism of threaded fastener. *Engineering Failure Analysis*, 12, 604–615.
- Jiang, Y. & Zhang, M. (2002). Experimental Investigation on Self-Loosening Behavior of Bolted Joints Under Cyclic Transverse Loading. Report No. 4 Prepared for Ford Motor Company, October, 2002.
- Jiang, Y., Zhang, M. & Lee C. (2003). A Study of Early Stage Self-Loosening of Bolted Joints. *Journal of Mechanical Design*, 125, 518-526. doi : 10.1115/1.1586936
- Jiang, Y., Zhang, M., Park, T. & Lee, C. (2002). An experimental investigation on friction properties of bolted joints. *Proceedings of the 2002 ASME Pressure Vessels and Piping Division Conference, PVP2002-1083*, 433, 59-66. doi : 10.1115/PVP2002-1083
- Jiang, Y., Zhang, M., Park, T. & Lee, C. (2003). An Experimental Investigation on Self-Loosening of Bolted Joints. *Proceedings of the 2003 ASME Pressure Vessels and Piping Conference, PVP2003-1868*, 17-22. doi : 10.1115/PVP2003-1868
- Jiang, Y., Zhang, M., Park, T. & Lee, C. (2004). An Experimental Study of Self-Loosening of Bolted Joints. *Journal of Mechanical Design*, 126, 925-931. doi : 10.1115/1.1767814
- Jiang, X., Zhu, Y., Hong, J. & Zhang, Y. (2013). Investigation into the loosening mechanism of bolt in curvilinear coupling subjected to transverse loading. *Engineering Failure Analysis*, 32, 306-373. doi : 10.1016/j.engfailanal.2013.04.005
- Junker, G. H. (1969). New Criteria for Self-Loosening of Fasteners Under Vibration. *SAE Transactions*, 78, 314-335.
- Juvinal, R. C. & Marshek, K. M. (2000). *Fundamentals of Machine Component Design*. (3<sup>e</sup> éd.). New-York, NY : John Wiley and Sons.
- Kasei, S. (2007). A study of self-loosening of bolted joints due to repetition of small amount of slippage at bearing surface. *Journal of Advanced Mechanical Design, Systems and Manufacturing*, 1(3), 358-367. doi : 10.1016/j.mechmachtheory.2008.08.004

- Lehnoff, T. F., Ko, K. & McKay M. L. (1994). Member stiffness and contact pressure distribution of bolted joints. *Journal of Mechanical Design*, 116(2), 550-557. doi : 10.1115/2919423.
- Manoharan, S. & Friedrich, C. (2014). Self-Loosening of Three Similar Bolted Joint Designs Using Finite Element Analysis. *SAE Technical Paper*, 2014-28-0035. doi : 10.4271/2014-28-0035
- Naruse, T. & Yoji Shibutani, Y. (2012). Higher Accurate Estimation of Axial and Bending Stiffnesses of Plates Clamped by Bolts. *Journal of Solid Mechanics and Materials Engineering*, 6(5), 397-406. doi : 10.1299/jmmp.6.397
- Nassar, S. A. & Abboud, A. (2008). New Formulation of Bolted Joint Stiffness. *Proceedings of 2008 ASME Pressure Vessels and Piping Division Conference*, PVP2008-61725, 793-801. doi : 10.1115/PVP2008-61725
- Nassar, S. A., Ganeshmurthy, S., Ranganathan, R. M. & Barber, G. C. (2007). Effect of Tightening Speed on the Torque-Tension and Wear Pattern in Bolted Connections. *Journal of Pressure Vessel Technology*, 129, 426-440. doi : 10.1115/1.2749290
- Nassar, S. A. & Housari, B. A. (2005). Self-Loosening of Threaded Fasteners Due to Cyclic Transverse Loads. *Proceedings of 2005 ASME Pressure Vessels and Piping Division Conference*, PVP2005-71577, 169-187. doi : 10.1115/PVP2005-71577
- Nassar, S. A. & Housari, B. A. (2006). Effect of Thread Pitch and Initial Tension on the Self-Loosening of Threaded Fasteners. *Journal of Pressure Technology*, 128, 590-598. doi : 10.1115/1.2349572
- Nassar, S. A. & Housari, B. A. (2007). Study of the Effect of Hole Clearance and Thread Fit on the Self-Loosening of Threaded Fasteners. *Journal of Mechanical Design*, 129, 586-594. doi : 10.1115/1.2717227
- Nassar, S. A., Barber, G. C. & Zuo, D. (2005). Bearing Friction Torque in Bolted Joints. *Tribology Transactions*, 48, 69-75. doi : 10.1080/05698190590899967
- Nassar, S. A., El-Khiamy, H., Barber, G. C., Zou, Q. & Sun, T. S. (2005). Bearing and Thread Friction in Fasteners. *Journal of Tribology*, 127, 263-272. doi : 10.1115/1.1843167
- Nassar, S. A., Matin P. H. & Barber, G. C. (2005). Thread Friction Torque in Bolted Joints. *Journal of Pressure Technology*, 127, 387-393. doi : 10.1115/1.2042474
- Nassar, S. A., Sun, T. & Zou, Q. (2006). The Effect of Coating and Tightening Speed on the Torque-Tension Relationship in Threaded Fasteners. *SAE Technical Paper*, 2006-01-1252. doi : 10.4271/2006-01-1252

- Nassar, S. A. & Yang, X. (2009). A Mathematical Model for Vibration-Induced Loosening of Preloaded Threaded Fasteners. *Journal of Vibration and Acoustics*, 131, 021009-1~13. doi : 10.1115/1.2981165
- Nassar, S. A. & Yang, X. (2007). Novel Formulation of the Tightening and Breakaway Torque Components in Threaded Fasteners. *Journal of Pressure Vessel Technology*, 129, 653-663. doi : 10.1115/1.2767354
- Nassar, S. A. & Yang, X. (2008). Torque-Angle Formulation of Threaded Fastener Tightening. *Journal of Mechanical Design*, 130, 024501-1~4. doi : 10.1115/1.2821388
- Nishimura, N., Murase, K., Hattori, T. & Watanabe, T. (2013). Loosening Evaluation of Bolt-Nut Fastener under Transverse Cyclic Loading. *Engineering Transactions*, 61(2), 151-160.
- Pai, N. G. & Hess, D. P. (2002). Experimental Study of Loosening of Threaded Fasteners due to Dynamic Shear Loads. *Journal of Sound and Vibration*, 253(3), 585-602. doi : 10.1006/jsvi.2001.4006
- Pai, N. G. & Hess, D. P. (2004). Dynamic loosening of threaded fasteners. *Noise & Vibration Worldwide*, 35, 13-19.
- Rasmussen, J., Norgaard, I. B., Haastrup, O. & Haastrup, J. (1978). Bolted Joints. A two body contact problem with friction. *EuroMech Colloquium*, 110, 115-120.
- Sawa, T., Ishimura, M. & Karami, A. (2010). A Bolt-Nut Loosening Mechanism in Bolted Connections under Repeated Transverse Loadings (Effect of inclined bearing surfaces on the loosening). *Proceedings of the 2010 ASME Pressure Vessels and Piping Division / K-PVP Conference*, PVP2010-25324, 397-403. doi : 10.1115/PVP2010-25324
- Sawa, T., Ishimura, M. & Nagao, T. (2012). A Loosening Mechanism of Bolted Joints under Repeated Transverse Displacements. *Proceedings of the 2012 ASME Pressure Vessels and Piping Conference*, PVP2012-78398, 333-341. doi : 10.1115/PVP2012-78398
- Sawa, T., Ishimura, M., Shoji, Y. & Fukuba Y. (2008). Mechanical Behavior of Rotational Screw Thread Loosening in Bolted Joints under Repeated Temperature Changes. *Proceedings of the 2007 ASME Pressure Vessels and Piping Division Conference*, PVP2008-61690, 245-252. doi : 10.1115/PVP2008-61690
- Sawa, T., Ishimura, M. & Yamanaka, H. (2006). Experimental Evaluation of Screw Thread Loosening in Bolted Joints with Some Parts for Preventing the Loosening under Transverse Repeated Loadings. *Proceedings of the 2006 ASME Pressure Vessels and*

*Piping Division Conference, PVP2006-ICPVT-11-93292, 211-220. doi : 10.1115/PVP2006-ICPVT-11-93292*

Shigley, J. E., Mischke, C. R. & Budynas, r. G. (2004). *Mechanical Engineering Design* (7<sup>e</sup> éd.). New-York, NY : McGraw-Hill.

Shoji, Y., Kumakura, S. & Sawa, T. (2012). Non-Loosening Performance of Plastically Pre-Deformed Nuts under Cyclic Loads. *Proceedings of the 2012 ASME Pressure Vessels and Piping Conference, PVP2012-78517*, 353-357. doi : 10.1115/PVP2012-78517

Shoji, Y. & Sawa, T. (2005). Analytical Research on Mechanism of Bolt Loosening due to Lateral Loads. *Proceedings of the 2005 ASME Pressure Vessels and Piping Division Conference, PVP2005-71333*, 59-65. doi : 10.1115/PVP2005-71333

Shoji, Y., Sawa, T. & Yamanaka, H. (2007). Self-Loosening Mechanism of Nuts due to Lateral Motion of Fastened Plate. *Proceedings of the 2007 ASME Pressure Vessels and Piping Division Conference, PVP2007-26409*, 223-230. doi : 10.1115/PVP2007-26409

Wang, Z. & Jiang, Y. (2006). Study of a Major Mechanism for Self-Loosening of Bolted Joints. *Proceedings of the 2006 ASME Pressure Vessels and Piping Division Conference, PVP2006-ICPVT-11-93463*, 221-227. doi : 10.1115/PVP2006-ICPVT-11-93463

Yang, X. & Nassar, S. A (2010). Vibration-Induced Loosening Performance of Preloaded Threaded Fasteners. *Proceedings of 2010 ASME Pressure Vessels and Piping Division / K-PVP Conference, PVP2010-25811*, 129-138. doi : 10.1115/PVP2010-25811

Yang, X. & Nassar, S. A. (2011). Analytical and Experimental Investigation of Self-loosening of Preloaded Cap Screw Fasteners. *Journal of Vibration and Acoustics*, 133, 031007-1~8. doi : 10.1115/1.4003197

Yang, X. & Nassar, S. A. (2011). Effect of Non-Parallel Wedged Surface Contact on Loosening Performance of Preloaded Bolts under Transverse Excitation. *Proceedings of the 2011 ASME Pressure Vessels and Piping Division Conference, PVP2011-57694*, 405-415. doi : 10.1115/PVP2011-57694

Yang, X. & Nassar, S. A. (2011). Effect of Thread Profile Angle and Geometry Clearance on the Loosening Performance of a Preloaded Bolt-nut System under Harmonic Transverse Excitation. *Proceedings of the 2011 ASME Pressure Vessels and Piping Division Conference, PVP2011-57690*, 393-404. doi : 10.1115/PVP2011-57690

- Yang, X. & Nassar, S. A. (2012). Deformation and Slippage Modeling for Investigating Bolt Loosening under Harmonic Transverse Excitation. *Proceedings of the 2012 ASME Pressure Vessels and Piping Conference, PVP2012-78367*, 321-332. doi : 10.1115/PVP2012-78367
- Yang, X., Nassar, S. A. & Wu, Z. (2010). Formulation of a Criterion for Preventing Self-Loosening of Threaded Fasteners due to Cyclic Transverse Loading. *Proceedings of 2010 ASME Pressure Vessels and Piping Division / K-PVP Conference, PVP2010-25816*, 415-425. doi : 10.1115/PVP2010-25816
- Yang, X., Nassar, S. A. & Wu, Z. (2011). Criterion for Preventing Self-loosening of Preloaded Cap Screws under Transverse Cyclic Excitation. *Journal of Vibration and Acoustics, 133*, 041013-1~11. doi : 10.1115/1.4003596
- Yokoyama, T., Izumi, S. & Sakai, S. (2008). Loosening Resistance Evaluation of Double-Nut Tightening Method, Spring Washers and Conical Spring Washers. *Proceedings of the 2007 ASME Pressure Vessels and Piping Division Conference, PVP2008-61345*, 245-252. doi : 10.1115/PVP2008-61690
- Yamamoto A., (1995). Principle and Design of screw joint. *Yokendo Ltd.*, 30-34.
- Zaki, A. M. & Nassar, S. A. (2008). Effect of Coating Thickness on the Friction Coefficients and Torque-Tension Relationship in Threaded Fasteners. *Proceedings of 2008 ASME Pressure Vessels and Piping Division Conference, PVP2008-61723*, 253-261. doi : 10.1115/PVP2008-61723
- Zaki, A. M. & Nassar, S. A. (2014). Effect of Fastener under Head Contact on the Early Stage of Self-Loosening of Preloaded Countersunk Fasteners Subjected to Cyclic Shear Loading. *Proceedings of the 2014 ASME Pressure Vessels and Piping Conference, PVP2014-28356*, V002T02A026. doi : 10.1115/PVP2014-28356
- Zaki, A. M., Nassar, S. A. & Yang, X. (2010). Effect of Thread and Bearing Friction Coefficients on the Self-Loosening of Preloaded Countersunk-Head Bolts Under Periodic Transverse Excitation. *Journal of Tribology, 132*, 031601-1~11. doi : 10.1115/1.4001621
- Zaki, A. M., Nassar, S. A. & Yang, X. (2010). Vibration Loosening Model for Preloaded Countersunk-Head Bolts. *Proceedings of the 2010 ASME Pressure Vessels and Piping Division / K-PVP Conference, PVP2010-25069*, 361-371. doi : 10.1115/PVP2010-25069
- Zaki, A. M., Nassar, S. A. & Yang, X. (2011). Criterion for Preventing Self-Loosening of Preloaded Countersunk-Head Threaded Fasteners. *Proceedings of the 2010 ASME Pressure Vessels and Piping Division Conference, PVP2011-57385*, 369-380. doi : 10.1115/PVP2011-57385

- Zaki, A. M., Nassar, S. A. & Yang, X. (2012). Effect of Conical Angle and Thread Pitch on the Self-Loosening Performance of Preloaded Countersunk-Head Bolts. *Journal of Pressure Vessel Technology*, 134, 021210-1~8. doi : 10.1115/1.4005058
- Zhang, M., Jiang, Y. & Lee, C. (2006). An Experimental Investigation of the Effects of Clamped Length and Loading Direction on Self- Loosening of Bolted Joints. *Journal of Pressure Vessel Technology*, 128, 388-393. doi : 10.1115/1.2217972
- Zhang, M., Jiang, Y. & Lee, C. (2007). Finite Element Modeling of Self-Loosening of Bolted Joints. *Journal of Mechanical Design*, 129, 218-226. doi : 10.1115/1.2406092