



THÈSE

En vue de l'obtention du

DOCTORAT DE L'UNIVERSITÉ DE TOULOUSE

Délivré par *l'INSA de Toulouse*
Discipline ou spécialité : *Génie Mécanique*

Présentée et soutenue par *Florestan MATHURIN*
Le *27 novembre 2008*

Titre : *Etude du processus de vissage par vis autoformeuse et élaboration d'une méthode de dimensionnement adaptée*

JURY

M. Jean-Yves COGNARD - Professeur d'Université (ENSIETA Brest) - Rapporteur
M. Alain DAIDIE - Professeur d'Université (INSA Toulouse) - Examineur
M. Gérard DEGALLAIX - Professeur d'Université (Ecole Centrale Lille) - Rapporteur
M. Jean GUILLOT - Professeur d'Université (INSA Toulouse) - Directeur de Thèse
M. François MELLOTT - Responsable du pôle fixation (RENAULT) - Examineur
M. Pierre STEPHAN - Maître de conférences (IUFM Midi Pyrénées) - Co-Directeur de Thèse

Ecole doctorale : *Mécanique, Energétique, Génie Civil, Procédés*
Unité de recherche : *LGMT*

Directeur(s) de Thèse : *M. Jean GUILLOT - M. Pierre STEPHAN*
Rapporteurs : *M. Jean-Yves COGNARD - M. Gérard DEGALLAIX*

Avertissement

Compte tenu des avantages concurrentiels acquis grâce à ces travaux et des accords de confidentialité passés avec l'entreprise RENAULT, nous avons dû supprimer de ce mémoire :

- toutes les descriptions, références et images concernant les vis étudiées
- toutes les valeurs numériques mesurées permettant de calculer les couples de taraudage et de retour élastique
- les coefficients des formules de calcul permettant de calculer les couples de taraudage et les couples de retour élastique
- l'intégralité du chapitre 6 consacré à la description détaillée de la méthode pratique de pré-dimensionnement ainsi que de l'outil de calcul réalisé pour son application industrielle
- l'annexe 1 concernant la définition géométrique tolérancée des vis étudiées

Nous prions le lecteur éventuel de nous en excuser.

Table des matières

INTRODUCTION GENERALE	1
Contexte et analyse du besoin	1
Démarche de travail	2
Architecture du rapport	4
1 DONNEES GENERALES	7
1.1 Introduction	8
1.1.1 Un peu d'histoire...	8
1.1.2 Les vis autoformeuses, solution d'avenir	10
1.2 Données générales.....	10
1.2.1 Les vis autoformeuses	10
1.2.11 Normalisation	10
1.2.12 Géométrie des vis autoformeuses pour les matériaux métalliques.....	10
1.2.13 Profil métrique ISO et section résistante d'une vis ISO.....	12
1.2.2 De la vis autoformeuse à l'opération d'assemblage	16
1.2.3 Les filets formés, analogie au taraudage par déformation.....	17
1.2.31 Géométrie des filets formés	17
1.2.32 Cycle de formation des filets	19
1.2.4 Description des efforts lors d'un cycle d'assemblage par vis autoformeuse.....	20
1.3 Dimensionnement des assemblages vissés.....	23
1.3.1 Importance de la précontrainte et détermination du couple de serrage	24
1.3.11 Expression du couple dû aux forces de contact de la pièce sur les filets	25

1.3.12	Expression du couple de frottement sous tête.....	26
1.3.13	Expression du couple de serrage	26
1.3.14	Incertitude sur la valeur de la précontrainte installée.....	27
1.3.2	Résistance statique d'un boulon conforme à la norme ISO	29
1.3.21	Caractéristiques mécaniques et classe de qualités d'une vis ISO.	30
1.3.22	Résistance à la traction axiale	31
1.3.3	Résistance à l'arrachement des filets	32
1.3.31	Calcul de la charge d'arrachement des filets de la vis.....	34
1.3.32	Calcul de la charge d'arrachement des filets de l'écrou.....	35
1.3.33	Utilisation pratique des formules d'arrachement des filets	35
1.3.4	Cas des vis autoformeuses pour matériaux métalliques	36
1.3.41	Dureté, dureté a cœur et dureté a cœur après un deuxième revenu	36
1.3.42	Profondeur de cémentation.....	36
1.3.43	Couple de rupture, aptitude au taraudage et charge de rupture à la traction	36
1.4	Conclusion	38

2 MODELISATION ELEMENTS FINIS DU PROCESSUS DE VISSAGE ET SERRAGE PAR VIS AUTOFORMEUSE

2.1	Introduction	42
2.1.1	Etat de l'art.....	43
2.1.2	Modèles développés et code de calcul utilisé	46
2.1.21	Principe de résolution numérique du code implicite.....	47
2.1.22	Principe de résolution numérique du code explicite.....	48
2.1.23	Flux de fichiers lors d'un calcul réalisé en ABAQUS explicite	50
2.1.3	Présentation générale des modèles réalisés	51
2.1.31	Modélisation des vis autoformeuses	52
2.2	Modèles tôle épaisse.....	53
2.2.1	Modèle tôle épaisse 1	53
2.2.11	Géométrie de l'assemblage.....	54
2.2.12	Lois de comportement	55
2.2.13	Factorisation de masse.....	55
2.2.14	Conditions limites.....	56
2.2.15	Interactions.....	58
2.2.16	Maillage	59
2.2.2	Résultats modèle tôle épaisse 1	60
2.2.21	Bilan énergétique	62
2.2.22	Processus de formation des filets.....	64

2.2.221 Comparaison qualitative sur le processus de formation des filets entre résultats expérimentaux et numériques	65
2.2.222 Déplacements radiaux	65
2.2.23 Couple de vissage	67
2.2.24 Influence des paramètres principaux sur le couple de vissage et la forme des filets obtenus	69
2.2.241 Influence du diamètre d'avant trou	69
2.2.242 Influence de la vitesse de rotation.....	71
2.2.243 Influence du coefficient de frottement	74
2.2.25 Processus de serrage	76
2.2.3 Modèle tôle épaisse 2	78
2.2.31 Géométrie de l'assemblage.....	79
2.2.32 Lois de comportement	79
2.2.33 Liste des modèles traités et temps CPU associés	79
2.2.4 Résultats modèle tôle épaisse 2	80
2.2.41 Influence du diamètre d'avant trou	80
2.2.42 Influence du coefficient de frottement	81
2.3 Modèle trou non débouchant.....	82
2.3.1 Liste des modèles et temps CPU associés	82
2.3.2 Résultats du modèle trou non débouchant	83
2.3.21 Description du cycle de vissage dans le cas du trou non débouchant	83
2.3.22 Influence du diamètre d'avant trou	84
2.4 Conclusion	85

3 ETUDE EXPERIMENTALE DU PROCESSUS DE TARAUDAGE PAR VIS AUTOFORMEUSE.....87

3.1 Introduction	89
3.1.1 Analyse séquentielle de la démarche expérimentale mise en place ...	89
3.1.2 Vis autoformeuses utilisées	91
3.1.3 Présentation générale du banc d'essais	92
3.1.4 Epruvettes d'essais.....	94
3.1.5 Etalonnage des moyens de mesure.....	95
3.2 Etude de sensibilité sur le processus de taraudage	96
3.2.1 Choix des variables influentes.....	97
3.2.2 Plan d'expérience.....	97
3.2.3 Fabrication des éprouvettes d'essais	98
3.2.4 Protocole opératoire	98
3.2.5 Traitement et analyse des résultats	99

3.2.51	Description d'un cycle de vissage expérimental.....	99
3.2.52	Résultats et incertitudes de mesures	101
3.2.53	Paramètres influents.....	103
3.2.6	Conclusion	106
3.3	Etude expérimentale sur tôle épaisse	107
3.3.1	Choix des variables influentes.....	107
3.3.11	Analyses micrographiques	107
3.3.12	Essais de résistance mécanique des filets formés	109
3.3.13	Limites élastiques et limites à la rupture des tôles testées	110
3.3.2	Traitement et analyse des résultats	111
3.3.21	Incertitudes sur les mesures	111
3.3.22	Aptitude au taraudage et couples de taraudage	111
3.3.23	Résistance mécanique des filets formés	115
3.3.24	Couple de retour élastique.....	118
3.3.25	Recommandations pour la mise en œuvre de vis autoformeuses sur tôle épaisse.....	122
3.3.3	Modèles de calculs issus des plans d'expériences sur tôle épaisse...	123
3.3.31	Calcul du couple de taraudage maximal.....	123
3.3.32	Détermination de la géométrie des filets formés par vis autoformeuse	125
3.3.321	Modèle et calcul de V_1	126
3.3.322	Modèle et calcul de V_2	127
3.3.323	Résultats obtenus et validation expérimentale	128
3.3.33	Calcul du couple de retour élastique.....	130
3.3.34	Calcul des charges d'arrachement des filets	131
3.3.341	Définition de l'assemblage cylindrique équivalent	132
3.3.342	Calcul du diamètre extérieur moyen de trilobage d_{moyen}	132
3.3.343	Calcul du diamètre intérieur des filets formés D_1	133
3.3.344	Calcul du diamètre su flanc d_2	133
3.3.345	Calcul des surfaces des sections cisailées	133
3.3.346	Calcul de la charge d'arrachement des filets de la vis.....	134
3.3.347	Calcul de la charge d'arrachement des filets de l'écrou	135
3.3.348	Résultats obtenus et validation expérimentale	135
3.4	Etude des cas d'assemblage RENAULT.....	137
3.4.1	Cas des collets	138
3.4.2	Cas des écrous lisses.....	140
3.4.3	Cas des trous non débouchants.....	142
3.4.31	Description du cycle de vissage expérimental	143
3.4.32	Couples de taraudage	144
3.4.33	Calcul du couple de taraudage maximal.....	145
3.5	Conclusion	146

4 MODELISATION ANALYTIQUE DU PROCESSUS DE TARAUDAGE PAR VIS AUTOFORMEUSE147

4.1	Introduction	148
4.2	Etat de l'art sur les modèles analytiques.....	148
4.2.1	Modèle analytique de HAYAMA	149
4.2.2	Modèle analytique de HENDERER	150
4.2.3	Modèle analytique d'AGAPIOU.....	151
4.2.4	Modèle analytique de SENEVIRATNE	152
4.2.5	Modèle analytique de CHOWDHARY	154
4.3	Analyse des modèles présentés.....	157
4.4	Calcul de la pression de contact moyenne lors du processus de taraudage par refoulement de matière	158
4.4.1	Indentation d'un coin rigide dans un matériau rigide parfaitement plastique.....	158
4.4.2	Influence du frottement dans l'indentation d'un coin rigide dans un matériau rigide parfaitement plastique	162
4.4.3	Adaptation au formage des filets par vis à profil ISO	165
4.4.31	Influence du frottement sur la pression moyenne.....	165
4.4.32	Influence de deux sections de filets successives.....	166
4.4.33	Etude d'un champ de lignes de glissement adapté.....	167
4.4.331	Cas général sans frottement	168
4.4.332	Généralisation du modèle sans frottement.....	171
4.4.333	Régularisation de la pression moyenne	172
4.4.34	Influence de la forme de l'extrémité des filets de la vis	173
4.5	Calcul approché du couple de formage maximal.....	176
4.5.1	Hypothèses de travail	176
4.5.2	Modélisation de la surface de contact.....	178
4.5.3	Modèle de calcul de la profondeur d'indentation.....	181
4.5.4	Modèle de calcul du couple de formage	184
4.5.5	Résultats obtenus	186
4.6	Conclusion	189

5 ETUDE EXPERIMENTALE ET THEORIQUE DU PROCESSUS DE SERRAGE PAR VIS AUTOFORMEUSE.....191

5.1	Introduction	192
5.2	Etude expérimentale du processus de serrage sur tôle épaisse.....	192
5.2.1	Choix des variables influentes.....	192
5.2.2	Plan d'expérience.....	193
5.2.3	Banc d'essais de serrage.....	193
5.2.4	Fabrication des éprouvettes d'essais	195
5.2.5	Limite élastique et limite à la rupture de la tôle testée.....	196
5.2.6	Traitement et analyse des résultats	196
5.2.61	Incertitudes sur les mesures	196
5.2.62	Courbes expérimentales et description des mesures sur un cycle de vissage.....	196
5.2.63	Traitement des données pour la mise en œuvre des formulations théoriques	199
5.3	Etude théorique du processus de serrage sur tôle épaisse	200
5.3.1	Modèle théorique des courbes de serrage pour des trous débouchants (type I).....	200
5.3.2	Définition des différents termes du couple de serrage.....	202
5.3.21	Couple de frottement dans les filets	203
5.3.22	Couple de frottement sous tête	205
5.3.23	Couple utile.....	205
5.3.3	Validation des différents termes du couple de serrage	206
5.3.31	Couple de frottement filets	206
5.3.31	Couple de frottement sous tête	209
5.3.33	Couple utile et couple de serrage.....	211
5.4	Couple de serrage théorique dans le cas des trous non débouchants (type II)	212
5.5	Conclusion	214

6 METHODE DE PREDIMENSIONNEMENT POUR UNE VIS AUTOFORMEUSE :CALCUL DU COUPLE DE SERRAGE217

6.1	Introduction	218
-----	--------------------	-----

6.2	Caractérisation de la résistance des vis autoformeuses	218
6.2.1	Rappel de la caractérisation des vis ISO	219
6.2.2	Le problème posé par les vis autoformeuses	219
6.2.3	Conformité des vis étudiées à la norme	220
6.2.31	Résistance en torsion.....	220
6.2.32	Résistance en traction.....	221
6.2.33	Conclusion sur les mesures de résistance.....	221
6.2.34	Comparaison des résistances obtenues avec une vis cylindrique M8.....	221
6.2.35	Etude des sections courantes des vis étudiées	222
6.3.4	Caractéristiques géométriques et mécaniques retenues	223
6.3	Méthode de prédimensionnement	223
6.3.1	Calcul des grandeurs associées à la phase de taraudage	224
6.3.11	Calcul du couple de taraudage maximal pour l'assemblage de type I	226
6.3.12	Calcul du couple de retour élastique pour l'assemblage de type I	226
6.3.13	Calcul du couple de taraudage maximal pour l'assemblage de type II	227
6.3.14	Calcul de l'assemblage cylindrique équivalent.....	228
6.3.141	Calcul du diamètre moyen de trilobage d_{moyen}	228
6.3.142	Calcul du diamètre intérieur des filets formés D_1	228
6.3.143	Calcul du diamètre su flanc d_2	229
6.3.2	Calcul des grandeurs associées à la phase de serrage	229
6.3.21	Assemblage de type I	231
6.3.211	Calcul du couple de torsion maximal dans la vis	231
6.3.212	Comparaison entre le couple de torsion maximal et le couple de taraudage maximal	232
6.3.213	Calcul du couple de serrage minimum	233
6.3.214	Calcul du couple de serrage maximum.....	233
6.3.215	Calcul de la précharge maximale	233
6.3.22	Assemblage de type II	234
6.3.221	Calcul du couple de torsion maximal dans la vis	234
6.3.222	Calcul du couple de serrage minimum	235
6.3.223	Calcul du couple de serrage maximum.....	235
6.3.224	Calcul de la précharge maximale	235
6.3.3	Vérification des résistances mécaniques des éléments de l'assemblage.....	236
6.3.31	Vérification de la résistance de la vis.....	236
6.3.32	Vérification de la résistance des filets formés.....	239
6.3.321	Calcul des surfaces des sections cisillées	239
6.3.322	Calcul de la charge d'arrachement des filets de la vis.....	240

6.3.323 Calcul de la charge d'arrachement des filets de l'écrou	240
6.3.4 Calcul du couple de serrage cible.....	241
6.3.5 Remarques	241
6.4 Exemple d'application de la méthode de prédimensionnement	242
6.4.1 Exemple d'un assemblage de type I.....	242
6.4.2 Exemple d'un assemblage de type II.....	245
6.5 Logiciel de calcul Renault-LGMT.....	249
6.6 Conclusion	252
CONCLUSION GENERALE ET PERSPECTIVES.....	255
Conclusion	255
Perspectives	256
ANNEXES	267

Liste des tables et des figures

Chapitre 1

Figure 1.1 : Les 3 cas d'assemblage.

Figure 1.2 : 1^{ère} utilisation d'une surface hélicoïdale, la vis d'Archimède.

Figure 1.3 : Quelques exemples d'éléments filetés.

Figure 1.4 : Géométries de vis autoformeuses.

Figure 1.5 : Géométrie des tarauds par déformation testés par IVANOV [IVA_97].

Figure 1.6 : Caractéristiques géométriques et section résistante selon NF ISO 68-1.

Tableau 1.1 : Dimensions filetage à pas gros [NF_ISO_68-1].

Figure 1.7 : Courbes couple/angle pour un assemblage réalisé par vis autoformeuse et vis ISO.

Figure 1.8 : Micrographies d'un filet M12×1.5 en C70 coupé ou formé [FRO_05].

Figure 1.9 : Etapes de la formation lobe après lobe d'un filet M12×1.5 en 42 CrMo 4 [FRO_05].

Figure 1.10 : Caractéristiques mécaniques des filets formés. [FRO_05].

Figure 1.11 : Paramètres géométriques.

Figure 1.12 : Courbe couple/angle pour un assemblage réalisé par vis autoformeuse.

Figure 1.13 : Courbe couple/angle pour un assemblage réalisé par vis autoformeuse dans le cas d'un trou non débouchant.

Figure 1.14 : Précontrainte et couple de serrage sur un assemblage vissé.

Tableau 1.2 : Incertitudes sur les coefficients de frottement [GUI_07].

Tableau 1.3 : Dispersion lié au moyen de serrage [GUI_07].

Figure 1.15 : Dispersion de la précontrainte.

Figure 1.16 : Répartition des contraintes axiales dans un boulon [BES_94].

Tableau 1.4 : Caractéristiques mécaniques des vis et goujons [GUI_07].

Figure 1.17 : Modes de rupture d'un assemblage vis/écrou [GUI_07].

Figure 1.18 : Evolution de l'endommagement sur les filets et représentation de l'arrachement [MAR_02].

Figure 1.19 : Influence de la résistance relative des filets vis/écrou sur la forme des filets sous charge [GUI_07].

Tableau 1.5 : Profondeur de cémentation [AFN_NF EN ISO 7085].

Tableau 1.6 : Caractéristiques mécaniques et fonctionnelles d'une vis autoformeuse [AFN_NF EN ISO 7085].

Figure 1.20 : Dispositif d'essai type pour l'essai de torsion [AFN_NF EN ISO 7085].

Tableau 1.7 : Epaisseur de la plaque d'essai et diamètre du trou de passage [AFN_NF EN ISO 7085].

Chapitre 2

Figure 2.1 : Quelques exemples de simulations éléments finis [ABA_07].

Figure 2.2 : Modèle de MARTIN [MAR_98_2].

Figure 2.3 : Modèle 2D de DOMBLESKY [DOM_02_2].

Figure 2.4 : Modèle de PATER [PAT_04].

Figure 2.5 : Modèle de Warrington C. [WAR_06].

Figure 2.6 : Simulation du roulage d'une vis à un, trois et cinq filets circulaires [FAR_06].

Figure 2.7 : Algorithme de résolution de ABAQUS standard.

Figure 2.8 : Algorithme de résolution de ABAQUS explicite.

Figure 2.9 : Flot de fichiers générés par ABAQUS explicite.

Figure 2.10 : Géométrie générale des différentes pièces.

Figure 2.11 : Modélisation vis autoformeuse M8x1.25 ou M10x1.5.

Figure 2.12 : Géométrie du modèle 1.

Tableau 2.1 : Coefficient pour le modèle de Johnson-Cook.

Figure 2.13 : Conditions limites sur la tôle inférieure pour le modèle 1.

Figure 2.14 : Maillage de la pièce inférieure de l'assemblage.

Tableau 2.2 : Liste des modèles et temps de calcul associés.

Figure 2.15 : Bilan énergétique du modèle 1.13.

Figure 2.16 : Bilan énergétique, résultats complémentaires pour le modèle 1.13.

Figure 2.17 : Comparaison qualitative sur le déplacement radial de la matière lors de la formation des filets.

Figure 2.18 : Déplacements radiaux du modèle 1.1.

Figure 2.19 : Passage de la courbe couple de vissage en fonction du temps pour un secteur angulaire de 45° vers la courbe couple de vissage en fonction du temps pour une tôle complète.

Tableau 2.3 : Hauteurs de filet formé H^* pour le modèle tôle épaisse 1.

Figure 2.20 : Influence du diamètre d'avant trou sur le couple de vissage et sur la forme finale des filets pour les modèles 1.1 à 1.4.

Figure 2.21 : Influence de la vitesse de rotation de la vis sur le couple de vissage, sur la forme finale des filets et sur les temps CPU pour les modèles 1.3 et 1.5 à 1.8.

Figure 2.22 : Courbes couples de vissage en fonction de la longueur de vis insérée pour différentes vitesses de rotation.

Figure 2.23 : Energie interne, énergie de hourglass et ratio énergie de hourglass sur énergie interne dans les modèles 1.3 et 1.5 à 1.8.

Figure 2.24 : Variation de l'énergie de hourglass en fonction du temps.

Figure 2.25 : Influence du couple de frottement sur le couple de taraudage maximal.

- Figure 2.26** : Position des éléments avant la phase de serrage.
- Figure 2.27** : Etapes successives lors de la phase de serrage.
- Figure 2.28** : Iso contraintes de Von Mises à l'étape 6 (fin de serrage).
- Figure 2.29** : Loi de comportement du modèle tôle épaisse 2.
- Tableau 2.4** : Liste des modèles réalisés et temps de calcul associés.
- Tableau 2.5** : Hauteurs de filet formé H^* pour le modèle tôle épaisse 2.
- Figure 2.30** : Influence du diamètre d'avant trou sur le couple de vissage et sur la forme finale des filets pour les modèle 2.1 à 2.4.
- Figure 2.31** : Influence du coefficient de frottement sur le couple de vissage.

Chapitre 3

- Figure 3.1** : Représentation séquentielle de la démarche expérimentale générale utilisée.
- Figure 3.2** : Vis autoformeuses utilisées.
- Figure 3.3** : Géométrie des zones utiles au formage des filets [AGT_08].
- Figure 3.4** : Banc d'essais pour l'étude expérimentale de la formation des filets par vis auto-formeuse.
- Figure 3.5** : Quatre grandes familles d'assemblage.
- Figure 3.6** : Montage spécial pour les essais de formage.
- Figure 3.7** : Comparaison sur les couples obtenus entre le platine dynamométrique et le capteur de couple sur la visseuse.
- Figure 3.8** : Variables d'entrée/sortie.
- Tableau 3.1** : Paramètres d'essais et niveaux associés.
- Figure 3.9** : Courbe couple de vissage instantané en fonction du temps pour un vissage à 360tr/min avec un effort presseur de 100N dans une tôle en S235, d'épaisseur 8mm et de diamètre d'avant trou de $7.45\text{mm} \pm 0.05$.
- Figure 3.10** : Découpe de la courbe figure 3.9 en intervalle de 1/6 de seconde.
- Figure 3.11** : Couples maximaux de taraudage en fonction du diamètre d'avant trou pour les tôles d'épaisseur 5mm en AGS6060.
- Figure 3.12** : Couples maximaux de taraudage en fonction du diamètre d'avant trou pour les tôles d'épaisseur 8mm en AGS6060.
- Figure 3.13** : Couples maximaux de taraudage en fonction du diamètre d'avant trou pour les tôles d'épaisseur 5mm en S235.
- Figure 3.14** : Couples maximaux de taraudage en fonction du diamètre d'avant trou pour les tôles d'épaisseur 8mm en S235.
- Figure 3.15** : Effets des paramètres étudiés sur le couple de taraudage maximal.
- Figure 3.16** : Interactions d'ordre 1.
- Figure 3.17** : Variables d'entrée/sortie.
- Figure 3.18** : MEB utilisé pour l'analyse micrographique.
- Figure 3.19** : Observations types réalisées au MEB.
- Figure 3.20** : Montage pour les essais de traction.
- Tableau 3.2** : Limite élastique et limite à la rupture des tôles testées.
- Figure 3.21** : Couples maximaux de taraudage et forme des filets formés pour les tôles d'épaisseur 5mm en AGS6060.

Figure 3.22 : Couples maximaux de taraudage et forme des filets formés pour les tôles d'épaisseur 5mm en S235.

Figure 3.23 : Couples maximaux de taraudage et forme des filets formés pour les tôles d'épaisseur 8mm en AGS6060.

Figure 3.24 : Couples maximaux de taraudage et forme des filets formés pour les tôles d'épaisseur 8mm en S235.

Figure 3.25 : Géométrie des zones utiles au formage des filets [AGT_08].

Figure 3.26 : Charges à la rupture pour les tôles d'épaisseur 5mm en AGS6060.

Figure 3.27 : Charges à la rupture pour les tôles d'épaisseur 5mm en S235.

Figure 3.28 : Charges à la rupture pour les tôles d'épaisseur 8mm en AGS6060.

Figure 3.29 : Charges à la rupture pour les tôles d'épaisseur 8mm en S235.

Figure 3.30 : Courbe couple de vissage instantané en fonction du temps pour un vissage à 360tr/min avec un effort presseur de 100N dans une tôle en S235, d'épaisseur 8mm et de diamètre d'avant trou de $7.45\text{mm} \pm 0.05$.

Figure 3.31 : Couples de retour élastique pour les tôles d'épaisseur 5mm en AGS6060.

Figure 3.32 : Couples de retour élastique pour les tôles d'épaisseur 5mm en S235.

Figure 3.33 : Couples de retour élastique pour les tôles d'épaisseur 8mm en AGS6060.

Figure 3.34 : Couples de retour élastique pour les tôles d'épaisseur 8mm en S235.

Figure 3.35 : Tests de corrélation pour la vis 19216 sur les couples de taraudage maximaux (Nm) en fonction du diamètre d'avant trou (mm).

Figure 3.36 : Tests de corrélation pour la vis 19224 sur les couples de taraudage maximaux (Nm) en fonction du diamètre d'avant trou (mm).

Figure 3.37 : Modèle géométrique du problème.

Figure 3.38 : Modèle géométrique pour le calcul de V_1 .

Figure 3.39 : Modèle géométrique pour le calcul de V_2 .

Figure 3.40 : Diamètres intérieurs D_i calculés.

Figure 3.41 : Comparaison expérimentale et théorique des diamètres intérieurs calculés.

Figure 3.42 : Tests de corrélation sur le couple de retour élastique (Nm) en fonction du diamètre d'avant trou (mm).

Figure 3.43 : Définition de la géométrie des filets formés.

Figure 3.44 : Diamètres intérieurs D_i calculés pour le diamètre de trilobage moyen.

Figure 3.45 : Tests de corrélation sur les charges d'arrachement des filets formés (kN) en fonction du diamètre d'avant trou (mm).

Figure 3.46 : Assemblages Renault.

Figure 3.47 : Couples de taraudage sur les collets testés.

Figure 3.48 : Visualisation du phénomène de dilatation radiale sur le collet.

Tableau 3.3 : Hauteurs de filet formé expérimentaux H^* pour la partie haute des collets.

Tableau 3.4 : Hauteurs de filet formé expérimentaux H^* pour la partie basse des collets.

Figure 3.49 : Couples de taraudage maximaux sur les écrous lisses pour la vis 19216.

Figure 3.50 : Couples de taraudage maximaux sur les écrous lisses pour la vis 19224.

Figure 3.51 : Couples de taraudage maximaux sur les écrous lisses pour la vis 20051.

Figure 3.52 : Courbe couple de vissage instantané en fonction du temps pour un vissage à 360tr/min avec un effort presseur de 100N dans un trou non débouchant de diamètre d'avant trou de 7.2mm.

Figure 3.53 : Valeurs maximales des couples de taraudage pour les trous non débouchant.
Figure 3.54 : Tests de corrélation sur les couples de taraudage maximaux (Nm) en fonction du diamètre d'avant trou (mm) dans le cas du trou non débouchant.

Chapitre 4

Figure 4.1 : Géométrie pour le modèle analytique [HAY_72].
Figure 4.2 : Paramètres géométriques pour la modélisation [HEN_74].
Figure 4.3 : Profil de référence des modèles de AGAPIOU [AGA_94].
Figure 4.4 : Courbe expérimentale du couple de vissage en fonction de la profondeur de vissage [SEN_00].
Tableau 4.1 : Caractéristiques mécaniques et géométriques [SEN_00].
Figure 4.5 : Essai de brochage d'un lobe, CHOWDHARY et al. [CHO_02].
Figure 4.6 : Définition profondeur engagement $h(i)$ et profondeur de travail $M(i)$ d'un taraud à 5 lobes [CHO_02].
Figure 4.7 : Définition des paramètres géométriques du 2nd modèle [CHO_03].
Figure 4.8 : Couples de taraudage obtenus pour le cas du laiton [CHO_03].
Figure 4.9 : Indentation par un coin rigide sans frottement [JOH_85].
Figure 4.10 : Cercles de MOHR des zones ABE et BCD lors de l'indentation.
Figure 4.11 : hodographe de la zone plastifiée ABCDE.
Figure 4.12 : Indentation par un coin rigide sans frottement et hodographe associé [JOH_85].
Figure 4.13 : Indentation par un coin rigide avec frottement et cercle de MORH associé.
Figure 4.14 : Variation de la pression moyenne d'indentation en fonction du coefficient de frottement et du demi angle au coin [JOH_85].
Figure 4.15 : Indentation dans les conditions d'adhérence du métal au flanc du coin [JOH_85].
Tableau 4.1 : Calcul des pressions pour différents coefficients de frottement.
Figure 4.16 : Influence du coefficient de frottement sur la pression réduite sur flanc.
Figure 4.17 : Influence de deux profils successifs.
Figure 4.18 : Allure des lignes de glissement dans le cas réel avec frottement.
Figure 4.19 : Champ des lignes de glissement, cas général sans frottement.
Tableau 4.3 : Calcul des pressions pour différentes hauteurs relatives de filet formé.
Figure 4.20 : Evolution de la pression réduite en fonction de H^* .
Tableau 4.4 : Comparaison entre les pressions estimées et les pressions calculées à l'aide de l'expression 4.32 pour différentes hauteurs relatives de filet formé.
Figure 4.21 : Poinçonnement plan d'un massif semi infini, lignes de glissement.
Figure 4.22 : Lignes de glissement pour un filet de vis à extrémité droite [JOH_85].
Figure 4.23 : Modèle de pression de contact en fonction de H^* .
Figure 4.24 : Longueur de vis insérée correspondant au couple de formage maximal.
Figure 4.25 : Modélisation des pressions de contact.
Figure 4.26 : Surface en contact du dernier lobe qui forme les filets et définition des paramètres géométriques.

Figure 4.27 : Surface totale de contact des n lobes qui forment les filets.

Figure 4.28 : Définition de Φ et de la profondeur d'indentation.

Figure 4.29 : Modélisation simplifiée de la surface de contact.

Figure 4.30 : Calcul de y^* pour les deux modèles.

Figure 4.31 : Modélisation des efforts résultants des forces de frottement et de pression sur les flancs des filets pour le calcul de C_{F1} et $C_{F1'}$.

Figure 4.32 : Modélisation des efforts résultants des forces de frottement et de pression sur l'extrémité du filet pour le calcul de C_{F2} et $C_{F2'}$.

Figure 4.33 : Comparaison entre les couples de formage expérimentaux dans l'AGS6060 et les couples de formage calculés.

Figure 4.34 : Comparaison entre les couples de formage expérimentaux dans le S235 et les couples de formage calculés.

Figure 4.35 : Comparaison entre les couples de formage expérimentaux dans l'AGS6060 et les couples de formage calculés pour différents coefficients de frottement.

Chapitre 5

Figure 5.1 : Variables d'entrée/sortie, cas du serrage sur tôle épaisse.

Tableau 5.1 : Paramètre diamètre d'avant trou et niveaux associés.

Figure 5.2 : Montage pour les essais de serrage.

Tableau 5.2 : Limite élastique et limite à la rupture de la tôle testée.

Figure 5.3 : Mesures types pour un essai de serrage.

Figure 5.4 : Mesure des couples pour différentes trois de précharge pour les essais sur la vis 19224.

Figure 5.5 : Comportement au serrage jusqu'à rupture d'un assemblage dans un trou débouchant.

Figure 5.6 : Evolution du couple de retour élastique lors du serrage.

Figure 5.7 : Projection de la section droite du filet aux valeurs maximums et diamètres des filets formés.

Tableau 5.3 : Valeurs des paramètres utilisés pour la validation du couple de frottement filet.

Figure 5.8 : Comparaison du couple de frottement filets entre les valeurs théoriques et expérimentales pour la vis 19224.

Figure 5.9 : Comparaison du couple de frottement filets entre les valeurs théoriques et expérimentales pour la vis 20051.

Tableau 5.4 : Valeurs des paramètres utilisés pour la validation du couple de frottement sous tête.

Figure 5.10 : Comparaison du couple de frottement sous tête entre les valeurs théoriques et expérimentales pour la vis 19224.

Figure 5.11 : Comparaison du couple de frottement sous tête entre les valeurs théoriques et expérimentales pour la vis 20051.

Figure 5.12 : Comparaison sur le couple de serrage maximum et le couple utile entre les valeurs théoriques et expérimentales pour la vis 19224.

Figure 5.13 : Comparaison sur le couple de serrage maximum et le couple utile entre les valeurs théoriques et expérimentales pour la vis 19216 et 20051.

Figure 5.14 : Comportement au serrage jusqu'à rupture d'un assemblage dans un trou non débouchant.

Chapitre 6

Tableau 6.1 : Essais de torsion des vis.

Tableau 6.2 : Essais de traction des vis.

Tableau 6.3 : Charges à rupture minimale en fonction des classes de qualité.

Figure 6.1 : Sections droites d'une vis trilobée M8 et d'une vis cylindrique M8.

Figure 6.2 : Noyaux d'une vis trilobée M8 et d'une vis cylindrique M8.

Figure 6.3 : Principales étapes de la méthode de prédimensionnement.

Figure 6.4 : Etapes de calcul de la phase de taraudage (bloc 1 de la figure 6.3).

Figure 6.5 : Définition de la géométrie des filets formés.

Figure 6.6 : Diamètres intérieurs D_i calculés pour le diamètre de trilobage moyen.

Figure 6.7 : Etapes de calcul de la phase de serrage (bloc 2 de la figure 6.3).

Figure 6.8 : Etapes de la vérification des résistances mécaniques des éléments de l'assemblage (bloc 3 de la figure 6.3).

Tableau 6.4 : Données d'entrée des conditions de serrage.

Tableau 6.5 : Données d'entrée des conditions de serrage.

Figure 6.9 : Onglet 1 de la feuille de calcul, données d'entrée pour les vis autoformeuses.

Figure 6.10 : Onglet 2, données d'entrée pour les pièces assemblées dans le cas de l'assemblage de type I.

Figure 6.11 : Onglet 2, données d'entrée pour les pièces assemblées dans le cas de l'assemblage de type II.

Figure 6.12 : Onglet 3, données d'entrée pour les conditions de serrage.

Figure 6.13 : Onglet 4, affichage des données de sortie après calcul pour le diamètre d'avant trou minimal.

Introduction générale

Contexte et analyse du besoin

Depuis toujours l'industrie automobile est en recherche constante de solutions afin d'améliorer sa compétitivité en réduisant les coûts et les délais. Ainsi les technologies du taraudage par déformation pour les matériaux métalliques connaissent depuis une dizaine d'années un développement important. Les vis autoformeuses par déformation de matière pour matériaux métalliques qui permettent de supprimer l'opération préalable d'usinage sont l'exemple le plus abouti de ces technologies.

Toutefois, l'opération d'assemblage par vis autoformeuse est une opération délicate qui intervient bien souvent en fin de gamme de fabrication. L'échec de cette opération peut alors conduire à un rebut de la pièce qui occasionne une perte financière liée au brut lui-même à laquelle il faut aussi inclure la valeur ajoutée par les opérations d'usinage et de montage antérieures. Par conséquent, les bureaux d'études peuvent être amenés à préférer utiliser un assemblage boulonné classique, par manque de maîtrise de l'opération de vissage par vis autoformeuse. Cependant la solution assemblage boulonné est toujours bien plus coûteuse et conduit à une augmentation du nombre de pièces ainsi que du poids de l'ensemble.

On voit immédiatement l'intérêt que peut avoir l'utilisation des vis autoformeuses dans une industrie de grande série et de produits de grande consommation. Cependant, son utilisation est récente et réservée aux assemblages peu chargés et qui en cas de défaillance ne présentent pas de danger pour l'utilisateur car les phénomènes associés au processus de vissage ne sont pas bien maîtrisés. Il est donc important d'étudier scientifiquement le processus de vissage par vis autoformeuse afin de parfaitement maîtriser la mise en œuvre de ces composants.

L'état des connaissances sur les vis autoformeuses par déformation de matière pour matériaux métalliques réalisée en 2005 montrait qu'il y avait très peu d'informations publiées et pas de travaux de recherche connus. Une consultation menée auprès de plusieurs industriels a été réalisée afin d'identifier les besoins. Elle a montré qu'il y avait un réel intérêt pour l'utilisation de ces composants, mais que la méconnaissance des phénomènes mis en jeu entraînait un doute sur les performances et la qualité des assemblages réalisés avec cette technique. C'est l'entreprise RE-

NAULT qui a témoigné le plus d'intérêt à la proposition du Laboratoire de Génie Mécanique de Toulouse de mener des recherches sur ce sujet. En conséquence les problématiques sur les vis autoformeuses qu'ils nous ont soumises constituent principalement l'objet des travaux présentés dans ce mémoire, le souci principal de notre partenaire étant de pouvoir mettre en œuvre une méthode de calcul et des modèles de prédimensionnement, utilisables en bureau d'études, rapides et fiables, réalisés à partir d'études numériques et/ou expérimentales.

Démarche de travail

Depuis plusieurs années les logiciels de CAO ainsi que les codes éléments finis ont connu un essor considérable grâce aux progrès de l'informatique et à l'amélioration des méthodes numériques de résolution. Désormais les modèles numériques sont devenus les outils les plus utilisés pour la simulation de processus complexes. Ils permettent de réduire considérablement les coûts de recherche et développement dans de nombreux domaines. Les simulations réalisées avec ces outils permettent d'étudier de manière précise le comportement des produits dans leur environnement et de réduire de manière importante le nombre des essais nécessaires, coûteux en temps et en argent.

Cependant les expérimentations restent incontournables car elles restent le moyen le plus efficace pour appréhender les phénomènes physiques. Elles permettent aussi de montrer la pertinence de certaines hypothèses simplificatrices avancées et de justifier des modélisations proposées. Enfin elles sont le seul moyen de validation des résultats obtenus.

Ainsi, la démarche initiale de travail présentée figure 0.1 consiste, dans un premier temps, à réaliser des modèles éléments finis validés par un petit nombre d'essais expérimentaux. Dans cet optique la première partie de notre travail a consisté à développer des modèles numériques puis à réaliser quelques essais bien choisis en parallèle permettant un calage des modèles de simulation. Une fois le calage réalisé, la construction de modèles de calcul pouvait se faire en multipliant les simulations pour satisfaire aux plans d'expériences numériques mis en place.

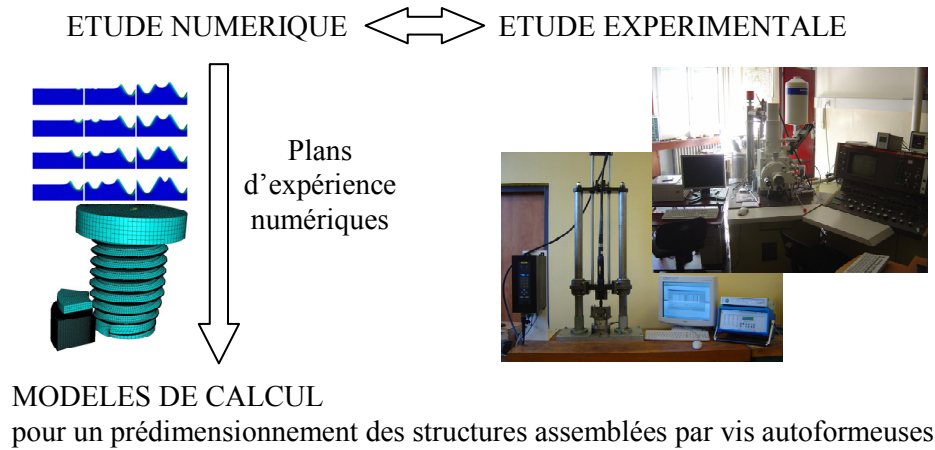


Figure 0.1 : Démarche de travail initiale.

Au cours de la mise au point des modèles numériques nous avons rencontré un problème majeur qui nous a contraint de revoir la démarche de travail initiale. En effet compte tenu des moyens informatiques dont nous disposons au laboratoire, chaque cas de simulation nécessite plusieurs jours de calcul. Il n'a donc pas été possible, compte tenu du temps que cela aurait nécessité, de réaliser les plans d'expériences numériques prévus. Par souci d'efficacité, nous sommes donc revenus à une procédure plus classique d'essais expérimentaux, chaque essai compte tenu de la plateforme conçue, ne prenant que quelques minutes (figure 0.2).

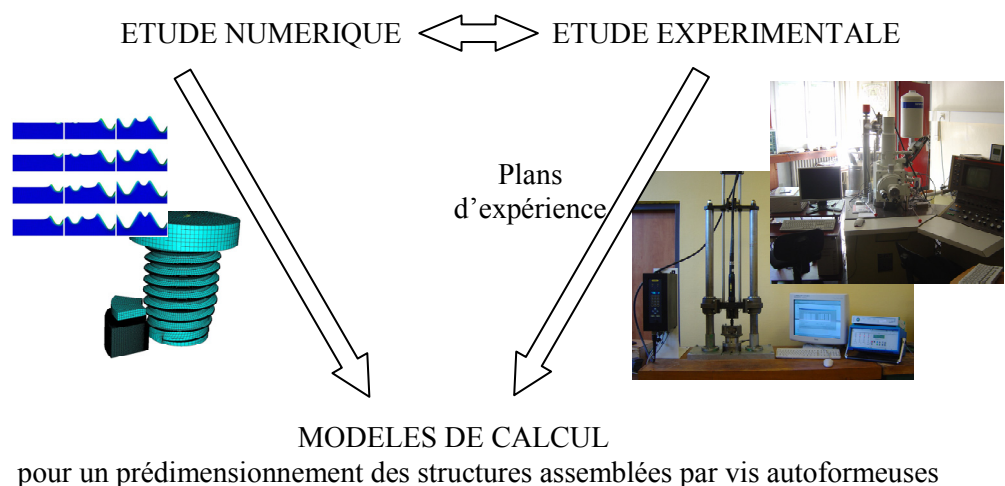


Figure 0.2 : Démarche de travail finale.

Architecture du rapport

Le vissage par vis autoformeuse dans les matériaux métalliques est un procédé nouveau, mal connu, qui a été rendu possible parce que l'on a imaginé et réalisé des vis avec des formes spéciales avec des qualités métallurgiques très élevées. Le contexte technologique qui entoure le procédé a donc un rôle très important.

Le chapitre 1 a pour objectif de présenter l'environnement technologique associé aux vis autoformeuses ainsi que les différents prérequis concernant le vissage classique, nécessaires pour aborder la suite de l'exposé.

Le chapitre 2 traite de la partie simulation numérique. Différentes modélisations de l'opération de vissage par vis autoformeuse en éléments finis 3D sont proposées afin de bien appréhender et comprendre les phénomènes prépondérants qui conditionnent l'utilisation de ce composant industriel. Des résultats qualitatifs intéressants sont ainsi obtenus et surtout, la possibilité d'utiliser efficacement cette technique à condition de disposer d'une puissance de calcul suffisante est démontrée.

Le chapitre 3 est un chapitre dédié à l'étude expérimentale du processus de taraudage par déformation de matière. Il a pour objectif de dégager les principaux résultats obtenus à l'issue de plus de 650 cas d'essais réalisés. Une étude de sensibilité sur le processus de formation des filets par refoulement de matière a permis d'identifier et de dégager les paramètres principaux mais aussi de mesurer leur influence sur les grandeurs caractéristiques principales qui sont le couple de taraudage et la forme finale des filets. Cette étude de sensibilité a permis de conduire une étude expérimentale plus approfondie sur tôle épaisse, puis de réaliser les essais de validation des assemblages types, demandés par notre partenaire. L'ensemble de ces essais a permis de définir des recommandations d'utilisation des vis autoformeuses dans différents cas d'assemblages et de quantifier l'influence des paramètres principaux.

Le chapitre 4 correspond à l'étude théorique du processus de formage des filets. Une solution originale basée sur la technique des lignes de glissement en tenant compte de l'interaction entre deux filets successifs est proposée. Elle permet d'obtenir la pression moyenne sur le flan des filets en fonction de la hauteur du filet formé ou de la pénétration du filet de la

vis dans la matière à tarauder. Cette pression moyenne permet ensuite d'évaluer le couple de formage.

Le chapitre 5 traite de l'étude expérimentale et théorique du processus de serrage par vis autoformeuse. Il constitue la suite naturelle des chapitres précédents puisque le processus de taraudage ne représente que la première partie du processus de vissage. Il est nécessaire de réaliser une phase de serrage afin d'installer une précharge fonctionnelle dans l'assemblage. L'objectif principal de cette partie consiste à identifier et quantifier les différentes composantes du couple de serrage puis à déterminer l'intervalle dans lequel on devra installer ce couple pour permettre une mise en précharge sûre.

Les formulations théoriques construites dans les chapitres précédents servent de base à la méthode de prédimensionnement qui est présentée au chapitre 6 et pour laquelle un outil logiciel de calcul a été réalisé.

En conclusion, nous rappelons les principaux résultats de ce travail et nous proposons différentes pistes de développement.

Les procédures, les méthodes et les modalités pratiques d'exécution des essais dont les résultats sont rapportés dans les différents chapitres sont décrites dans les annexes.

1 Données générales

1.1 Introduction

- 1.1.1 Un peu d'histoire...
- 1.1.2 Les vis autoformeuses, solution d'avenir

1.2 Données générales

- 1.2.1 Les vis autoformeuses
 - 1.2.11 *Normalisation*
 - 1.2.12 *Géométrie des vis autoformeuses pour les matériaux métalliques*
 - 1.2.13 *Profil métrique ISO et section résistante d'une vis*
 - 1.2.2 De la vis autoformeuse à l'opération d'assemblage
 - 1.2.3 Les filets formés, analogie au taraudage par déformation
 - 1.1.31 *Géométrie des filets formés*
 - 1.2.32 *Cycle de formation des filets*
 - 1.2.4 Description des efforts lors d'un cycle d'assemblage par vis autoformeuse

1.3 Dimensionnement des assemblages vissés

- 1.3.1 Importance de la précontrainte et détermination du couple de serrage
 - 1.3.11 *Expression du couple dû aux forces de contact de la pièce sur les filets*
 - 1.3.12 *Expression du couple de frottement sous tête*
 - 1.3.13 *Expression du couple de serrage*
 - 1.3.14 *Incertitude sur la valeur de la précontrainte installée*
- 1.3.2 Résistance statique d'un boulon réalisé à l'aide d'une vis ISO
 - 1.3.21 *Caractéristiques mécaniques et classe de qualités d'une vis ISO*
 - 1.3.22 *Résistance à la traction axiale*
- 1.3.3 Résistance à l'arrachement des filets
 - 1.3.31 *Calcul de la charge d'arrachement des filets de la vis*
 - 1.3.32 *Calcul de la charge d'arrachement des filets de l'écrou*
 - 1.3.33 *Utilisation pratique des formules d'arrachement des filets*
- 1.3.4 Cas des vis autoformeuses
 - 1.3.41 *Dureté, dureté à cœur et dureté superficielle*
 - 1.3.42 *Profondeur de cémentation*
 - 1.3.43 *Couple de rupture, aptitude au taraudage et charge de rupture à la traction*

1.4 Conclusion

1.1 Introduction

Une vis de fixation est un organe mécanique constitué d'une tige filetée, avec ou sans tête, comportant un dispositif d'immobilisation ou d'entraînement. Cet élément est destiné à réaliser la fixation d'une ou plusieurs pièces empilées, par compression de celles-ci.

On retrouve 3 types d'assemblage utilisant des organes filetés (figure 1.1) :

- les assemblages boulonnés : la vis se fixe à l'aide d'un écrou
- les assemblages vissés : la vis se fixe dans la partie filetée de la pièce inférieure de l'assemblage
- les assemblages boulonnés avec goujon : le goujon se visse à fond de filet dans la pièce inférieure filetée et le serrage est réalisé avec un écrou vissé sur la partie supérieure du goujon.

Dans tous les cas, quelle que soit la solution choisie, l'assemblage final réalisé permet une liaison complète, rigide, démontable et la transmission des efforts entre les deux pièces se fait par adhérence.

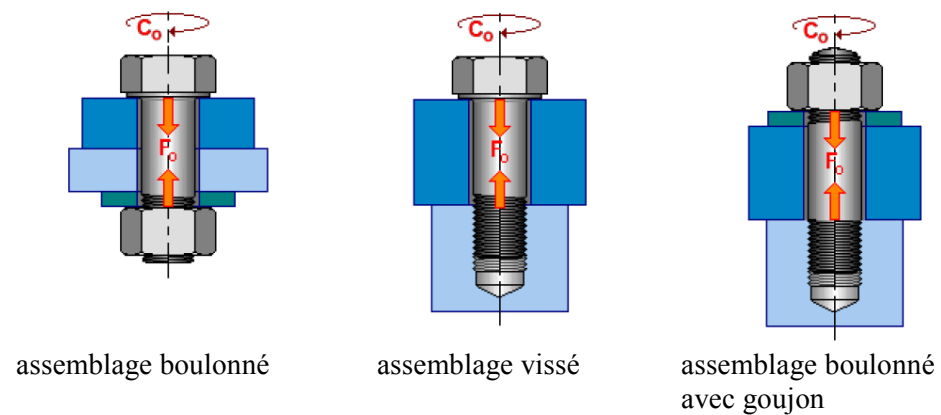


Figure 1.1 : Les 3 cas d'assemblage.

1.1.1 Un peu d'histoire...

La première apparition connue d'un organe mécanique utilisant une surface hélicoïdale remonte à la vis d'Archimède, parfois abusivement appelée vis sans fin (figure 1.2).

Par contre, pour cette application, la surface hélicoïdale est plutôt utilisée de manière dynamique puisque le dispositif qu'Archimède avait mis

au point lors d'un voyage en Égypte, permettait uniquement aux habitants du bord du Nil d'élever l'eau pour arroser leurs terrains.



Figure 1.2 : 1^{ère} utilisation d'une surface hélicoïdale, la vis d'Archimède.

Il faut donc attendre la Renaissance pour commencer à voir des vis utilisées comme moyen de fixation, dans les horloges, les machines de guerre ou d'autres constructions mécaniques.

Léonard de Vinci développe, dans cette période, des méthodes pour leur usinage. Toutefois, elles continueront à être fabriquées à la main et sans normalisation, même après le début de la Révolution industrielle [WIK_06].

Depuis, les progrès de la technologie aidant, l'utilisation de ces composants n'a cessé de croître, si bien qu'à l'heure actuelle, les assemblages vissés et boulonnés sont les assemblages les plus utilisés en mécanique. Pour couvrir cet immense champ d'application, il existe une grande variété de composants filetés normalisés (figure 1.3). L'AFNOR a réuni dans un recueil comprenant 87 normes ISO [AFN_06], les principales normes françaises relatives aux éléments d'assemblage filetés (vis, goujons, écrous).



Figure 1.3 : Quelques exemples d'éléments filetés.

1.1.2 Les vis autoformeuses, solution d'avenir

Toujours à la recherche de technologies innovantes, les ingénieurs ont inventé des organes filetés utilisant le principe du taraudage par déformation, dès les années 60, avec le lancement des premières vis autoformeuses aussi appelées autotaraudeuses par déformation.

Ces vis sont conçues pour réaliser les fixations entre pièces en taraudant elles mêmes leur filet par refoulement de matière, évitant ainsi l'opération coûteuse de taraudage et la présence de copeaux incontournable avec l'utilisation des vis classiques. Ces vis sont rapidement devenues assez communes pour les assemblages de matériaux tendres, comme les bois ou les thermoplastiques, qui ne transmettent que peu d'efforts, leur utilisation pour les matériaux métalliques qui présentent des duretés plus importantes et doivent généralement transmettre des efforts plus grands est récente.

Aujourd'hui, toutes les technologies d'usinage sans copeau pour les matériaux métalliques connaissent un développement important et font l'objet d'un intérêt croissant de l'industrie et de la recherche.

1.2 Données générales

1.2.1 Les vis autoformeuses

1.2.11 Normalisation

Mise à part la norme internationale NF EN ISO 7085 « Caractéristiques mécaniques et fonctionnelles des vis autotaraudeuses par déformation, à filetage métrique, cémentées et revenues » [NF_EN_ISO_7085], il n'existe aucun autre document normatif, en France, portant sur des prescriptions dimensionnelles spécifiques à des vis autoformeuses à filetage métrique.

1.2.12 Géométrie des vis autoformeuses pour les matériaux métalliques

Face à cette absence de norme, il n'existe pas de « géométrie type ». Au contraire, chaque constructeur de vis propose des formes plus ou moins différentes suivant la nature des matériaux à assembler et suivant les différents cas d'assemblage (tôles, trous non débouchants, collets, etc...).

Pour illustrer la complexité géométrique de ces vis, nous allons analyser les deux types de vis couramment utilisées dans l'industrie qui font l'objet de notre travail (figure 1.4).

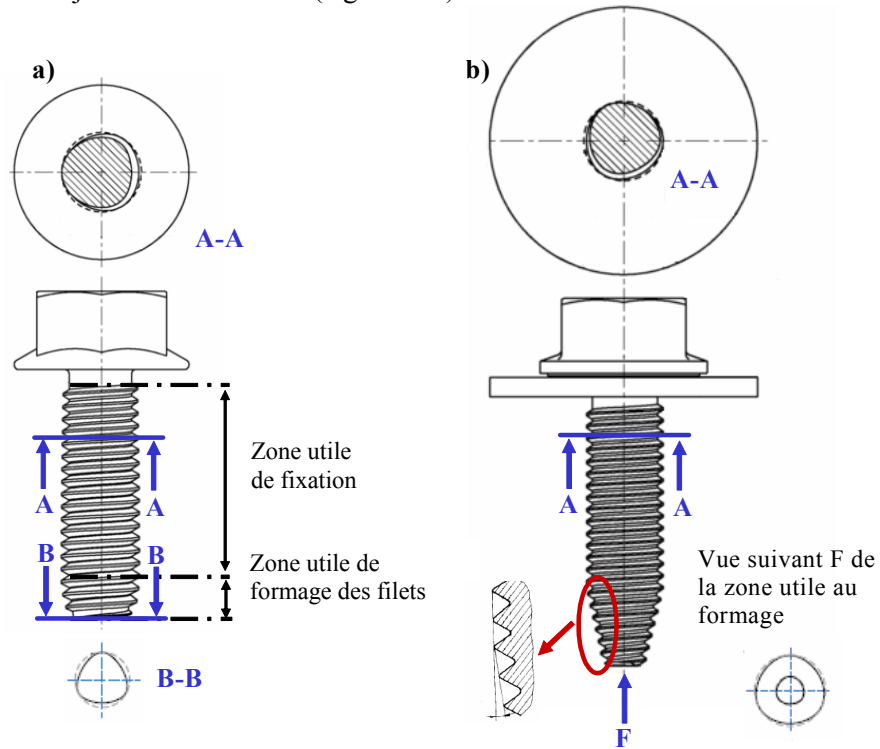


Figure 1.4 : Géométries de vis autoformeuses.

On peut tout d'abord commencer par un commentaire sur les sections de ces vis.

Contrairement aux vis cylindriques classiques, le noyau d'une vis autoformeuse n'est pas circulaire. En effet, on retrouve régulièrement dans les produits proposés des sections trilobées évolutives sur la longueur de la vis, avec des cotes dimensionnelles brevetées qui varient suivant les constructeurs. On peut rajouter que ce choix de section trilobée n'a pas été pris au hasard et qu'elle reproduit celle déjà utilisée sur certains tarauds par déformation de matière.

En 1997, IVANOV [IVA_97] a montré que cette section trilobée était une des meilleures solutions de forme de taraud permettant de réduire le couple global nécessaire à l'opération de taraudage par déformation parmi les différents tarauds testés (figure 1.5).

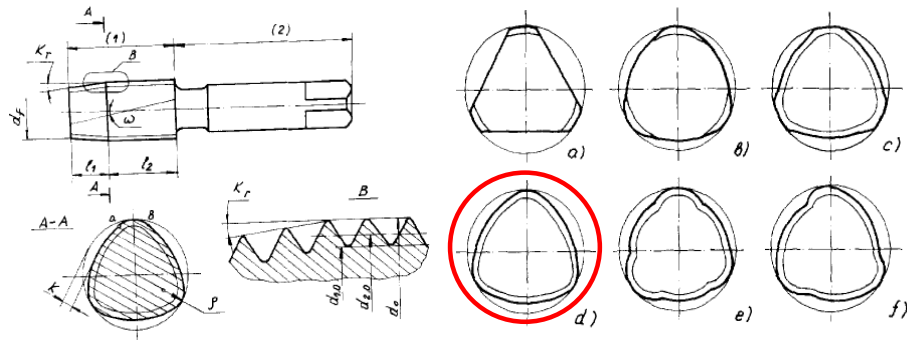


Figure 1.5 : Géométrie des tarauds par déformation testés par IVANOV [IVA_97].

Concernant les différentes parties filetées, comme pour un taraud par déformation de matière, on considère deux parties distinctes, celle réalisant le formage des filets et celle assurant l'assemblage.

La zone d'extrémité d'une vis autoformeuse est donc la zone utile pour le formage des filets que l'on peut aussi appeler zone d'engagement. Cette zone composée de trois à cinq filets, présente un profil particulier qui permet une entrée progressive pour la formation du taraudage dans la pièce à assembler. On peut retrouver par exemple des profils avec une attaque curviligne, linéaire ou en pointe. Cette zone peut aussi, sur certaines vis, reprendre des formes plus ou moins complexes inspirées de celles que l'on retrouve sur la zone d'engagement des tarauds par déformation de matière, dont l'utilisation industrielle devient courante. Enfin, dans cette zone d'engagement, le filet peut avoir une section qui évolue progressivement pour tendre en fin de zone de formage, à celle du filet ISO que l'on retrouvera tout le long de la partie destinée à la fixation. La géométrie de la zone d'engagement est un paramètre à définir avec soin car c'est un des facteurs prépondérants qui déterminent le comportement de l'élément fileté lors du taraudage.

Les deux vis étudiées présentent deux géométries différentes dans cette zone d'engagement. La vis figure 1.4.a) possède une extrémité conique avec des filets non complets alors que la vis b) possède une extrémité sphéroconique avec un filetage complètement formé.

1.2.13 Profil métrique ISO et section résistante d'une vis ISO

La plupart des constructeurs ont fait le choix de générer, pour les assemblages réalisés à l'aide de vis autoformeuses, le même filet métrique à pas gros défini dans la norme NF ISO 68-1 [NF_ISO_68-1] pour les vis classiques standards. C'est le cas des assemblages que nous avons étudiés. Ce choix à l'avantage, entre autre, de permettre en cas de démontage le remplacement de la vis autoformeuse par une vis cylindrique ISO classique.

On donne sur la figure 1.6 la définition des différentes caractéristiques géométriques d'une vis cylindrique assemblée avec un écrou à filetage ISO.

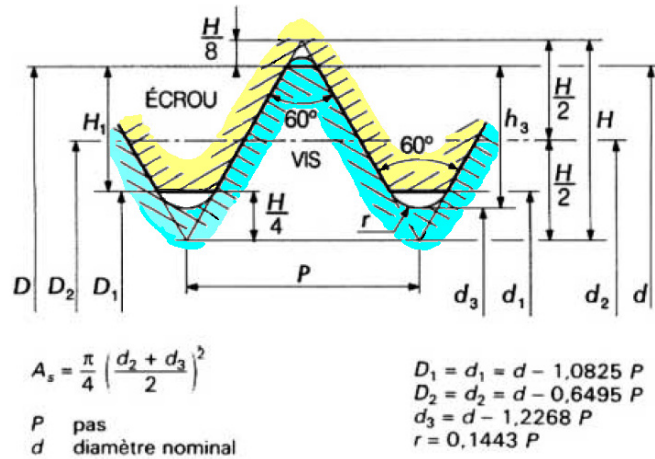


Figure 1.6 : Caractéristiques géométriques et section résistante selon NF ISO 68-1.

Les différentes longueurs du profil sont désignées ci-dessous :

D est le diamètre extérieur (maximum) de base du filetage intérieur (écrou)

d est le diamètre extérieur (maximum) de base du filetage extérieur (vis)

D_1 est le diamètre intérieur (minimum) de base du filetage intérieur (écrou)

d_1 est le diamètre intérieur (minimum) de base du filetage extérieur (vis)

D_2 est le diamètre sur flanc du filetage intérieur (écrou)

d_2 est le diamètre sur flanc du filetage extérieur (vis)

d_3 est le diamètre minimum du filetage extérieur (vis) défini par la norme ISO 965-1

r est le rayon du fond de filet du filetage extérieur (vis) défini par la norme ISO 965-1

H est la hauteur du triangle primitif

p est le pas

D relatif à l'écrou et d relatif à la vis sont égaux, d est la valeur retenue comme diamètre nominal. Les expressions de H, d_2 et D_1 sont données respectivement par les équations ci-dessous.

$$H = \frac{\sqrt{3}}{2} p \quad (1.1)$$

$$d_2 = d - \frac{3\sqrt{3}}{8} p = d - \frac{3}{4} H \quad (1.2)$$

$$D_1 = d - \frac{5\sqrt{3}}{8} p = d - \frac{5}{4} H \quad (1.3)$$

On retrouve dans le tableau 1.1 les couples de dimensions associés à chaque diamètre nominal.

A partir de ces caractéristiques géométriques on peut calculer la section A_s qui représente la section résistante de la vis qui est celle d'une tige cylindrique équivalente [GUI_07].

On peut remarquer que certaines caractéristiques géométriques mises en place pour les assemblages standard ne seront plus utilisables pour des vis autoformeuses à section trilobée puisque, déjà, le noyau de la vis n'est plus circulaire. L'existence du trilobage modifie les zones de contact vis écrou qui seront plus localisées que pour une vis ISO classique ainsi que la forme et les dimensions des filets formés qui ne seront pas exactement celles définies par la norme. Aussi, avec le trilobage, les répartitions de contraintes seront encore plus complexes que pour une liaison vis écrou classique.

Dans le cadre des travaux que nous avons réalisés, nous nous sommes limités aux assemblages par vis autoformeuses trilobées qui génèrent un filetage métrique ISO de diamètre nominal 8 ou 10mm.

Tableau I - Filetage à pas gros (1)							
Diamètre nominal (2)	Pas	Valeurs calculées correspondantes					
		Diamètre sur flancs	Diamètre du noyau de la vis	Diamètre intérieur de l'écrou	Rayon à fond de filet (3)	Diamètre résistant	Section résistante
d = D (mm)	P (mm)	d ₂ = D ₂ (mm)	d ₃ (mm)	D ₁ (mm)	r (mm)	d _s (mm)	A _s (mm ²)
1	0.25	0.838	0.693	0.729	0.036	0.765	0.460
(1.1)	0.25	0.938	0.793	0.829	0.036	0.865	0.588
1.2	0.25	1.038	0.893	0.929	0.036	0.965	0.732
1.4	0.3	1.205	1.032	1.075	0.043	1.119	0.983
1.6	0.35	1.373	1.171	1.221	0.050	1.272	1.27
1.8	0.35	1.573	1.371	1.421	0.050	1.472	1.70
2	0.4	1.740	1.509	1.567	0.058	1.625	2.07
2.2	0.45	1.908	1.648	1.713	0.065	1.778	2.48
2.5	0.45	2.208	1.948	2.013	0.065	2.078	3.39
3	0.55	2.643	2.325	2.459	0.072	2.484	4.85
3.5	0.6	3.110	2.764	2.850	0.087	2.937	6.78
4	0.7	3.545	3.141	3.242	0.101	3.343	8.78
(4.5)	0.75	4.013	3.580	3.688	0.108	3.796	11.3
5	0.8	4.480	4.019	4.134	0.116	4.249	14.2
6	1	5.351	4.773	4.918	0.144	5.062	20.1
(7)	1	6.351	5.773	5.918	0.144	6.062	28.9
8	1.25	7.188	6.467	6.647	0.180	6.827	36.6
10	1.5	9.026	8.160	8.376	0.216	8.593	58.0
12	1.75	10.863	9.853	10.106	0.253	10.358	84.3
14	2	12.701	11.546	11.835	0.289	12.124	115
16	2	14.701	13.546	13.835	0.289	14.124	157
18	2.5	16.376	14.933	15.294	0.361	15.655	192
20	2.5	18.376	16.933	17.294	0.361	17.655	245
22	2.5	20.376	18.933	19.294	0.361	19.655	303
24	3	22.052	20.320	20.753	0.433	21.186	353
27	3	25.052	23.320	23.752	0.433	24.186	459
30	3.5	27.727	25.706	26.211	0.505	26.716	561
33	3.5	30.727	28.706	29.211	0.505	29.716	694
36	4	33.402	31.093	31.670	0.577	32.247	817
39	4	36.402	34.093	34.670	0.577	35.247	976

(1) **Désignation** : par exemple, M8 (diamètre nominal d de 8 mm) sans indication de pas.
(2) **Eviter les valeurs en maigre et surtout entre parenthèses**
(3) r = valeur calculée du rayon de l'outil neuf à profil circulaire (donnée à titre indicatif)

Tableau 1.1 : Dimensions filetage à pas gros [NF_ISO_68-1].

1.2.2 De la vis autoformeuse à l'opération d'assemblage

Pour un même type d'assemblage, la mise en œuvre d'une vis autoformeuse et d'une vis ISO classique s'accompagne forcément d'effets différents, notamment en terme d'efforts lors du processus de vissage et de serrage (figure 1.7)

Considérons deux tôles de même épaisseur vissées au couple par visseuse industrielle, destinées à réaliser un assemblage à l'aide d'une vis ISO ou à l'aide d'une vis autoformeuse de même diamètre nominal. La seule différence au départ concerne la tôle inférieure de l'assemblage ; dans le cas de l'assemblage par vis ISO, elle possède déjà un trou taraudé de même diamètre nominal que la vis alors que dans le cas d'une vis autoformeuse, elle possède un trou lisse de diamètre inférieur au diamètre nominal de la vis.

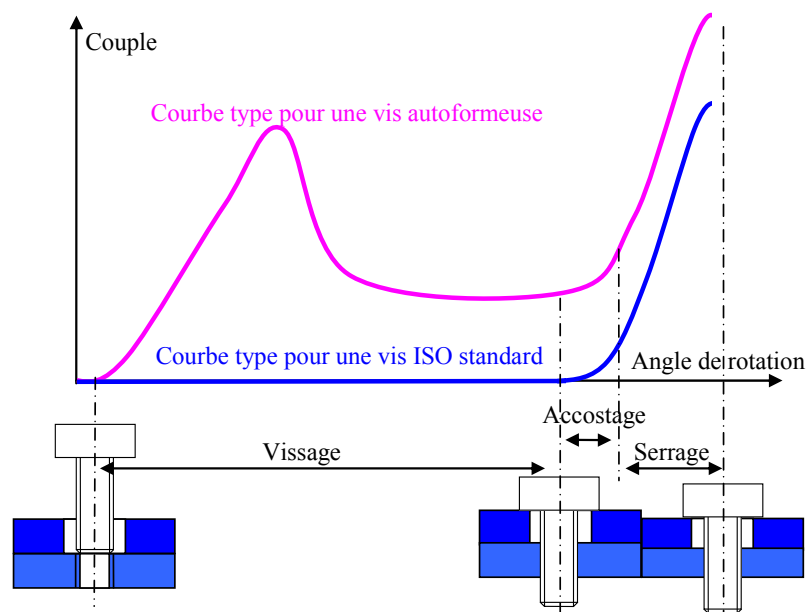


Figure 1.7 : Courbes couple/angle pour un assemblage réalisé par vis autoformeuse et vis ISO.

Dans le cas d'une vis ISO classique, on trouve trois phases distinctes. Dans un premier temps, on a la phase de vissage dans laquelle la vis avance grâce à la liaison hélicoïdale obtenue entre ses filets et les filets usinés de la pièce inférieure de l'assemblage, le couple généré dans cette phase peut être considéré comme négligeable. Vient ensuite la phase d'accostage où la partie inférieure de la tête de la vis arrive en contact avec la tôle supérieure de l'assemblage. Dès l'amorce de cette phase on constate une augmentation du couple à fournir et une adaptation des surfaces de

contact. Enfin il y a la phase de serrage où il faut fournir un couple cible afin d'installer la précharge désirée dans l'assemblage.

Dans le cas d'une vis autoformeuse, on constate dès l'amorce de la phase de vissage un comportement différent avec une augmentation significative du couple. En effet, il est nécessaire dans ce cas d'assemblage de réaliser la formation des filets par refoulement de matière dans la pièce inférieure. Puis lorsque l'extrémité de la vis débouche de la pièce, le couple à fournir diminue pour croître à nouveau à partir du contact de la tête avec la pièce à serrer.

1.2.3 Les filets formés, analogie au taraudage par déformation

Aucune étude n'a été publiée sur la formation des filets par vis autoformeuses. Cependant, comme la géométrie des vis autoformeuses vue précédemment est proche de celle des tarauds utilisés en taraudage par déformation, le processus de formage des filets présente des analogies et on peut donc aisément imaginer transposer ces résultats pour les vis. FROMENTIN [FRO_05] a réalisé des travaux expérimentaux tout à fait intéressants sur le taraudage par déformation pour différents matériaux métalliques, ils nous serviront de base de comparaison pour nos travaux de simulation et expérimentaux.

1.2.31 Géométrie des filets formés

Le taraudage par déformation conduit à l'obtention d'un filet par déplacement de matière, la géométrie finale du filet est donc différente de celle que l'on obtient par enlèvement de matière. Les micrographies figure 1.8 permettent une comparaison entre un filet coupé et un filet formé lors d'une opération de taraudage par déformation.

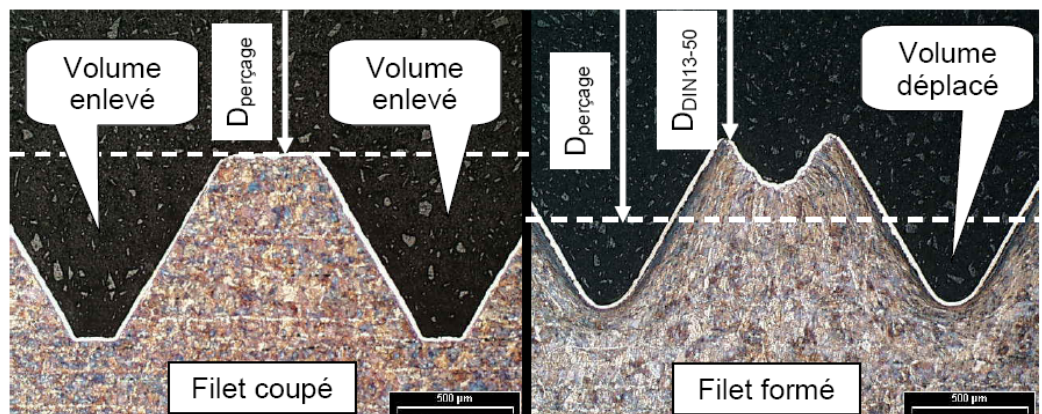


Figure 1.8 : Micrographies d'un filet M12×1.5 en C70 coupé ou formé [FRO_05].

FROMENTIN [FRO_05] a montré que le filet obtenu en taraudage par déformation présente des caractéristiques géométriques et métallurgiques très différentes de celui obtenu par coupe.

En comparant ces 2 profils, il apparaît tout d'abord un creux, appelé aussi cuvette, au sommet du filet qui résulte de l'écoulement du matériau. On voit aussi que le pied de filet est arrondi, cependant, ce n'est pas une caractéristique intrinsèque à un filet formé car la forme du fond de filet est directement liée à la géométrie du taraud ou de la vis autoformeuse utilisée. Ainsi le pied de filet aurait pu être plat si le taraud ou la vis avait le profil adapté.

Le matériau s'est écoulé à volume constant sous l'action de l'outil depuis les zones situées à des diamètres supérieurs à celui de l'avant trou, vers les zones situées à des diamètres inférieurs. Ainsi plus le diamètre d'avant trou sera petit, plus il y aura de matière refoulée par le taraud ou la vis. La géométrie finale du filet et la taille des creux au sommet seront alors différentes. Ceci met en évidence la forte dépendance entre la forme du filet formé et le diamètre d'avant trou. On remarque aussi, que le diamètre d'avant trou nommé $D_{\text{perçage}}$ sur la figure, n'est plus matérialisé sur le filet formé ; il correspond désormais à la ligne moyenne entre le pied et le sommet du filet formé.

En France, il n'existe pas de norme sur les caractéristiques géométriques des filets formés, ce qui constitue bien évidemment un frein au développement du taraudage par déformation. Un des rares documents normatifs à ce sujet est un document, issu de l'ancienne norme allemande DIN, qui définit un diamètre minimal mesuré au sommet du creux. Pour la géométrie des filets formés par vis autoformeuse, la norme NF EN ISO 7085 [NF_EN_ISO_7085] n'impose qu'une seule condition : les vis doivent générer un taraudage conforme au filetage métrique ISO avec un diamètre nominal de filetage compris entre 2mm et 12mm inclus. Pour cela le filetage formé doit pouvoir accepter un tampon fileté de tolérance 6h conformément à la norme ISO 965-3 [NF_EN_ISO_965-3] (figure 1.6).

On comprend bien que ces caractéristiques sont insuffisantes pour qualifier un assemblage destiné à la transmission d'un effort important et que, pour cet usage, il est nécessaire de disposer de résultats d'essais ou de simulations permettant de faire un choix judicieux des différents paramètres. C'est un des objectifs de notre travail.

1.2.32 Cycle de formation des filets

Pour bien appréhender la suite de l'exposé et les caractéristiques mécaniques du filet en tant que produit, il nous faut bien comprendre le processus de formage des filets, c'est à dire identifier les états intermédiaires entre le trou lisse et les filets formés. Là encore FROMENTIN [FRO_05] a réalisé une série de micrographies permettant de visualiser un cycle de formage des filets réalisé avec un taraud composé de 6 lobes (figure 1.9).

A l'état 1, le premier lobe actif commence à travailler la matière et donc à former le flanc droit du filet dans la zone L1 qui progresse à chaque passage de lobe L_i . A partir de l'état 6, le taraud a réalisé un tour complet et le lobe L1 amorce le formage du flanc gauche du filet. A cette étape on peut aussi visualiser l'angle d'attaque α du chanfrein dans la zone d'engagement du taraud. A l'état L10 le flanc droit a été achevé par le lobe L10. A l'état 15, le filet formé final est obtenu.

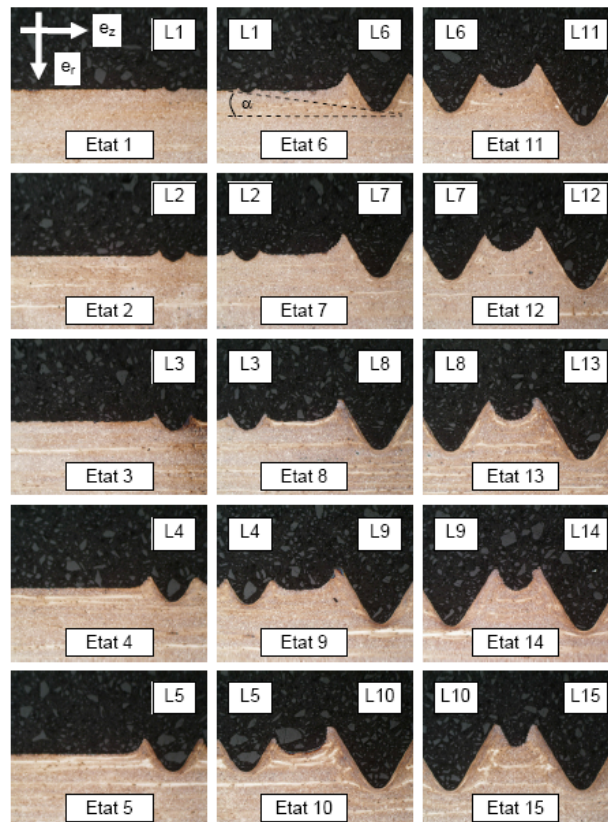


Figure 1.9 : Etapes de la formation lobe après lobe d'un filet M12x1.5 en 42 CrMo 4 [FRO_05].

La figure 1.10 montre les cinq zones qui ont été identifiées sur un filet formé. Le matériau à cœur en zone Z1 n'a subi aucune déformation. La zone Z2 où les lobes de l'outil ont directement agi est fortement déformée.

La matière s'est écoulée le long des flancs du taraud en zone Z3 et a subi une déformation ainsi qu'un déplacement importants. En zone Z4, qui représente le cœur du filet, la matière a été légèrement déformée radialement (suivant e_r) mais elle a subi un faible déplacement dans son ensemble si on en juge par la forme des grains. Enfin, la zone Z5 qui représente la matière sur le bord libre est composée de l'extrémité de la zone Z3 fortement déformée et de la zone Z4 qui l'est moins. On y retrouve donc un creux puisque la matière s'écoule essentiellement depuis les flancs du filet et peu depuis son cœur.

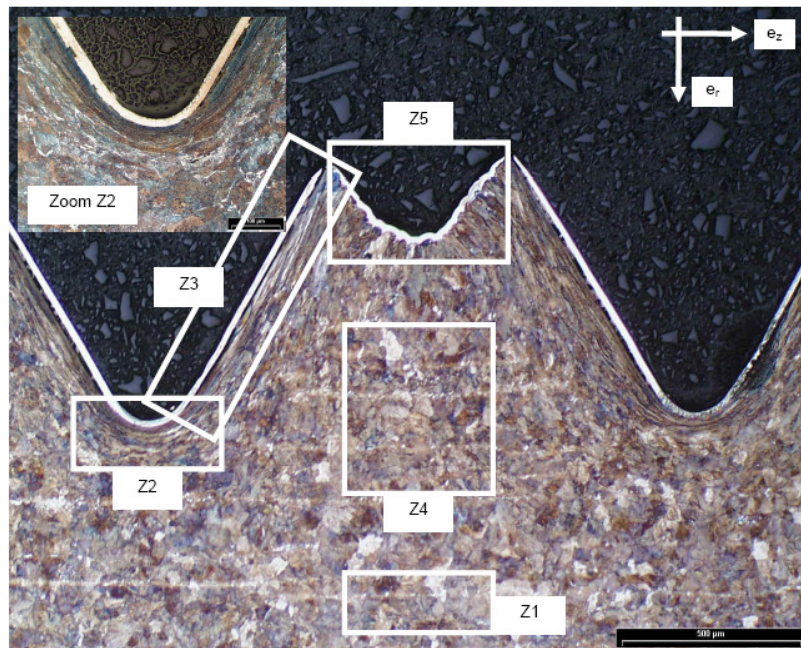


Figure 1.10 : Caractéristiques mécaniques des filets formés. [FRO_05].

1.2.4 Description des efforts lors d'un cycle d'assemblage par vis autoformeuse

Maintenant que les grandes lignes sur la formation des filets par déformation ont été présentées, nous pouvons expliquer les phénomènes qui entrent en jeu lors du processus de vissage et de serrage par vis autoformeuse. En complément il est aussi nécessaire d'introduire quatre valeurs définies sur la figure 1.11 :

- e : épaisseur de la pièce taraudée
- L_F : longueur active de la vis pour le formage des filets
- L : longueur de la vis
- $d_0 = D_{\text{perçage}}$: diamètre du trou lisse de départ

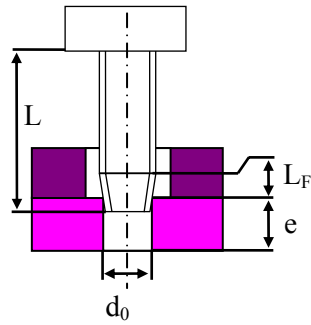


Figure 1.11 : Paramètres géométriques.

On peut noter que cette longueur L_F n'est pas forcément égale à la longueur de la zone utile au formage des filets car celle-ci est fonction de d_0 , plus d_0 sera grand et plus L_F sera petit. Aussi, en hypothèse de départ, nous nous placerons dans le cas où $L_F < e$ et $L \gg e$.

Si l'on se réfère maintenant à la figure 1.12 représentant la courbe couple/angle de rotation pour une vis autoformeuse, on peut décrire les différentes étapes du cycle d'assemblage.

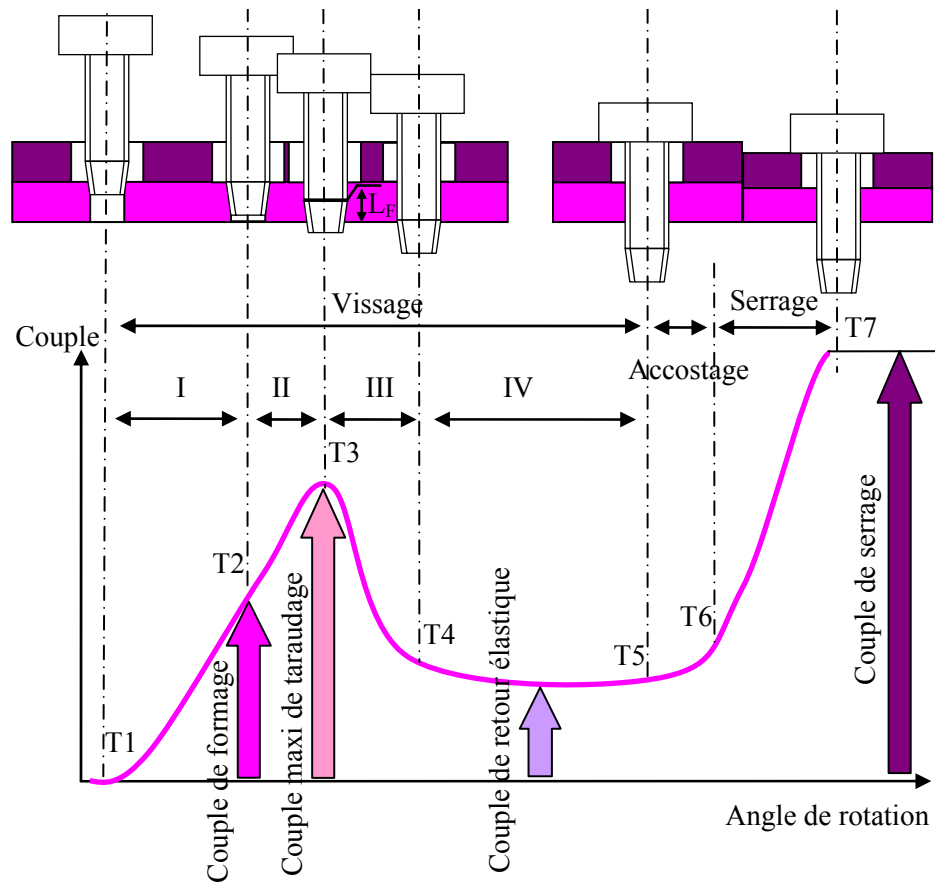


Figure 1.12 : Courbe couple/angle pour un assemblage réalisé par vis autoformeuse.

Tout d'abord pour T1, lors du démarrage de la visseuse, il est nécessaire d'appliquer un effort presseur initial sur celle-ci afin de réaliser l'embequetage de la vis sur la pièce à tarauder. La vis dans cette phase est légèrement désaxée par rapport à l'axe de rotation, d'un écart donné par l'équilibre de la vis soumise aux actions des trois premiers lobes qui travaillent simultanément.

En zone I, de T1 à T2, on observe une augmentation du couple afin de réaliser la formation des filets par refoulement de matière. A l'angle T2, toute la longueur utile au formage de la vis (L_F) est entrée dans la tôle inférieure. Le couple mesuré à cette étape correspond au couple de formation des filets (ou couple de formage) somme du couple nécessaire pour déplacer le matériau et du couple nécessaire pour vaincre le frottement vis/tôle en déformation plastique. Notons que ce couple nécessaire pour vaincre le frottement vis/tôle n'est pas négligeable car il existe une pression de contact vis/tôle importante nécessaire pour obtenir l'écoulement de la matière.

Pour la partie II, de T2 à T3, puisque $L_F < e$, la vis n'a pas terminé de former tous les filets, ainsi le couple continue d'augmenter jusqu'à T3. T3 correspond à l'angle de rotation au-delà duquel la zone fonctionnelle de formage des filets de la vis commence à sortir de la tôle. Ainsi pour T3, on retrouve un couple maximum de taraudage qui correspond à la somme du couple de formage, constant dans cette partie, augmenté du couple nécessaire pour vaincre le frottement vis/tôle sur la partie non utile au formage des filets de la vis, induit par l'effort de déformation élastique de la pièce.

En zone III, de T3 à T4, la zone fonctionnelle au formage des filets de la vis sort de la pièce entraînant une chute du couple de formage. Pour la valeur T4 ce couple de formage devient nul, la zone fonctionnelle au formage des filets de la vis étant intégralement sortie de la pièce inférieure de l'assemblage.

Pour la partie IV, de T4 à T5, on retrouve une portion de courbe pratiquement constante. Elle correspond au couple nécessaire pour vaincre le frottement vis/tôle, car il existe une pression de contact vis/tôle importante liée au retour élastique du matériau déformé. Pour la valeur angulaire T5, la tête de la vis arrive en contact réalisant de T5 à T6 la phase d'accostage.

Enfin de T6 à T7, on retrouve la phase de serrage. Il faut fournir un couple qui permettra l'installation d'une précharge qui assurera le serrage.

En remarque importante, il convient de rappeler les hypothèses initiales. Les explications présentées pour la courbe couple/angle de rotation ne sont ici valables que pour un assemblage dans un trou débouchant ($L \gg e$) avec la condition $L_F < e$.

Si on se place par exemple dans le cas d'une plaque de grande épaisseur (trou non débouchant), les zones III et IV n'existent plus (figure 1.13). Aussi, lors de l'installation du couple de serrage, il faudra fournir en plus du couple utile à la précharge, un couple pour vaincre le frottement vis/tôle inférieure, un couple pour vaincre les frottements tête de vis/tôle supérieure et un couple pour réaliser la formation des filets par refoulement de matière.

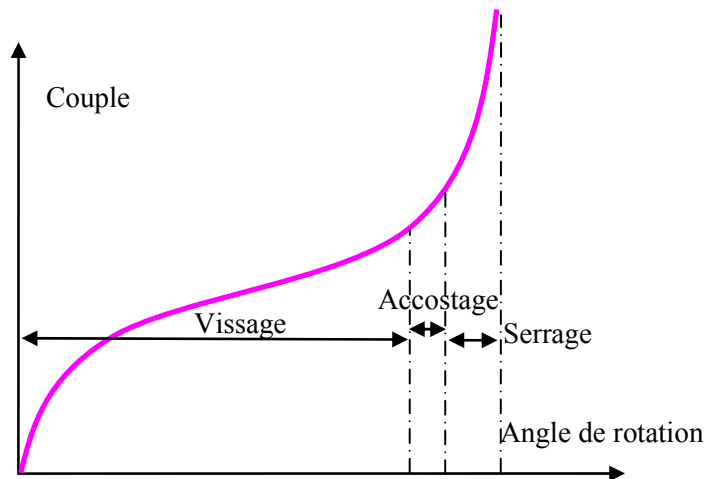


Figure 1.13 : Courbe couple/angle pour un assemblage réalisé par vis autoformeuse dans le cas d'un trou non débouchant.

En conclusion, lors du dimensionnement d'un assemblage vissé par vis autoformeuse, il conviendra de prendre en compte dès le départ la nature et la forme de la pièce dans laquelle s'effectue le vissage.

1.3 Dimensionnement des assemblages vissés

A l'heure actuelle il n'existe aucune règle de dimensionnement concernant les assemblages par vis autoformeuses.

Par conséquent l'objectif de cette partie n'est pas de récapituler toutes les règles de dimensionnement existantes en statique ou en dynamique, pour des assemblages vissés ou boulonnés classiques, mais plutôt de présenter les points clés de la démarche globale de conception, afin de montrer les différentes étapes qu'il faudra effectuer pour mettre en place des règles de dimensionnement pour les vis autoformeuses. Pour plus

d'informations sur le sujet des assemblages vissés et boulonnés il est vivement conseillé de lire l'article des techniques de l'ingénieur [GUI_07] et de se référer aux normes en vigueur [AFN_06]

Il faut aussi ajouter que cette thématique reste encore un vaste sujet de recherche où les modèles de calculs sont constamment améliorés.

1.3.1 Importance de la précontrainte et détermination du couple de serrage

Tout d'abord, pour réaliser un assemblage vissé il est nécessaire d'introduire une force de serrage F_0 appelée précontrainte ou précharge dans la liaison.

Pour cela, on applique un couple moteur de serrage C_s à l'aide d'un outil entraînant la tête de la vis. L'introduction de la précontrainte conduit le boulon à s'allonger par déformation élastique d'une quantité ΔL_{OB} et l'ensemble des pièces à se raccourcir de ΔL_{OP} . Ces variations de longueurs sont déterminées en connaissant les raideurs K_i de chaque élément i constituant l'assemblage.

Suite à l'introduction de la précontrainte, la vis se retrouve donc en tension et les pièces assemblées en compression (figure 1.14).

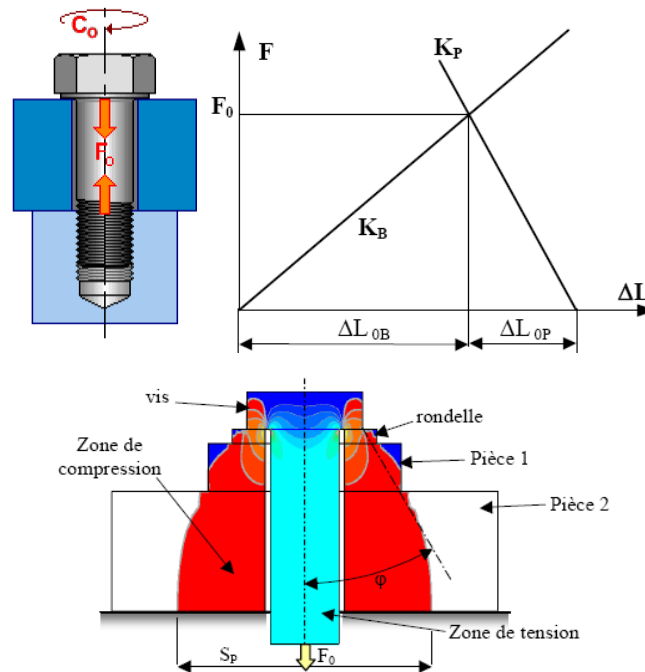


Figure 1.14 : Précontrainte et couple de serrage sur un assemblage vissé.

Un des objectifs principaux du dimensionnement va être de déterminer la précontrainte à installer qui assurera l'intégrité et le bon fonctionnement de l'assemblage, dans les différents cas de charge que l'on peut trouver [GUI_07], [AFN_06].

Il faut donc déterminer la valeur de cette précontrainte fonctionnelle et surtout maîtriser son application dans l'assemblage. Pour cela il faut connaître, lors du serrage, la contribution qui assurera la précontrainte. La suite de l'exposé présente donc le modèle utilisé pour la prédiction de la précontrainte dans le cas de vis ISO standard.

Dans l'assemblage on retrouve un couple résistant égal et de signe opposé au couple de serrage qui résulte des actions mécaniques sur la tête de la vis et des forces de contact sur les filets de la vis ainsi que sur les pièces assemblées. En isolant la vis et en appliquant le Principe Fondamental de la Dynamique sur la vis, on peut donc écrire que :

$$C_S = C_1 + C_2 \quad (1.4)$$

avec :

C_S : couple de serrage

C_1 : couple dû aux forces de contact des filets de la pièce sur la vis

C_2 : couple dû aux forces de contact de la pièce (ou de la rondelle) sur la tête de la vis.

1.3.11 Expression du couple dû aux forces de contact de la pièce sur les filets

On utilise couramment l'expression approchée suivante [AUB_93]:

$$C_1 = F_0 \cdot \rho_0 \cdot \tan(\alpha + \varphi_1) \quad (1.5)$$

avec :

F_0 : force de serrage des pièces (précontrainte)

ρ_0 : rayon moyen du filet

α : angle moyen de l'hélice tel que :

$$\tan \alpha = p / (\pi \cdot d_2) \quad (1.6)$$

p : pas

d_2 : diamètre moyen des filets

φ_1 : angle de frottement fictif tel que :

$$\tan \varphi_1 = f_1 = f / \cos \beta \quad (1.7)$$

f : coefficient de frottement vrai vis / écrou

1.3.12 Expression du couple de frottement sous tête

On utilise pour des vis avec appui plan, vis H ou CHC par exemple :

$$C_2 = F_0 \cdot f_2 \cdot \rho_m \quad (1.8)$$

avec :

F_0 : force de serrage des pièces (précontrainte)

f_2 : coefficient de frottement pièce / tête de vis

ρ_m : rayon moyen de la zone de contact

En général on se contente de :

$$\rho_m = (\rho_1 + \rho_2) / 2 \quad (1.9)$$

Cette formulation simple donne de bons résultats car la zone de contact est de faible largeur, c'est-à-dire que l'écart entre ρ_1 et ρ_2 est très faible. La répartition des pressions de contact, inconnue dans la pratique, est plus proche d'un modèle hyperbolique que d'une répartition uniforme, ce qui rend cette formulation encore plus proche de la réalité.

1.3.13 Expression du couple de serrage

Le couple de serrage est la somme des deux couples précédents :

$$C_S = F_0 \cdot \rho_0 \cdot \tan(\alpha + \varphi_1) + F_0 \cdot f_2 \cdot \rho_m \quad (1.10)$$

En exprimant que les angles α et φ_1 sont petits et en introduisant les expressions $\tan \alpha = p / (\pi \cdot d_2)$ et $\tan \varphi_1 = f_1$, on obtient :

$$C_S = F_0 \cdot (p / (2\pi) + f_1 \cdot \rho_0 + f_2 \cdot \rho_m) \quad (1.11)$$

Cette expression permet de bien mettre en évidence les trois composantes du couple de serrage :

$F_0 \cdot p / (2\pi)$: couple qui produit la mise sous tension F_0 de la vis et assure le serrage des pièces assemblées.

$F_0 \cdot f_1 \cdot \rho_0$: couple qui sert à vaincre le frottement des filets de la pièce sur la vis.

$F_0 \cdot f_2 \cdot \rho_m$: couple qui sert à vaincre le frottement de la tête de vis sur la pièce.

Pratiquement pour un filet ISO, en exprimant les différents termes en fonction des dimensions normalisées p et d_2 et du coefficient de

frottement vrai f , le couple de serrage peut s'exprimer sous la forme usuelle suivante :

$$C_s = F_0 \cdot (0,16 \cdot p + 0,582 \cdot f \cdot d_2 + f_2 \cdot \rho_m) \quad (1.12)$$

Les couples de frottement sont toujours bien plus grands que le couple utile et donc la majeure partie du couple de serrage C_s sert à vaincre les frottements.

On a bien sûr, toujours intérêt à diminuer ce couple pour faciliter la mise en précontrainte de l'assemblage, mais ce n'est pas un inconvénient majeur. C'est la variabilité des coefficients de frottement qui entraîne l'incertitude sur la précontrainte installée qui représente le problème majeur du serrage par le moyen le plus simple qui est la mesure du couple. D'autre part, cette situation est très bénéfique pour la stabilité de l'assemblage et la sécurité au desserrage.

Enfin, il faut ajouter que ces différentes expressions du modèle sont entachées d'erreurs dues aux différentes approximations réalisées. Toutefois l'erreur totale introduite reste dans tous les cas inférieure à 1%. Celle-ci est tout à fait négligeable par rapport aux dispersions dues aux variations des coefficients de frottement et à l'imprécision des moyens de serrage.

Nous pouvons aussi remarquer que les formules présentées ici ne sont plus utilisables telles qu'elles dans le cas de vis autoformeuses puisque nous avons vu dans le paragraphe 1.2.3 que l'utilisation d'une vis autoformeuse s'accompagnait d'un couple de retour élastique lors du serrage. Il conviendra donc de développer des formulations spécifiques aux vis autoformeuses.

1.3.14 Incertitude sur la valeur de la précontrainte installée

Dans le cas d'un assemblage par vis ISO classique, l'expression de l'effort de précontrainte F_0 peut être déduit de l'expression 1.12. Si on exclut les écarts dimensionnels très faibles, les sources d'incertitude sont de deux sortes :

Les incertitudes sur les valeurs des coefficients de frottement f et f_2 (tableau 1.2) et les incertitudes sur le couple de serrage appliqué lié à l'imprécision du moyen de serrage (tableau 1.3).

Coefficient de frottement f pour quelques modes de finition et de lubrification du couple vis/écrou				
Traitement de surface		Coefficient de frottement		
Vis	Écrou	Non huilé	Huilé	Graissé au MoS ₂
phosphatée	néant	0,14 à 0,21	0,14 à 0,17	0,10 à 0,11
électrozinguée (8 µm)	néant	0,13 à 0,18	0,13 à 0,17	
électrozinguée (8 µm)	électrozingué (5 µm)	0,13 à 0,18	0,14 à 0,19	
cadmiée (7 µm)	néant	0,08 à 0,12	0,08 à 0,11	
cadmiée (7 µm)	cadmié (7 µm)	0,08 à 0,12	0,10 à 0,15	

Tableau 1.2 : Incertitudes sur les coefficients de frottement [GUI_07].

Ordre de grandeur des dispersions de couple obtenues en fabrication avec des moyens de serrage traditionnels	
Moyen de serrage	Incertitude sur le couple
Clés dynamométriques dans les deux tiers supérieurs de l'échelle	± 10 %
Visseuses rotatives avec étalonnage	± 15 %
Clés à choc avec étalonnage spécifique et adaptation de rigidité	± 25 %
Clés à fourche ou clés à choc sans étalonnage spécifique (clés à main)	± 40 %

Tableau 1.3 : Dispersion liée au moyen de serrage [GUI_07].

Les deux sources d'erreur se traduisent pour les moyens de serrage classiques par une dispersion importante sur la valeur installée de la précontrainte F_0 que l'on retrouvera également dans le cas d'assemblages par vis autoformeuses (figure 1.15).

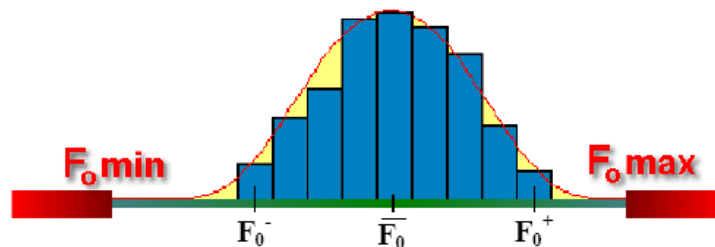


Figure 1.15 : Dispersion de la précontrainte.

1.3.2 Résistance statique d'un boulon conforme à la norme ISO

La répartition des contraintes dans la vis est particulièrement perturbée par de nombreuses variations de formes. Comme le montre la figure 1.16, les points les plus sensibles sont situés au raccordement tête fût, au raccordement fût partie fileté et dans la liaison vis écrou.

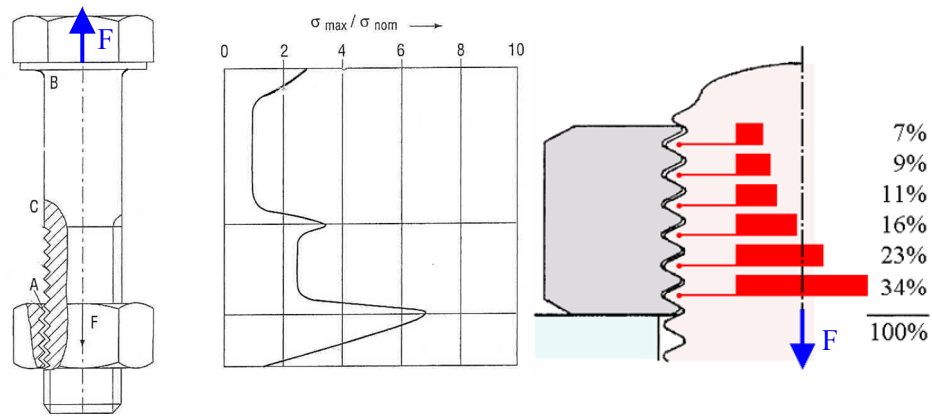


Figure 1.16 : Répartition des contraintes axiales dans un boulon [BES_94].

Compte tenu de la géométrie des vis normalisées, le point le plus critique se situe toujours au niveau du premier filet en prise. C'est la conséquence de la répartition non uniforme de la charge entre les filets de la vis. On estime que le premier filet engagé dans l'écrou, pour un écrou normal, supporte environ 34 % de la charge totale [BES_94]. Cette concentration d'effort est essentiellement due à deux phénomènes :

- l'existence du jeu qui entraîne un contact « progressif » du filet de l'écrou avec celui de la vis
- des déformations relatives les plus grandes au niveau du 1^{er} filet (allongement maximal de la vis et compression maximale de l'écrou).

Au point le plus chargé du pied du premier filet on observe un état complexe de contrainte (traction, flexion, cisaillement) avec un gradient de contrainte à fond de filet très grand entraînant une plastification dans ces zones [TAN_81]. Cependant, pour un chargement statique, ces déformations plastiques très localisées ne modifient pas le comportement élastique global de la pièce. Il n'en est pas de même en fatigue, où la zone plastifiée à chaque cycle de chargement va entraîner l'amorçage d'une fissure. Les ruptures en fatigue se produiront donc toujours dans le premier filet en prise et pour des variations de contrainte nominale faibles.

1.3.21 Caractéristiques mécaniques et classe de qualités d'une vis ISO

Les vis ISO sont caractérisées par une classe de qualité, définie par deux chiffres inscrits par une empreinte forgée sur la tête et qui définissent la valeur de la résistance à la rupture minimale de la vis, $R_{m,min}$ ainsi que la valeur de la limite élastique minimale, $R_{e,min}$.

La valeur de la résistance à la rupture doit être vérifiée par un essai de traction, sur une vis équipée de son écrou, pour un lot significatif de vis. Pour obtenir la valeur expérimentale de résistance à la rupture, la charge à la rupture est divisée par la section résistante A_s . Cette section résistante correspond à la section d'une pièce cylindrique de même matériau que la vis et qui aurait la même résistance. Conventionnellement, elle est fixée par la formule suivante :

$$A_s = \pi/4. (d_2/2 + d_3/2)^2 \quad (1.13)$$

On constate que le rôle joué par la section résistante A_s , fixée par la norme et voisine de la section réelle, est important. D'une part elle permet de bien caractériser la résistance à la rupture de la vis en réalisant l'essai de caractérisation de la vis sur la vis elle-même, équipée d'un écrou.

D'autre part, elle permet aussi de transformer le problème de dimensionnement d'une pièce de forme complexe, en un problème simple, en remplaçant la vis par une pièce cylindrique équivalente de section A_s . On peut ainsi calculer une contrainte équivalente, grâce à l'application du critère de Von Mises et comparer cette contrainte équivalente à la limite élastique du matériau. Bien que cette procédure puisse être discutable, elle présente l'avantage d'être simple et de donner des résultats avec une très bonne précision.

La classe de qualité est symbolisée par deux nombres (par exemple : 10.9). Le premier nombre correspond sensiblement au 1/100 de la résistance minimale à la traction (exprimée en MPa) et le second indique sensiblement 10 fois la valeur du rapport entre la limite minimale d'élasticité et la résistance minimale à la traction de la vis ou du goujon. Ainsi pour une vis de classe 10.9 on a :

$$\begin{aligned} R_{m,min} &\# 10.100 = 1000 \text{ MPa} \\ R_{e,min} &\# 9/10.R_{m,min} = 900 \text{ MPa} \end{aligned}$$

On peut remarquer que la notion de classe de qualité, qui n'est pas spécifiée pour une vis autoformeuse, nécessiterait la définition de nouvelles

sections résistantes, car leur noyau, dans le cas des vis étudiées, n'est plus circulaire.

Le tableau 1.4 synthétise les résultats de la norme et permet de déterminer les caractéristiques mécaniques des vis et des goujons.

Tableau III. – Caractéristiques mécaniques des vis et goujons en fonction de leur classe de qualité (d'après norme NF EN ISO 898-1)												
Caractéristique mécanique contrôlée	Classe de qualité des vis et goujons											
		3.6	4.6	4.8	5.6	5.8	6.8	8.8		9.8	10.9	12.9
							d<16	d>16				
Résistance à la traction R_m (en Mpa)	nom	300	400		500		600	800	800	900	1000	1200
	min.	330	400	420	500	520	600	800	830	900	1040	1220
Dureté Vickers, HV	min.	95	120	130	155	160	190	250	255	290	320	385
	max.	220					250	320	335	360	380	435
Dureté Brinell HB	min.	90	114	124	147	152	181	238	242	276	304	366
	max.	209					238	304	318	342	361	314
Dureté Rockwell	min	HRB	52	67	71	79	82	89	-	-	-	-
		HRC	-	-	-	-	-	-	22	23	28	32
	max	HRB	95				99,5	-	-	-	-	-
		HRC	-	-	-	-	-	-	32	34	37	39
Limite inférieure d'écoulement R_{eL} (en Mpa)	min.	190	240	340	300	420	480	-	-	-	-	
Limite conventionnelle d'élasticité $R_{p0,2}$ (en Mpa)	min.	-	-	-	-	-	-	640	660	720	940	
Contrainte à la charge d'épreuve (en Mpa)		180	225	310	280	380	440	580	600	650	830	
Allongement pour-cent après rupture A :	min.	25	22	-	20	-	-	12	12	10	9	
Résistance à la traction avec cale biaisée		Pour vis entières : valeurs minimales de résistance à la traction.										
Résilience KU à + 20°C	J min.	-	-	-	25	-	-	30	30	25	20	15
Solidité de la tête		Aucune rupture										
Décarburation : profondeur maximale de décarburation	mm	-	-	-	-	-	-	0,015				

Tableau 1.4 : Caractéristiques mécaniques des vis et goujons [GUI_07].

1.3.22 Résistance à la traction axiale

Le calcul s'appuie sur l'essai à charge d'épreuve. La modélisation consiste à remplacer l'ensemble complexe qu'est le boulon par une pièce de résistance équivalente composée de deux parties cylindriques ; l'une de diamètre d_s , diamètre de la section résistante A_s pour la partie fileté et l'autre de diamètre D_o pour la partie lisse de la tige.

Ainsi pour le cas simple où l'on a seulement de la traction axiale le dimensionnement se réduit à vérifier :

$$\sigma_{t,max} = F_{B,max} / A_s \leq 0,9 \cdot R_{e,min} \quad (1.14)$$

avec :

$\sigma_{t,max}$: contrainte maximale de tension

$F_{B,max}$: effort maximal de tension

A_s : section résistante

$R_{e,min}$: limite élastique mini de la classe de qualité

1.3.3 Résistance à l'arrachement des filets

Dans le cas des écrous, le problème est réglé par la norme qui définit une hauteur normalisée d'écrou telle, qu'à classes de qualité identiques, l'effort d'arrachement des filets de l'écrou sera supérieur à la résistance du boulon en traction. Il reste cependant tous les cas de vis assemblées avec des pièces en matériaux très différents de celui de la vis. La méthode de calcul présentée ici est basée sur les résultats obtenus lors des recherches sur les assemblages vissés, menées dans plusieurs pays sous la responsabilité du sous comité SC1 de l'ISO/TC2 et dont un résumé des résultats des essais et une présentation de la méthode de calcul sont donnés dans les travaux d'ALEXANDER [ALE_77]. C'est avec cette méthode qu'ont été déterminées les hauteurs normalisées des écrous. Elle a l'avantage de présenter les calculs de vérification de la résistance des filets, sous une forme systématique bien adaptée aux calculs industriels. Toutefois elle ne traite que des assemblages pour lesquels les deux pièces sont en acier, et son utilisation pour d'autres couples de matériaux est plus incertaine [GUI_07].

Si on examine le problème de la ruine d'un assemblage vis/écrou, on retrouve trois types de rupture possibles présentés figure 1.17. On peut avoir arrachement des filets de l'écrou, arrachement des filets de la vis ou bien rupture de la vis. Pour des raisons évidentes de sécurité, les assemblages doivent être dimensionnés pour que lors d'une surcharge, ce soit toujours la rupture de la vis qui se produise.

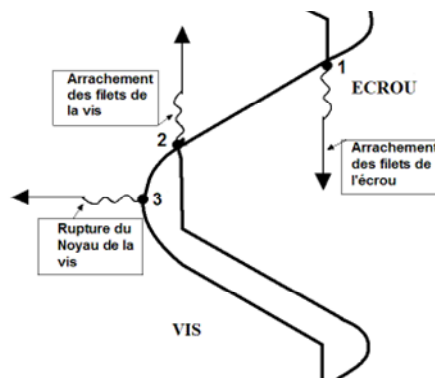


Figure 1.17 : Modes de rupture d'un assemblage vis/écrou [GUI_07].

La méthode proposée par ALEXANDER [ALE_77] permet d'estimer les charges d'arrachement des filets de la vis et celles des filets de l'écrou à partir de la constatation expérimentale que, sous une charge croissante, les filets se plastifient successivement jusqu'à la rupture quasi simultanée de tous par cisaillement (figure 1.18).

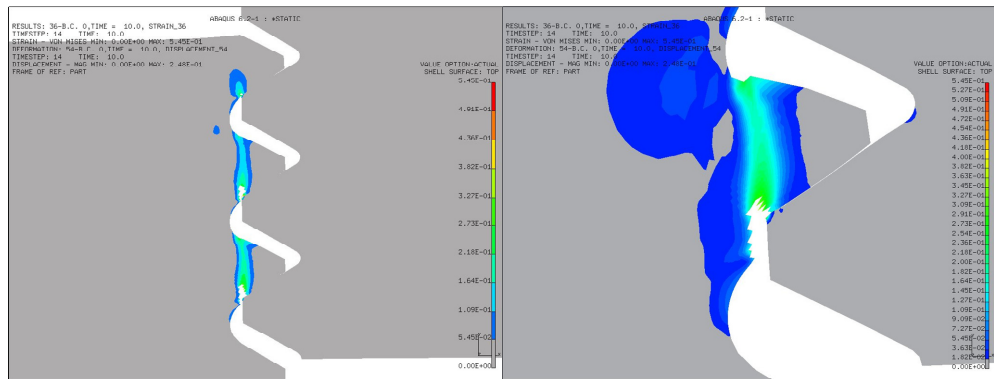


Figure 1.18 : Evolution de l'endommagement sur les filets et représentation de l'arrachement [MAR_02].

Le calcul consiste donc essentiellement à déterminer avec la meilleure précision possible la section cisillée, qui est fortement dépendante de deux facteurs :

- la dilatation de l'écrou sous l'effet des composantes radiales de la charge appliquée sur les filets, prise en compte par un coefficient C_1
- la modification de l'inclinaison du flan des filets due à la déformation en flexion élasto-plastique des filets en contact, prise en compte par des coefficients C_2 pour la vis et C_3 pour l'écrou.

La figure 1.19 illustre ce phénomène. Si le filet de la vis a une résistance bien plus grande que celui de l'écrou, ce dernier s'adapte au filet de la vis, le profil est conservé et la rupture va se produire par cisaillement du filet de l'écrou (Cas a). A l'inverse, si le filet de l'écrou est bien plus résistant que celui de la vis, c'est le filet de la vis qui s'adapte au filet de l'écrou et la rupture se produit par cisaillement du filet de la vis (Cas b). Si l'écrou et la vis ont des résistances voisines, il y a déformation des deux filets et la direction du chargement est modifiée (Cas c).

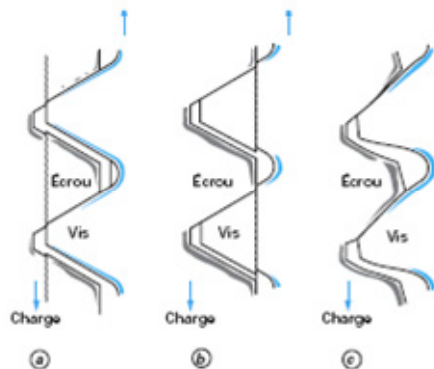


Figure 1.19 : Influence de la résistance relative des filets vis/écrou sur la forme des filets sous charge [GUI_07].

En fait, dans tous les cas, la dilatation de l'écrou augmente et la section cisailée diminue. Ce phénomène est pris en compte par le paramètre :

$$R_s = (\tau_{me} \cdot A_{se}) / (\tau_{mv} \cdot A_{sv}) \quad (1.15)$$

avec :

τ_{me} : résistance au cisaillement du matériau de l'écrou

A_{se} : section cisailée théorique de l'écrou

τ_{mv} : résistance au cisaillement du matériau de la vis

A_{sv} : section cisailée théorique de la vis

En fonction des paramètres caractéristiques du filetage ISO définis paragraphe 1.2.12 et de la longueur utile du filetage en prise L_u , on a :

$$A_{sv} = L_u / p \cdot [p/2 + (d_2 - D_1) \cdot \tan 30] \cdot \pi \cdot D_1 \quad (1.16)$$

$$A_{se} = L_u / p \cdot [p/2 + (d - D_2) \cdot \tan 30] \cdot \pi \cdot d \quad (1.17)$$

On peut alors définir deux charges d'arrachement, la charge d'arrachement des filets de la vis et la charge d'arrachement des filets de l'écrou.

1.3.31 Calcul de la charge d'arrachement des filets de la vis

La charge d'arrachement des filets de la vis F_{av} est calculée à l'aide de la formule (1.18).

$$F_{av} = \tau_{mv} \cdot A_{sv} \cdot C_1 \cdot C_2 \quad (1.18)$$

avec :

C_1 : facteur de réduction de résistance dû à la dilatation de l'écrou

$$C_1 = - (D_{ext}/d)^2 + 3,8 \cdot (D_{ext}/d) - 2,61 \text{ pour } 1,4 \leq D_{ext}/d \leq 1,9$$

$$C_1 = 1 \text{ pour } D_{ext}/d \geq 1,9$$

C_2 : facteur de réduction de résistance des filets de la vis dû à la flexion des filets.

$$C_2 = 1 \text{ pour } R_s \leq 1$$

$$C_2 = 5,594 - 13,682 \cdot R_s + 14,107 \cdot R_s^2 - 6,057 \cdot R_s^3 + 0,953 \cdot R_s^4$$

pour $1 < R_s < 2,2$

1.3.32 Calcul de la charge d'arrachement des filets de l'écrou

La charge d'arrachement des filets de l'écrou F_{ae} est calculée à l'aide de la formule (1.19).

$$F_{ae} = \tau_{me} \cdot A_{se} \cdot C_1 \cdot C_3 \quad (1.19)$$

avec :

C_1 : facteur de réduction de résistance dû à la dilatation de l'écrou

$$C_1 = - (D_{ext}/d)^2 + 3,8 \cdot (D_{ext}/d) - 2,61 \text{ pour } 1,4 \leq D_{ext}/d \leq 1,9$$

$$C_1 = 1 \text{ pour } D_{ext}/d \geq 1,9$$

C_3 : facteur de réduction de résistance des filets de l'écrou dû à la flexion des filets

$$C_3 = 0,897 \text{ pour } R_s \geq 1$$

$$C_3 = 0,728 + 1,769 \cdot R_s^2 + 1,296 \cdot R_s^3$$

$$\text{pour } 1 < R_s < 2,2$$

1.3.33 Utilisation pratique des formules d'arrachement des filets

L'application de ces expressions à la vérification de l'arrachement des filets de la vis et les vérifications expérimentales réalisées par MARTINEZ-MARTINEZ [MAR_02] permettent de montrer que quelque soit le matériau de l'écrou associé, pour une longueur utile d'engagement des filets de la vis $L_u \geq 0,7 \cdot d$, il n'y a jamais arrachement des filets de la vis avant la rupture en traction de la vis.

Donc si l'on vérifie cette condition simple il suffit pour dimensionner l'assemblage de calculer la longueur L_u à l'arrachement des filets de l'écrou pour laquelle la charge à l'arrachement est égale à la charge de rupture de la vis.

Aussi les formules précédentes conviennent bien pour deux matériaux identiques, vis en acier et écrou en acier par exemple. Pour d'autres associations de matériaux comme vis en acier/taraudage en alliage léger ou titane, le coefficient C_1 ne peut pas être représentatif de la dilatation réelle de l'écrou pour des épaisseurs faibles ou moyennes de celui-ci. On peut montrer que deux paramètres non négligeables sont absents de la définition de C_1 : celui liant résistance de la matière et module d'élasticité τ_{me}/E_e et le coefficient de frottement f qui modifie fortement la direction des efforts de contact. Il convient alors d'être prudent dans l'utilisation de ces expressions [GUI_07].

1.3.4 Cas des vis autoformeuses pour matériaux métalliques

Comparée aux nombreuses normes concernant les vis ISO, la norme NF EN ISO 7085 [NF_EN_ISO_7085] paraît bien incomplète. Elle spécifie seulement les caractéristiques mécaniques et fonctionnelles que doivent respecter les vis autotaraudeuses par déformation, à filetage métrique, cémentées et revenues que nous donnons ci dessous.

La norme stipule que les vis doivent être fabriquées à partir d'un acier apte à la cémentation, transformé à froid, la norme donnant à titre d'information les compositions chimiques limites admissibles. Une cémentation et un revenu à une température minimale de 340°C sont imposés afin de répondre à toutes les caractéristiques mécaniques souhaitées. Pour qualifier ces vis il faut réaliser des essais de dureté, de profondeur de cémentation, de ductilité, de résistance à la torsion et à la traction, de fragilisation à l'hydrogène et de taraudage.

1.3.41 Dureté, dureté a cœur et dureté a cœur après un deuxième revenu

La dureté à cœur doit être de 290 HV 10 à 370 HV 10 et la dureté superficielle de 450 HV 0.3 minimum. La dureté à cœur après un deuxième revenu ne doit pas dépasser 20 HV.

1.3.42 Profondeur de cémentation

La profondeur de cémentation doit être conforme aux valeurs données dans le tableau 1.5.

Valeurs en millimètres

Diamètre nominal de filetage	Profondeur de cémentation	
	min.	max.
2 et 2,5	0,04	0,12
3 et 3,5	0,05	0,18
4 et 5	0,10	0,25
6 et 8	0,15	0,28
10 et 12	0,15	0,32

Tableau 1.5 : Profondeur de cémentation [AFN_NF EN ISO 7085].

1.3.43 Couple de rupture, aptitude au taraudage et charge de rupture à la traction

Le tableau 1.6 donne ces trois caractéristiques fonctionnelles lors de l'utilisation industrielle de ces vis pour chaque diamètre nominal de vis.

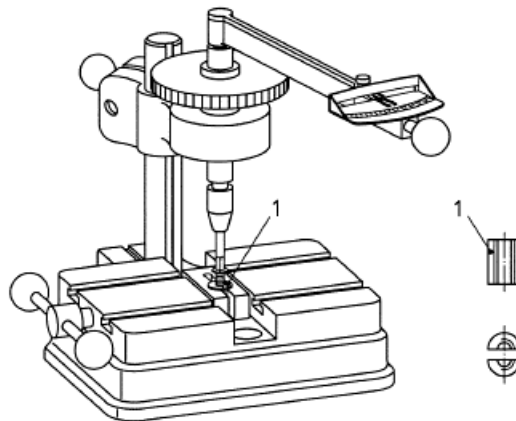
Diamètre nominal de filetage mm	Couple de rupture		Charge de rupture à la traction ^a min. N
	min. Nm	max. Nm	
2	0,5	0,3	1 940
2,5	1,2	0,6	3 150
3	2,1	1,1	4 680
3,5	3,4	1,7	6 300
4	4,9	2,5	8 170
5	10	5	13 200
6	17	8,5	18 700
8	42	21	34 000
10	85	43	53 900
12	150	75	78 400

^a À titre d'information uniquement

Tableau 1.6 : Caractéristiques mécaniques et fonctionnelles d'une vis autofor-meuse [AFN_NF EN ISO 7085].

Le couple de rupture est déterminé grâce à un essai de torsion réalisé à l'aide d'un dispositif défini figure 1.20. A cet effet, la vis doit être soigneusement maintenue dans son dispositif de serrage avec au moins deux filets complets en prise et au moins deux filets complets libres au dessus de ce dispositif de serrage.

Lors de l'essai, le couple doit être appliqué et mesuré jusqu'à défaillance de la vis. Le couple de rupture correspond au couple maximum obtenu.



Légende
1 Douille fendue

Figure 1.20 : Dispositif d'essai type pour l'essai de torsion [AFN_NF EN ISO 7085].

Le couple de taraudage définit l'aptitude au formage du filetage dans l'acier. La vis doit être vissée dans une plaque d'essai en acier laminé

à bas taux de carbone et avoir une dureté comprise entre 140 HV 30 et 180 HV 30 jusqu'à ce que l'ensemble de la zone de formage de la vis soit dégagée au-delà de la plaque d'essai.

Dimensions en millimètres

Diamètre nominal de filetage	2	2,5	3	3,5	4	5	6	8	10	12	
Épaisseur de la plaque d'essai	2	2,5	3	3,5	4	5	6	8	10	12	
Diamètre du trou de passage	max.	1,825	2,275	2,775	3,18	3,68	4,53	5,43	7,336	9,236	11,143
	min.	1,800	2,250	2,750	3,15	3,65	4,50	5,40	7,300	9,200	11,100

NOTE Tolérance de l'épaisseur de la plaque conformément à l'ISO 5954 (pour plaque laminée).

Tableau 1.7 : Epaisseur de la plaque d'essai et diamètre du trou de passage [AFN_NF EN ISO 7085].

Enfin il n'y a pas d'essai type défini dans la norme pour les charges de rupture en traction. Les valeurs données dans le tableau 1.6 ne sont données qu'à titre indicatif.

Il est donc indispensable de mettre au point une méthode propre aux vis autoformeuses en complément des éléments donnés par la norme.

1.4 Conclusion

Ce premier chapitre nous a permis de présenter l'environnement technologique associé aux vis autoformeuses ainsi que les différents prérequis nécessaires pour la suite de l'exposé.

Les principaux résultats de la norme NF EN ISO 7085 ainsi que les points clefs de la méthode de dimensionnement pour des vis ISO cylindriques ont été introduits afin d'identifier les principaux manques. Ils montrent qu'à ce jour, il est indispensable de compléter ces données et de mettre au point une méthode propre aux vis autoformeuses, tant sur le processus de mise en œuvre que sur le dimensionnement de l'assemblage.

Les caractéristiques géométriques et matériau des vis et des filets formés sont insuffisantes pour qualifier le processus d'assemblage par vis autoformeuse. Pour cet usage, il est nécessaire de disposer de résultats d'essais ou de simulations permettant d'une part, d'identifier les paramètres influents, puis d'autre part, de faire un choix judicieux des valeurs des différents paramètres.

Les caractéristiques géométriques sont aussi insuffisantes pour qualifier l'assemblage, en tant que produit, lorsqu'il est destiné à la transmission d'un effort important.

Il est nécessaire de bien identifier la part du couple de serrage utile à la mise en précharge de l'assemblage.

La notion de classe de qualité, qui n'est pas spécifiée pour une vis autoformeuse, nécessite la définition d'une section résistante propre aux vis autoformeuses, car le noyau, dans le cas des vis étudiées, n'est plus circulaire.

Enfin l'existence du trilobage modifie aussi les zones de contact vis/écrou qui seront plus localisées que pour une vis ISO classique. Ainsi les répartitions de contraintes seront encore plus complexes. Il est donc nécessaire de définir de nouvelles formulations de résistance à l'arrachement des filets pour les assemblages utilisant des vis autoformeuses.

2 Modélisation Eléments Finis du processus de vissage et serrage par vis autoformeuse

2.1 Introduction

- 2.1.1 Etat de l'art
- 2.1.2 Code de calcul utilisé
- 2.1.21 *Principe de résolution numérique du code implicite*
- 2.1.22 *Principe de résolution numérique du code explicite*
- 2.1.23 *Flux de fichiers lors d'un calcul réalisé en ABAQUS explicite*
- 2.1.3 Présentation générale des modèles réalisés
- 2.1.31 *Modélisation des vis autoformeuses*

2.2 Modèles tôle épaisse

- 2.2.1 Modèle tôle épaisse 1
 - 2.2.11 *Géométrie de l'assemblage*
 - 2.2.12 *Lois de comportement*
 - 2.2.13 *Factorisation de masse*
 - 2.2.14 *Conditions limites*
 - 2.2.15 *Interactions*
 - 2.2.16 *Maillage*
 - 2.2.2 Résultats modèle tôle épaisse 1
 - 2.2.21 *Bilan énergétique*
 - 2.2.22 *Processus de formation des filets*
 - 2.2.221 Comparaison qualitative sur le processus de formation des filets entre résultats expérimentaux et numériques
 - 2.2.222 Déplacements radiaux
 - 2.2.23 *Couple de vissage*
 - 2.2.24 *Etude sur les paramètres influents sur le couple instantané de vissage et sur la forme des filets obtenue*
 - 2.2.241 Influence du diamètre d'avant trou
 - 2.2.242 Influence de la vitesse de rotation
 - 2.2.243 Influence du coefficient de frottement
 - 2.2.24 *Processus de serrage*
- 2.2.3 Modèle tôle épaisse 2
 - 2.2.31 *Géométrie de l'assemblage*
 - 2.2.32 *Lois de comportement*
 - 2.2.33 *Liste des modèles et temps CPU associés*
 - 2.2.4 Résultats modèle tôle épaisse 2
 - 2.2.41 *Influence du diamètre d'avant trou*
 - 2.2.32 *Influence du trou coefficient de frottement*

2.3 Modèle trou non débouchant

- 2.3.1 Liste des modèles et temps CPU associés
- 2.3.2 Résultats modèle trou non débouchant
- 2.3.21 *Description du cycle de vissage dans le cas du trou non débouchant*
- 2.3.22 *Influence du diamètre d'avant trou*

2.4 Conclusion

2.1 Introduction

En 1909 et 1915, Ritz et Galerkin publient les fondements de la méthode des éléments finis, mais les premières exploitations de cette méthode n'ont débutées que vers les années 60, avec l'apparition des premiers ordinateurs suffisamment puissants pour permettre d'appliquer le concept. Ces trente dernières années, les logiciels de CAO ainsi que les codes éléments finis ont connu un essor considérable grâce aux progrès de l'informatique et à la constante amélioration des méthodes numériques de résolution. Désormais les modèles numériques sont devenus les outils les plus utilisés pour la simulation de processus complexes. Ils permettent de réduire considérablement les coûts de recherche et développement dans de nombreux domaines. Les simulations réalisées avec ces outils permettent d'étudier de manière précise le comportement des produits dans leur environnement, permettant de réduire de manière importante les essais expérimentaux, coûteux en temps et en argent.

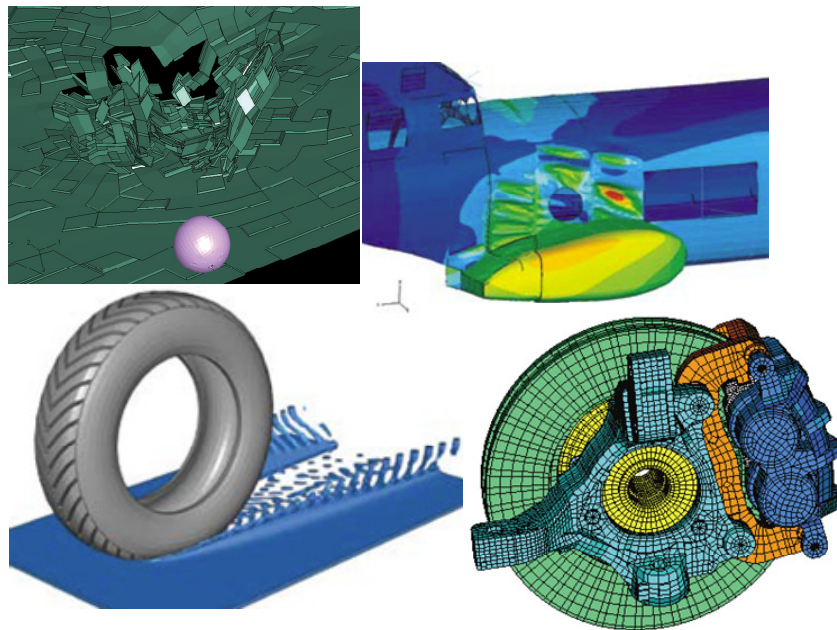


Figure 2.1 : Quelques exemples de simulations éléments finis [ABA_07].

A l'heure actuelle, il n'existe aucun travail scientifique publié concernant des simulations éléments finis portant sur la formation des filets par vis autoformeuses. Face à ce manque, nous avons, dans un premier temps, modélisé l'opération de vissage par vis autoformeuse en éléments finis 3D, afin de bien appréhender et comprendre les phénomènes prépondérants qui conditionnent l'utilisation de ce composant industriel.

2.1.1 Etat de l'art

Historiquement, MARUYAMA a proposé en 1974 le premier modèle éléments finis d'un assemblage vis écrou prenant en compte la forme des filets, l'objectif de cette simulation axisymétrique étant d'analyser la répartition des efforts le long des filets en prise avec l'écrou [MAR_74]. Le premier modèle 3D complet hélicoïdal a été réalisé par ZHOA en 1994. Cette modélisation avait pour but de prendre en compte l'influence de l'hélice sur la répartition des contraintes dans la zone en prise [ZHO_94]. Depuis de nombreux travaux du même genre ont été réalisés dont, par exemple, ceux de MARTINEZ [MAR_02] ou ALKATAN [ALK_05].

Toutefois, bien que les moyens informatiques se soient considérablement développés depuis, aucun travail scientifique portant sur la formation des filets des vis autoformeuses s'appuyant sur de la simulation numérique n'a pu être identifié. En effet, les modèles restent très difficiles à mettre en œuvre, car les simulations doivent conjuguer 3D, grandes déformations, problèmes de contact et mouvements hélicoïdaux.

On peut cependant citer les travaux de MARTIN, [MAR_98_1] et [MAR_98_2], qui a réalisé des modèles éléments finis 3D de roulage de filets ACME non hélicoïdaux sur une plaque avec le logiciel MSC.MARC.

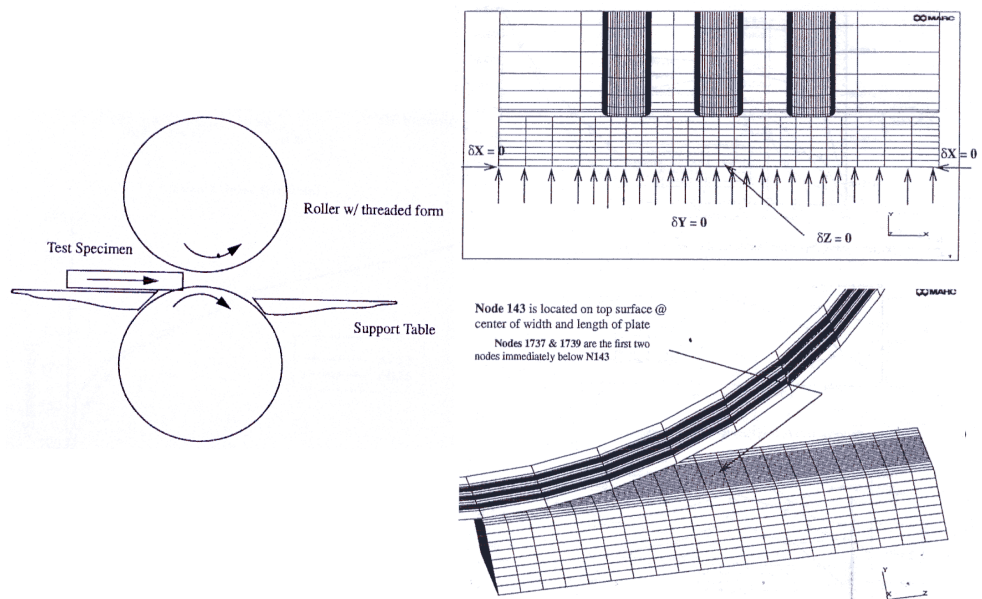


Figure 2.2 : Modèle de MARTIN [MAR_98_2].

On retrouve aussi des travaux effectués par DOMBLESKY [DOM_02_1] et [DOM_02_2] qui a réalisé des modèles 2D et 3D de roulage de filets sur une vis avec le code DEFORM. Le modèle 2D, en déformations planes, permet de simuler la pénétration de l'outil comme une indentation de plusieurs dents. DOMBLESKY a montré que le modèle 3D était faisable en réalisant une première ébauche de l'opération mais il n'a pas mené au bout les calculs car les temps CPU étaient trop importants avec le matériel informatique à sa disposition en 2001.

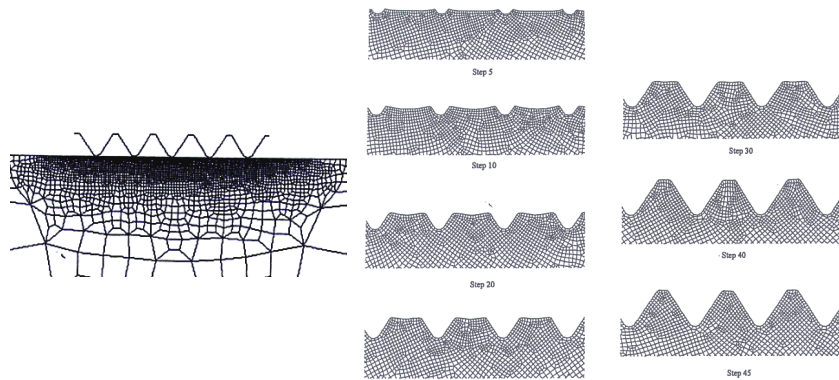


Figure 2.3 : Modèle 2D de DOMBLESKY [DOM_02_2].

PATER [PAT_04] a quand à lui réalisé la modélisation 3D du nouveau processus de roulage qu'il a mis au point sur le code MSC.Super Forge 2000.

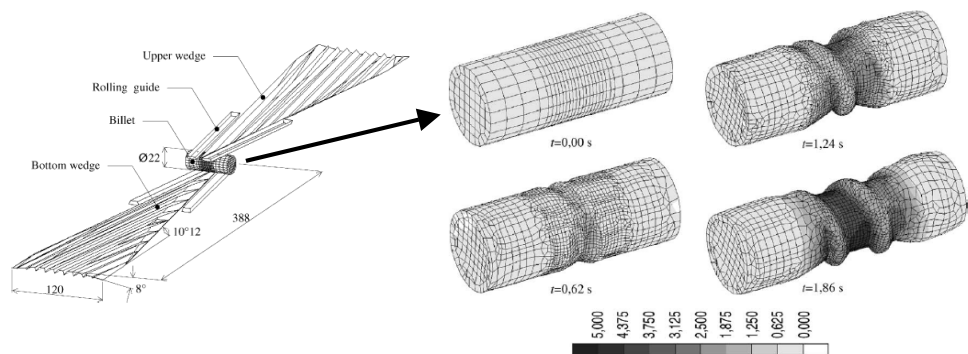


Figure 2.4 : Modèle de PATER [PAT_04].

On peut aussi citer les travaux de WARRINGTON C., [WAR_05] et [WAR_06] qui a développé des modèles éléments finis de taraudage par déformation de matière à l'aide d'un taraud sur le code DEFORM 3D. Le modèle simule l'opération de formage d'un seul filet. Ce filet est obtenu par une succession d'indentations réalisées par l'outil figure 2.5.a. Pour chaque indentation, l'outil est mis en rotation sur une portion angulaire inférieure à 45° afin de simuler au plus près des conditions réelles, le dépla-

gement de la matière lors du processus de formation des filets (figure 2.5.b). L'objectif principal de ces simulations est de retrouver le phénomène de creux en sommet de dent (figure 2.5.c).

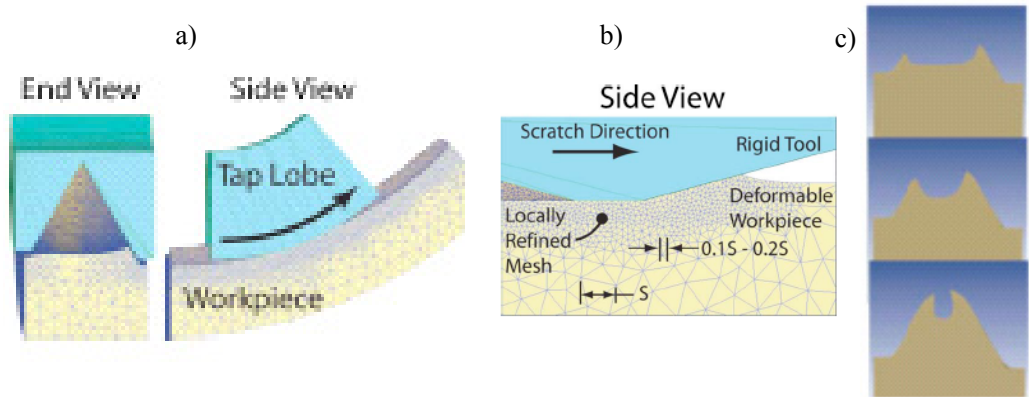


Figure 2.5 : Modèle de Warrington C. [WAR_06].

Enfin on citera les travaux de FARES [FAR_06] qui a réalisé des simulations de roulage de filets de vis sur un barreau de 9mm de diamètre à l'aide de molettes. Ces simulations ont été réalisées avec les codes ABAQUS standard et ABAQUS explicite, afin de déterminer les contraintes résiduelles en fond de filet. On peut noter que les filets formés lors de ces simulations ne sont pas hélicoïdaux bien que le profil ISO soit utilisé.

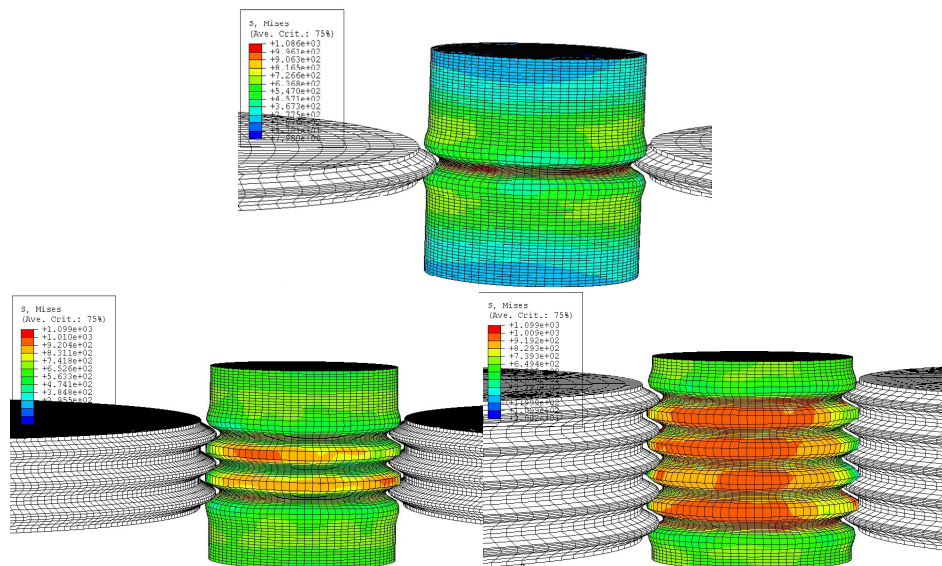


Figure 2.6 : Simulation du roulage d'une vis à un, trois et cinq filets circulaires [FAR_06].

2.1.2 Modèles développés et code de calcul utilisé

Les simulations que nous avons réalisées concernent des vis autoformeuses M10 et M8 assemblées avec deux types de pièces : des tôles épaisses et des trous non débouchant. Les processus de vissage, avec formage des filets puis de serrage ont été simulés. L'ensemble de ces simulations numériques a été réalisé avec le code ABAQUS 6.5 [ABA_65].

ABAQUS est un logiciel de simulation, basé sur la méthode des éléments finis, qui peut être utilisé pour une grande variété de problèmes allant du problème linéaire relativement simple à des problèmes non linéaires très complexes. Il contient une librairie d'éléments vaste qui permet de mailler n'importe quelle géométrie et une grande variété de modèles de loi de comportement qui permettent de simuler le comportement de nombreux matériaux. Il permet également de traiter des problèmes de grandes déformations. Ce logiciel a été retenu car c'est un des codes éléments finis de référence sur le marché et qu'il était déjà à disposition au sein du laboratoire.

Le logiciel ABAQUS possède deux solveurs complémentaires :

- un solveur implicite pouvant résoudre notamment des problèmes de dynamique linéaire, de statique ou de dynamique non linéaire de faible vitesse. Usuellement ce code est aussi appelé code standard.
- un solveur explicite plutôt orienté résolution de problèmes de dynamique rapide

Au premier abord, le code implicite paraît approprié pour modéliser la simulation du processus de vissage par vis autoformeuses car il correspond à un problème quasi-statique, hautement non linéaire. Cependant, le code explicite s'est montré plus efficace pour notre modèle car on trouve des géométries 3D comportant du contact et de très grandes déformations. Ainsi les simulations présentées sont réalisées avec le solveur explicite de ABAQUS.

Historiquement le code explicite a été créé pour des simulations de dynamique rapide mais il est possible de l'utiliser pour des modèles quasi-statiques. Pour la résolution de ce type de problème, il est alors nécessaire de prendre un certain nombre de précautions qui passent notamment par une bonne compréhension du principe de résolution numérique.

Dans un premier temps, nous allons donc présenter succinctement le principe de résolution.

Dans le cadre de simulations en dynamique, la problématique du code est de résoudre des équations différentielles de l'équilibre dynamique souvent très complexes de la forme :

$$[M].\ddot{u} + [C].\dot{u} + [K].u = P \quad (2.1)$$

avec :

[M] : matrice de masse

\ddot{U} : vecteur accélération

[C] : matrice d'amortissement

\dot{u} : vecteur vitesse

[K] : matrice de raideur

u : vecteur position

P : vecteur conditions limites

Ces équations sont résolues, dans les deux codes, lors la boucle d'incrémentation. Cependant, entre le code explicite et implicite la méthode de résolution est différente.

2.1.21 Principe de résolution numérique du code implicite

Dans le code implicite, la résolution de l'équation 2.1 s'effectue par la méthode de Newmark.

Ce choix impose une boucle itérative qui permet de contrôler d'une part, la convergence de la solution et d'autre part, la précision en faisant tendre par essais erreurs le résidu de la solution vers 0.

Cette résolution est insérée dans une boucle d'incrémentation automatique qui répète la procédure à chaque pas Δt du calcul, on obtient ainsi l'algorithme de résolution du code implicite présenté figure 2.7.

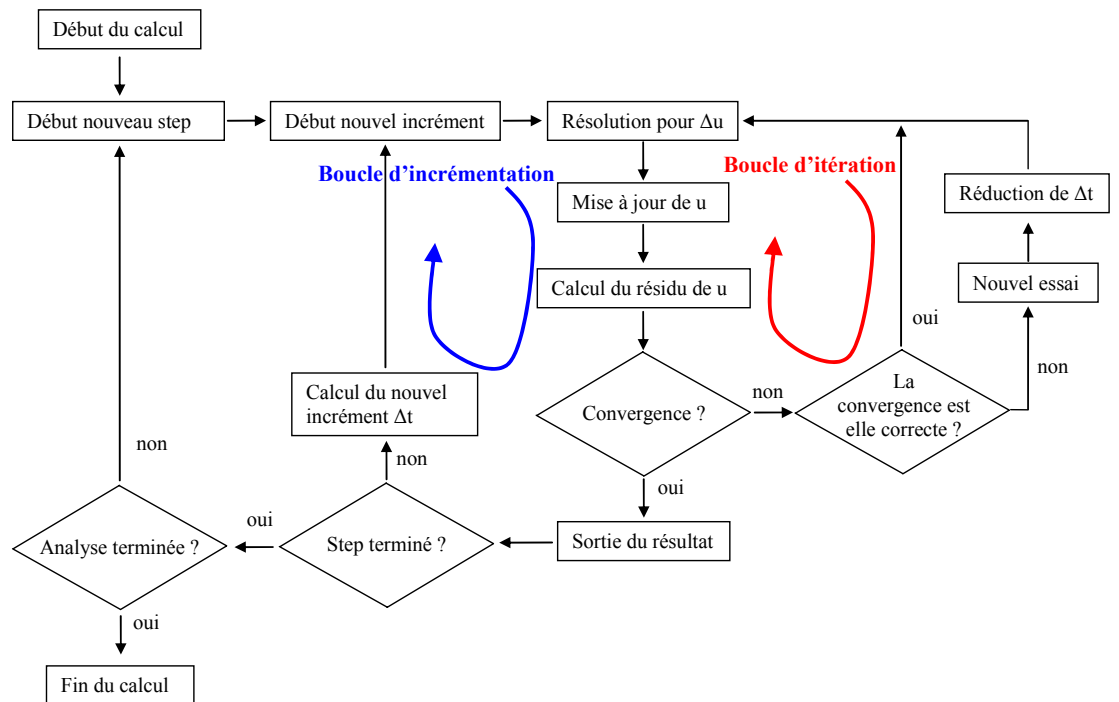


Figure 2.7 : Algorithme de résolution de ABAQUS standard.

On peut remarquer, que la méthode de calcul utilisée est une solution stable par rapport au pas de temps de l'incrément, puisque le choix du pas de temps n'intervient que sur la précision de la solution. Aussi, l'intérêt de l'algorithme implicite est de permettre la détermination de la solution exacte du problème lors d'un équilibre statique de la structure étudiée. Cependant, l'inversion de matrices non diagonales, la répétition importante de boucles itératives et l'utilisation de la méthode de Newton Raphson pour le calcul d'erreur, font que le code implicite consomme un temps de calcul important.

2.1.22 Principe de résolution numérique du code explicite

Dans le code explicite la résolution de cette même équation 2.1 se fera par la méthode des différences centrées. Cette méthode consiste à discrétiser le problème en plusieurs problèmes d'intervalle Δt et de calculer pour chaque Δt la solution de l'équation différentielle à l'instant $t + \Delta t$ à partir des résultats obtenus à l'instant t . Cette résolution par prédiction, se fait ainsi uniquement avec une boucle incrémentale, sans boucle itérative et sans inversion de matrice, entraînant un gain important sur les temps de calcul. On présente figure 2.8 l'algorithme de ce code.

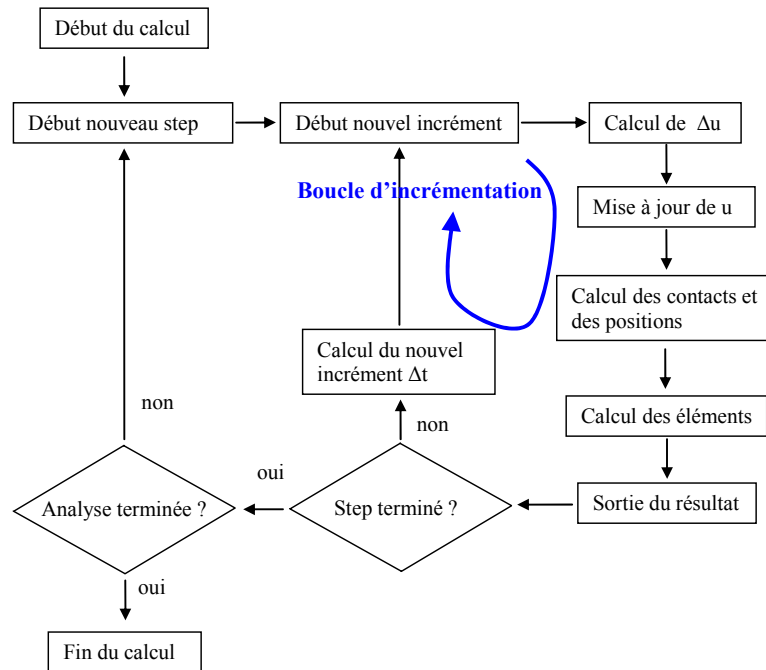


Figure 2.8 : Algorithme de résolution de ABAQUS explicite.

Il est important de remarquer que compte tenu de l'algorithme de résolution, résoudre un problème avec la méthode explicite revient à travailler comme s'il s'agissait d'un problème de propagation d'ondes. Les forces extérieures sont en fait, propagées comme une onde entre chaque élément fini au fur et à mesure de l'avancement du calcul. Pour chaque simulation, il existe donc un incrément de temps stable de calcul Δt_{mini} qui dépend directement de la taille des éléments.

Dans la pratique, calculer Δt_{mini} avec sa formule théorique est assez délicat, il existe donc des estimatifs pour le calculer. A cet effet un estimatif basé sur la célérité de l'onde permet de calculer un Δt_{mini} un peu sévère mais qui a l'avantage de pouvoir être déterminé assez rapidement. ABAQUS explicite possède dans son code trois stratégies possibles pour la détermination de cet incrément stable de calcul minimum ; il faut choisir une solution parmi ces trois. Soit ABAQUS peut le calculer automatiquement à partir d'une estimation globale faite sur l'ensemble du modèle et retenir la valeur maximale admissible. Soit, il peut calculer une estimation élément par élément et conserver la valeur minimale trouvée. Soit, l'utilisateur peut directement spécifier un Δt_{mini} .

Pour l'ensemble des simulations réalisées la détermination du Δt_{mini} a été réalisée par la méthode élément par élément. Ce choix a été retenu car cette méthode est automatique par rapport à la méthode manuelle

et conservative par rapport à la méthode globale. D'autre part, elle fonctionne avec du maillage adaptatif, ce qui n'est pas le cas de la méthode globale.

2.1.23 Flux de fichiers lors d'un calcul réalisé en ABAQUS explicite

Le flot de fichiers généré par ABAQUS explicite est différent du flot généré par le code implicite et des fichiers générés par les deux codes possédant la même extension ne délivrent pas forcément les mêmes informations. Il est alors nécessaire de contrôler certains de ces fichiers présentés figure 2.9, afin de réaliser un suivi assurant un bon déroulement des calculs.

Pour les simulations présentées, le travail a été réalisé avec le logiciel ABAQUS CAE, Une fois le modèle conçu, il est converti en un fichier input qui sera utilisée par le code explicite pour le calcul.

Lors du calcul par le solveur explicite, le suivi se fait à l'aide de plusieurs fichiers :

- le fichier .dat dans lequel on retrouve des informations sur le déroulement de l'input data
- le fichier .sta dans lequel on retrouve un résumé sur les incréments réalisés, les avertissements et les erreurs rencontrées lors du calcul
- le fichier .msg qui est un fichier texte qui comporte les messages de diagnostic du contact notamment

Tous les résultats du calcul, une fois celui-ci terminé, sont analysés avec ABAQUS CAE à l'aide du fichier .odb.

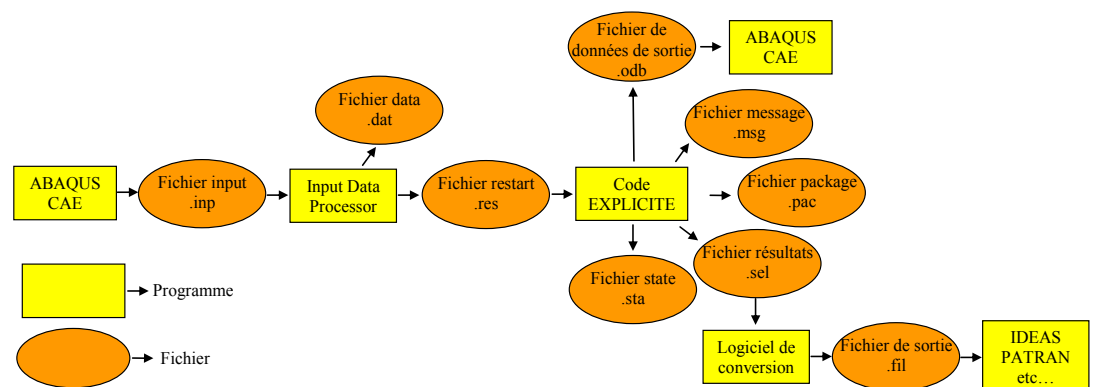


Figure 2.9 : Flot de fichiers générés par ABAQUS explicite.

2.1.3 Présentation générale des modèles réalisés

Pour l'ensemble des modèles réalisés on retrouve toujours les trois mêmes éléments principaux : une vis autoformeuse, une pièce inférieure avec un trou lisse dans laquelle la vis viendra tarauder les filets par refoulement de matière et une tôle supérieure percée placée au dessus de la pièce inférieure qui n'intervient que lors de la phase de serrage (figure 2.10).

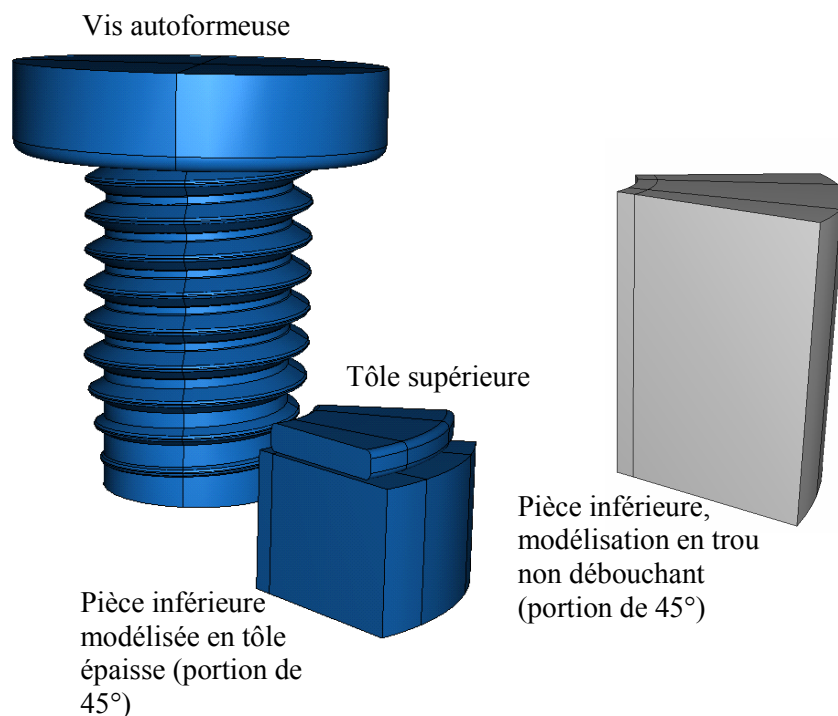


Figure 2.10 : Géométrie générale des différentes pièces.

Ces deux dernières pièces constituent les éléments assemblés, elles sont axisymétriques et positionnées de telle sorte que leurs axes de symétrie coïncident avec l'axe de révolution de la vis. La tôle supérieure conserve toujours la même géométrie pour toutes les simulations. Enfin la géométrie de la pièce inférieure est le principal paramètre variable, on retrouve ainsi deux grands cas d'assemblage différents qui correspondent aux cas présentés dans les paragraphes suivants : la tôle épaisse et le trou non débouchant.

La simulation 3D du processus de formage sur un modèle de 360° est pratiquement impossible à réaliser avec les configurations informatiques

(PC bi-processeur AMD Opteron 252 2,6 GHz équipé de 4 Go de RAM DDR 400 MHz) dont nous disposons, puisque les temps de calculs affichés sont de l'ordre d'un mois. Dans ces conditions, l'assemblage est modélisé par un secteur angulaire de 45°, soit un huitième de l'assemblage complet. Le choix d'un secteur angulaire de 45° est retenu afin d'obtenir un bon compromis entre temps CPU et étude en 3D du processus de vissage. Enfin, les objectifs principaux de ces simulations concernent principalement les déplacements obtenus pas à pas lors du vissage sur la pièce inférieure de l'assemblage ainsi que la connaissance du couple de vissage, avec son évolution en fonction de paramètres comme le diamètre d'avant trou ou la vitesse de rotation de la vis.

2.1.31 Modélisation des vis autoformeuses

Comme le précise la norme NF EN ISO 7085 [NF_EN_ISO_7085], un traitement spécifique est appliqué sur la surface des filets des vis autoformeuses afin de réduire le coefficient de frottement au niveau des surfaces en contact et aussi afin d'obtenir une vis bien plus dure que la pièce déformée. Ainsi, les déformations plastiques ne sont observées qu'au niveau de la pièce inférieure de l'assemblage. Dans ces conditions, il est possible de modéliser la vis comme un corps rigide. Ce choix a plusieurs avantages.

Tout d'abord, le modèle corps rigide permet un pilotage en vitesse de la vis entière grâce à un seul point de référence. Ce pilotage introduit dans le modèle au maximum six degrés de liberté pour l'ensemble. Ensuite, ABAQUS n'a plus besoin de calculer la déformation de la vis. Ces deux éléments contribuent à réduire de façon conséquente les temps CPU.

Les simulations ont été réalisées avec des vis M8x1.25 et M10x1.5 à filets ISO définies figure 2.11. La zone utile au formage est une hélice de quelques filets définis sur un chanfrein avec une inclinaison de 10°, la partie supérieure de la vis est composée de 5 à 7 filets. Enfin l'intégralité de la vis est de section circulaire. La vis est maillée avec des éléments surfaciques quadrangles C3D4 et le même ratio, en terme de taille d'éléments, a été respecté au niveau des surfaces de contact entre la tôle déformée et les filets de la vis afin d'obtenir des interfaces de contact les plus propres possibles.

Il faut noter, que la géométrie de la vis utilisée dans les modèles éléments finis est assez éloignée de celle des vis autoformeuses étudiées lors des campagnes expérimentales, mais ce choix est justifié. En effet, les premiers modèles numériques ont été développés bien avant que nous ne connaissions les géométries des vis, sans chrome 6, utilisées pour les cam-

pagnes expérimentales. Suite à l'interdiction du chrome 6, il a fallu plusieurs mois pour que les constructeurs de vis arrivent à mettre au point de nouveaux revêtements répondant au cahier des charges demandé par RE-NAULT. Ainsi nous n'avons pu commencer à travailler sur les vis de notre partenaire qu'à partir d'octobre 2006. En parallèle, après plusieurs mois de travaux sur les modèles éléments finis, les temps de calculs obtenus ont montré qu'il était impossible, avec les configurations informatiques à notre disposition, de mettre en œuvre des plans d'expériences numériques. Par conséquent nous avons décidé de ne pas continuer à développer davantage les simulations numériques et la modélisation géométrique des vis n'a pas été mise à jour. Nous verrons que cela ne représente pas de réel inconvénient pour le développement de notre travail, la faisabilité du modèle de simulation ayant été démontrée.

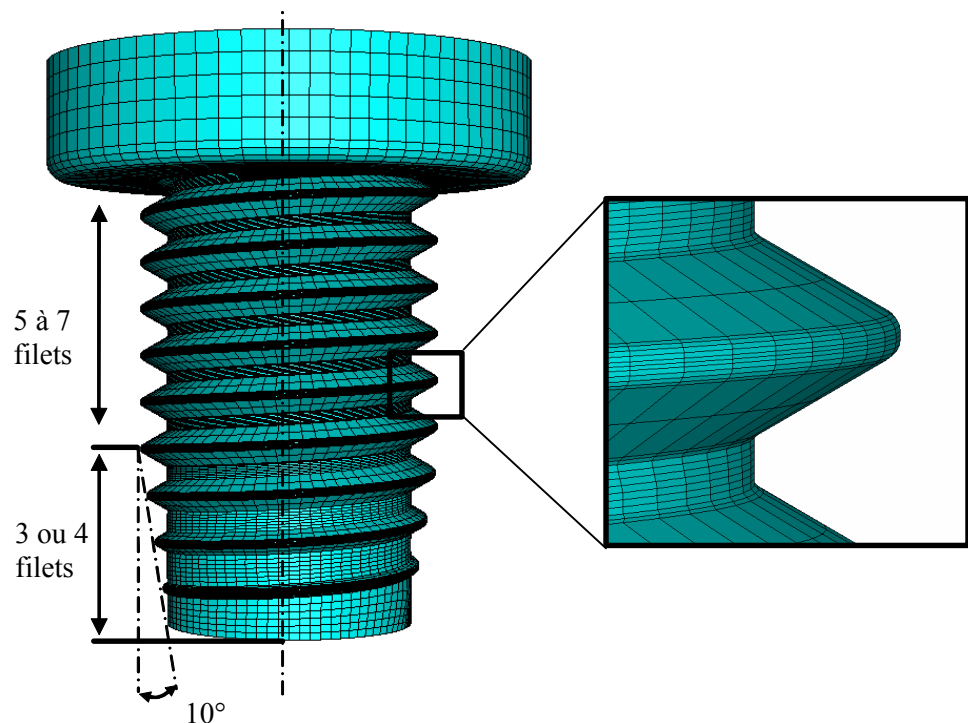


Figure 2.11 : Modélisation vis autoformeuse M8x1.25 ou M10x1.5.

2.2 Modèles tôle épaisse

2.2.1 Modèle tôle épaisse 1

Le modèle tôle épaisse 1 est le premier modèle développé au début des travaux de thèse. Ce modèle a permis d'une part, de tester divers paramètres

propres à la mise au point des simulations, comme par exemple, l'accélération artificielle du processus ou des stratégies de maillage adaptatif. Il a aussi permis de tester l'influence des paramètres propres au processus de vissage, comme les vitesses de rotation de la vis, différents coefficients de frottements ou plusieurs diamètres d'avant trou.

2.2.11 Géométrie de l'assemblage

On retrouve figure 2.12 la géométrie de l'assemblage constituant ce modèle : une vis autoformeuse M10, une tôle inférieure d'épaisseur 4mm nommée tôle 1 et la deuxième tôle d'épaisseur 1mm, nommée tôle 2, placée 0.5mm au dessus de la tôle inférieure. Le paramètre d_0 correspond au diamètre d'avant trou.

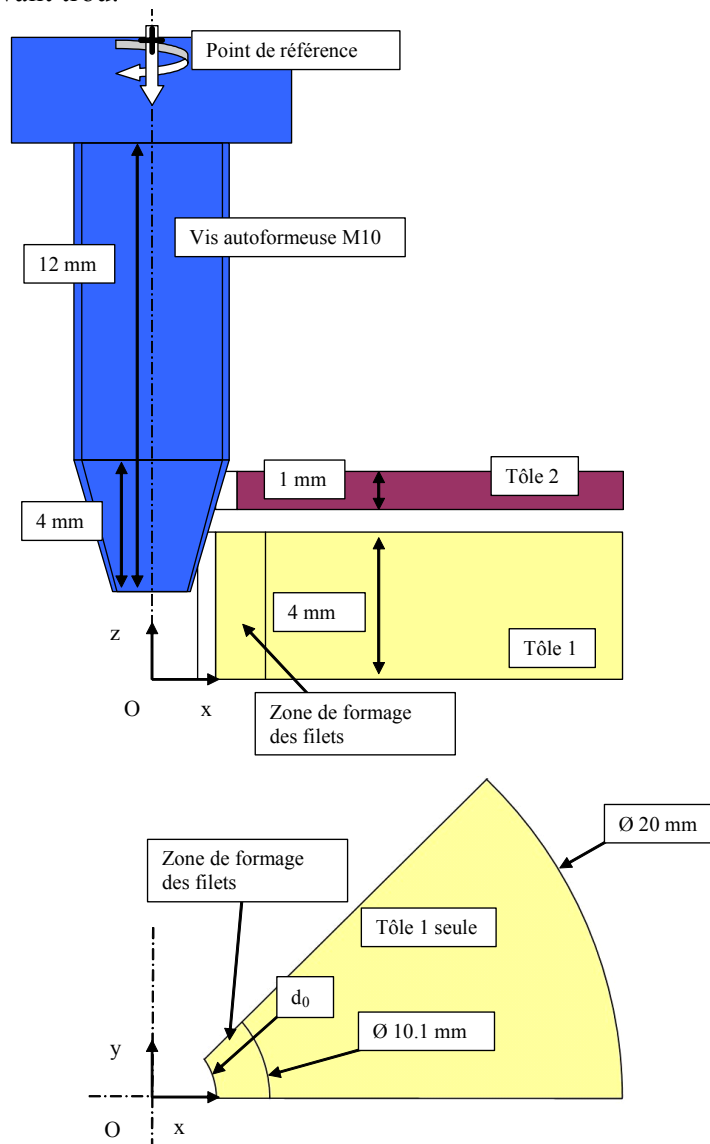


Figure 2.12 : Géométrie du modèle 1.

2.2.12 Lois de comportement

Les 2 pièces déformables ont une loi de comportement de Johnson-Cook [JOH_83], la contrainte σ_y est calculée en fonction de la déformation ε , de la vitesse de déformation $\dot{\varepsilon}$ ainsi que de la température T avec la relation 2.1.

$$\sigma_y(\varepsilon, \dot{\varepsilon}, T) = (A + B \varepsilon^n) \left(1 + C \ln \left(\frac{\dot{\varepsilon}}{\dot{\varepsilon}_0} \right) \right) \left(1 - \left(\frac{T - T_r}{T_m - T_r} \right)^m \right) \quad (2.1)$$

A, B, n, C, $\dot{\varepsilon}_0$ et m sont des paramètres du modèle ainsi que T_m , température de fusion du matériau et T_r , température ambiante. Les valeurs utilisées pour ce modèle données dans le tableau 2.1 sont celles d'un acier 1018 issues de la bibliographie [WAR_06].

A	B	n	C	$\dot{\varepsilon}_0$	T_r	T_m	m
560	300	0.32	0.022	1	298	1773	0.55

Tableau 2.1 : Coefficient pour le modèle de Johnson-Cook.

Les phénomènes thermiques ne sont cependant pas pris en compte dans les modèles, car les simulations sont réalisées dans des conditions isothermes. En effet comme la vis a été modélisée en corps rigide, la production de chaleur lors du processus de formage ne peut pas être diffusée convenablement dans l'assemblage puisqu'une partie de la chaleur produite ne peut pas être diffusée dans la vis. Seule la pièce déformée peut être susceptible de diffuser cette élévation de température, ce qui n'est pas réellement le cas.

2.2.13 Factorisation de masse

Dans le cas de simulations quasi-statiques, comme le vissage d'une vis auto-formeuse, il est souvent impossible de modéliser le processus avec sa période de temps réelle. Compte tenu de la valeur de l'incrément stable de calcul généralement obtenu, il faudrait des millions d'incrémentes et des milliers d'heures de calcul pour mener à bien l'ensemble de la simulation. Il faut donc augmenter artificiellement la vitesse du processus afin d'obtenir une solution plus économique. A cet effet il existe deux méthodes : on peut soit augmenter les vitesses de charge ou bien introduire une factorisation de masse.

L'augmentation des vitesses de charge, conduit à une réduction artificielle de l'échelle de temps du processus, diminuant ainsi le nombre d'incrémentes nécessaires ; cependant elle entraîne aussi une augmentation

des vitesses de déformation dans le matériau. Ceci n'a donc aucune incidence sur les résultats du calcul, tant que la loi de comportement du matériau ne dépend pas de la vitesse de déformation.

Dans le cas où la loi de comportement est dépendante de la vitesse de déformation, il est possible de simuler le processus dans sa base de temps réelle en utilisant la factorisation de masse appelée « mass scaling » dans ABAQUS. Cette solution permet d'augmenter la valeur du pas de temps stable qui entraîne une réduction du nombre d'incrémentes nécessaires pour effectuer la simulation.

Par contre, l'augmentation artificielle de la vitesse du processus lors d'une simulation quasi-statique, peut majorer les forces d'inerties et ainsi modifier les conditions d'équilibre dynamique lors de la simulation. Il faut donc faire un compromis, entre modéliser le processus avec le moins d'incrémentes possibles tout en gardant les forces d'inertie négligeables, ce qui requiert un contrôle systématique sur les résultats obtenus.

Puisque la loi de comportement utilisée sur le modèle 1 est dépendante de la vitesse de déformation, la solution factorisation de masse a donc été retenue pour augmenter la valeur du pas de temps stable de calcul. La recherche des bons coefficients de factorisation de masse, propre à chaque simulation, a été déterminée par essais erreurs, l'approche utilisée consiste à considérer ce coefficient comme une variable ajustable. On réalise dans un premier temps plusieurs simulations avec différents coefficients, puis on analyse les résultats obtenus, notamment sur les déformations, sur les contraintes et sur les énergies. L'analyse satisfaisante pour chaque modèle est celle qui est la plus rapide et dont le résultat converge vers le domaine de validité retenu.

2.2.14 Conditions limites

Comme nous l'avons indiqué dans le paragraphe 2.1.31, la vis a été modélisée en corps rigide. Cette modélisation permet de commander les déplacements de l'ensemble corps rigide à l'aide d'un seul nœud de référence. Ainsi, la vis est toujours pilotée avec une avance de 1 pas par tour associée à une vitesse de rotation, ces deux conditions sont appliquées sur le nœud de référence. Les simulations se déroulent en deux étapes principales, une phase de vissage puis une phase d'accostage et de serrage. Pour la première phase, la vis tourne avec une vitesse comprise entre 200 tr/min et 600 tr/min, suivant les modèles. Pour la phase de serrage, elle tourne à 30 tr/min. Ces différentes vitesses correspondent aux vitesses réelles applicables sur les chaînes d'assemblage lors de l'utilisation de vis autoformeuses.

La tôle inférieure est encastrée sur le bord libre extérieur. Une condition de symétrie est appliquée sur la face où les filets de la vis commencent le processus de formation et toutes les autres faces sont libres, comme présenté sur la figure 2.13. Enfin, seule une translation suivant l'axe z, axe de descente de la vis, est autorisée sur la tôle supérieure de l'assemblage.

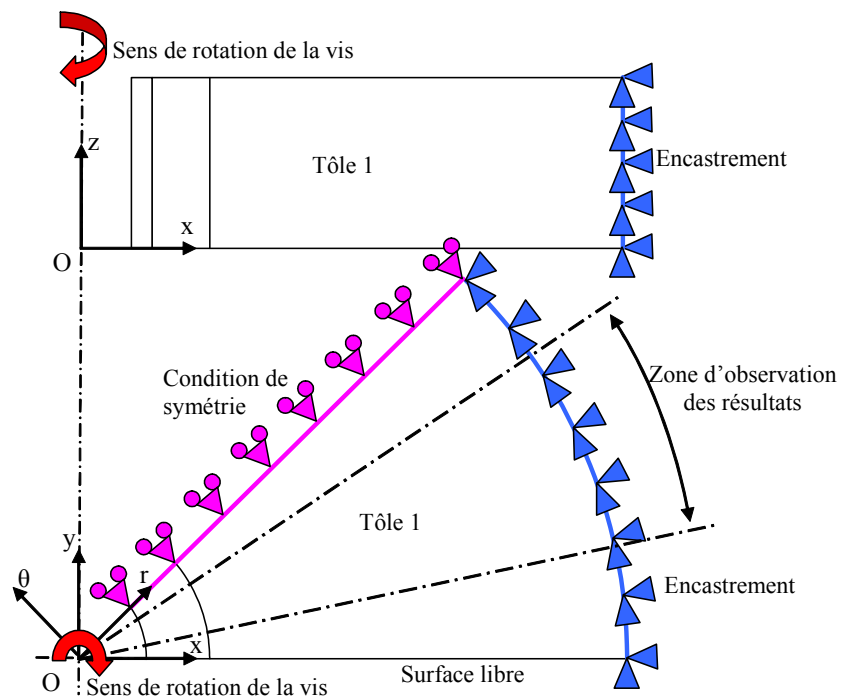


Figure 2.13 : Conditions limites sur la tôle inférieure pour le modèle 1.

Les choix faits sur les conditions limites de la pièce inférieure par rapport aux conditions réelles sont discutables mais nous pouvons les justifier.

Tout d'abord, lors du processus de vissage réel, la tôle inférieure est normalement appuyée sur sa face inférieure et bridée sur la face supérieure. La condition d'encastrement modélisée sur le bord libre n'existe pas. Ce choix a cependant été retenu, car il est plus simple à mettre en œuvre. D'une part le diamètre extérieur de la tôle a été choisi suffisamment grand pour que la condition d'encastrement n'influe pas sur le comportement de la pièce lors de la formation des filets. D'autre part l'encastrement permet à la matière déplacée de s'écouler suivant l'axe z, ce qui est conforme à la réalité.

Ensuite la condition de symétrie retenue est trop restrictive. En effet lors de la phase de formage, il existe un flux de matière suivant l'axe $-\theta$ qui correspond au sens de rotation de la vis (figure 2.13). Or la condition de symétrie interdit ce déplacement de matière, ce qui est contraire à la réalité. Toutefois la condition de symétrie est tout de même plus près de la réalité que la condition de bord libre. Les tests de simulation qui ont été réalisés avec une condition de bord libre ont montré que la matière s'écoulait suivant l'axe θ soit la direction opposée au sens de rotation de la vis, ce qui est bien évidemment physiquement impossible. Par conséquent il a été choisi de garder une condition de symétrie.

Enfin il a été décidé de laisser une condition de bord libre sur la face par laquelle la vis sort radialement de la pièce. Dans un premier temps une condition de symétrie avait été placée mais cette condition empêchait le flux de matière suivant l'axe $-\theta$ et les simulations s'arrêtaient systématiquement à cause du surplus de matière non évacué. Dans ces conditions le bord libre a été retenu mais cette condition ne semble pas assez contraignante car la matière déplacée radialement est trop importante.

Pour faire face à ces conditions limites sur les faces de normale θ et $-\theta$ trop pénalisantes par rapport au comportement réel, les résultats sont observés loin des limites afin de ne plus subir leur influence. Le secteur angulaire de 45° est ainsi découpé après simulation, en un secteur angulaire de 22.5° pour le traitement et l'analyse des résultats (figure 2.13).

2.2.15 Interactions

D'autre part, des conditions de contact sont mises en place entre les différentes pièces. Cette modélisation du contact est nécessaire car ABAQUS ne détecte pas automatiquement l'existence de contacts. Il faut donc définir des zones de contact et retenir des modèles d'interaction.

ABAQUS explicite dispose à cet effet de trois solutions pour modéliser les contacts : le contact général, le contact pair et l'auto contact.

Le contact général peut être appliqué sur toutes les surfaces existantes du modèle. Cette condition est donc facile à mettre en place et surtout très utile lorsqu'il y a un nombre important de pièces avec des topologies complexes. Le contact pair permet de sélectionner directement un ou des groupes de surfaces concernées par une condition de contact. Enfin l'auto contact est à utiliser lorsqu'il peut y avoir contact, après déformation, entre deux surfaces d'une même pièce.

Le contact général est uniquement associé à un algorithme de résolution par pénalité alors que lorsque l'on utilise le contact pair ou l'auto contact on peut utiliser, soit un algorithme par pénalité, soit un algorithme par conformité cinématique. Dans la plupart des simulations, les deux algorithmes donnent les mêmes résultats, cependant l'algorithme par pénalité est mieux adapté pour les chocs plastiques que l'on peut retrouver dans les simulations d'emboutissage ou de crash.

Sur les simulations réalisées, on retrouve des conditions de contact entre la vis et les deux pièces déformables, entre les deux pièces déformables puis sur la pièce inférieure seule, puisqu'il peut y avoir contact entre des éléments de la même pièce lors de la formation des filets. Dans ces conditions, l'option contact pair ainsi qu'une condition d'auto contact, ont été utilisées avec un algorithme par pénalité. L'interface entre les différentes pièces a été modélisée par un modèle de Coulomb, avec trois coefficients de friction différents, soit 0.1, 0.15 et 0.2. Ces coefficients ont été retenus car ils correspondent à des coefficients moyens théoriques que l'on peut retrouver dans la visserie.

2.2.16 Maillage

On a vu précédemment que le principe de l'algorithme de calcul du code explicite fonctionne en considérant un problème de propagation d'onde. L'incrément stable de calcul et donc le temps de calcul du modèle dépendent directement de la taille des éléments du maillage des pièces déformées. En toute logique, plus la taille de l'élément sera petite, plus les temps CPU augmenteront. Cependant, la qualité de la solution est aussi fortement dépendante de la finesse du maillage dans les zones fortement déformées. Il est donc nécessaire de trouver un compromis entre temps CPU et finesse de maillage.

La vis, modélisée en corps rigide, est maillée avec des éléments quadrangles C3D4 alors que les 2 pièces déformables de l'assemblage sont maillées avec des éléments briques à intégration réduite C3D8R. Les éléments C3D8R ont été utilisés, car ce sont les éléments par défaut appliqués sur les structures déformables. Ils présentent un bon compromis entre convergence de solution et temps CPU. Sur la tôle inférieure où les filets sont formés, la taille des éléments a été raffinée dans les zones de grandes déformations. Par contre, vers les zones sans déformation, la taille des éléments a été augmentée (figure 2.14). Aussi, le même ratio en terme de taille d'éléments a été respecté au niveau des surfaces de contact, entre la tôle déformée et les filets de la vis, afin d'obtenir des interfaces de contact les plus propres possibles.

Enfin, pour répondre aux grandes déformations qui peuvent distordre le maillage, un maillage adaptatif a été mis en place avec la technique ALE d'ABAQUS. Ce maillage adaptatif permet d'améliorer la qualité de la solution et de minimiser périodiquement les distorsions.

Le maillage ALE, Adaptive Lagrangian-Eulerian, est conçu en combinant une description eulérienne et lagrangienne. Ainsi, le mouvement du maillage est indépendant du mouvement du matériau, sauf au niveau des surfaces libres où il est contraint de le suivre. A chaque intervalle de temps T le maillage est régularisé en réalisant N tentatives, T et N étant des coefficients à définir pour chaque simulation. Enfin, dans les choix de ces coefficients, il faut là aussi faire attention au compromis temps de calcul / qualité de la solution obtenue car l'utilisation du maillage adaptatif coûte en temps CPU.

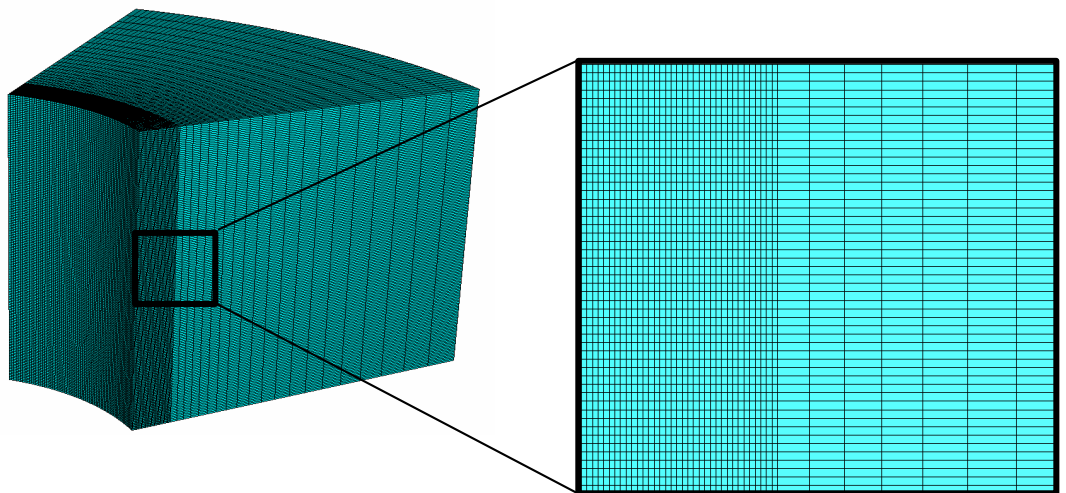


Figure 2.14 : Maillage de la pièce inférieure de l'assemblage.

2.2.2 Résultats modèle tôle épaisse 1

Les simulations modèle tôle épaisse 1 ont toutes été réalisées sur un PC bi-processeur AMD Opteron 252 2,6 GHz équipé de 4 Go de RAM DDR 400 MHz.

Les temps de calculs CPU sont présentés tableau 2.2, ils sont compris suivant les modèles entre 50 et 130 heures environ. La phase de serrage n'est simulée que sur les modèles 1.13 à 1.16.

Numéro du modèle	Diamètre d'avant trou d_0	Coefficient de frottement f	Vitesse de rotation N de la vis	Temps CPU
1.1	9.15mm	$f=0.1$	$N=200$ tr/min, 1 pas par tour	# 127 h
1.2	9.26mm	$f=0.1$	$N=200$ tr/min, 1 pas par tour	# 128 h
1.3	9.48mm	$f=0.1$	$N=200$ tr/min, 1 pas par tour	# 104 h
1.4	9.6mm	$f=0.1$	$N=200$ tr/min, 1 pas par tour	# 80 h
1.5	9.48mm	$f=0.1$	$N=300$ tr/min, 1 pas par tour	# 82 h
1.6	9.48mm	$f=0.1$	$N=400$ tr/min, 1 pas par tour	# 75 h
1.7	9.48mm	$f=0.1$	$N=500$ tr/min, 1 pas par tour	# 61 h
1.8	9.48mm	$f=0.1$	$N=600$ tr/min, 1 pas par tour	# 58 h
1.9	9.15mm	$f=0.15$	$N=600$ tr/min, 1 pas par tour	# 88 h
1.10	9.26mm	$f=0.15$	$N=600$ tr/min, 1 pas par tour	# 73 h
1.11	9.48mm	$f=0.15$	$N=600$ tr/min, 1 pas par tour	# 64 h
1.12	9.6mm	$f=0.15$	$N=600$ tr/min, 1 pas par tour	# 52 h
1.13	9.15mm	$f=0.2$	$N=600$ tr/min, 1 pas par tour	# 88 h
1.14	9.26mm	$f=0.2$	$N=600$ tr/min, 1 pas par tour	# 76 h
1.15	9.48mm	$f=0.2$	$N=600$ tr/min, 1 pas par tour	# 66 h
1.16	9.6mm	$f=0.2$	$N=600$ tr/min, 1 pas par tour	# 45 h
1.17	9.15mm	$f=0$	$N=600$ tr/min, 1 pas par tour	# 89 h
1.18	9.26mm	$f=0$	$N=600$ tr/min, 1 pas par tour	# 73 h
1.19	9.48mm	$f=0$	$N=600$ tr/min, 1 pas par tour	# 67 h
1.20	9.6mm	$f=0$	$N=600$ tr/min, 1 pas par tour	# 48 h

Tableau 2.2 : Liste des modèles et temps de calcul associés.

2.2.21 Bilan énergétique

Le contrôle des simulations s'effectue notamment avec le contrôle de la balance énergétique.

Lors d'une simulation quasi-statique, la validité du modèle numérique nécessite de vérifier la conservation de la balance énergétique tout le long de la simulation, cette balance énergétique est exprimée à l'aide de la relation 2.2.

$$E_I + E_{VD} + E_{FD} + E_{KE} - E_W = E_{TOT} = \text{constante} \quad (2.2)$$

avec :

E_I (ALLIE dans ABAQUS) : énergie interne = élastique + inélastique + hourglass (ALLAE dans ABAQUS)

E_{VD} (ALLVD dans ABAQUS) : énergie absorbée par dissipation visqueuse

E_{FD} (ALLFD dans ABAQUS) : énergie dissipée par frottement

E_{KE} (ALLKE dans ABAQUS) : énergie cinétique

E_W (ALLWK dans ABAQUS) : énergie liée au travail des forces extérieures

E_{TOT} (ETOT dans ABAQUS) : énergie totale du système

Les différentes énergies données par ABAQUS dans cette relation sont celles obtenues sur l'ensemble du modèle. Dans le cas des simulations réalisées, elles correspondent uniquement à celles des deux pièces déformées, la vis étant considérée comme infiniment rigide. On retrouve aussi dans cette balance l'énergie de hourglass qui correspond à une énergie purement perdue dans le modèle car elle est introduite lors du calcul afin de contrer des modes de distorsion numériques parasites qui peuvent se produire avec les éléments à intégration réduite comme les C3D8R. Il faut donc veiller constamment à limiter cette énergie de hourglass pour ne pas nuire à la qualité de la solution.

La figure 2.15 donne en exemple les différentes énergies en fonction du temps pour le modèle 1.13.

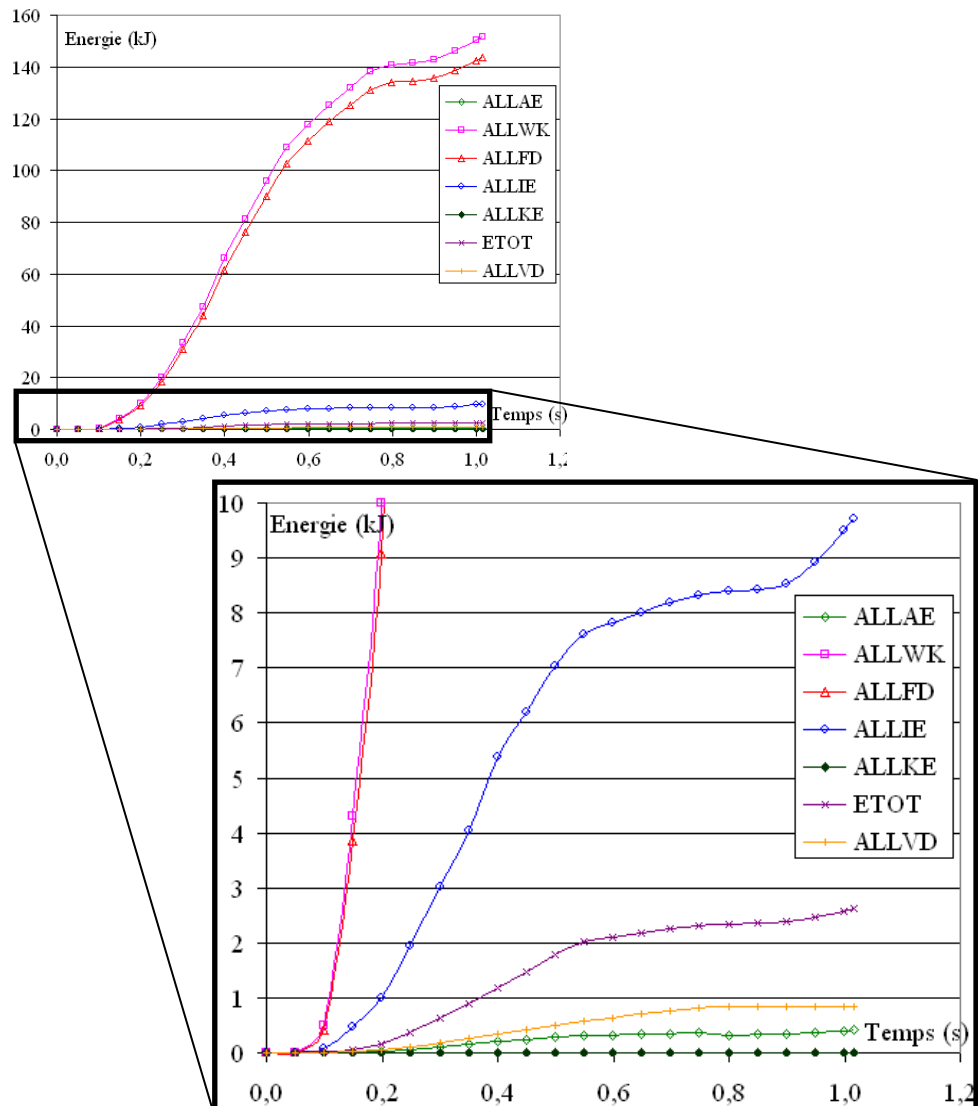


Figure 2.15 : Bilan énergétique du modèle 1.13.

On constate bien que la somme est sensiblement égale à zéro ($E_{TOT} \approx 0$). On observe également que l'énergie dissipée par frottement est prépondérante devant l'énergie de dissipation visqueuse. Aussi pour s'assurer que la simulation reste dans les conditions d'un processus quasi-statique, il est nécessaire de contrôler le ratio énergie cinétique/énergie interne qui ne doit pas excéder 1 à 5% sur le modèle. Il faut également veiller à limiter l'énergie de hourglass en maintenant le ratio énergie de hourglass/énergie interne le plus faible possible. On retrouve par exemple figure 2.16 que l'ensemble des conditions citées auparavant sont respectées pour le modèle 1.13.

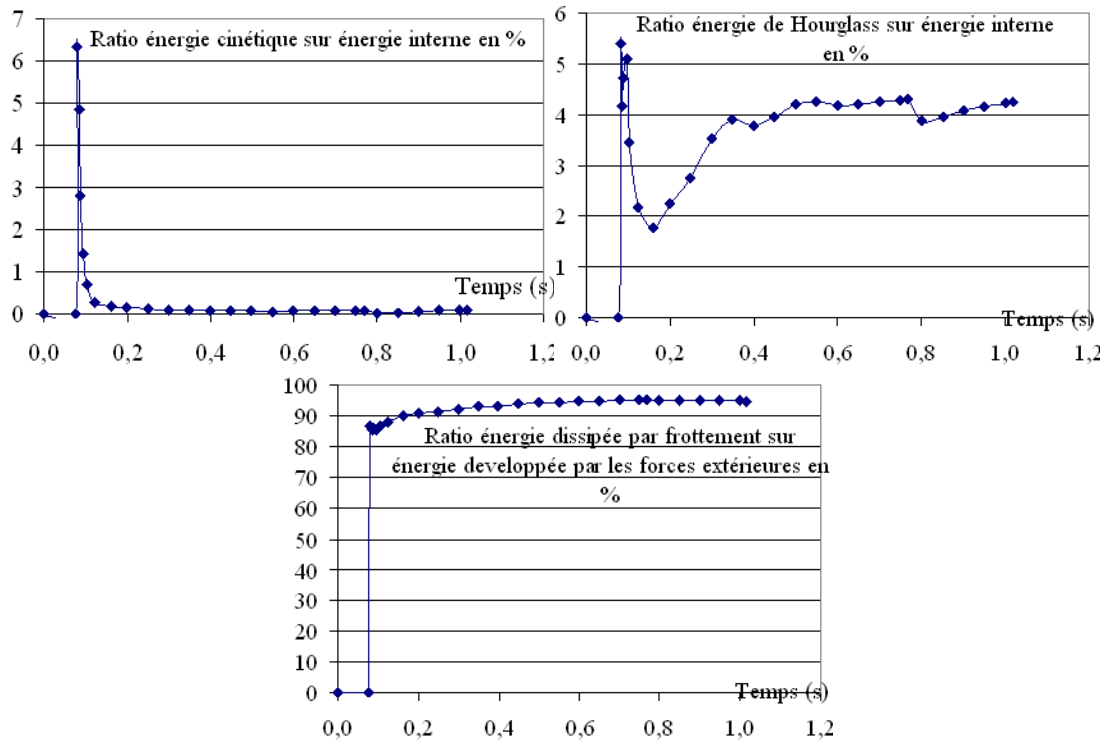


Figure 2.16 : Bilan énergétique, résultats complémentaires pour le modèle 1.13.

On observe également que, dès l'arrivée en contact de la vis sur la pièce déformée, un pic apparaît sur les courbes énergie cinétique/énergie interne et énergie de Hourglass/énergie interne. Ce pic est lié à la condition en chargement de la vis. En effet, la vis est modélisée avec une vitesse de rotation constante. Ce choix provoque alors un impact soudain sur la tôle lors de la mise en contact et plus la vitesse de rotation est importante plus ce pic augmentera. La solution, pour supprimer ou réduire ce pic, consiste à appliquer graduellement la vitesse de rotation, la vis peut être amenée progressivement à sa vitesse maximale lors de la mise en contact. Cependant cette action corrective est ici inutile, car sur les modèles développés ce pic n'a aucune conséquence sur les résultats finaux observés. En moyenne l'énergie de Hourglass représente 4 % sur l'ensemble de la simulation, cette erreur est jugée satisfaisante. Enfin l'énergie dissipée par frottement représente plus de 90 % de l'énergie développée par les forces extérieures ce qui en première analyse peut paraître étonnant.

2.2.22 Processus de formation des filets

Comme nous l'avons montré dans le chapitre 1, l'opération de formation des filets avec une vis autoformeuse reste très proche d'une opération de taraudage par déformation. A l'heure actuelle, les seuls travaux de recherche disponibles présentant des micrographies illustrant le processus de forma-

tion des filets pas à pas portent sur du taraudage par déformation, par conséquent, nous avons comparé les résultats obtenus par éléments finis à ces résultats expérimentaux [FRO_05].

2.2.221 Comparaison qualitative sur le processus de formation des filets entre résultats expérimentaux et numériques

La figure 2.17 présente d'une part, les micrographies d'une opération de taraudage par déformation déjà présentées paragraphe 1.2.32 et d'autre part les résultats éléments finis. Concernant la simulation, le modèle 1.1 a été retenu pour cette comparaison qualitative. Bien que l'on ne soit pas tout à fait dans les mêmes conditions dans les deux cas présentés, on remarque une bonne concordance de forme entre les résultats expérimentaux et les résultats éléments finis. On retrouve ainsi, par exemple, la même progression lors du processus de formation des filets mais aussi la forme en creux au sommet des filets.

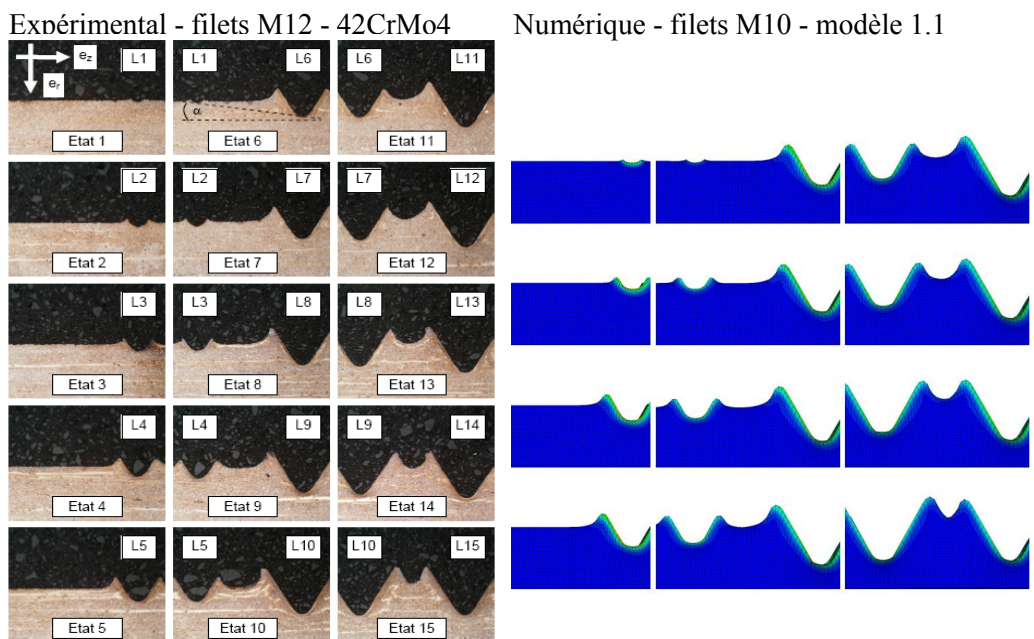


Figure 2.17 : Comparaison qualitative sur le déplacement radial de la matière lors de la formation des filets.

2.2.222 Déplacements radiaux

Le matériau s'est écoulé, sous l'action de la vis, depuis les zones situées à des diamètres supérieurs à celui de l'avant trou, vers des zones situées à des diamètres inférieurs. Ainsi le diamètre d'avant trou disparaît une fois les filets formés. On peut également constater que, lors de la formation des fi-

lets, il y a pratiquement conservation du volume déplacé. La formation des filets a été uniquement réalisée par déplacement de volumes égaux de matière. La figure 2.18 présente les déplacements radiaux obtenus une fois le filet terminé. On retrouve un déplacement radial maximum positif de 0.45mm en pied de filet. En multipliant par deux cette valeur et en l'ajoutant à la valeur d_0 de 9.15mm, on retrouve pratiquement 10 mm, qui correspond au diamètre nominal de la vis autoformeuse. Le déplacement radial négatif se fait dans la zone de creux au sommet. On retrouve une valeur maxi de 0.28 mm, bien plus faible que la valeur de 0.45mm précédente car une partie de l'écoulement de matière part dans le creux. A cœur, on constate que le déplacement radial de matière est négligeable.

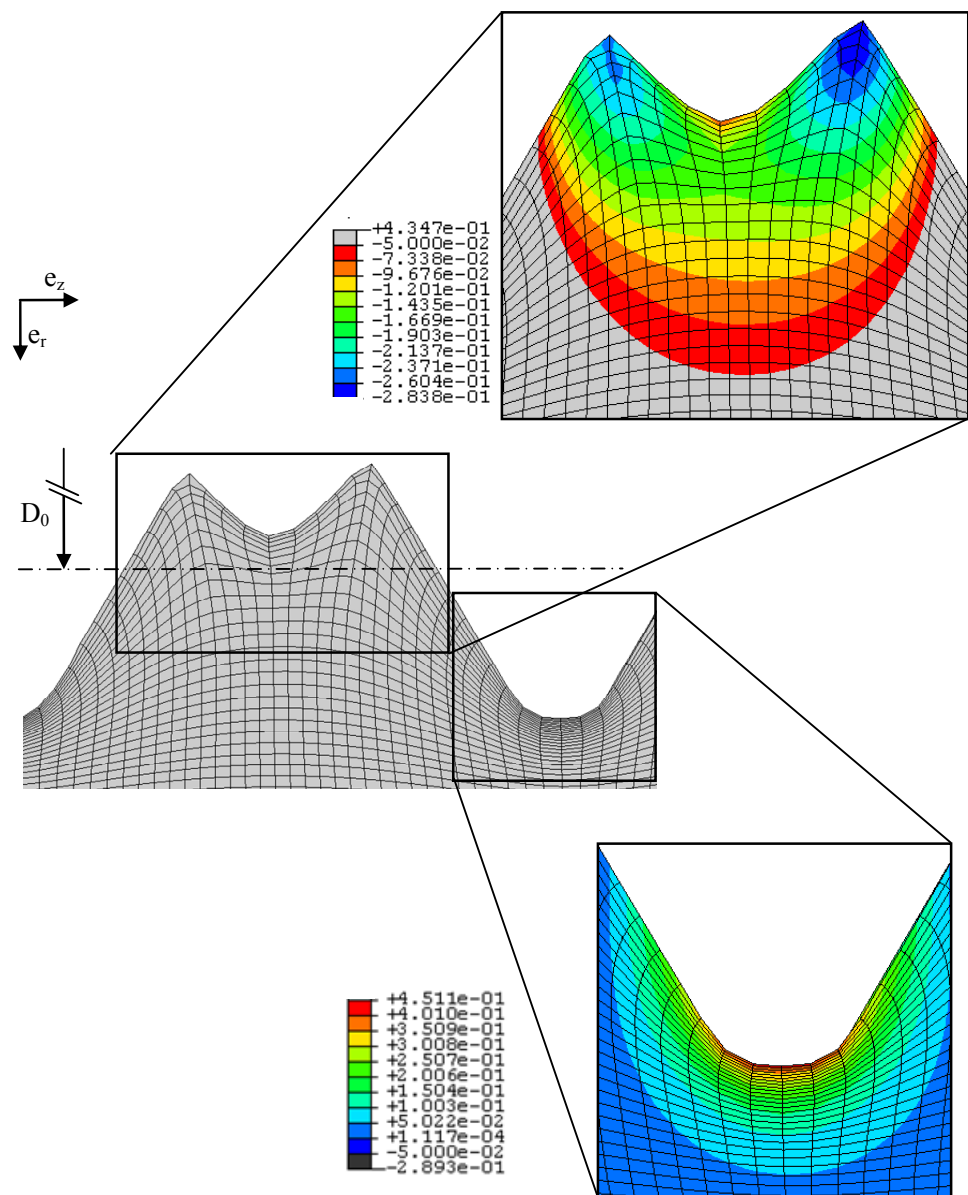


Figure 2.18 : Déplacements radiaux du modèle 1.1.

2.2.23 Couple de vissage

ABAQUS réalise le bilan énergétique du modèle, pour chaque intervalle de temps choisi lors de la simulation. A partir de cette balance énergétique, il est possible de déterminer le couple de vissage lors de l'opération. Ce couple est calculé pour chaque pas de temps, à partir de l'énergie liée au travail des forces extérieures par la relation 2.3.

$$C_{t=i} = (E_{W_{t_{i+1}}} - E_{W_{t_i}}) / (t_{i+1} - t_i) \cdot 1/\omega \quad (2.3)$$

avec :

$C_{t=i}$: couple de vissage instantané en Nm calculé au pas de temps i

ω : vitesse de rotation de la vis en radians par secondes

$E_{W_{t_{i+1}}}$ et $E_{W_{t_i}}$: énergies en Joules liées au travail des forces extérieures aux pas de temps $i+1$ et i

$t_{i+1} - t_i$: intervalle de temps entre les pas $i+1$ et i

On retrouve ainsi, une courbe couple de vissage en fonction du temps, pour toute la durée de la simulation.

Cependant les modèles de simulation sont des portions de 45° de l'assemblage. Il est donc nécessaire de ramener ces résultats à ceux d'une tôle complète afin de pouvoir les exploiter. Une tôle complète correspond à 8 secteurs angulaires simulés, il faut donc sommer les 8 couples correspondant à chaque portion de 45° pour obtenir la courbe couple de vissage en fonction du temps pour l'ensemble de la tôle. Pour obtenir cette courbe couple en fonction du temps pour chaque portion angulaire, il suffit de déphaser la courbe couple de vissage en fonction du temps du modèle numérique d'origine, d'une valeur Δt correspondant au positionnement angulaire de la portion de tôle sur laquelle on recherche l'information.

La figure 2.19 illustre la méthode utilisée.

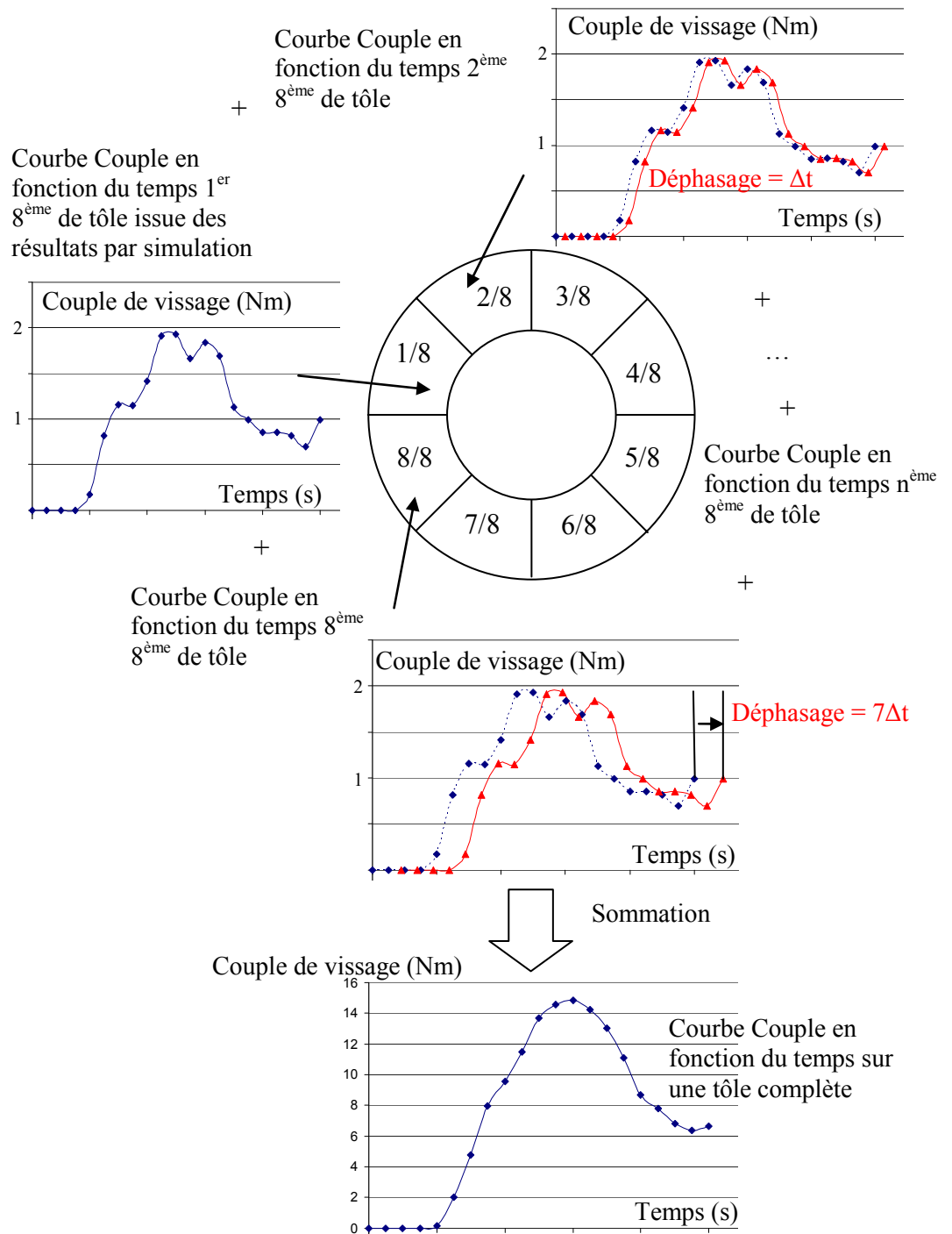


Figure 2.19 : Passage de la courbe couple de vissage en fonction du temps pour un secteur angulaire de 45° vers la courbe couple de vissage en fonction du temps pour une tôle complète.

2.2.24 Influence des paramètres principaux sur le couple de vissage et la forme des filets obtenus

2.2.241 Influence du diamètre d'avant trou

Comme le matériau s'écoule, sous l'action de l'outil, depuis les zones situées à des diamètres supérieurs à celui de l'avant trou vers des zones situées à des diamètres inférieurs, la forme des filets formés dépend largement du diamètre d'avant trou. La forme des filets formés peut être caractérisée par une hauteur de filet formé H^* calculée à l'aide de la formule 2.4.

$$H^* = H/\text{pas} \quad (2.4)$$

La valeur H est mesurée sur le filet formé. On retrouve dans le tableau 2.3 les valeurs obtenues pour les différents modèles éléments finis.

d_0 (mm)	H (mm)	Pas (mm)	H^*
9.15	0.728	1.5	0.485
9.26	0.626	1.5	0.417
9.48	0.444	1.5	0.296
9.6	0.367	1.5	0.245

Tableau 2.3 : Hauteurs de filet formé H^* pour le modèle tôle épaisse 1.

Il semble évident que la variation de diamètre d'avant trou va aussi influencer le couple nécessaire à la formation des filets.

La figure 2.20 permet de montrer que le diamètre d'avant trou a un effet direct sur le couple maximum de vissage.

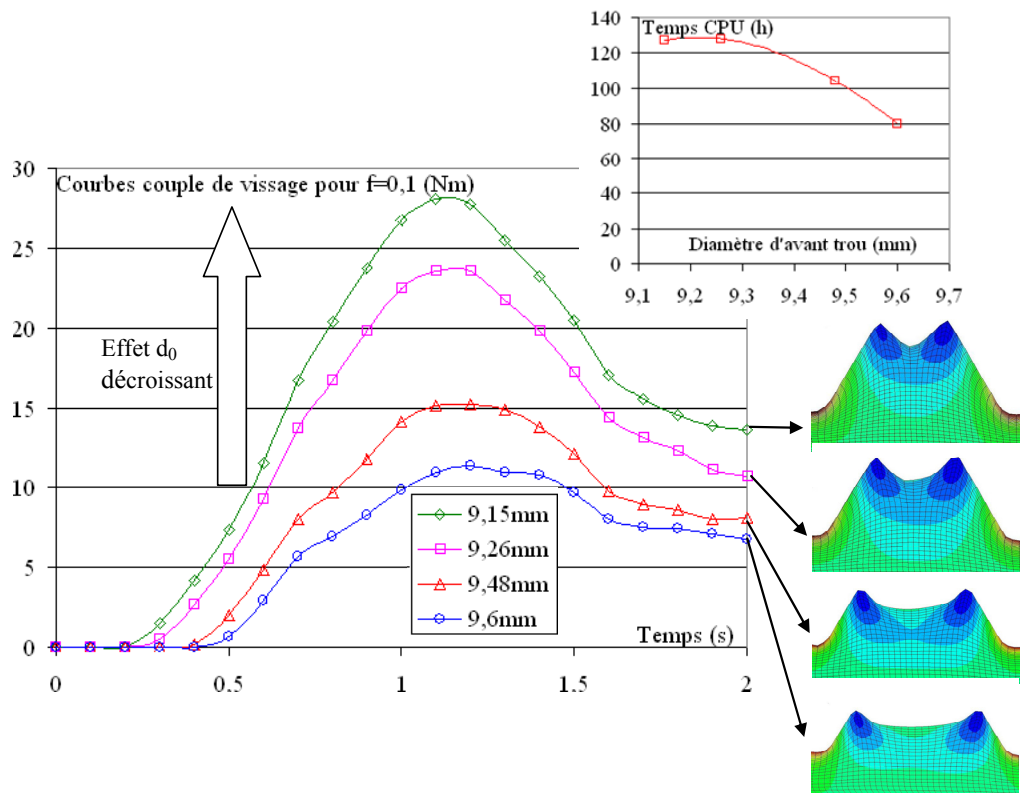


Figure 2.20 : Influence du diamètre d'avant trou sur le couple de vissage et sur la forme finale des filets pour les modèle 1.1 à 1.4.

Pour un coefficient de frottement de 0.1, il faut fournir un couple maximum de 11N.m pour former des filets dans un diamètre d'avant trou de 9.6mm (modèle 1.4) alors qu'il faut un couple de 28N.m pour un diamètre d'avant trou de 9.15mm (modèle 1.1). Ainsi former un filet à partir d'un diamètre d'avant trou de 9.15mm au lieu de 9.6mm conduit à augmenter de 250% le couple maximum à fournir pour mener à bien l'opération, mais aussi à passer d'un filet en début de formation à un filet presque complètement formé.

Il en résulte qu'il est nécessaire de s'orienter vers la recherche d'une solution de compromis, comprise entre un diamètre d'avant trou maximal à ne pas dépasser, pour que les filets aient des caractéristiques mécaniques suffisantes pour la transmission des efforts et un diamètre d'avant trou minimal, pour lequel la valeur du couple de vissage reste admissible. En effet, si l'on réalise un vissage industriel avec un asservissement au couple, il faut faire attention à ce que la valeur maximale du couple de taraudage soit suffisamment éloignée du couple de serrage cible.

2.2.242 Influence de la vitesse de rotation

Afin d'optimiser les temps de process sur une chaîne d'assemblage, nous avons réalisé l'étude de l'influence de la vitesse de rotation de la vis sur le couple de vissage. En effet, une augmentation de la vitesse de rotation permet de réduire le temps des nombreux cycles de vissage. De plus, d'un point de vue numérique, si une faible influence sur le couple de vissage est constatée, on peut réduire les temps CPU en « accélérant » les simulations sans altérer les résultats sur les couples. A cet effet, les simulations 1.5 à 1.8 du tableau 2.2 ont toutes été réalisées avec un diamètre d'avant trou de 9.48mm. Ce diamètre a été retenu car il présente le meilleur compromis entre les temps CPU et une hauteur de filet formé représentative. Sur les modèles, comme l'avance fixée reste d'un pas par tour, seule la vitesse de rotation de la vis a été adaptée afin de conserver cette avance. La figure 2.21 présente l'évolution du couple de vissage en fonction du temps ainsi que la forme finale des filets obtenus.

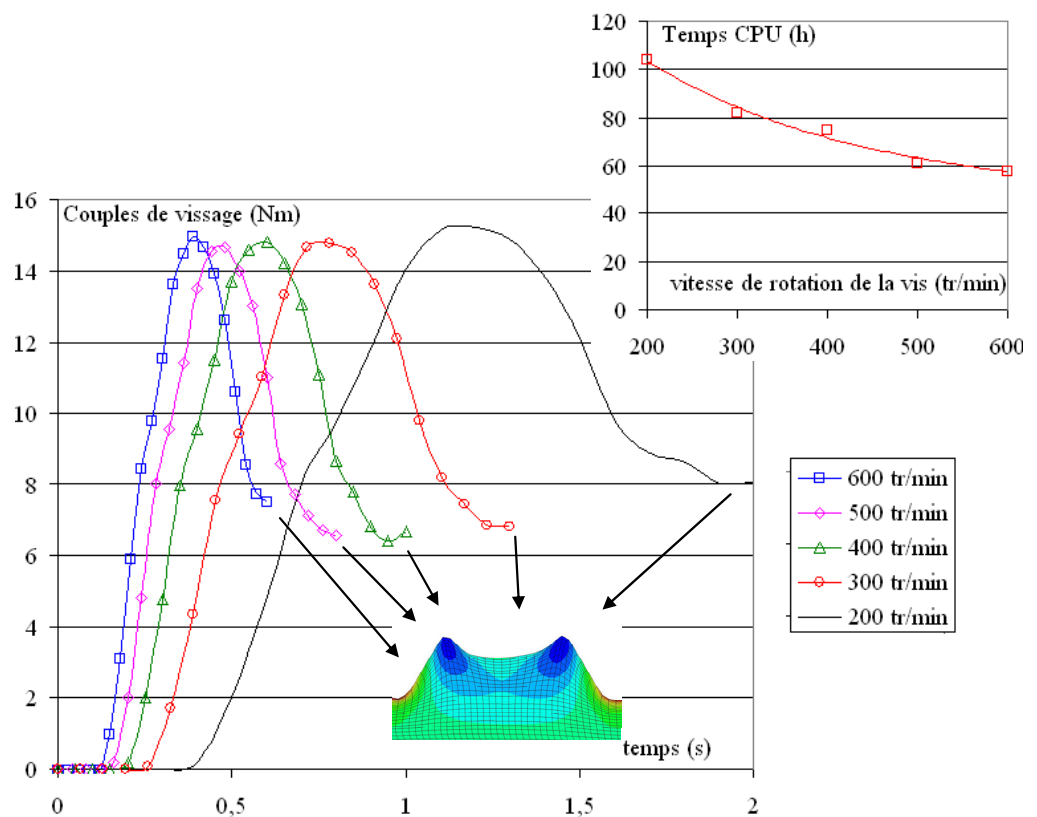


Figure 2.21 : Influence de la vitesse de rotation de la vis sur le couple de vissage, sur la forme finale des filets et sur les temps CPU pour les modèles 1.3 et 1.5 à 1.8.

Tout d'abord, pour un même diamètre d'avant trou, nous constatons que l'augmentation de la vitesse de rotation de la vis s'accompagne d'un temps de montée en couple plus rapide, ce qui est normal puisque le temps de montée en couple correspond au temps de pénétration du filet lors du formage. D'un point de vue numérique, ceci se traduit par une durée de simulation plus courte, par conséquent le nombre total d'incrémentes est réduit. Ainsi, dans ces conditions, utiliser une vitesse de rotation de 200 tr/min au lieu de 600 tr/min conduit à augmenter les temps de calcul de pratiquement 200%. Enfin, on ne constate aucune différence sur la forme finale des filets obtenus ainsi que sur la valeur maximale du couple de vissage.

En observant ces mêmes couples de vissage en fonction de la longueur de vis insérée dans la tôle représentés en figure 2.22, on peut constater que la vitesse de rotation a très peu d'effet sur la valeur du couple de vissage pour les simulations allant de 300 à 600 tr/min. Seule la courbe pour la simulation à 200tr/min est légèrement décollée des autres, cette différence est due à une énergie de hourglass trop importante dans le modèle. Aucune différence n'a été constatée sur le ratio énergie cinétique sur énergie interne qui reste autour de 1% en moyenne pour toutes les simulations.

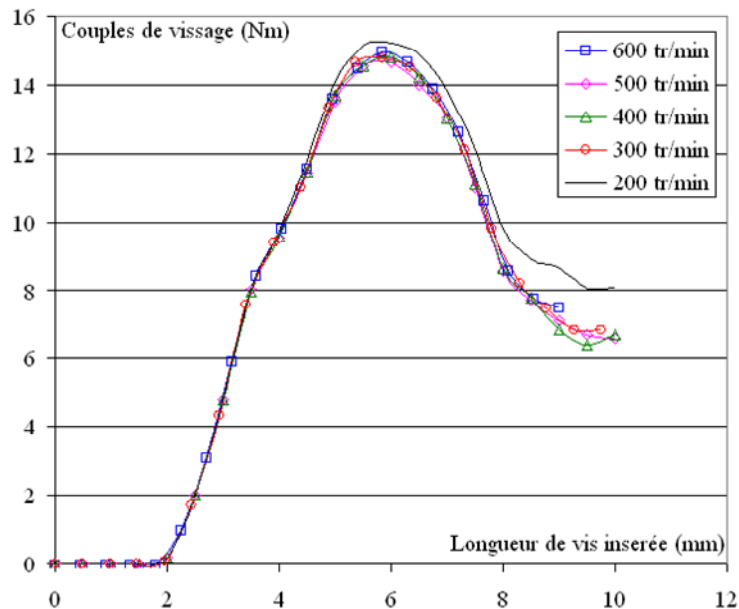


Figure 2.22 : Courbes couples de vissage en fonction de la longueur de vis insérée pour différentes vitesses de rotation.

La principale différence se situe plutôt sur la portion d'énergie de hourglass introduite dans les bilans énergétiques des différents modèles. La figure 2.23 présente la variation d'énergie de hourglass et la variation d'énergie interne en fonction de la profondeur d'insertion ainsi que le ratio entre ces deux dernières, toujours pour les modèles 1.3 et 1.5 à 1.8.

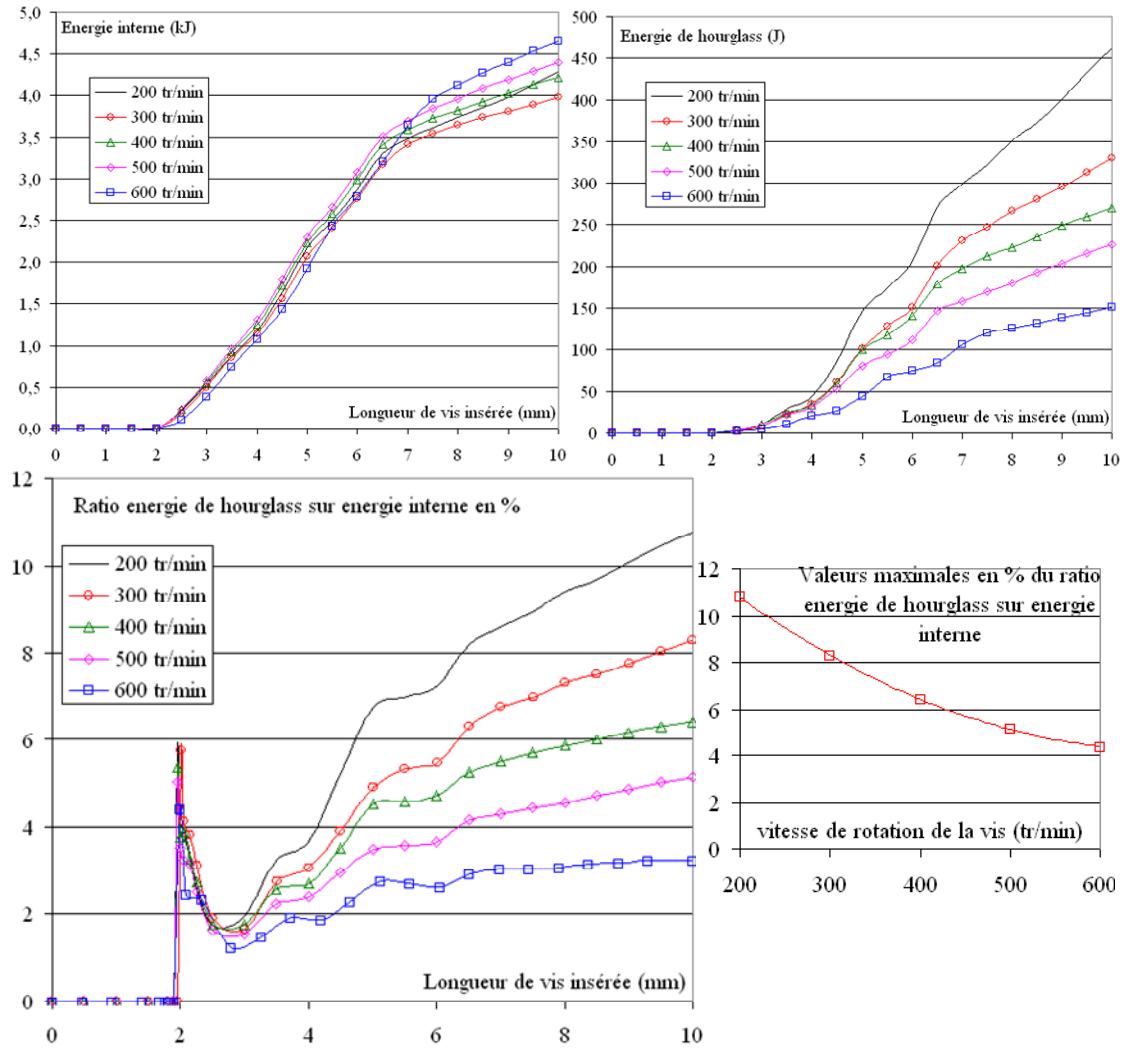


Figure 2.23 : Energie interne, énergie de hourglass et ratio énergie de hourglass sur énergie interne dans les modèles 1.3 et 1.5 à 1.8.

On constate que plus la vitesse de rotation de la vis diminue plus le ratio énergie de hourglass sur énergie interne augmente, ce qui introduit de plus en plus d'erreur dans les résultats obtenus. Aussi, si on observe en figure 2.24 la variation de l'énergie de hourglass en fonction du temps sur les modèles, on remarque que celle-ci est rapidement introduite de façon linéaire. Ainsi, plus la durée de simulation du processus de vissage sera longue, plus ABAQUS aura introduit d'énergie de hourglass conduisant à une

erreur de plus en plus importante. Sur le résultat couple de vissage calculé, l'erreur introduite de cette manière ne commence à être visible que pour la simulation à 200tr/min puisque c'est la seule courbe légèrement décrochée des autres (figure 2.22). Dans ces conditions, la phase de vissage des modèles 1.9 à 1.16 a été simulée avec une vitesse de rotation de la vis de 600tr/min puisque c'est la solution la moins coûteuse en temps CPU et celle pour laquelle l'énergie de hourglass est la plus faible.

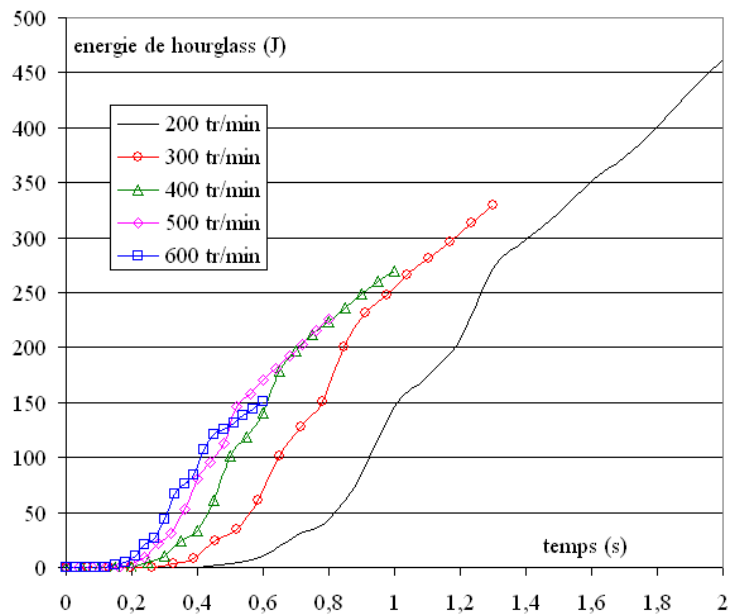


Figure 2.24 : Variation de l'énergie de hourglass en fonction du temps.

2.2.243 Influence du coefficient de frottement

Pour l'ensemble des simulations, l'énergie dissipée par frottement représente la plus grande partie de l'énergie développée par les forces extérieures, or c'est à partir de cette dernière que l'on calcule le couple de vissage instantané.

Des simulations supplémentaires ont donc été réalisées afin de tester l'influence que peut avoir le choix du coefficient de frottement dans le modèle de Coulomb sur le résultat final. A cet effet, en complément des simulations réalisées avec un coefficient de frottement de 0.1, les modèles 1.9 à 1.20 ont été développés avec des coefficients de frottement de 0.15 et 0.2, mais aussi avec un coefficient de frottement nul.

Les résultats obtenus sont présentés figure 2.25.

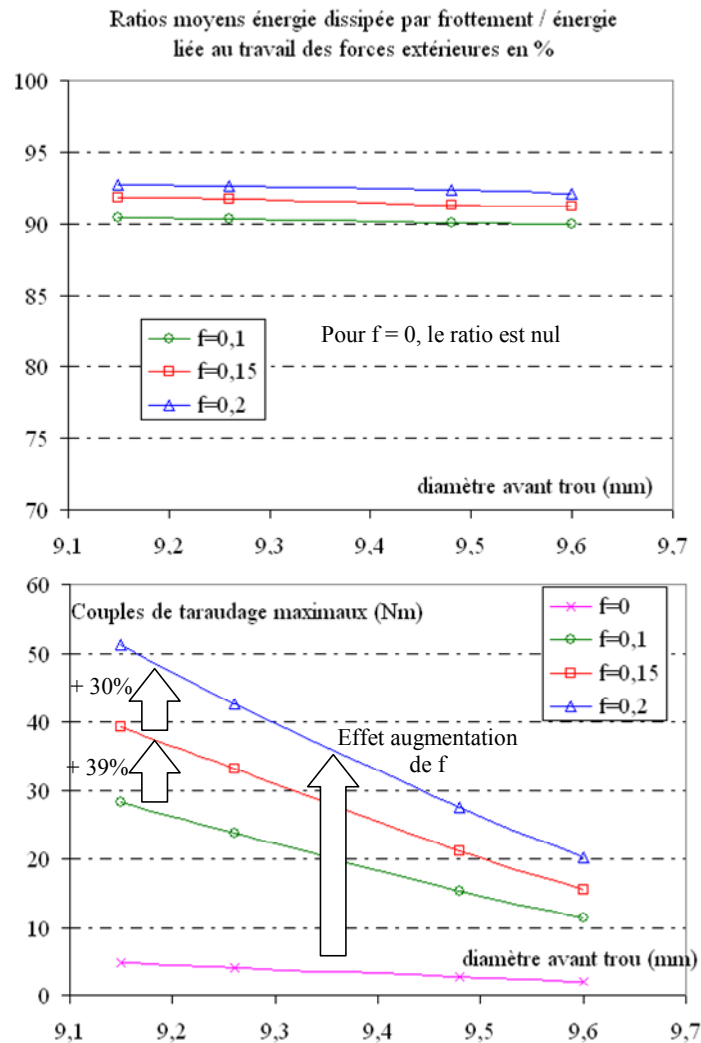


Figure 2.25 : Influence du couple de frottement sur le couple de taraudage maximal.

Tout d'abord pratiquement aucune différence n'a été constatée sur la forme des filets obtenue. Ensuite comme vu au paragraphe 2.2.241, pour un coefficient de frottement de 0.1 former un filet à partir d'un diamètre d'avant trou de 9.15mm au lieu de 9.6mm conduit à obtenir un couple maximum de vissage multiplié par 2.5 (11N.m pour 9,6mm et 28N.m pour 9,15mm). Les simulations supplémentaires permettent de constater que former un filet à partir d'un diamètre d'avant trou de 9.15mm au lieu de 9.6mm conduit toujours à un couple multiplié par 2.5 pour les cas à $f=0$, $f=0.15$ et $f=0.2$. Aussi pour un même diamètre d'avant trou, réaliser une simulation avec un coefficient de frottement de 0.15 au lieu de 0.1 conduit à augmenter de 39% le couple de vissage instantané et, de même, utiliser un coefficient de 0.2 au lieu de 0.15 conduit encore à augmenter de 30% le couple de vissage instantané. Enfin on constate que, plus le coefficient de

frottement augmente, plus la part d'énergie dissipée par frottement prend le pas sur les autres énergies du modèle. Pour $f=0.2$, elle représente pratiquement 93% en moyenne de l'énergie liée au travail des forces extérieures. Cette part importante de l'énergie dissipée par frottement est due à la géométrie de la vis autoformeuse utilisée. En effet, comme la vis autoformeuse n'est pas trilobée, la vitesse de pénétration radiale de la vis dans la tôle est négligeable devant la vitesse de rotation de la vis. La vitesse de glissement vis/pièce déformée est donc pratiquement tangentielle. D'autre part, pour une vis avec un noyau cylindrique, les surfaces de contact vis/tôle sont beaucoup plus importantes que pour une vis trilobée. Dans ces conditions, plus le coefficient de frottement augmente plus la part d'énergie dissipée par frottement prend le pas sur les autres énergies du modèle. Enfin, en observant les résultats obtenus pour $f=0$, on constate que l'énergie utile qui sert à déplacer la matière est très petite par rapport à celle dissipée par frottement.

2.2.25 Processus de serrage

Le processus de serrage est la partie finale de la simulation du procédé de vissage. Cependant, il convient de préciser que ces simulations ne sont pas complètement abouties, car compte tenu des temps de calcul et de mise au point des modèles, peu de simulations de serrage ont été réussies et donc peu d'investigations ont pu être menées. Seuls les résultats qualitatifs concernant les modèles 1.13 à 1.16 seront présentés.

On retrouve, figure 2.26, la position des différents éléments une fois la phase de formation des filets terminée, juste avant la phase de serrage. A partir de ce moment la vis, tourne à une vitesse de 30 tr/min.

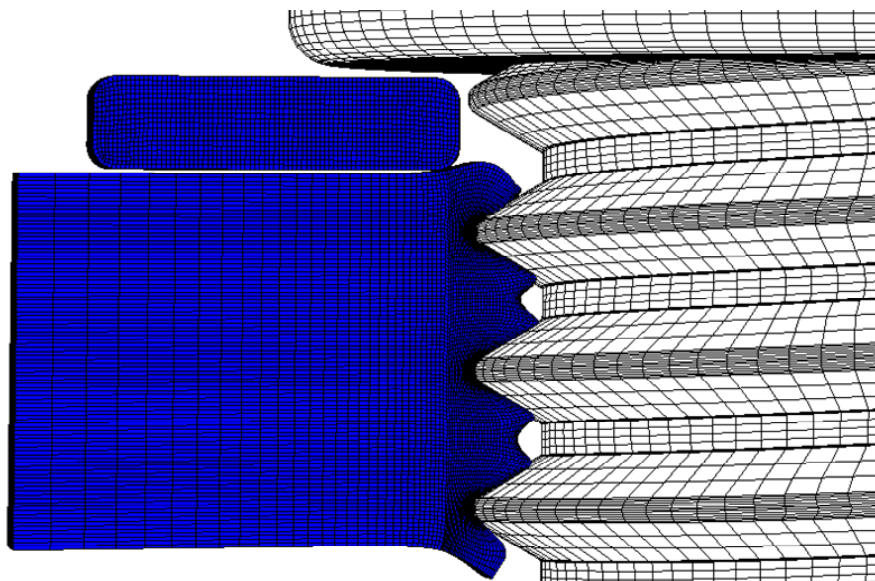


Figure 2.26 : Position des éléments avant la phase de serrage.

On peut ensuite, à partir de la configuration de la figure 2.26, découper la phase de serrage en plusieurs étapes présentées figure 2.27. Tout d'abord, à l'étape 1 la vis arrive en contact avec la tôle supérieure puis la vis qui continue son avance va amener la tôle supérieure en contact avec la pièce inférieure à l'étape 2. A partir de ce moment, le serrage et la mise en précharge s'amorcent, la surface inférieure de la tôle supérieure va ainsi être mise, petit à petit, en contact avec la face supérieure jusqu'à l'étape 4 où elle est intégralement en contact. A l'étape 5 la tôle commence à décoller sous l'action de la compression de la vis. A l'étape 6 le serrage est terminé.

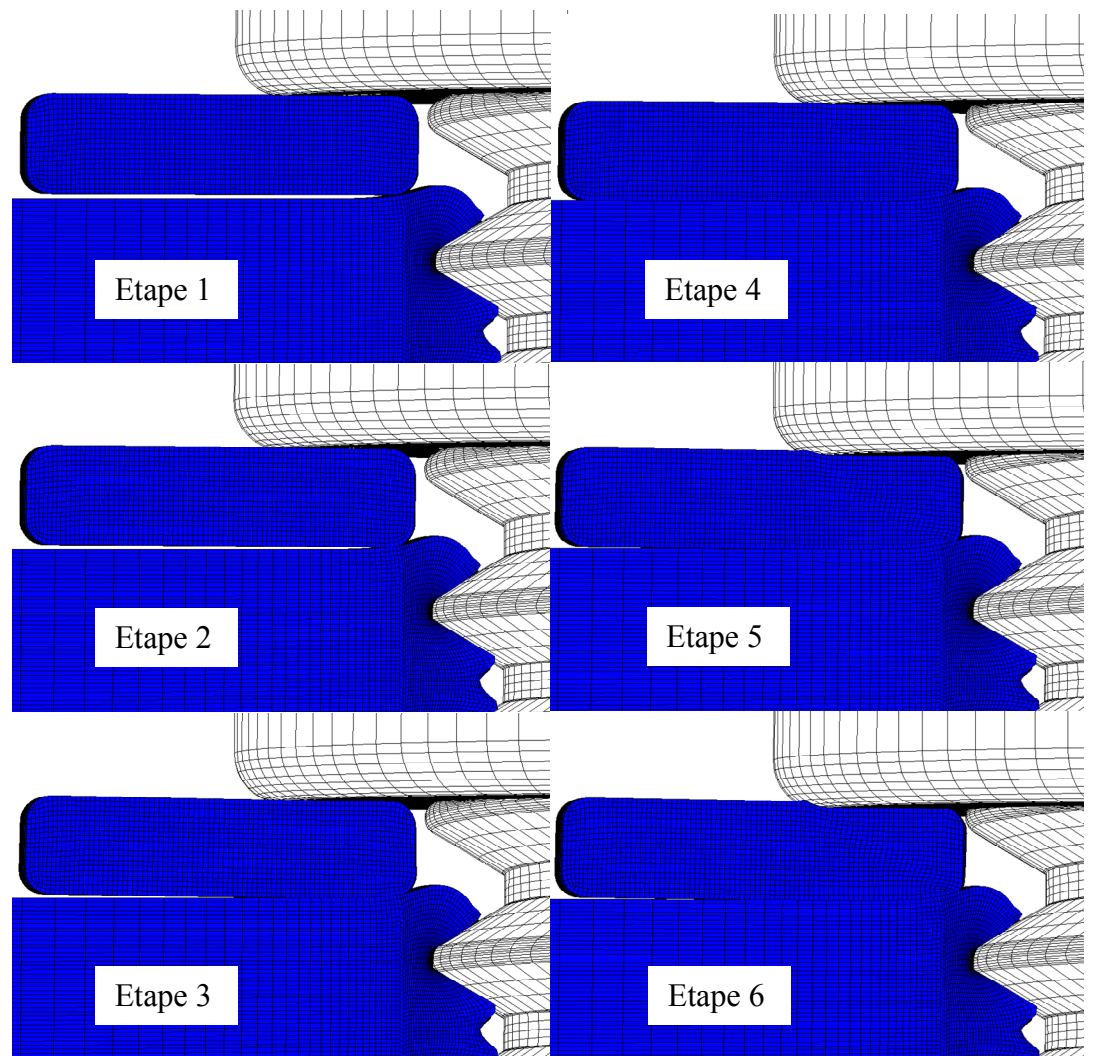


Figure 2.27 : Etapes successives lors de la phase de serrage.

Ainsi à l'étape 6 on obtient un état de précontrainte présenté figure 2.28. On retrouve bien, dans la pièce inférieure, une allure de la répar-

tition des contraintes au sein de l'assemblage. La zone comprimée, dans la tôle inférieure, montre que le premier filet en prise est le filet le plus chargé, comme dans le cas d'un écrou [GUI_07].

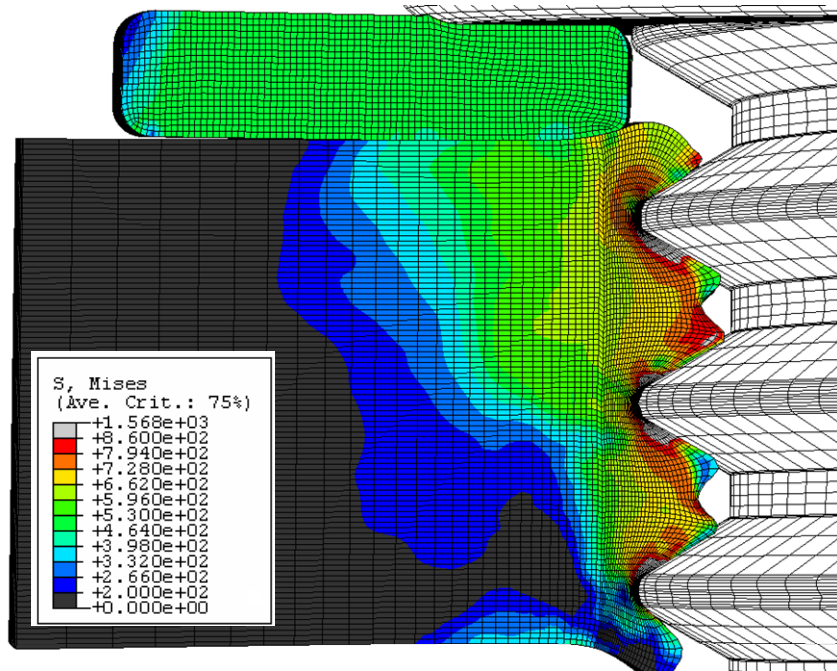


Figure 2.28 : Iso contraintes de Von Mises à l'étape 6 (fin de serrage).

Il est important de préciser que les résultats obtenus ne peuvent pas être jugés totalement satisfaisants et exploitables avec une vis modélisée en corps rigide. En effet, différents auteurs [GUI_07], [MAS_94], [ZAD_01], ont montré que modéliser la tête de vis en élément indéformable conduisait à des résultats de précontrainte erronés. En effet, la raideur de la tige de la vis est un élément important qui doit être pris en compte lors de la phase de mise en précharge. Dans ces conditions, il faudrait modéliser la vis en corps déformable et compte tenu des moyens informatiques à notre disposition, il est impossible, pour l'instant, d'améliorer cette modélisation du serrage. Dans ce contexte, il a donc été décidé de ne pas poursuivre ces investigations. Ainsi, tous les modèles suivants ne porteront que sur la simulation du processus de formage des filets.

2.2.3 Modèle tôle épaisse 2

Le modèle tôle épaisse 2 a été développé pour des vis M8 avec une définition des conditions géométriques et matériau de la pièce déformée la plus proche possible des conditions expérimentales. Compte tenu des remarques du paragraphe 2.2.25, seule la partie formation des filets par refoulement de

matière a été réalisée. Enfin, comme le modèle tôle épaisse 2 possède beaucoup de similitudes avec le modèle tôle épaisse 1 présenté précédemment, seuls les éléments de modélisation différents seront exposés dans les paragraphes suivants.

2.2.31 Géométrie de l'assemblage

La figure 2.12, présentée paragraphe 2.2.11, reste valable pour ce modèle à deux exceptions près ; la tôle supérieure est supprimée et la tôle inférieure est légèrement modifiée avec une épaisseur de 5mm au lieu de 4mm précédemment. Les valeurs de d_0 choisies sont celles adaptées à une vis autoformeuse M8.

2.2.32 Lois de comportement

La loi de comportement utilisée pour ce modèle est une loi élastoplastique présentée figure 2.29 avec un écrouissage isotrope, la contrainte σ_y est calculée en fonction de la déformation ϵ . Les simulations sont toujours réalisées dans des conditions isothermes.

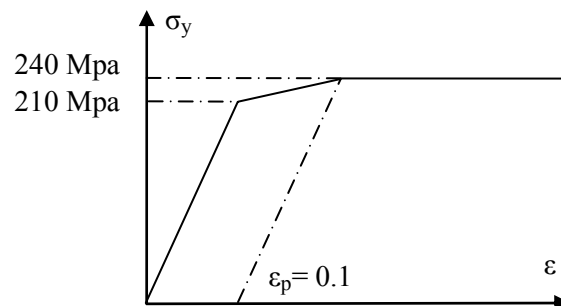


Figure 2.29 : Loi de comportement du modèle tôle épaisse 2.

2.2.33 Liste des modèles traités et temps CPU associés

Huit modèles ont été développés, quatre diamètres d'avant trou, 7.4mm, 7.5mm, 7.6mm et 7.7mm et quatre coefficients de frottement ont été testés (0.06, 0.1, 0.15, 0.2). Enfin, une simulation supplémentaire a été réalisée avec une vitesse de rotation de 300 tr/min, pour vérifier la non influence de cette dernière sur les résultats observés. Concernant les temps CPU, on remarque que les modèles restent sur des temps de calcul encore bien trop élevés pour permettre de réaliser un plan d'expériences numériques.

Numéro du modèle	Diamètre d'avant trou d_0	Coefficient de frottement f	Vitesse de rotation N de la vis 1 pas par tour	Temps CPU
2.1	7.4mm	$f=0.1$	$N=600$ tr/min, 1 pas par tour	# 132 h
2.2	7.5mm	$f=0.1$	$N=600$ tr/min, 1 pas par tour	# 105 h
2.3	7.6mm	$f=0.1$	$N=600$ tr/min, 1 pas par tour	# 89 h
2.4	7.7mm	$f=0.1$	$N=600$ tr/min, 1 pas par tour	# 64 h
2.5	7.6mm	$f=0.06$	$N=600$ tr/min, 1 pas par tour	# 89 h
2.6	7.6mm	$f=0.15$	$N=600$ tr/min, 1 pas par tour	# 89 h
2.7	7.6mm	$f=0.2$	$N=600$ tr/min, 1 pas par tour	# 89 h
2.8	7.6mm	$f=0.1$	$N=300$ tr/min, 1 pas par tour	# 172 h

Tableau 2.4 : Liste des modèles réalisés et temps de calcul associés.

2.2.4 Résultats modèle tôle épaisse 2

Les seuls résultats, retenus et observés en sortie, sont les couples de taraudage maximaux obtenus lors de la formation des filets et les formes finales de filets.

2.2.41 Influence du diamètre d'avant trou

On retrouve figure 2.30 l'effet du diamètre d'avant trou déjà constaté paragraphe 2.2.241 pour les modèles 2.1 à 2.4. Le tableau 2.5 donne les hauteurs de filets formés H^* évaluées.

d_0 (mm)	H (mm)	Pas (mm)	H^*
7.4	0.541	1.25	0.433
7.5	0.448	1.25	0.358
7.6	0.371	1.25	0.296
7.7	0.293	1.25	0.234

Tableau 2.5 : Hauteurs de filet formé H^* pour le modèle tôle épaisse 2.

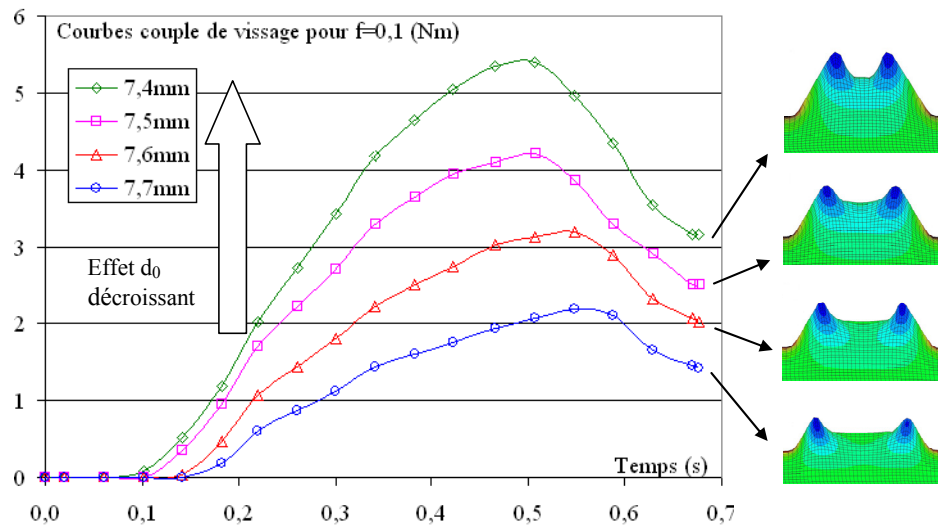


Figure 2.30 : Influence du diamètre d'avant trou sur le couple de vissage et sur la forme finale des filets pour les modèle 2.1 à 2.4.

Pour un coefficient de frottement de 0,1, il faut fournir un couple maximal de 2,2N.m pour former des filets avec un diamètre d'avant trou de 7,7mm alors qu'il faut un couple de 5,5N.m pour un diamètre de 7,4mm. Ainsi former un filet à partir d'un diamètre d'avant trou de 7,4 mm au lieu de 7,7mm conduit à augmenter de 250% le couple maximal à fournir pour mener à bien l'opération. Toutefois, le filet ne peut être considéré comme suffisamment formé qu'à partir de 7,4mm, ce qui met bien en évidence un des problèmes majeurs de la mise en œuvre de cette technique, la tolérance sur le diamètre d'avant trou (figure 2.30). Nous constatons aussi que, pour le même diamètre d'avant trou, la forme des filets obtenue ainsi que le couple maximal de vissage sont les mêmes pour les simulations réalisées à 300tr/min et 600tr/min.

2.2.42 Influence du coefficient de frottement

On montre, figure 2.31, l'effet du coefficient de frottement sur la courbe du couple de vissage en fonction du temps pour le même diamètre d'avant trou. Ainsi pour un coefficient de frottement de 0,06, il faut fournir un couple de taraudage maximal de 2,2N.m pour former les filets alors qu'il faut un couple de 5,4N.m pour un coefficient de frottement de 0,2. Soit une augmentation de 245% sur la valeur maximale du couple de taraudage. Aussi, on ne constate pas de modification significative de la forme des filets.

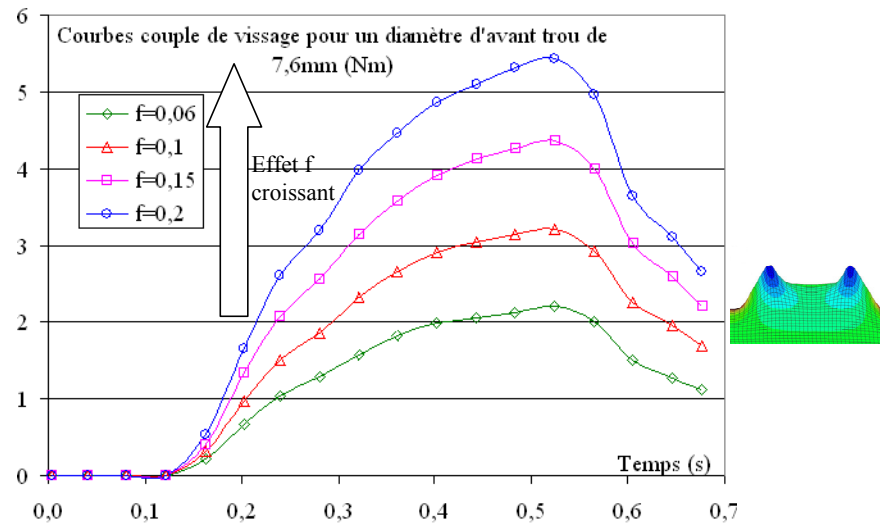


Figure 2.31 : Influence du coefficient de frottement sur le couple de vissage.

2.3 Modèle trou non débouchant

Le modèle trou non débouchant est le même que le modèle tôle épaisse 2. La seule différence se situe au niveau de la pièce inférieure de l'assemblage ; cette dernière a une épaisseur suffisamment importante pour que la vis ne débouche pas lors de la simulation.

2.3.1 Liste des modèles et temps CPU associés

Quatre modèles avec un coefficient de frottement de 0.1 ont été développés pour quatre diamètres d'avant trou différents, 7.4mm, 7.5mm, 7.6mm et 7.7mm. Les temps CPU sont encore plus importants que ceux précédemment obtenus, compte tenu du nombre plus important de filets à former.

Numéro du modèle	Diamètre d'avant trou d_0	Coefficient de frottement f	Vitesse de rotation N de la vis	Temps CPU
3.1	7.4mm	$f=0.1$	$N=600$ tr/min, 1 pas par tour	# 302 h
3.2	7.5mm	$f=0.1$	$N=600$ tr/min, 1 pas par tour	# 254 h
3.3	7.6mm	$f=0.1$	$N=600$ tr/min, 1 pas par tour	# 222 h
3.4	7.7mm	$f=0.1$	$N=600$ tr/min, 1 pas par tour	# 205 h

Tableau 2.6 : Liste des modèles et temps de calcul associés.

2.3.2 Résultats du modèle trou non débouchant

Les seuls résultats retenus et observés sont les couples de taraudage maximaux et les formes de filets obtenues.

2.3.2.1 Description du cycle de vissage dans le cas du trou non débouchant

La figure 2.32 présente une comparaison entre les simulations éléments finis 2.4 et 3.4. Ces deux modèles permettent de visualiser et d'expliquer, pour un même diamètre d'avant trou, l'effet du trou non débouchant sur l'évolution du couple de vissage.

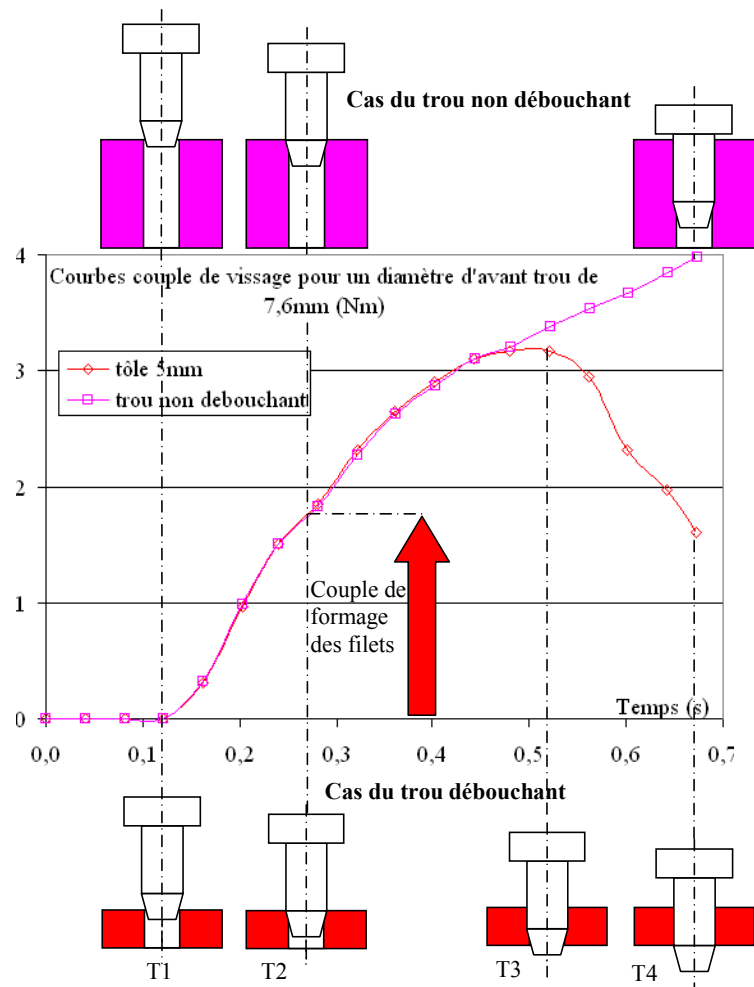


Figure 2.32 : Courbes couple de vissage en fonction du temps dans le cas d'un trou débouchant et d'un trou non débouchant.

Les différentes étapes représentées figure 2.32 ont déjà été décrites en 1.2.4 dans le cas du trou non débouchant.

Si nous observons la courbe couple de vissage du trou non débouchant, la première partie de la courbe reste identique à celle d'un trou débouchant. Cependant, comme la zone de la vis utile à la formation des filets ne peut pas déboucher, le pic en T3 disparaît. A la place le couple de vissage continue de progresser de façon quasi linéaire car le couple de frottement dans les filets augmente proportionnellement à la longueur en prise de la vis.

2.3.22 Influence du diamètre d'avant trou

La figure 2.33 présente l'influence du diamètre d'avant trou sur le couple de vissage. On retrouve logiquement sur ce graphe, une augmentation des couples nécessaires pour mener à bien l'opération de vissage lorsque l'on a une réduction du diamètre nominal d'avant trou déjà constatée pour les modèles tôle épaisse. Mais dans ce cas, le couple de taraudage est fortement dépendant du couple de retour élastique et croît proportionnellement à la profondeur de taraudage. Dans ces conditions, le choix du bon diamètre d'avant trou pour ce type d'assemblage est toujours le critère déterminant, mais comme nous le verrons par la suite, du fait de sa valeur plus élevée, il est bien plus contraignant dans le processus de mise en précontrainte de l'assemblage .

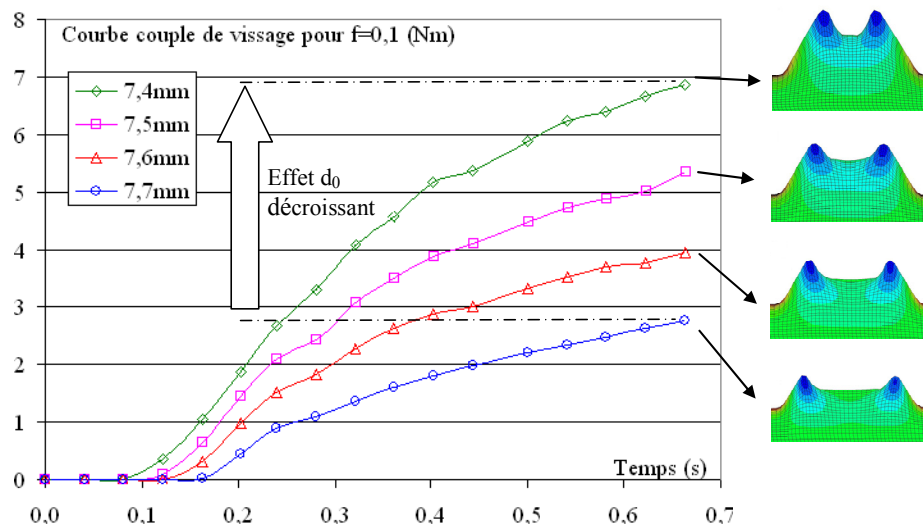


Figure 2.33 : Influence du diamètre d'avant trou sur le couple de vissage et sur la forme finale des filets pour les modèle 3.1 à 3.4.

2.4 Conclusion

Compte tenu des moyens informatiques à notre disposition et des temps de calculs obtenus, il est difficile de mettre en œuvre des modèles pertinents et suffisamment nombreux pour construire une méthode de prédimensionnement basée sur des plans d'expériences numériques.

Toutefois les simulations présentées traitant des cas de trous débouchants ou non débouchants, montrent la faisabilité de modèles qui pourraient être activés facilement avec des moyens informatiques plus puissants. D'autre part, elles permettent de bien comprendre les processus complexe de formation des filets que l'on peut décrire de la manière suivante :

Le matériau s'écoule, pratiquement à volume constant, sous l'action de la vis, depuis les zones situées à des diamètres supérieurs à celui de l'avant trou, vers des zones situées à des diamètres inférieurs. Le diamètre d'avant trou disparaît une fois les filets formés.

La nature du matériau, le diamètre d'avant trou et le coefficient de frottement entre la pièce déformée et la vis autoformeuse sont autant de paramètres qui, contrairement à la vitesse de rotation de la vis, agissent directement sur le couple de taraudage et la forme finale des filets. Il en résulte, qu'il est nécessaire de s'orienter vers un compromis entre un diamètre d'avant trou maximal à ne pas dépasser, pour que les filets aient des caractéristiques mécaniques suffisantes pour la transmission des efforts et un diamètre d'avant trou minimal, pour lequel la valeur du couple de taraudage reste admissible. De même il faudra dans la mesure du possible choisir des couples de matériaux et des revêtements conduisant à des coefficients de frottement les plus faibles possibles.

Dans ce contexte la mise en place de modèles de calcul construits à partir de résultats expérimentaux reste la solution la plus efficace. Ces résultats expérimentaux, ainsi que les modèles de prédimensionnement qui en sont issus sont présentés dans les chapitres suivants.

3 Etude expérimentale du processus de taraudage par vis autoformeuse

3.1 Introduction

- 3.1.1 Analyse séquentielle de la démarche expérimentale mise en place
- 3.1.2 Vis autoformeuses utilisées
- 3.1.3 Présentation générale du banc d'essais
- 3.1.4 Eprouvettes d'essais
- 3.1.5 Etalonnage des moyens de mesure

3.2 Etude de sensibilité sur le processus de taraudage

- 3.2.1 Choix des variables influentes
- 3.2.2 Plan d'expérience
- 3.2.3 Fabrication des éprouvettes d'essais
- 3.2.4 Protocole opératoire
- 3.2.5 Traitement et analyse des résultats
- 3.2.51 *Description d'un cycle de vissage expérimental*
- 3.2.52 *Résultats et incertitudes de mesures*
- 3.2.53 *Paramètres influents*
- 3.2.6 Conclusion

3.3 Etude expérimentale sur tôle épaisse

- 3.3.1 Choix des variables influentes
- 3.3.11 *Analyses micrographiques*
- 3.3.12 *Essais de résistance mécanique des filets formés*
- 3.3.13 *Limites élastiques et limites à la rupture des tôles testées*
- 3.3.2 Traitement et analyse des résultats
- 3.3.21 *Incertitudes de mesures*
- 3.3.22 *Aptitude au taraudage et couples de taraudage*
- 3.3.23 *Résistance mécanique des filets formés*
- 3.3.24 *Couple de retour élastique*
- 3.3.25 *Recommandations pour la mise en œuvre de vis autoformeuses sur tôle épaisse*
- 3.3.3 Modèles de calculs issus des plans d'expériences sur tôle épaisse
- 3.3.31 *Calcul de couple de taraudage maximal*
- 3.3.32 *Détermination de la géométrie des filets formés par vis autoformeuse*
 - 3.3.321 *Modèle et calcul de V1*
 - 3.3.322 *Modèle et calcul de V2*
 - 3.3.323 *Résultats obtenus et validation expérimentale*
- 3.3.33 *Calcul de couple de retour élastique*
- 3.3.34 *Calcul des charges d'arrachement des filets*
 - 3.3.341 *Définition de l'assemblage cylindrique équivalent*
 - 3.3.342 *Calcul du diamètre intérieur des filets formés*
 - 3.3.343 *Calcul du diamètre sur flanc*
 - 3.3.344 *Calcul des surfaces des sections cisailées*
 - 3.3.345 *Calcul de la charge d'arrachement des filets de la vis*
 - 3.3.346 *Calcul de la charge d'arrachement des filets de l'écrou*
 - 3.3.347 *Résultats obtenus et validation expérimentale*

3.4 Etude de cas d'assemblage RENAULT

- 3.4.1 Cas des collets
- 3.4.2 Cas des écrous lisses

3.4.3 Cas des trous non débouchants

3.4.31 *Description du cycle de vissage expérimental*

3.4.32 *Couples de taraudage*

3.4.33 *Calcul de couple de taraudage maximal*

3.5 Conclusion

3.1 Introduction

Les essais expérimentaux sont un moyen efficace pour appréhender les phénomènes physiques dans un processus ou pour développer des modèles empiriques. Ils permettent de montrer la pertinence de certaines hypothèses simplificatrices avancées ou de justifier des modélisations proposées. Enfin, malgré les performances des codes éléments finis et des méthodes analytiques, les essais expérimentaux restent souvent le seul moyen de validation des résultats obtenus. Dans le cadre de nos travaux, compte tenu du nombre de paramètres à tester et des temps de calcul des simulations numériques, les essais expérimentaux s'avèrent être aussi, la solution la moins coûteuse.

Cette partie a pour objectif de présenter la méthode de travail mise en œuvre et de dégager les principaux résultats obtenus à l'issue de plus de 650 cas d'essais réalisés. Cette campagne expérimentale s'est déroulée en plusieurs étapes. Tout d'abord, une étude de sensibilité sur le processus de formation des filets par refoulement de matière a été réalisée. Cette partie permet d'identifier et de dégager un certain nombre de paramètres principaux qui interviennent dans ce processus, mais aussi, de mesurer leur influence sur les grandeurs caractéristiques principales que sont le couple de taraudage et la forme finale des filets. Cette étude de sensibilité a permis de conduire une étude expérimentale plus approfondie sur tôle épaisse, puis de réaliser les essais de validation, sur des assemblages types demandés par RENAULT. L'ensemble de ces essais a permis de définir des recommandations d'utilisation des vis autoformeuses dans plusieurs cas d'assemblage.

3.1.1 Analyse séquentielle de la démarche expérimentale mise en place

La figure 3.1 présente la méthodologie générale retenue, pour l'ensemble des essais expérimentaux présentés dans ces travaux. Cette démarche s'inspire de la méthode présentée dans l'ouvrage de BALEO [BAL_03].

Elle se découpe en trois grandes étapes, une phase de conception de l'expérience, une phase de réalisation puis une phase d'exploitation des résultats obtenus.

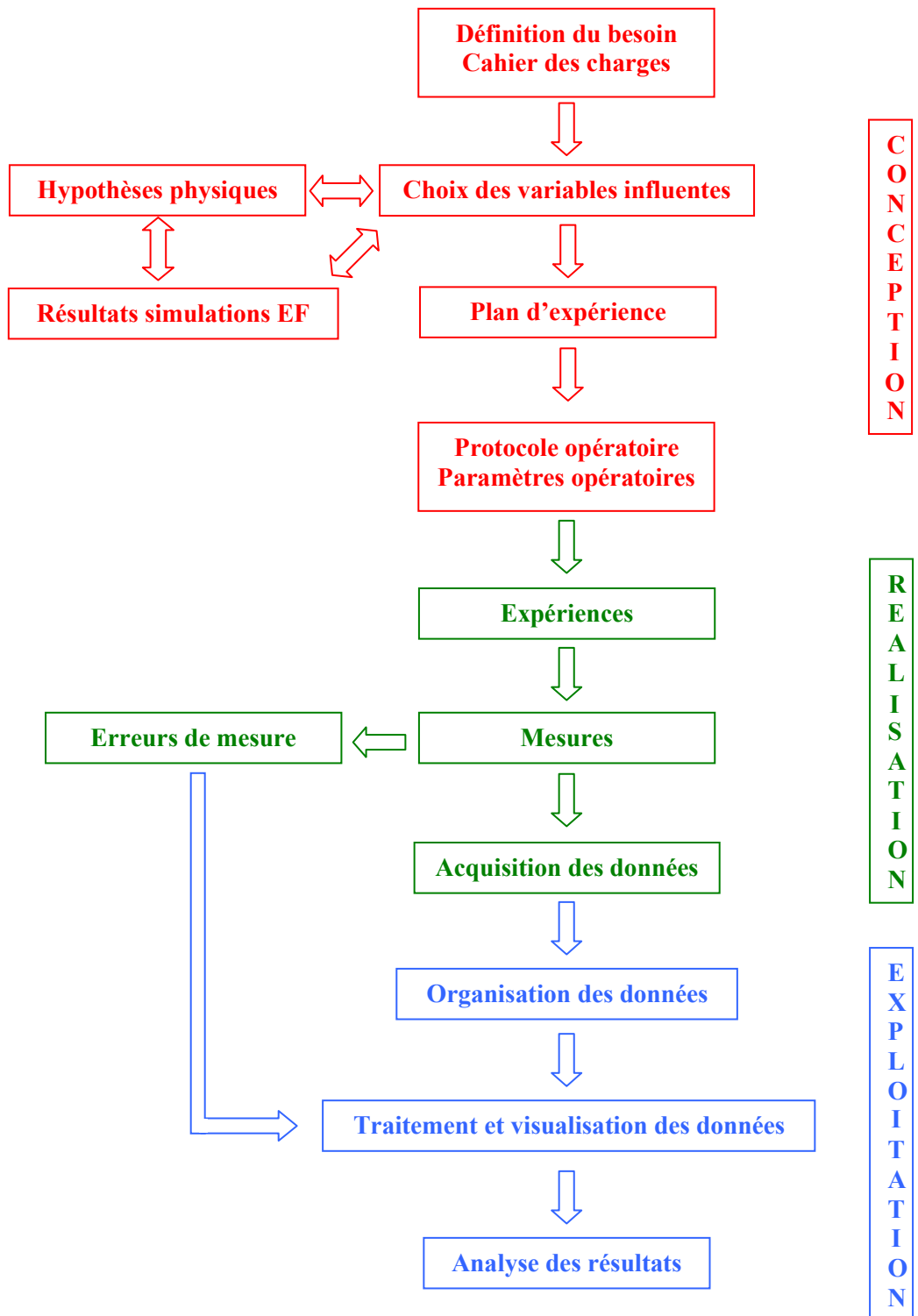


Figure 3.1 : Représentation séquentielle de la démarche expérimentale générale utilisée.

Lors de la phase de conception, la première partie du travail consiste à partir du cahier des charges et des objectifs d'étude à choisir les variables influentes sur le processus étudié. Toutes les connaissances physiques sur le système, ainsi que les résultats des simulations quand ils existent, sont utilisés pour bien définir le choix des variables influentes. Les plans d'expériences ainsi que les protocoles et paramètres opératoires associés sont ensuite mis au point.

La deuxième étape correspond à la réalisation des expériences. On y retrouve la phase de manipulation, de mesures, d'acquisition des données. Il faut aussi inclure dans cette partie, le traitement du signal ainsi que le contrôle et la commande de l'expérience.

Enfin, la dernière partie du travail, consiste à exploiter correctement les données issues de la phase de réalisation. Elles y sont organisées et traitées avec des outils descriptifs classiques. Les résultats obtenus permettent au final de mettre en œuvre des modèles analytiques simples destinés à un usage industriel.

3.1.2 Vis autoformeuses utilisées

Tous les essais ont été réalisés avec trois vis autoformeuses différentes fournies par RENAULT. Ces trois éléments, présentés figure 3.2, sont toutes des vis M8x1.25 sans chrome 6 qui génèrent un filetage métrique M8 ISO. Pour des raisons de confidentialité, elles seront référencées dans ce rapport avec les chiffres n°1 et n°2 et n°3 à la place de leur numéro PIE qui correspond à leur immatriculation chez RENAULT.

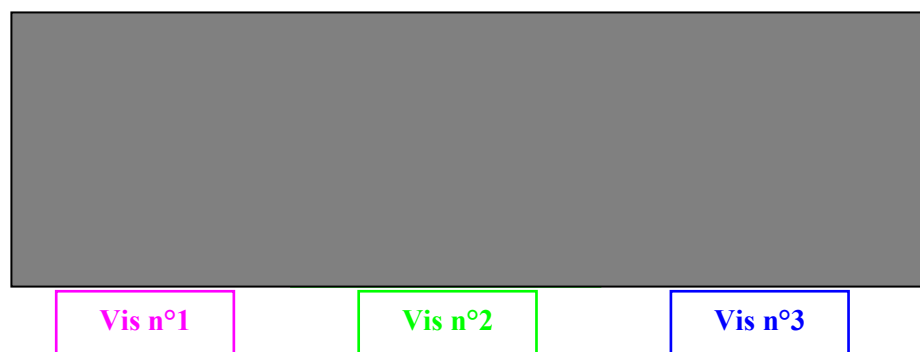
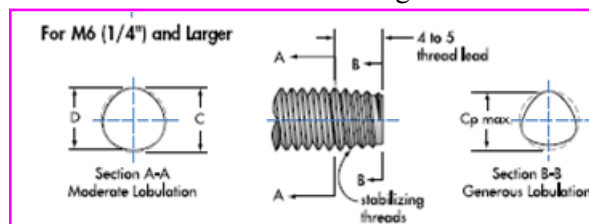


Figure 3.2 : Vis autoformeuses utilisées.

A ce stade, il convient de rappeler la première grosse difficulté rencontrée. La géométrie de ces vis ne fait l'objet d'aucune normalisation, ceci pour les deux raisons suivantes ; d'une part la forme de l'extrémité, la forme des lobes et leur nombre sont encore souvent protégés par des brevets, d'autre part il n'y a pas eu d'étude identifiée sur l'optimisation de ces éléments permettant de fixer, par des règles admises par tous, la forme de ces produits. Ainsi, ces trois vis ne possèdent pas la même géométrie. Leurs dessins de définition sont donnés en annexe n°1 et sont issus des bureaux d'études de RENAULT.

Concernant la zone utile au formage des filets, les vis n°1 et n°3 possèdent une extrémité conique avec un filet partiel alors que la vis n°2 possède une forme d'extrémité sphéro-conique avec un filet entier (figure 3.3). Les trois vis possèdent un noyau trilobé sur toute la longueur filetée et la seule différence visible constatée entre les vis n°1 et n°3 est la longueur totale de la zone filetée.

Forme de la zone utile au formage des vis n°1 et n°3



Forme de la zone utile au formage de la vis n°2

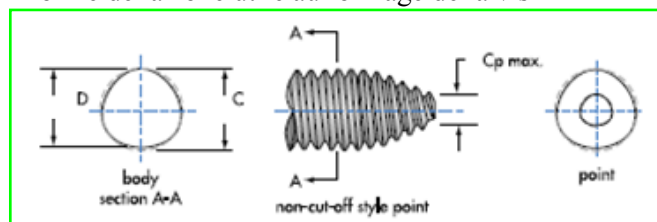


Figure 3.3 : Géométrie des zones utiles au formage des filets [AGT_08].

Il faut préciser, que chaque vis autoformeuse ne sera utilisée qu'une seule fois lors d'un essai de taraudage ou de serrage.

3.1.3 Présentation générale du banc d'essais

Le banc d'essais utilisé pour les essais de taraudage a été conçu et fabriqué pour ces travaux au LGMT, il est présenté figure 3.4.

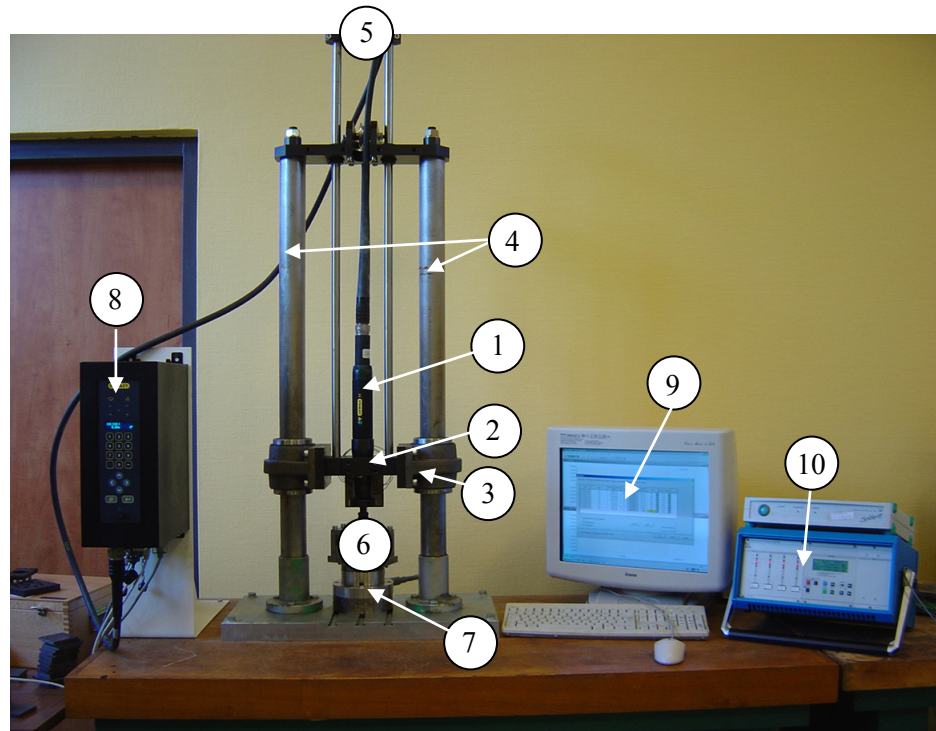


Figure 3.4 : Banc d'essais pour l'étude expérimentale de la formation des filets par vis autoformeuse.

On retrouve, sur ce banc, en partie opérative une visseuse électrique industrielle (1) de la marque STANLEY montée en liaison complète sur un chariot (2). Ce chariot est en liaison glissière par rapport au bâti (0) grâce à deux paliers à billes (3) glissant sur deux colonnes verticales (4). L'ensemble mobile, constitué du chariot et de la visseuse, est équilibré grâce à un système de contrepoids. Sur les chaînes d'assemblage les visseuses sont généralement utilisées par des opérateurs humains, ainsi cette solution technologique permet, en jouant sur les masses embarquées dans la zone (5), de simuler et de contrôler l'effort presseur que peut exercer un opérateur lors d'un vissage. Les essais sont réalisés dans des éprouvettes centrées et bridées dans un montage dédié (6), fixé sur une platine dynamométrique KISTLER (7) qui permet de mesurer le couple de vissage et l'effort axial tout le long d'un essai. Les éprouvettes possèdent un trou lisse dans lequel une vis autoformeuse viendra former par refoulement de matière ses filets. Enfin, l'ensemble (6) (7) est positionné de telle sorte que l'axe de définition du trou lisse des éprouvettes soit placé avec un défaut de coaxialité le plus faible possible par rapport à l'axe de rotation de la visseuse.

On retrouve en partie commande un contrôleur alpha, asservi couple et angle de marque STANLEY (8), relié à un micro-ordinateur (9). L'ensemble permet de définir différentes stratégies de vissage et peut aussi

autoriser l'enchaînement de séquences dans un même programme comme, par exemple, un cycle vissage/dévissage/serrage final. L'ordinateur et le conditionneur (10) sont utilisés pour l'acquisition des mesures obtenues sur la platine dynamométrique.

3.1.4 Eprouvettes d'essais

A l'heure actuelle, les vis autoformeuses sont utilisées dans quatre grandes familles d'assemblage sur les chaînes d'assemblage de Renault : les tôles épaisses, les trous non débouchants, les tôles à collets et les écrous lisses soudés. Ces quatre types d'assemblage sont présentés schématiquement figure 3.5.

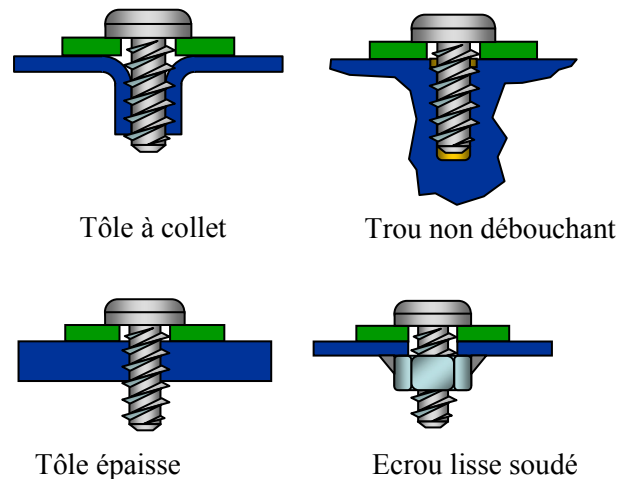


Figure 3.5 : Quatre grandes familles d'assemblage.

Dans ce contexte, le montage dédié introduit paragraphe 3.2.1 et agrandi figure 3.6 a été conçu pour recevoir des épreuves issues de ces 4 grandes familles d'assemblage. Dans ce montage la pièce bridée doit être de section carrée de 60mm sur 60mm. Par contre, son épaisseur et sa longueur peuvent prendre des dimensions variables.

Pour les tôles épaisses, les trous non débouchants, ainsi que les tôles à collets, la mise en position des épreuves sur ce montage se fait par appui plan prépondérant combiné à une liaison linéaire rectiligne et à un appui ponctuel réalisé par un élément fileté. Le bridage se fait à l'aide d'un chapeau vissé, une fois la pièce positionnée. Dans le cas des écrous soudés, l'écrou est monté seul dans une pièce intermédiaire supplémentaire réalisée par électroérosion, cette pièce vient ensuite se rapporter dans le montage. Différentes vues de ce montage sont présentées en annexe n°2.

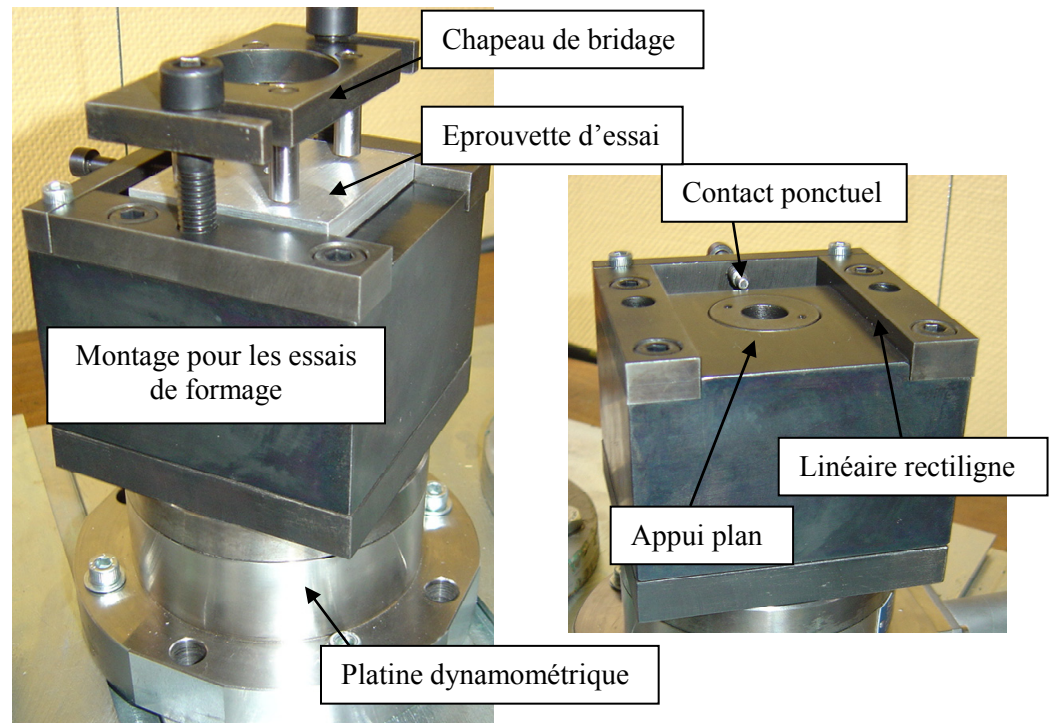


Figure 3.6 : Montage spécial pour les essais de formage.

3.1.5 Etalonnage des moyens de mesure

Afin de s'assurer de la précision des mesures qui vont être effectuées, il est tout d'abord nécessaire de vérifier la précision de la mesure de la platine dynamométrique. La platine KISTLER utilisée est un dynamomètre à quartz à quatre composantes qui permet de mesurer un couple M_z et les trois composantes d'une force F_x , F_y et F_z .

Des tests ont été réalisés afin de comparer les résultats obtenus, entre la mesure du couple M_z issue de la platine KISTLER et celle du capteur de couple intégré dans la visseuse STANLEY. Ce test se compose d'une série de 30 essais de serrage, à un couple cible de 24.8Nm pour une vitesse de rotation de 360tr/min, dans la même pièce bridée dans le montage présenté paragraphe 3.1.4. La figure 3.7 présente les résultats obtenus, on y retrouve la valeur affichée sur le contrôleur en fin de serrage, qui correspond à la valeur du couple mesurée par le capteur de couple de la visseuse, ainsi que la valeur maximale mesurée par la platine dynamométrique. Sur ce composant, les mesures sont effectuées avec un échantillonnage de 100 soit une mesure toutes les 0.01 secondes. On peut constater que les mesures obtenues par la visseuse et le capteur Kistler sont très proches.

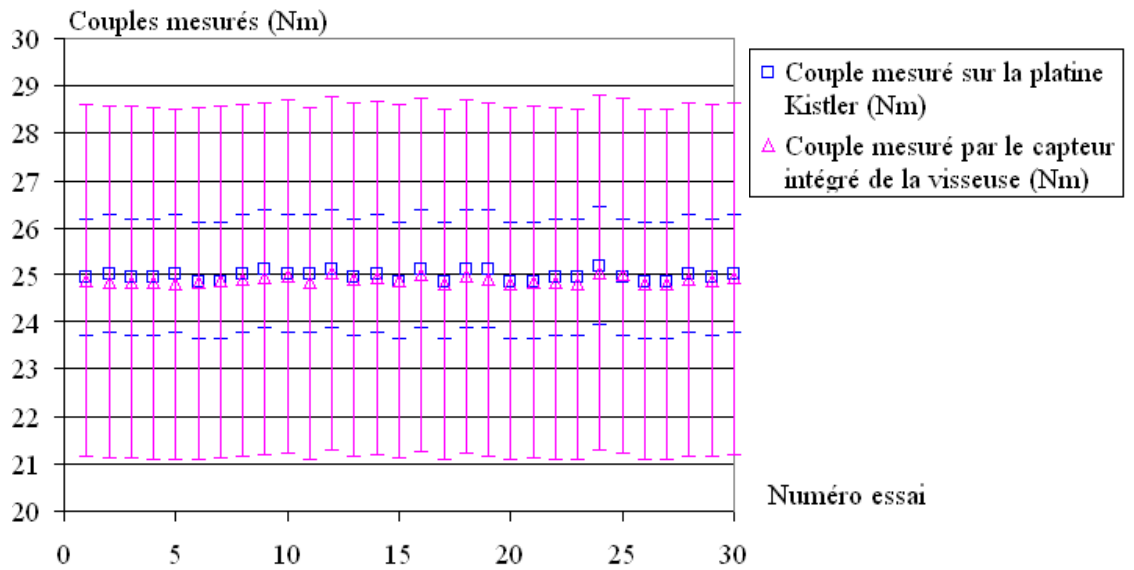


Figure 3.7 : Comparaison des couples obtenus par la platine dynamométrique et le capteur de couple sur la visseuse.

Concernant la précision des deux capteurs, l'ordre de grandeur moyen des dispersions de couples obtenues en fabrication pour une visseuse rotative avec étalonnage traditionnel est de $\pm 15\%$. La précision de la mesure sur la platine dynamométrique sur son certificat d'étalonnage est de $\pm 5\%$. Les incertitudes de mesure retenues pour les deux moyens de mesure sont donc $\pm 15\%$ sur la visseuse et de $\pm 5\%$ pour l'ensemble des essais.

3.2 Etude de sensibilité sur le processus de taraudage

Cette première campagne d'essais a été réalisée sur tôle épaisse, dans le but de répondre à plusieurs objectifs.

Tout d'abord, elle a permis de valider et d'affiner la méthode générale de travail finale, présentée paragraphe 3.1.1.

Elle a aussi permis, de tester les différents moyens expérimentaux utilisés et ce dans des conditions de répétitivité importante, afin d'éprouver la fiabilité du dispositif expérimental.

Ces essais ont aussi permis de mettre en place une répétition des gestes, afin de réduire au maximum les erreurs liées à l'opérateur sur toutes les campagnes d'essais suivantes.

Une étude de sensibilité, avec plusieurs variables, a été réalisée uniquement dans cette campagne afin de dégager les paramètres les plus pertinents pour les essais suivants. Enfin il faut préciser, que l'intégralité du travail dans cette partie expérimentale a été réalisée par le même opéra-

teur, y compris la fabrication des éprouvettes, ce qui permet encore de réduire les erreurs liées à l'opérateur.

3.2.1 Choix des variables influentes

Tous les essais ont été réalisés avec la vis n°2, cinq paramètres ont été définis comme des variables pour ces essais. On y retrouve trois paramètres propres à l'éprouvette d'essai, à savoir, le diamètre d'avant trou (d_0), la nature du matériau (M) et l'épaisseur de la tôle (E_p) plus deux paramètres opératoires qui sont la vitesse de rotation de la visseuse (N) et l'effort presseur extérieur sur la visseuse (F). L'influence de ces variables n'est observée que sur une seule sortie qui est le couple de vissage instantané. Ces paramètres d'entrée/sortie sont résumés dans le schéma bloc figure 3.8.

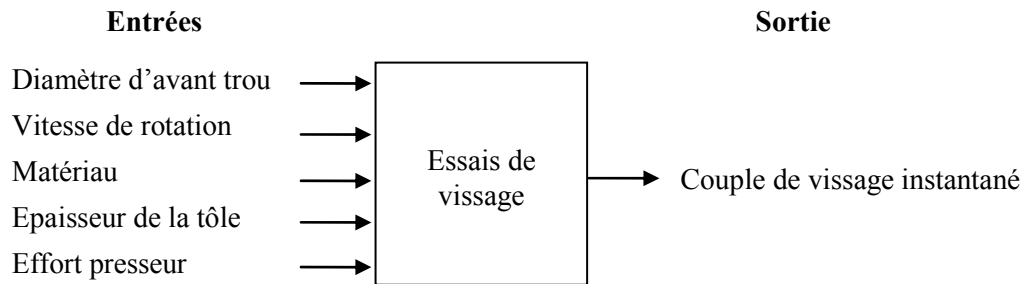


Figure 3.8 : Variables d'entrée/sortie.

3.2.2 Plan d'expérience

Cette première série d'essais a été organisée en un plan d'expérience complet, dans lequel chaque paramètre possède deux niveaux présentés dans le tableau 3.1. Une répétition de quatre est prévue pour chaque essai afin de s'assurer de la répétabilité de la mesure, ainsi le nombre d'essais sur ce plan complet est de $2 \times 2 \times 2 \times 2 \times 2 \times 4 = 128$ essais. Grâce à ces 128 essais, la fiabilité du dispositif expérimental et de l'opérateur dans des conditions de répétitivité importante ont pu être éprouvées.

Paramètre Niveau	d_0	M	E_p	N	F
+1	7.45mm±0.05	AGS6060	5mm	360tr/min	50N
-1	7.65mm±0.05	S325JR	8mm	200tr/min	100N

Tableau 3.1 : Paramètres d'essais et niveaux associés.

3.2.3 Fabrication des éprouvettes d'essais

Toutes les éprouvettes tôle épaisse ont été fabriquées au LGMT et sont issues de profilés laminés de 60mm de largeur. Ce choix du profilé a été fait car il permet sur les deux faces utilisées pour la mise en position par appui plan et linéaire rectiligne, de garantir des conditions géométriques suffisantes, pour une bonne mise en position sans reprise d'usinage. La face sur laquelle vient se faire le contact ponctuel correspond à la face sciée du profilé.

Chaque éprouvette ne reçoit donc que deux opérations d'usinage, le sciage puis l'usinage du trou lisse.

Pour cette première campagne d'essais le diamètre d'avant trou a été usiné sur fraiseuse verticale en deux phases, une phase de perçage puis une phase d'alésage avec un alésoir sans démontage de l'éprouvette pour éviter les défauts liés à la remise en position.

Chaque éprouvette est ensuite contrôlée, le diamètre d'avant trou est mesuré quatre fois à l'aide d'un micromètre d'intérieur et le diamètre final retenu est la moyenne de ces quatre mesures.

Enfin, afin de minimiser les erreurs d'alignement sur le banc d'essais entre l'axe de rotation de la visseuse et l'axe du trou lisse usiné, chaque éprouvette a été marquée de telle sorte qu'elle soit positionnée sur le banc d'essais avec la même mise en position que sur la fraiseuse. Le détail des éprouvettes est présenté en annexe n°3.

3.2.4 Protocole opératoire

Pour chaque essai la procédure suivante est systématiquement la même afin de minimiser l'impact des erreurs liées à l'opérateur.

1. Mise en position et maintien en position de l'éprouvette d'essai
2. Positionnement de la vis et descente manuelle de la visseuse jusqu'à mise en contact de l'ensemble tôle/vis/visseuse
3. Chargement des masses servant à simuler l'effort de l'opérateur
4. Choix de la vitesse de rotation de la visseuse

5. Mise à zéro de tous les appareils de mesure
6. Lancement de l'acquisition de la mesure sur la platine dynamométrique
7. Mise en rotation de la visseuse pour le vissage
8. Arrêt de la visseuse juste avant le contact de la tête de vis sur la tôle d'essai
9. Arrêt (automatique) de l'acquisition de la mesure sur la platine dynamométrique
10. Exportation en fichier texte des mesures issues de l'acquisition
11. Déchargement des masses simulant l'effort de l'opérateur
12. Remontée manuelle de la visseuse
13. Démontage de l'éprouvette

3.2.5 Traitement et analyse des résultats

3.2.5.1 Description d'un cycle de vissage expérimental

Pour chaque essai on obtient une courbe couple de vissage instantané en fonction du temps. On montre, par exemple, figure 3.9, une courbe de couple pour un vissage à 360tr/min avec un effort presseur de 100N dans une tôle en S235, d'épaisseur 8mm et de diamètre d'avant trou de $7.45\text{mm}\pm 0.05$.

Tout d'abord, si on observe de façon qualitative cette courbe, on retrouve une évolution générale déjà identifiée lors des simulations numériques, avec une montée de couple jusqu'à un maximum de couple de taraudage puis une partie constante qui correspond à la zone de frottement filets liée au retour élastique de la matière, juste après la phase de formage.

On retrouve aussi que le couple maximum de vissage ou couple de taraudage correspond à la somme du couple de formage et du couple de retour élastique.

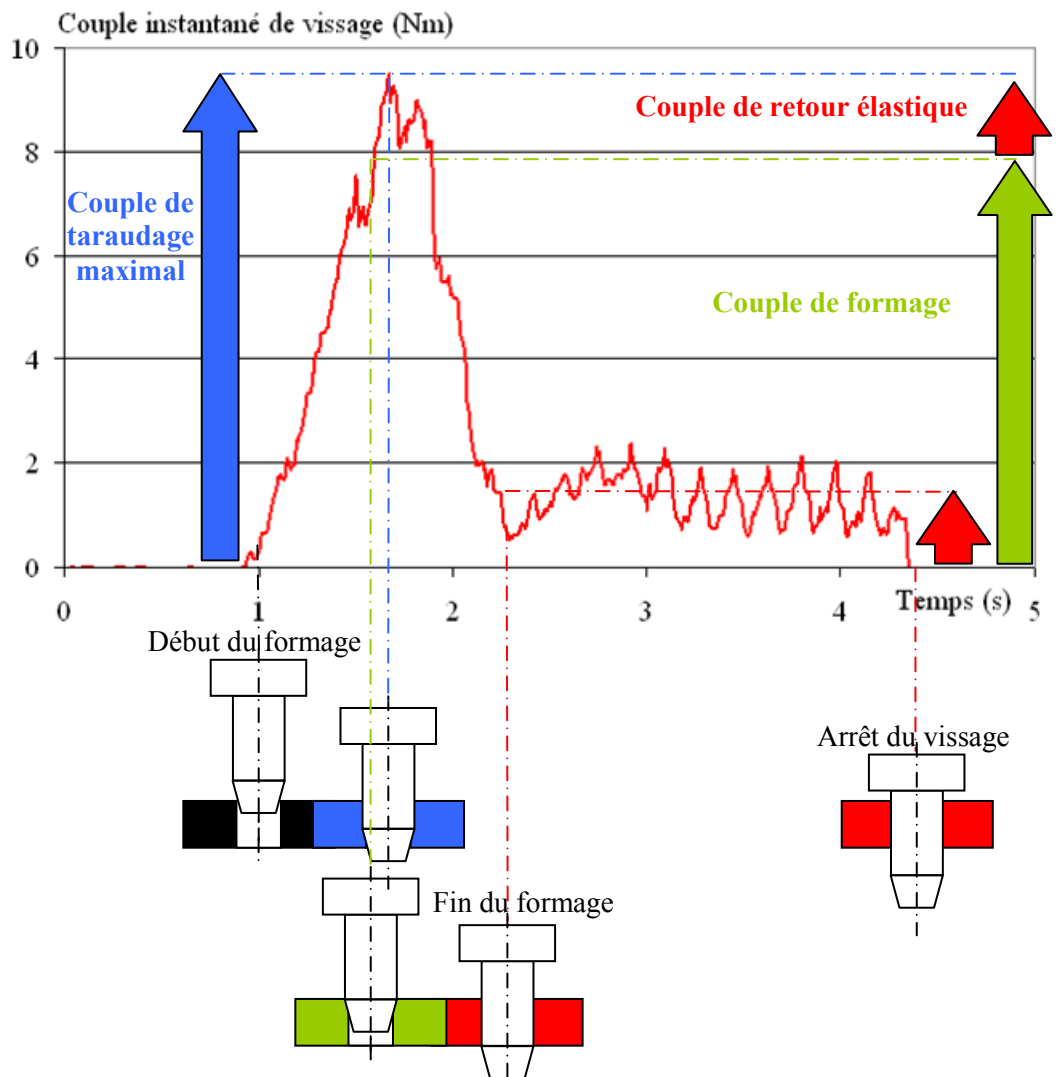
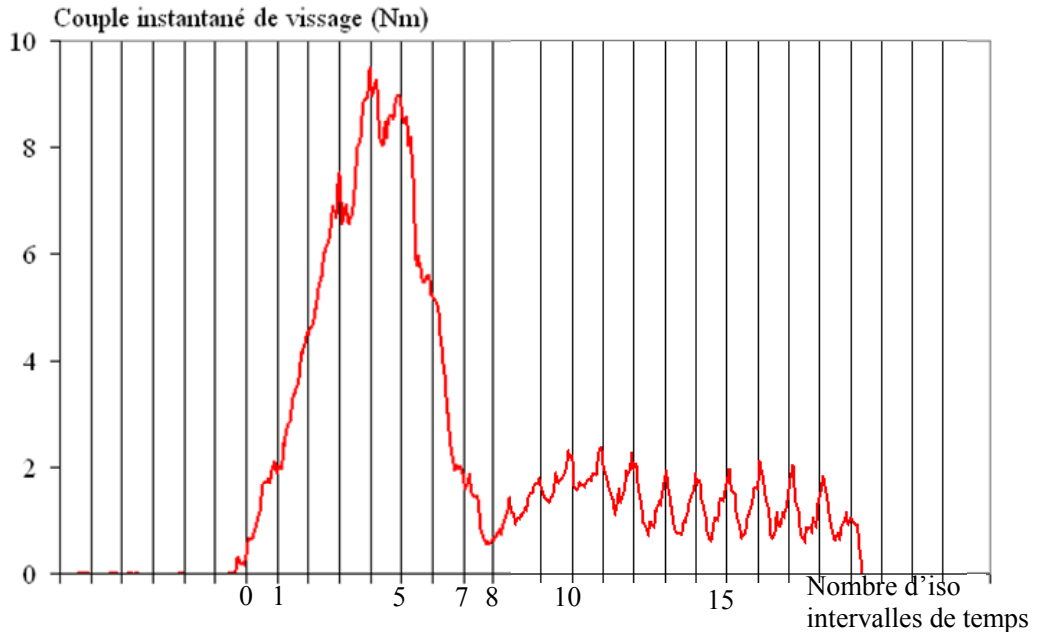


Figure 3.9 : Courbe couple de vissage instantané en fonction du temps pour un vissage à 360tr/min avec un effort presseur de 100N dans une tôle en S235, d'épaisseur 8mm et de diamètre d'avant trou de $7.45\text{mm} \pm 0.05$.

Par contre on observe une série de pics espacés à intervalles réguliers tout le long de l'essai. Ces pics, non identifiés lors des simulations, sont en fait liés à l'excentration de la vis par rapport à l'axe du trou lisse. En effet, la géométrie de la forme d'extrémité de la vis (chanfrein sur une section trilobée) permet de former progressivement des filets grâce à une succession de lobes actifs. Dès que les trois premiers lobes actifs sont en contact, comme les surfaces de contact des 3 lobes sont différentes, les forces exercées sur ces 3 lobes vont conduire à une excentration de la vis pour que l'équilibre des forces soit respecté. Si on observe la figure 3.10 pour laquelle nous avons tracé des lignes verticales correspondant chaque intervalle de temps pour un tour de vis, on constate que les pics passent bien par chacune des droites. A la fin de la phase de formage il semble que la visseuse subisse un léger ralentissement de sa vitesse de rotation ce qui a pour

conséquence de décaler le pic légèrement sur la droite du 8^{ème} intervalle de temps mais on retrouve immédiatement une répétition du même phénomène tous les tours de vis.



3.2.52 Résultats et incertitudes de mesures

Pour ce plan d'expérience, seule la valeur maximale mesurée, qui correspond au couple de taraudage, est retenue comme donnée de sortie. Les figures 3.11, 3.12, 3.13 et 3.14 présentent les résultats obtenus. La précision de la mesure pour le couple de taraudage, déjà définie paragraphe 3.1.5, est de $\pm 5\%$. Chaque diamètre d'avant trou est mesuré quatre fois à l'aide d'un micromètre d'intérieur et le diamètre final retenu est la moyenne de ces quatre mesures. La précision sur cette mesure est de $\pm 0.01\text{mm}$.

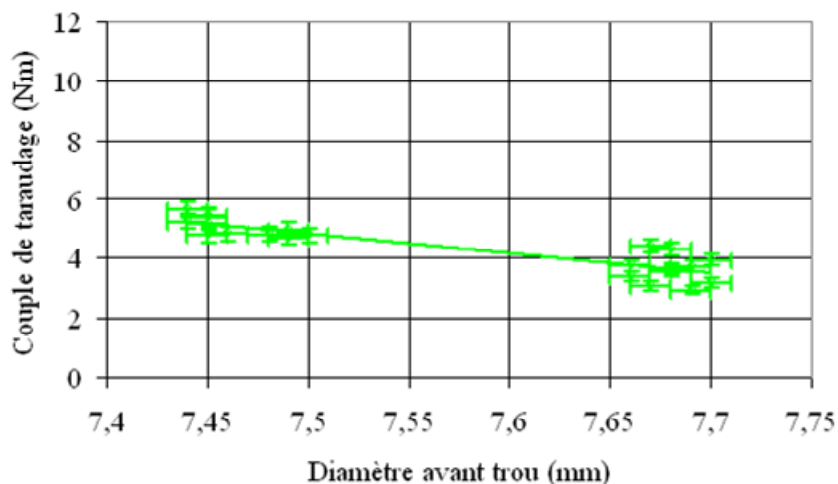


Figure 3.11 : Couples maximaux de taraudage en fonction du diamètre d'avant trou pour les tôles d'épaisseur 5mm en AGS6060.

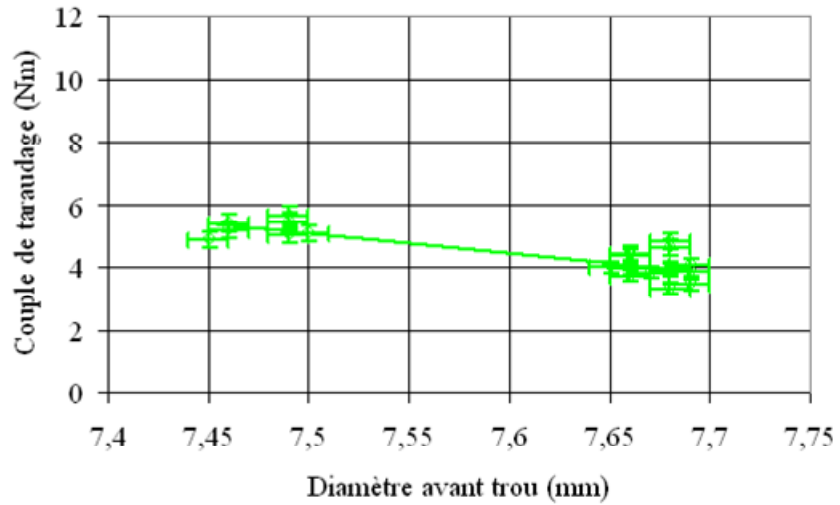


Figure 3.12 : Couples maximaux de taraudage en fonction du diamètre d’avant trou pour les tôles d’épaisseur 8mm en AGS6060.

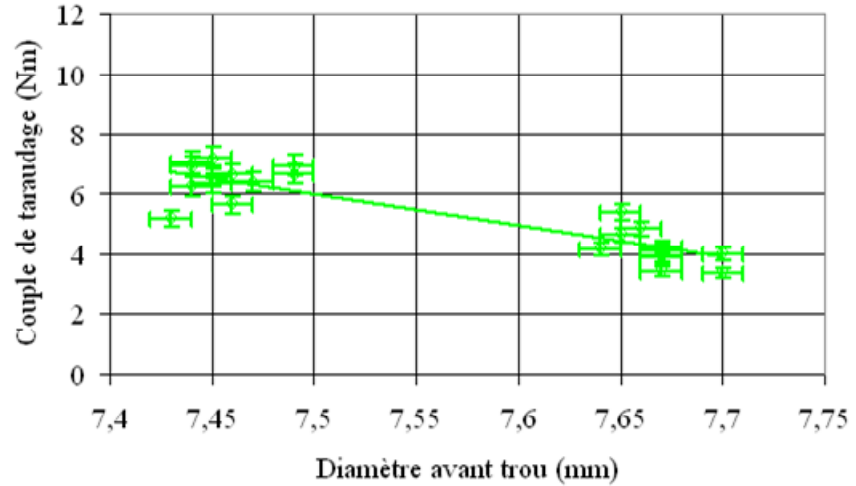


Figure 3.13 : Couples maximaux de taraudage en fonction du diamètre d’avant trou pour les tôles d’épaisseur 5mm en S235.

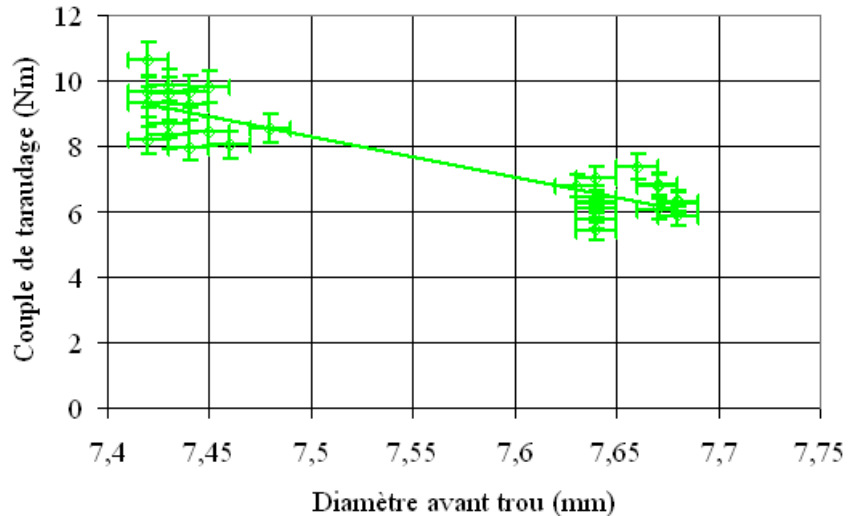


Figure 3.14 : Couples maximaux de taraudage en fonction du diamètre d’avant trou pour les tôles d’épaisseur 8mm en S235.

Pour un même alésoir, bien que les différentes éprouvettes aient été fabriquées dans les mêmes conditions de coupe, on remarque que les diamètres mesurés présentent une dispersion avec un intervalle maximal de 1/10 de millimètre. Cette dispersion importante est liée au défaut de broche de la machine et elle ne permet pas de conserver une bonne condition de répétabilité. Aussi, il faut un temps d'usinage important avec une fraiseuse verticale, et compte tenu de ces conditions, seules les éprouvettes de cette première campagne d'essai ont été réalisées avec ce moyen de production.

Bien que ces conditions de fabrication initiales soient plus proches des conditions réelles, toutes les autres tôles épaisses des campagnes d'essai suivantes ont été fabriquées sur machine à commande numérique par contournage, ce qui permet d'obtenir une précision répétée importante sur chaque pièce fabriquée ainsi qu'un gain de temps important.

3.2.53 Paramètres influents

L'objectif de l'analyse d'un plan expérimental est d'estimer chacun des effets factoriels sur une réponse expérimentale.

La réponse mesurée sur ce plan complet est le couple de taraudage maximal. Il est évalué par la moyenne générale des 128 couples de taraudage maximaux mesurés et représentés graphiquement sur les figures 3.11 à 3.14. La moyenne générale sur les 128 essais est de 6.44Nm.

Les effets principaux sont calculés pour chacun des facteurs définis paragraphe 3.2.1. Les facteurs évalués sont le diamètre d'avant trou d_0 , la nature du matériau M, l'épaisseur de la tôle E_p , la vitesse de rotation de la visseuse N et l'effort presseur extérieur sur la visseuse F.

Chaque effet principal est défini comme la différence entre les moyennes des couples de taraudage obtenus pour les niveaux +1 et -1 du facteur considéré.

Par exemple, pour le facteur diamètre d'avant trou, son effet correspond à l'incidence moyenne sur la moyenne générale des couples de taraudage lorsque le facteur diamètre d'avant trou passe du niveau +1 (7.45mm±0.05) au niveau -1 (7.65mm±0.05).

Les effets principaux obtenus sont présentés figure 3.15. On constate que le diamètre d'avant trou, le matériau et l'épaisseur de la tôle jouent un rôle important sur la réponse mesurée avec respectivement un effet de +2.01, -2.35 et -1.52.

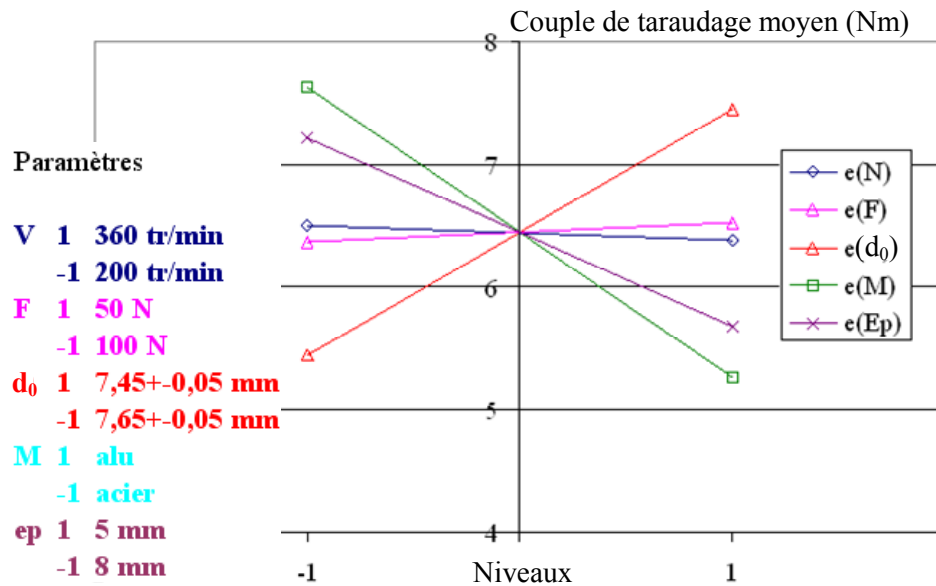


Figure 3.15 : Effets des paramètres étudiés sur le couple de taraudage maximal.

Dans le cas de l'effet du diamètre d'avant trou sur le couple de taraudage moyen, la valeur +2.01 de l'effet s'interprète ainsi : quelque soit les autres paramètres, former un filet par refoulement de matière dans un diamètre d'avant trou de $7.45\text{mm}\pm 0.05$ au lieu de $7.65\text{mm}\pm 0.05$ revient à fournir un couple de taraudage moyen de 7.44Nm au lieu d'un couple moyen de 5.43Nm, soit une augmentation de 2.01Nm.

De la même façon dans le cas de l'effet du matériau on obtient : quelque soit les autres paramètres, former un filet par refoulement de matière dans un alliage d'aluminium AGS6060 au lieu d'un acier S235 revient à fournir un couple de taraudage moyen de 5.26Nm au lieu d'un couple moyen de 7.61Nm, soit une diminution de 2.35Nm.

Enfin dans le cas de l'effet de l'épaisseur du matériau on a : quelque soit les autres paramètres, former un filet par refoulement de matière dans une pièce d'épaisseur 5mm au lieu de 8mm revient à fournir un couple de taraudage moyen de 5.68Nm au lieu d'un couple moyen de 7.2Nm, soit une diminution de 1.52Nm.

La vitesse de rotation de la visseuse et l'effort presseur sur la visseuse lors de la pénétration de la vis n'influent pas sur le couple de taraudage, car leur effet mesuré est proche de zéro. Cependant, il est tout de même indispensable d'appliquer un effort presseur pour amorcer le vissage, sinon la vis n'engage pas. Ainsi, par exemple, le vissage n'a pas pu s'amorcer avec quelques éprouvettes en acier et un diamètre d'avant trou de

7.45mm±0.05 avec un effort de 50N, il était dans ce cas nécessaire de rajouter manuellement un effort en supplément. Une fois l'amorce de vissage réalisée, l'effort presseur devient facultatif.

Pour affiner l'examen des résultats expérimentaux, nous avons aussi calculé les interactions d'ordre un. Après calcul, on ne retrouve que deux interactions d'ordre un significatives. Une interaction entre le matériau et le diamètre d'avant trou avec une valeur de -0.67 et une interaction entre le matériau et l'épaisseur de tôle avec une valeur de 1.01 . Elles sont présentées figure 3.16.

Toutes les autres interactions d'ordre 1 sont proches de zéro, il n'y a donc pas de facteur sans effet principal qui influence notablement le couple de taraudage maximal par son interaction avec un autre facteur.

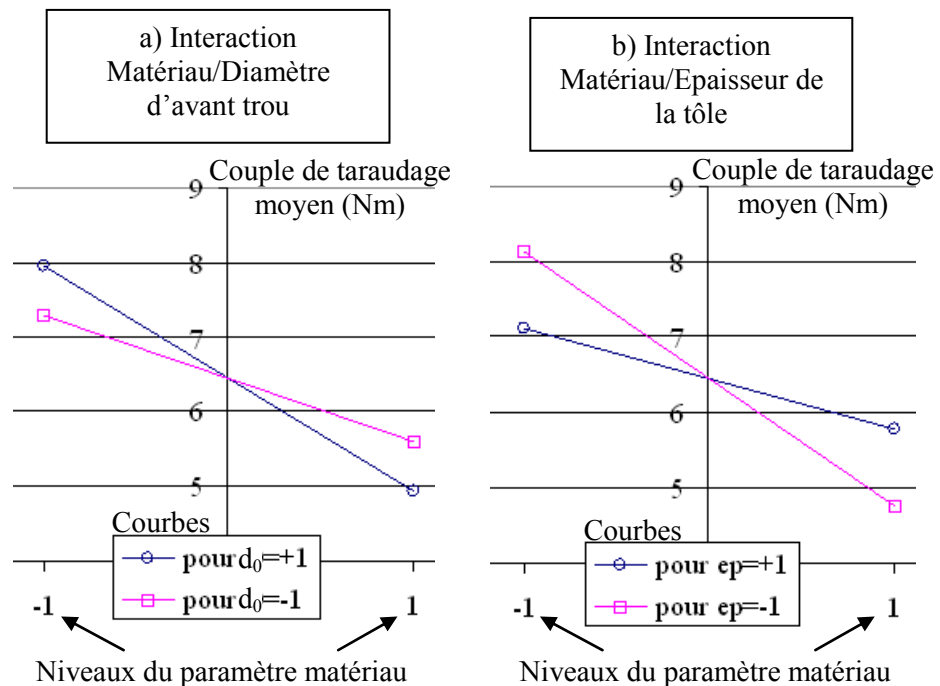


Figure 3.16 : Interactions d'ordre 1.

Dans le cas de l'interaction entre le matériau de l'éprouvette et le diamètre d'avant trou sur le couple de taraudage moyen (figure 3.16.a), la valeur -0.67 obtenue pour l'interaction d'ordre 1 s'interprète ainsi :

Pour un diamètre d'avant trou de $7.45\text{mm}\pm 0.05$ ($d_0 = +1$) et quelque soit les autres paramètres, former un filet par refoulement de matière dans une pièce en AGS6060 au lieu d'une pièce en S235 revient à réduire le couple de taraudage moyen de $-2.35\text{Nm} - 0.67\text{Nm} = -3.02\text{Nm}$, soit un couple de taraudage moyen de 4.93Nm au lieu 7.95Nm .

Pour un diamètre d'avant trou de $7.65\text{mm}\pm 0.05$ ($d_0 = -1$) et quel que soit les autres paramètres, former un filet par refoulement de matière dans une pièce en AGS6060 au lieu d'une pièce en S235 revient à réduire le couple de taraudage moyen de $-2.35\text{Nm}+0.67\text{Nm}=-1.68\text{Nm}$ soit un couple de taraudage moyen de 5.60Nm au lieu 7.28Nm .

3.2.6 Conclusion

Cette première campagne d'essais a permis de répondre aux premiers objectifs fixés concernant la mise au point de la procédure et la recherche des paramètres à prendre en compte.

En effet, les différents moyens expérimentaux utilisés permettent d'obtenir des résultats satisfaisants avec une précision acceptable. Tous les essais suivants seront donc conduits avec la méthode générale de travail présentée paragraphe 3.1.1 suivant un protocole opératoire défini paragraphe 3.2.4.

Compte tenu des résultats obtenus, toutes les éprouvettes sur tôle épaisse, pour les essais suivants, seront fabriquées sur commande numérique par contournage en conservant une mise en position et un marquage identique, présentés paragraphe 3.2.3.

Enfin l'étude de sensibilité a permis de dégager trois variables influentes pertinentes sur le couple maximal de taraudage. Ces trois paramètres sont le matériau, le diamètre d'avant trou et l'épaisseur de la tôle. Ils seront systématiquement testés lors des campagnes d'essais suivantes. La vitesse de rotation de la visseuse ainsi que l'effort presseur semblent avoir une influence négligeable sur les valeurs maximales du couple de taraudage.

Alors tous les essais suivants seront réalisés à la vitesse maximale de rotation de la visseuse ($360\text{tr}/\text{min}$) avec un effort extérieur presseur de 100N .

3.3 Etude expérimentale sur tôle épaisse

3.3.1 Choix des variables influentes

Tous les essais ont été réalisés avec les trois vis présentées en 3.1.2. Ainsi, au final, quatre paramètres ont été définis comme des variables d'entrée pour ces essais. On y retrouve, les trois paramètres influents identifiés lors de l'étude de sensibilité présentée chapitre 3.2.

L'influence de ces variables est observée sur cinq sorties qui sont le couple de vissage instantané, le couple de taraudage, le couple de retour élastique, la forme des filets et la résistance mécanique des filets. La forme des filets est observée sur Microscope Electronique à Balayage. Les essais de résistance mécanique des filets sont des essais d'arrachement. Ces paramètres d'entrée sortie sont résumés dans le schéma bloc figure 3.17.

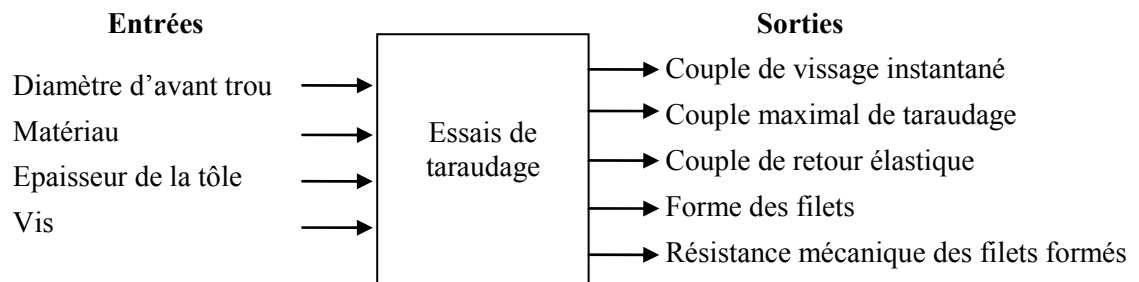


Figure 3.17 : Variables d'entrée/sortie.

Ces essais ont été organisés en plusieurs plans d'expérience fractionnaires avec une répétition de quatre sur chaque essai. Systématiquement sur ces quatre éprouvettes, une est découpée pour l'analyse micrographique et les trois autres sont utilisées pour les essais de résistance mécanique des filets.

3.3.11 Analyses micrographiques

Les analyses micrographiques sont réalisées sur un microscope électronique à balayage (MEB) présenté figure 3.18. A cet effet, chaque éprouvette d'essai destinée au MEB est découpée et préparée suivant la méthode présentée en annexe n°4 pour y être observée.

Une fois découpée, l'éprouvette est positionnée sur un porte outil qui se fixe dans le MEB et deux types d'observations présentées figure 3.19 sont réalisées pour chaque cas. La première observation correspond à une vue d'ensemble qui permet de récupérer trois cotes qui permettront le calcul du taux de formage des filets, la deuxième observation est un agrandissement sur un seul filet formé.

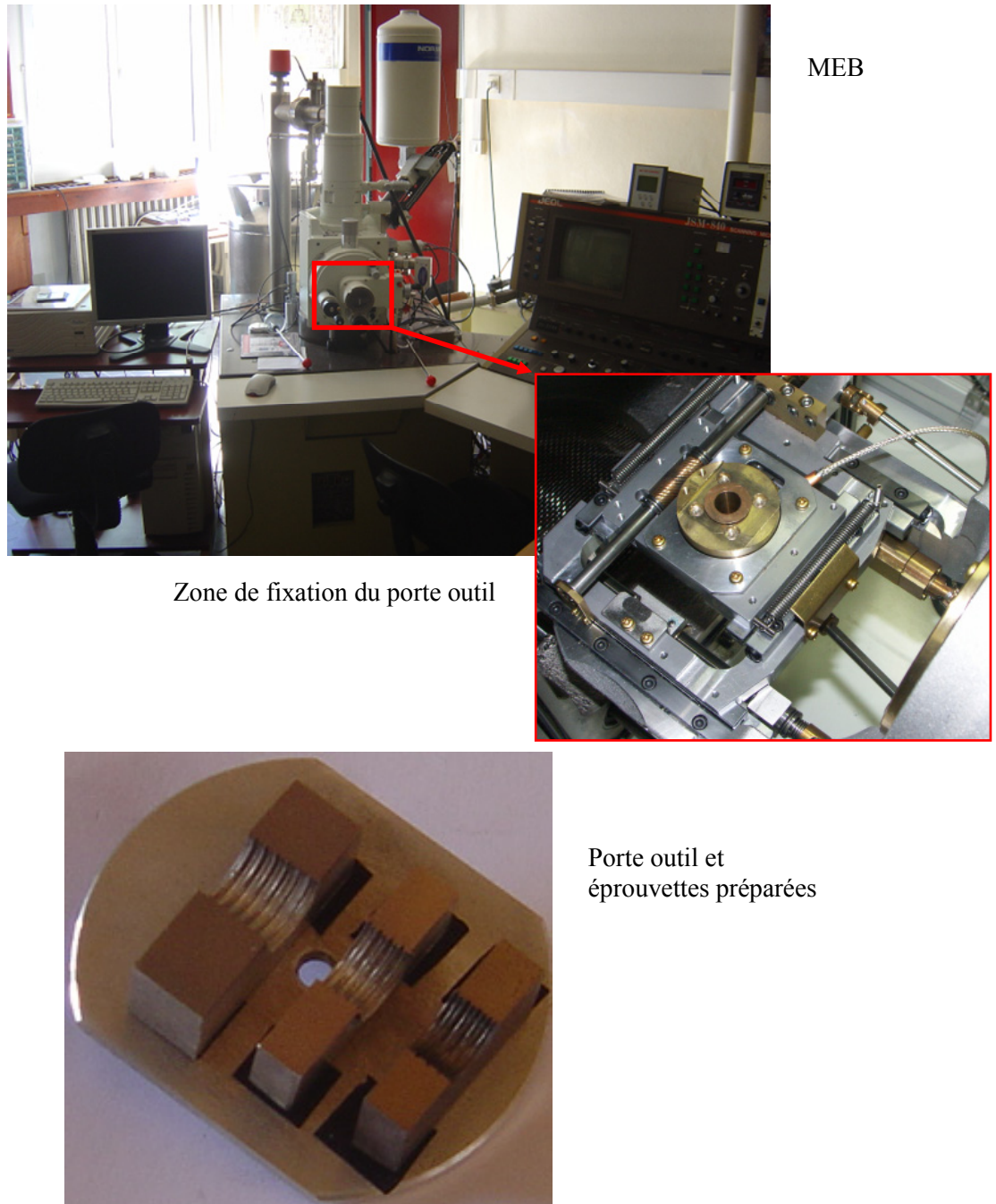
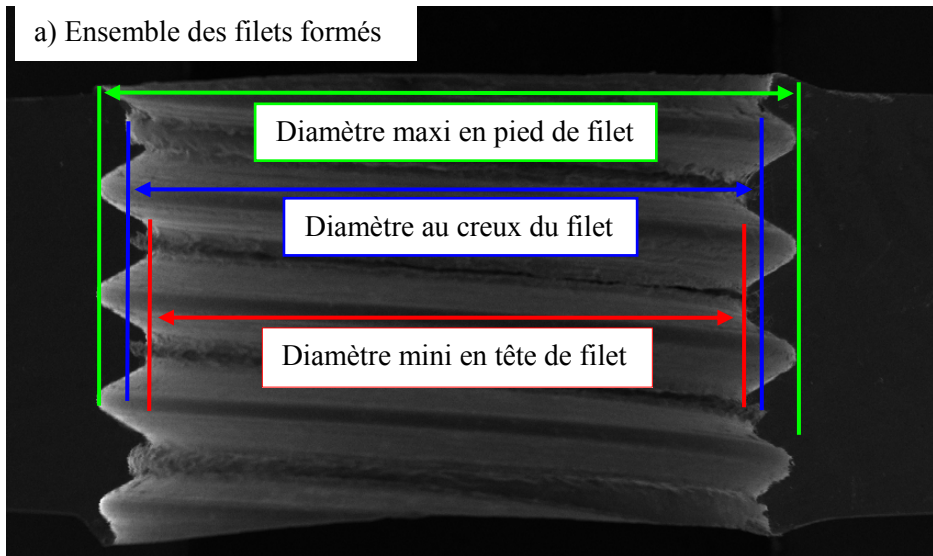


Figure 3.18 : MEB utilisé pour l'analyse micrographique.



b) Détail du filet formé

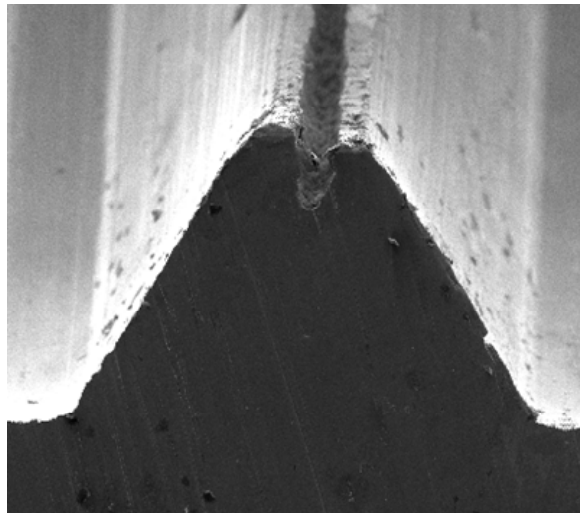


Figure 3.19 : Observations types réalisées au MEB.

3.3.12 Essais de résistance mécanique des filets formés

Les essais de résistance mécanique sont des essais de traction sur l'assemblage composé d'une vis autoformeuse et de la tôle dans laquelle elle a formé ses filets. L'ensemble est positionné dans un montage dédié, puis monté sur une machine de traction ZWICK (figure 3.20). Chaque essai permet de déterminer le mode de rupture observé avec la charge associée.

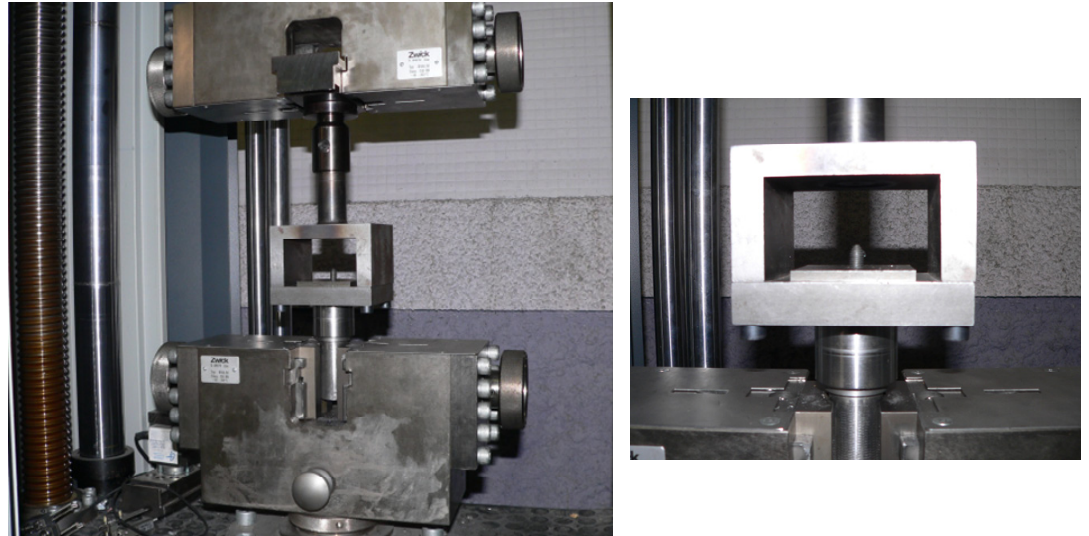


Figure 3.20 : Montage pour les essais de traction.

3.3.13 Limites élastiques et limites à la rupture des tôles testées

Les essais sont réalisés pour deux matériaux, un alliage d'aluminium AGS6060 et un acier de construction S235 achetés en profilés laminés de 60mm de large. Des essais de traction normalisés, sur une machine de traction INSTRON, ont été réalisés afin de déterminer la limite élastique et la limite à la rupture des deux matériaux. Le tableau 3.2 présente les valeurs moyennes obtenues sur une répétition de trois essais.

	R_e	R_m
S235JR	560MPa	600MPa
AGS6060	210MPa	240MPa

Tableau 3.2 : Limite élastique et limite à la rupture des tôles testées.

Les caractéristiques mécaniques, pour le S235, sont pour le moins surprenantes, car les valeurs mesurées sont bien supérieures aux valeurs minimales de la nuance. Ceci vient probablement du fait que l'on se trouve en présence d'un profilé laminé avec une couche superficielle écrouie qui change les caractéristiques du matériau. L'alliage d'aluminium étant moins sensible à l'écrouissage présente des caractéristiques plus classiques.

3.3.2 Traitement et analyse des résultats

3.3.2.1 Incertitudes sur les mesures

Comme déjà mentionné en 3.1.5, la précision de la mesure pour le couple de taraudage est de $\pm 5\%$. Pour obtenir des cotes dimensionnelles sur le diamètre d'avant trou précises, les éprouvettes de cette campagne d'essai ont toutes été fabriquées par contournage sur machine à commande numérique, chaque diamètre d'avant trou est ensuite mesuré quatre fois à l'aide d'un micromètre d'intérieur et le diamètre final retenu est la moyenne de ces quatre mesures, la précision sur cette mesure est de $\pm 0.01\text{mm}$.

3.3.2.2 Aptitude au taraudage et couples de taraudage

Les courbes figures 3.21 à 3.24 synthétisent les résultats des 250 essais de taraudage réalisés et montrent la forme des filets formés pour chaque diamètre d'avant trou, chaque matériau, chaque épaisseur de tôle et chaque vis.

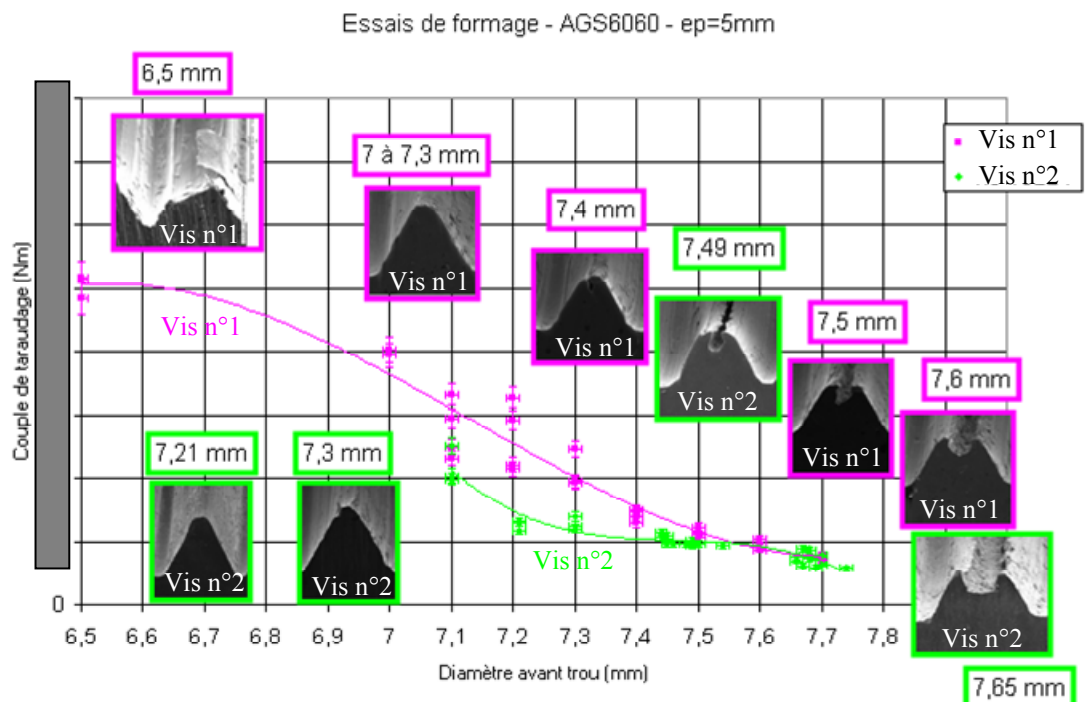


Figure 3.21 : Couples maximaux de taraudage et forme des filets formés pour les tôles d'épaisseur 5mm en AGS6060.

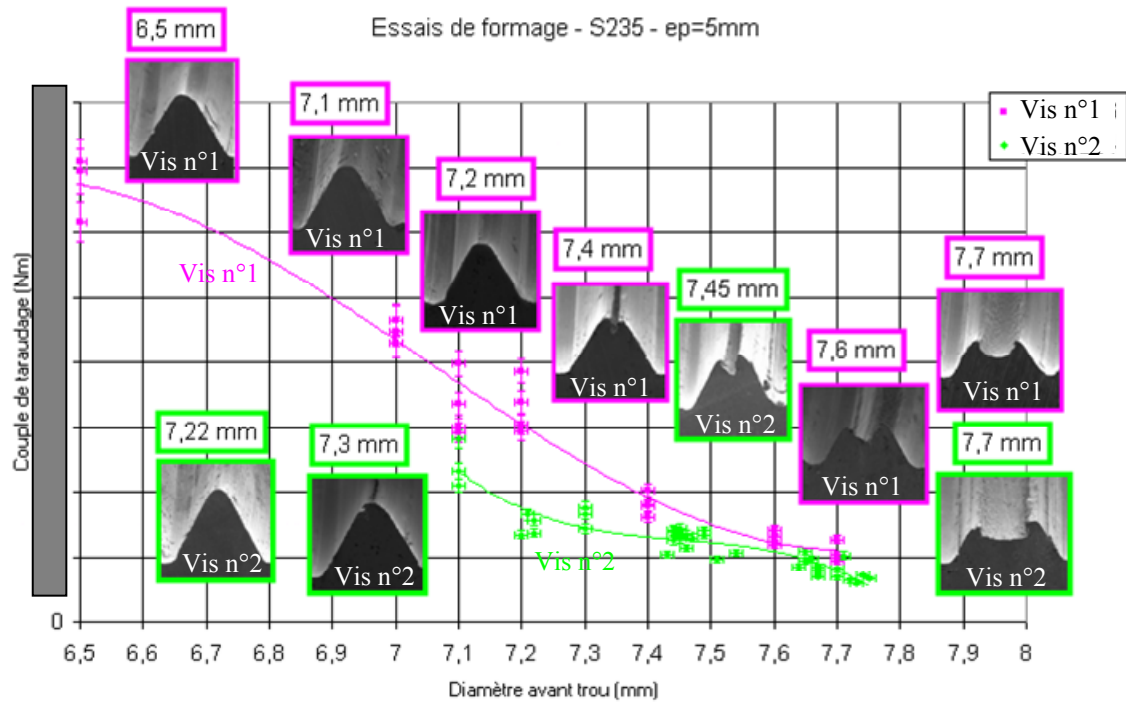


Figure 3.22 : Couples maximaux de taraudage et forme des filets formés pour les tôles d'épaisseur 5mm en S235.

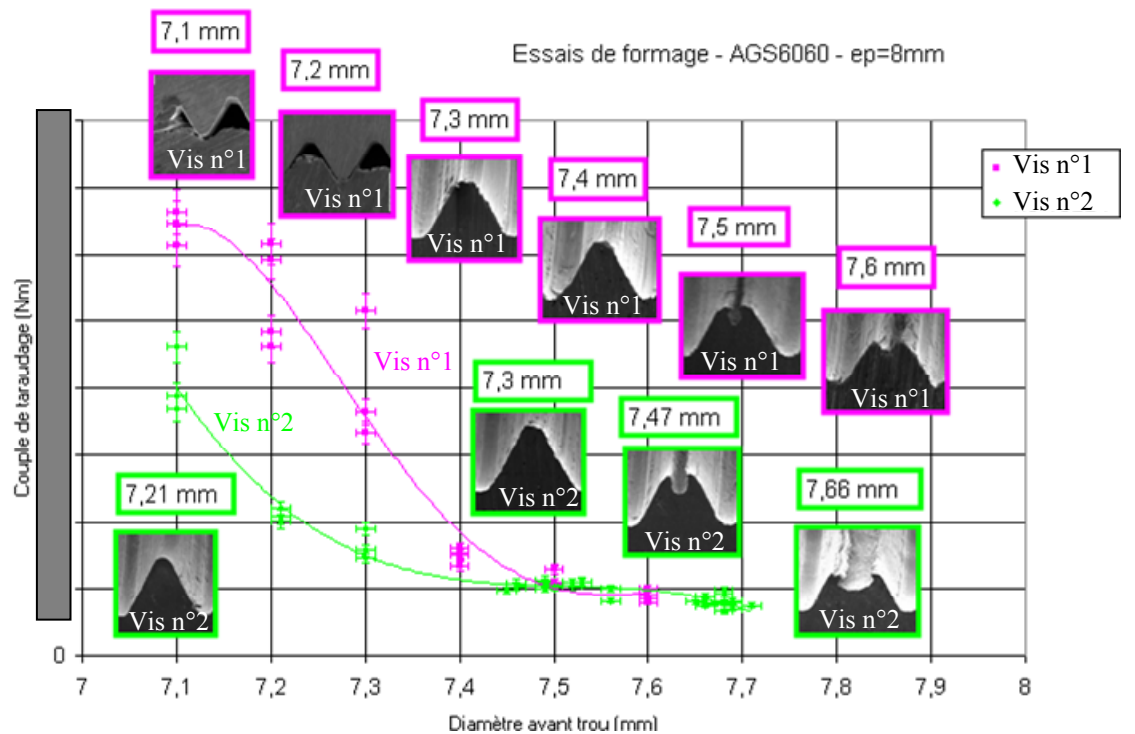


Figure 3.23 : Couples maximaux de taraudage et forme des filets formés pour les tôles d'épaisseur 8mm en AGS6060.

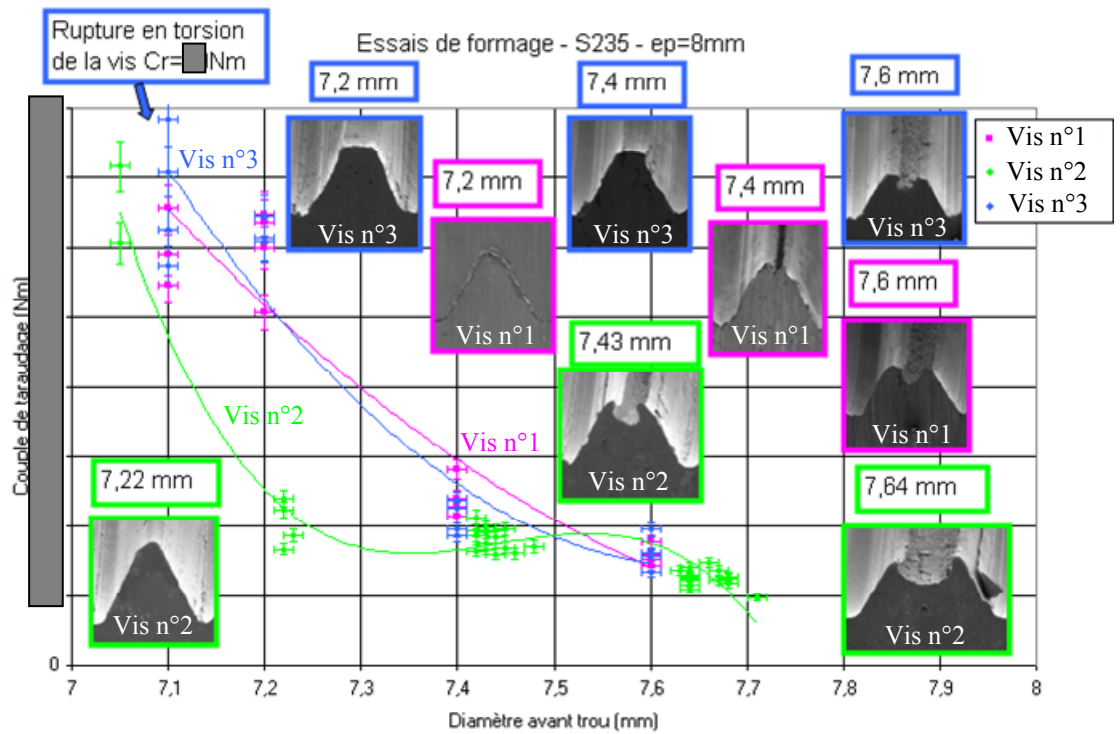


Figure 3.24 : Couples maximaux de taraudage et forme des filets formés pour les tôles d'épaisseur 8mm en S235.

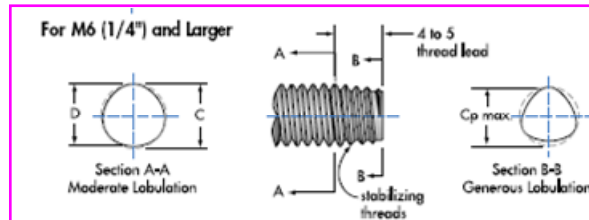
Tout d'abord, pour chaque type de vis, on retrouve une forte influence sur le couple de taraudage des trois paramètres déjà identifiés. Le diamètre d'avant trou, la nature du matériau et l'épaisseur de la tôle sont bien les paramètres prépondérants du processus de formation des filets par refoulement de matière. On constate aussi, que les trois vis autoformeuses étudiées ne se comportent pas de la même façon en phase de formation des filets, ce qui est lié au fait qu'elles possèdent des géométries aux extrémités différentes.

La figure 3.24 montre que les vis n°1 et n°3 permettent d'obtenir des résultats sensiblement équivalents tant au niveau des couples de taraudage mesurés qu'au niveau des filets observés, avec notamment un méplat sur la tête de filet formé que l'on ne retrouve pas avec la vis n°2. Cependant, les micrographies reproduites figure 3.24 semblent plutôt montrer, que le filet n'est pas complètement formé pour le même diamètre d'avant trou mais cette différence peut être liée à la dispersion que l'on a sur le diamètre de définition du trilobage des vis, puisque ce diamètre peut varier entre [] mm et [] mm.

La vis 19214 est la vis la plus intéressante des trois, si on recherche la minimisation du couple de taraudage, elle présente la meilleure aptitude au taraudage. Aussi l'augmentation du couple de taraudage liée à la réduction du diamètre d'avant trou se produit plus tardivement que pour les

deux autres vis. Ce phénomène s'explique en observant la zone utile au formage des trois vis étudiées figure 3.25.

Forme de la zone utile au formage des vis n°1 et n°3



Forme de la zone utile au formage de la vis n°2

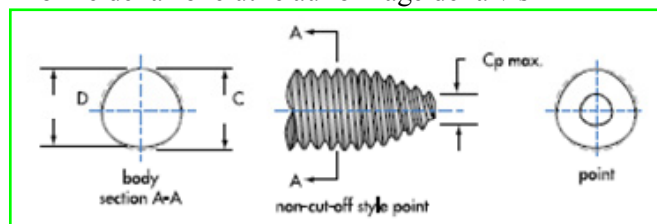


Figure 3.25 : Géométrie des zones utiles au formage des filets [AGT_08].

Les vis n°1 et n°3 possèdent une extrémité conique avec un filet partiel. Ainsi, dès le début du formage, le filet formé vient rapidement buter sur le noyau de la vis. L'existence de ce contact filet/noyau augmente de façon conséquente les pressions de contact dans cette zone d'extrémité et, par conséquent, il est nécessaire de fournir un couple de taraudage plus important pour refouler la matière.

La vis n°2 possède une forme d'extrémité sphéro-conique avec un filet entier. Ce choix technologique permet, contrairement à l'extrémité conique avec un filet partiel, d'éviter le problème de mise en contact avec le noyau pendant la phase de taraudage. En effet, puisque le filet de la vis est de section complète la matière peut s'écouler sans contrainte lors du processus de formage. Si la matière s'écoule sans contrainte, les pressions de contact sont plus faibles et par conséquent le couple de taraudage à fournir est plus faible. Aussi, pour un même diamètre d'avant trou, l'extrémité sphéro-conique avec un filet entier permet d'utiliser un nombre de lobes actifs plus important lors du formage. La pénétration de la vis est ainsi plus progressive puisque chaque lobe agit dans la matière déformée avec une profondeur d'indentation plus faible. Ce qui permet de minimiser le couple de taraudage.

Compte tenu des résultats des différentes micrographies pour les trois vis, on peut considérer que les filets sont formés à 100% pour un diamètre légèrement inférieur à 7.4mm.

Dans le cas de l'alliage d'aluminium, plus le diamètre d'avant trou diminue en dessous de 7.4mm et plus l'épaisseur de la tôle augmente, plus il y a arrachement de matière jusqu'à une mauvaise formation des filets. Il est donc complètement inintéressant de préconiser des diamètres d'avant trou trop faibles, puisque les filets, au delà de cette valeur, ne sont plus formés dans de bonnes conditions. D'autre part un léger dépôt de poudre d'aluminium arraché de la tôle a systématiquement été observé sur la vis autoformeuse à partir d'un diamètre d'avant trou de 7.5mm.

Dans le cas de l'acier, aucun arrachement de matière n'a été constaté. Cependant pour les diamètres d'avant trou inférieurs à 7.2mm, la vis et la tôle ont subi une élévation de leur température importante, cette élévation n'a cependant pas pu être mesurée.

Nous avons réussi avec la vis n°1 a former des filets par refoulement de matière avec un diamètre d'avant trou de 6.5mm dans une tôle en acier de 5mm d'épaisseur, mais les couples de taraudage obtenus ont été très importants ($\square Nm \pm 5\%$). Aussi une vis n°3 a cassé en torsion dans une éprouvette en acier d'épaisseur 8 mm avec un diamètre d'avant trou de 7.1mm.

Pour conclure, on peut dire qu'il n'est pas intéressant pour des vis M8 d'utiliser des diamètres d'avant trou inférieurs à 7.4mm puisque, les couples de taraudage augmentent très rapidement à partir de cette valeur et que, l'intégrité des filets n'est plus forcément assurée puisqu'il peuvent s'arracher dans les matériaux les plus tendres. D'autre part, quand on tend vers une valeur d'avant trou de 8mm, les filets sont insuffisamment formés. Il est donc nécessaire de définir la plage de diamètre d'avant trou optimale permettant d'avoir à la fois des couples de formage admissibles et des filets bien formés. Cependant, pour définir cette plage de façon pertinente il faut aussi considérer la résistance mécanique des filets formés afin d'obtenir le meilleur compromis possible.

3.3.23 Résistance mécanique des filets formés

Les courbes figures 3.26 à 3.29 présentent les résultats des essais de traction ainsi que les profils des filets formés pour chaque diamètre d'avant trou, chaque matériau, chaque épaisseur de tôle et chaque vis.

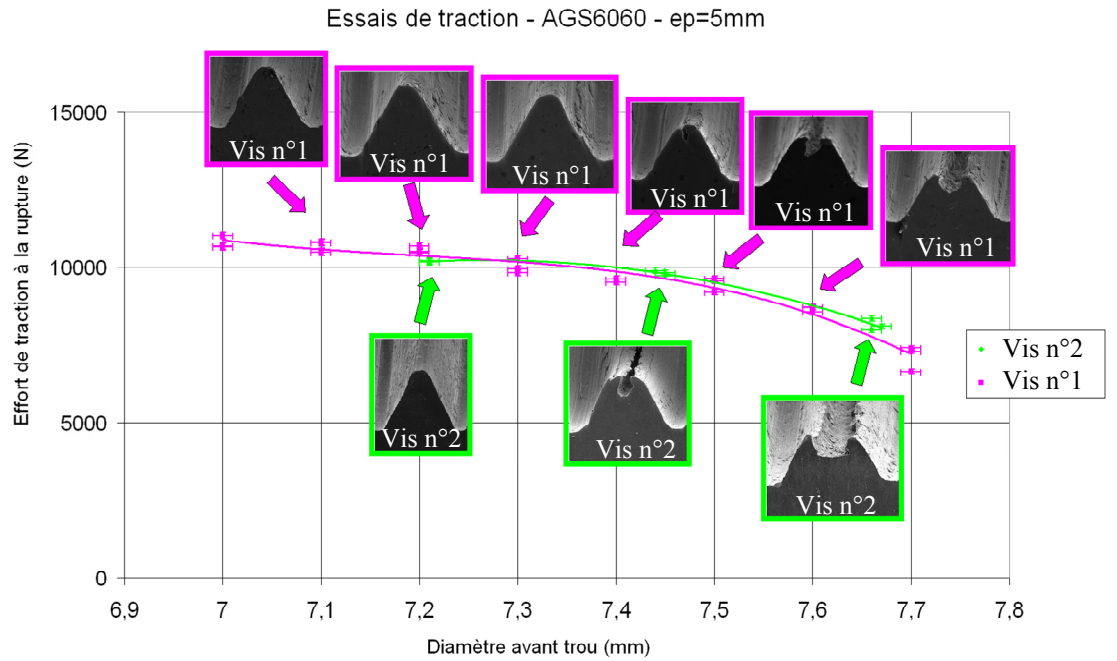


Figure 3.26 : Charges à la rupture pour les tôles d'épaisseur 5mm en AGS6060.

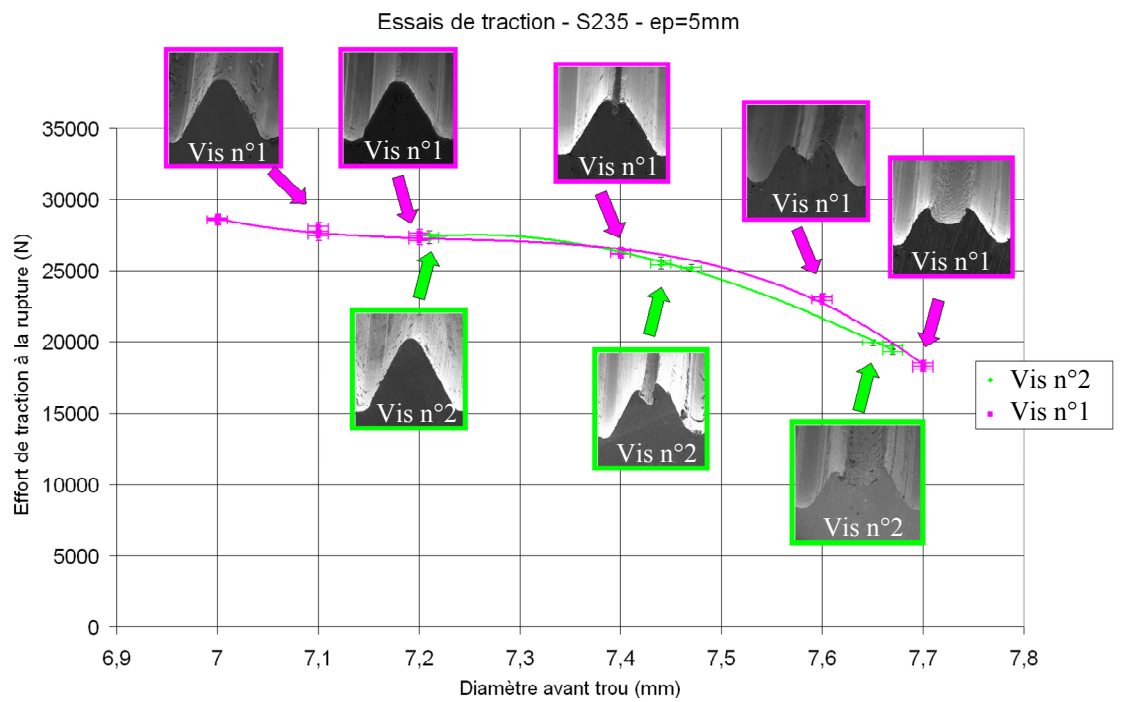


Figure 3.27 : Charges à la rupture pour les tôles d'épaisseur 5mm en S235.

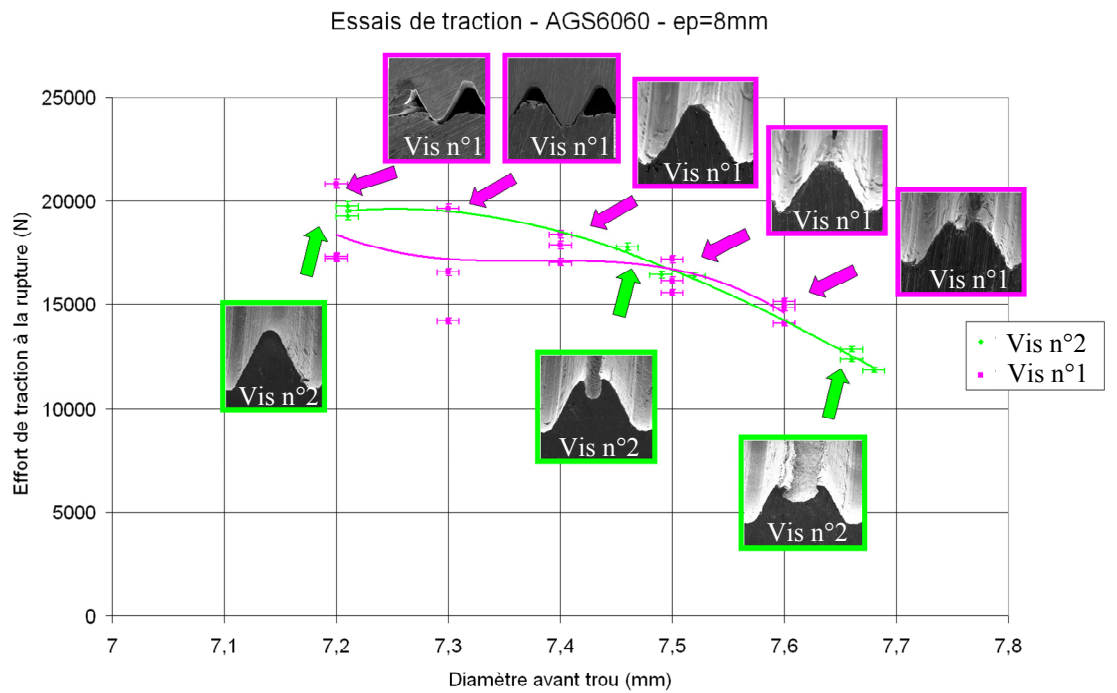


Figure 3.28 : Charges à la rupture pour les tôles d'épaisseur 8mm en AGS6060.

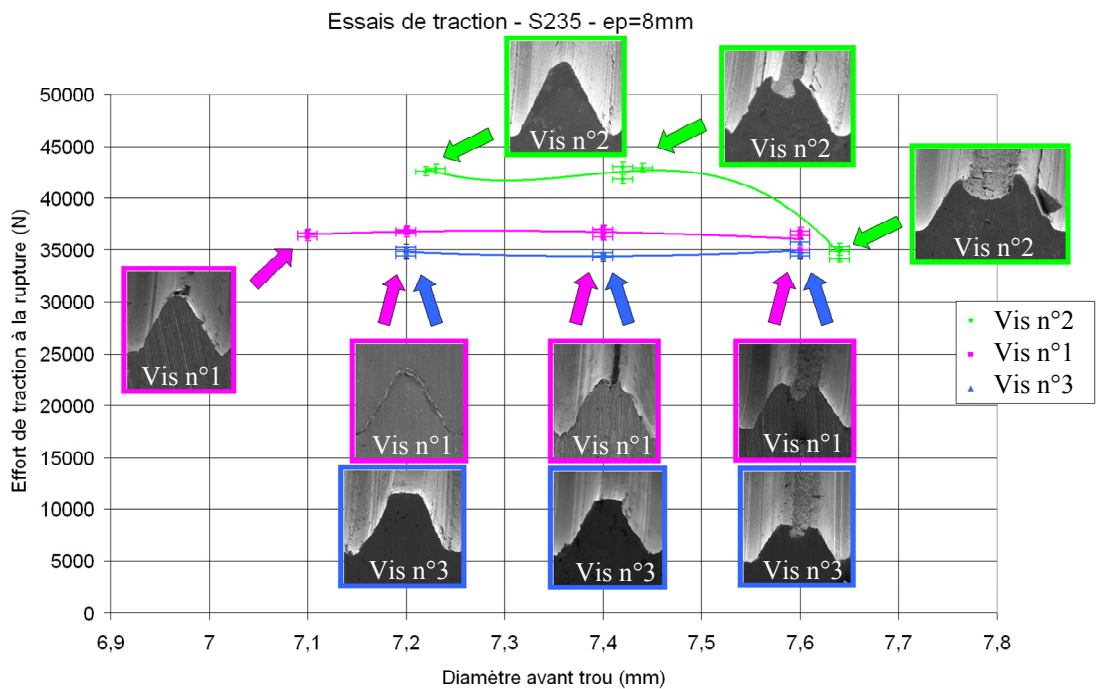


Figure 3.29 : Charges à la rupture pour les tôles d'épaisseur 8mm en S235.

Tout d'abord notons que, toutes les éprouvettes ont cassé par arrachement des filets de la tôle sauf dans le cas de la tôle en acier d'épaisseur 8mm où ce sont les vis qui ont cassé, à l'exception des 3 essais du groupe 7.65 ± 0.05 de la vis n°2 et d'un essai à 7.6mm avec la vis n°1. Aucune rupture par arrachement des filets de la vis n'a été constatée sur ces essais, ce qui est logique puisque la vis présente une limite élastique bien supérieure à celle des matériaux constituant les tôles.

Pour les tôles d'épaisseur 5mm, on constate que les charges d'arrachement tendent vers une asymptote horizontale quand le diamètre d'avant trou tend vers 7mm. Aussi pour les essais de traction dans la tôle en AGS6060 d'épaisseur 8mm, on constate que pour des trous de diamètre inférieur à 7.4mm, les valeurs de charge à la rupture sont plus dispersées, ce qui est normal car elles sont liées au phénomène d'arrachement de matière, complètement aléatoire, lors de la formation des filets. Dans ces conditions, on peut considérer que les filets formés avec des diamètres d'avant trou inférieurs à 7.4mm ne peuvent plus garantir une résistance mécanique satisfaisante.

Pour les diamètres d'avant trou de 7.6mm, les charges d'arrachement ont diminué de 20% en moyenne pour tous les essais par rapport aux charges obtenues pour 7.4mm. Cette réduction des charges de rupture est essentiellement liée à la réduction de la surface cisailée des filets formés, car la forme de creux au sommet des filets semble avoir un effet négligeable sur les charges de rupture des filets puisque les charges obtenues pour des diamètres d'avant de 7.5mm et 7.4mm sont très proches.

3.3.24 Couple de retour élastique

Nous avons vu au paragraphe 1.2.4, qu'il est important d'évaluer le couple de retour élastique.

En effet, il faut le prendre en compte dans la phase de serrage car il existe à l'amorce de celle-ci (figure 3.9). Ce couple de retour élastique correspond à la dernière partie de la courbe expérimentale, soit la partie entre la fin du formage et la fin du vissage (figure 3.30).

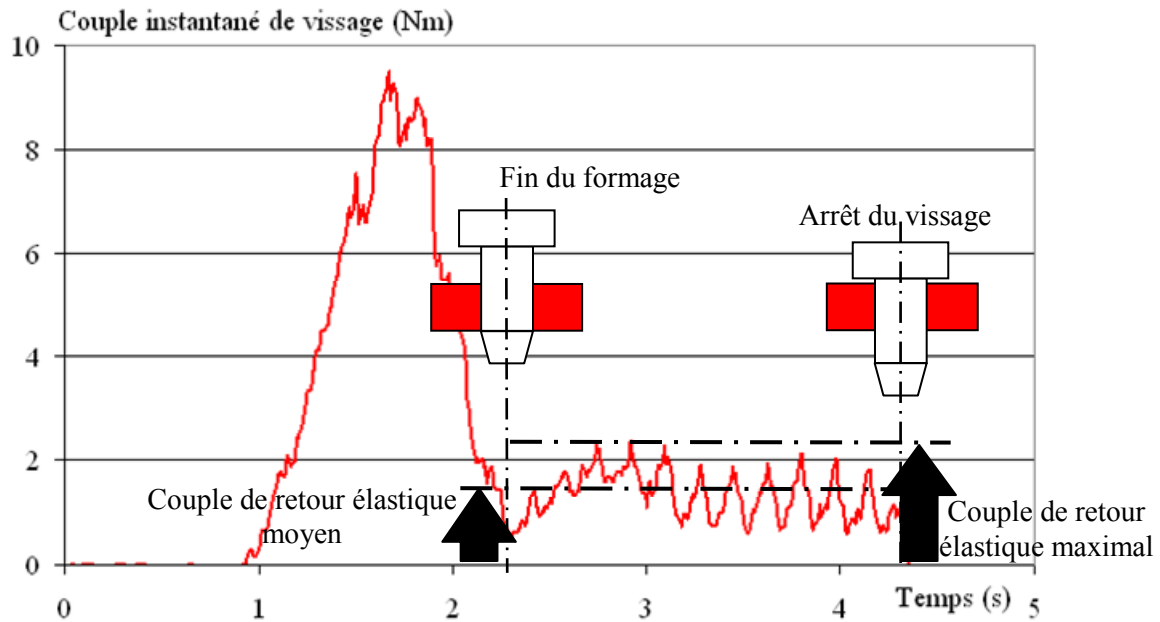


Figure 3.30 : Courbe couple de vissage instantané en fonction du temps pour un vissage à 360tr/min avec un effort presseur de 100N dans une tôle en S235, d'épaisseur 8mm et de diamètre d'avant trou de $7.45\text{mm} \pm 0.05$.

Les figures 3.31, 3.32, 3.33 et 3.34 synthétisent les résultats obtenus pour les trois vis M8 testées. Ces dernières possédant la même géométrie trilobée sur la zone utile au serrage, les couples de retour élastique obtenus sont donc équivalents et ne sont pas différenciés en fonction de la vis étudiée sur les figures 3.31 à 3.34. Pour chaque essai, nous avons conservé la valeur maximale du couple de retour élastique car c'est la valeur la plus pénalisante.

Evaluation du couple de retour élastique - AGS6060 - $e_p=5\text{mm}$

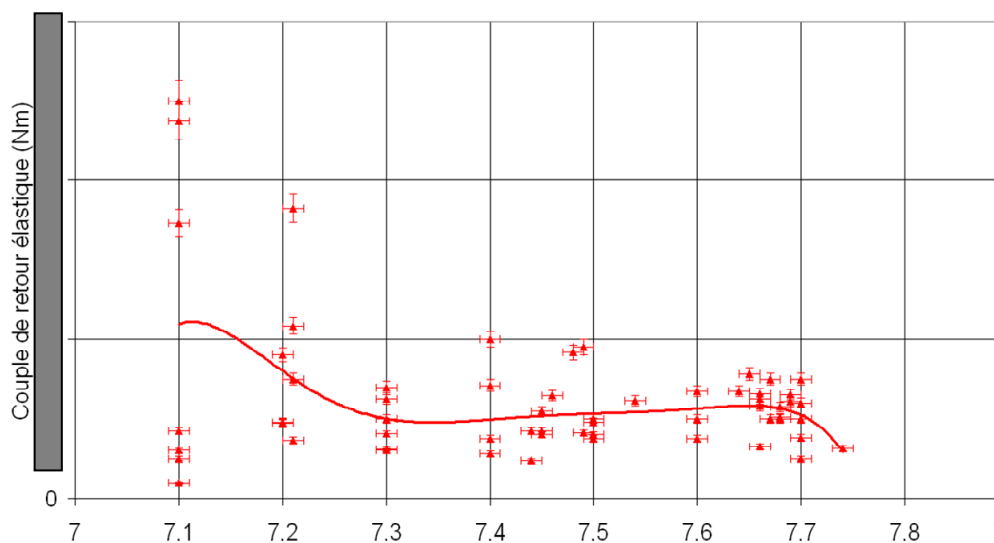


Figure 3.31 : Couples de retour élastique pour les tôles d'épaisseur 5mm en AGS6060.

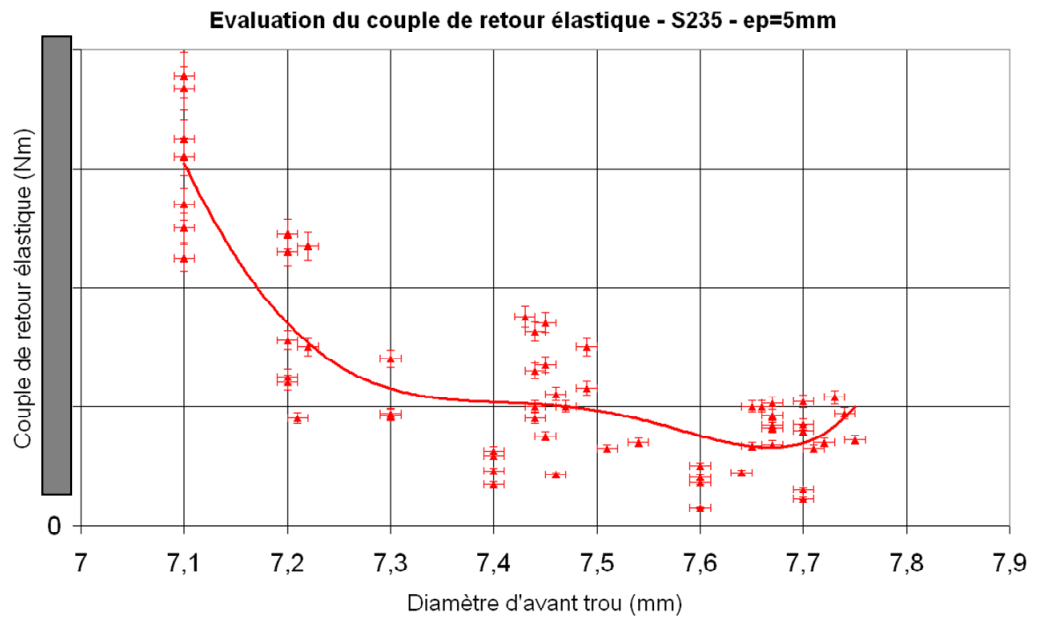


Figure 3.32 : Couples de retour élastique pour les tôles d'épaisseur 5mm en S235.

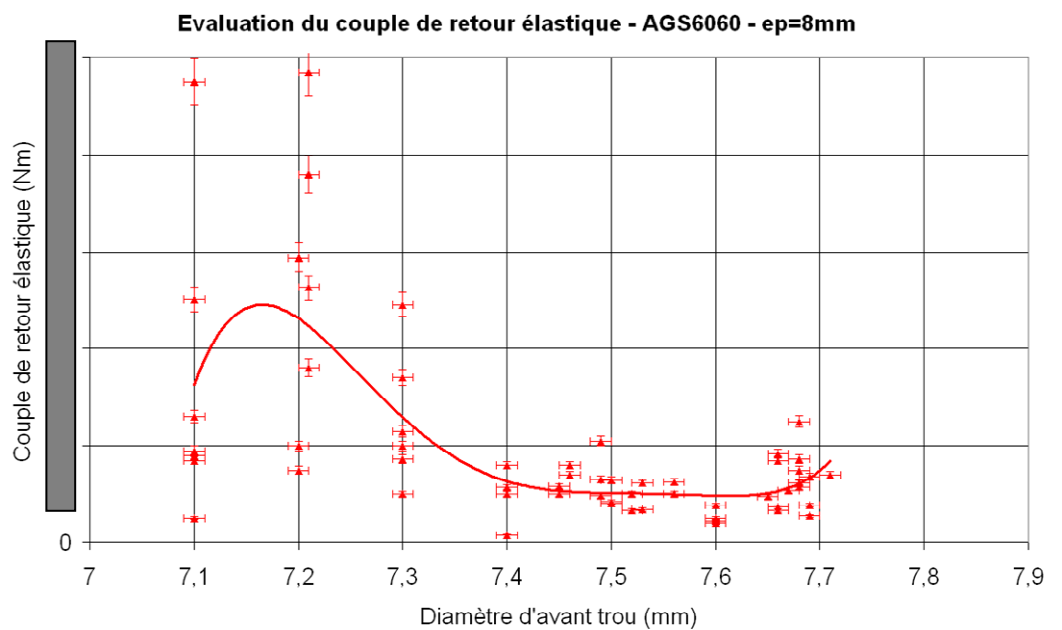


Figure 3.33 : Couples de retour élastique pour les tôles d'épaisseur 8mm en AGS6060.

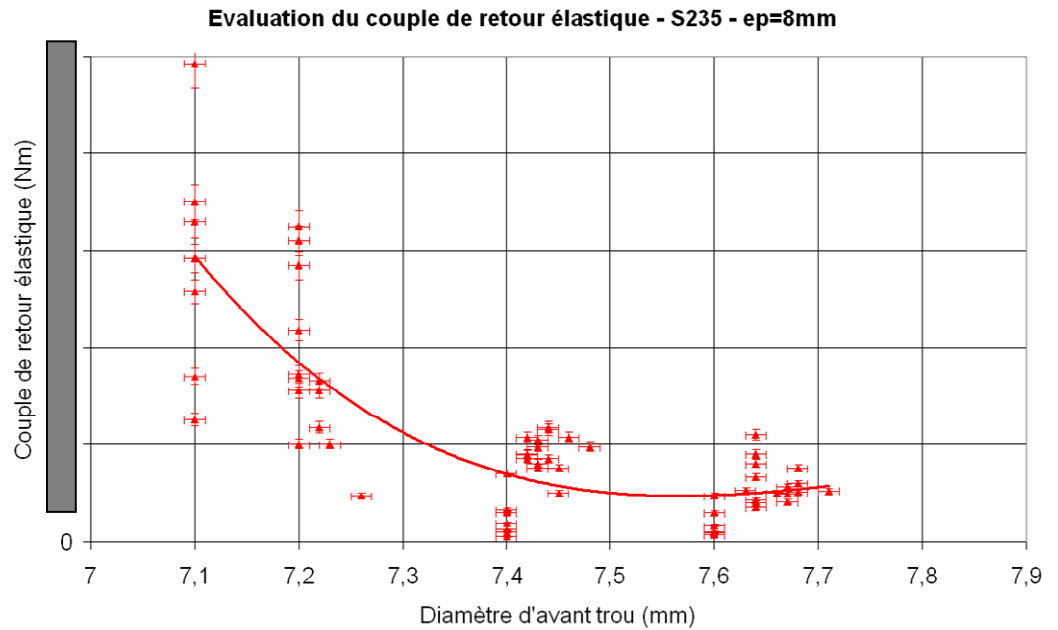


Figure 3.34 : Couples de retour élastique pour les tôles d'épaisseur 8mm en S235.

On constate, que la valeur du couple de retour élastique dépend principalement de la nature du matériau et plus faiblement de l'épaisseur de la tôle. Ceci est normal puisque le couple de retour élastique, en particulier pour des diamètres d'avant trou ne conduisant pas à de l'arrachement de matière, est alors proportionnel d'une part, aux pressions de contact à l'interface tôle/vis et, d'autre part, à la surface de contact tôle/vis. Les pressions de contact dépendent de la nature du matériau de la tôle et la surface de contact est proportionnelle à l'épaisseur de la tôle. Ainsi pour un diamètre d'avant trou de 7,4mm, le couple de retour élastique est plus important dans une tôle en S235 d'épaisseur 8mm (■Nm en moyenne) que dans une tôle en AGS6060 d'épaisseur 5mm (■Nm en moyenne) soit une augmentation de 300%.

On remarque aussi que les couples de retour élastique sont plus importants et plus dispersés pour des diamètres d'avant trou inférieurs à 7,4mm. En effet, pour ces diamètres, les filets sont normalement complètement formés et par conséquent les surfaces de contact ainsi que les pressions de contact entre la tôle et la vis augmentent de façon très importante. Cependant, il est aussi possible que les filets formés s'arrachent lors de la phase de formage à cause du surplus de matière à déplacer. Par conséquent, on observe forcément une dispersion sur les valeurs des couples de retour élastique obtenus, lié à ce phénomène d'arrachement de matière.

3.3.25 Recommandations pour la mise en œuvre de vis autoformeuses sur tôle épaisse

Ces recommandations sont issues de l'analyse des 550 essais réalisés (taraudage + traction + micrographies). Ces recommandations peuvent se classer en deux groupes. D'abord, des conditions de mise en œuvre et d'utilisation des moyens de vissage, puis des prescriptions dimensionnelles à utiliser sur la pièce déformable de l'assemblage.

Concernant la mise en œuvre, on peut tout d'abord signaler que pour la plage de vitesse de rotation de la visseuse testée (de 30tr/min à 360tr/min), celle-ci semble avoir un effet négligeable sur le processus de formation des filets par refoulement de matière. Il n'y a donc pas de vitesse de rotation recommandée a priori dans cette plage de valeur. Il faut cependant faire attention au phénomène d'échauffement du matériau qui pourrait apparaître pour des vitesses supérieures à 360 tr/min.

Il est nécessaire d'appliquer un effort presseur suffisant pour amorcer le processus de vissage, sans quoi, l'embecquetage n'est pas toujours possible. Notons aussi que cet effort est, par la suite, inutile lors de la phase de taraudage et qu'il a une influence négligeable sur le couple de taraudage.

Enfin, tous les essais ont été réalisés de telle sorte que l'axe de rotation de la vis soit coaxial avec l'axe de l'avant trou de la pièce déformée. Il serait tout à fait intéressant de mener des essais afin de quantifier l'influence d'une inclinaison de l'axe de la vis par rapport à l'axe du trou, situation que l'on peut rencontrer lors d'un vissage par un opérateur, avec une visseuse à main. A défaut, il est donc important de s'approcher au mieux de cette condition de coaxialité lors de la mise en œuvre industrielle de ce type de composant.

Pour les prescriptions dimensionnelles de la pièce déformée, les essais de taraudage, les micrographies et les essais d'arrachement permettent de définir une plage de diamètre d'avant trou optimale à préconiser. Ainsi, pour les vis M8 testées, la plage de valeurs retenue sera comprise entre 7.4mm et 7.5mm. Cette plage de valeurs permet de garantir des couples de taraudage assez faibles qui permettent de laisser une marge de couple suffisante pour réaliser la phase de serrage. D'autre part, elle permet aussi d'obtenir des filets suffisamment bien formés qui garantissent systématiquement la charge d'arrachement maximale des filets, ainsi qu'un filet sans arrachement de matière au formage.

3.3.3 Modèles de calculs issus des plans d'expériences sur tôle épaisse

3.3.3.1 Calcul du couple de taraudage maximal

Des formules de calcul (3.1 et 3.2), pour le couple de taraudage maximal, ont été développées grâce aux données issues des plans d'expérience. D'après le plan d'expérience on a identifié que le couple de taraudage dépend principalement du diamètre d'avant trou, de l'épaisseur de la pièce taraudée et du couple de matériaux en contact dans la zone de formation des filets. De plus l'interaction la plus significative est celle observée entre le couple de matériaux et l'épaisseur de la tôle (figure 3.16). Par conséquent, on a :

$$C_{T,maxi} = A.(d - d_0)/d.(C.x)^B.(e_p/d)^{C.x} \quad (3.1)$$

$$C_{T,maxi} = A.(d - d_0)/d.(C.x)^B.(e_p/d)^{C.x} \quad (3.2)$$

avec :

$C_{T,maxi}$: couple de taraudage maximal

d : diamètre nominal de la vis autoformeuse (8mm)

d_0 : diamètre d'avant trou dans la tôle taraudée

$x = R_{e,maxi\ tôle} / R_{e,mini\ vis}$: rapport des limites élastiques de la tôle et de la vis. La valeur $R_{e,mini\ vis}$ utilisée est définie paragraphe 6.3.4.

e_p : épaisseur de la tôle taraudée

A, B, C : constantes issues des plans d'expériences non définies pour des raisons de confidentialité

La formule 3.1 s'utilise pour les vis n°1 et n°3 et elle fonctionne pour des diamètres d'avant trou compris au-delà de 7.4mm puisque nous avons vu que l'utilisation des diamètres d'avant trou inférieurs à 7.4mm n'était pas souhaitable (risque d'arrachement des filets).

La formule 3.2 s'utilise pour la vis n°2 et elle fonctionne pour des diamètres d'avant trou là aussi supérieurs à 7.4mm, l'utilisation des diamètres d'avant trou inférieurs à 7.4mm conduit à des risques d'arrachement et n'est pas recommandée.

Les figures 3.35 et 3.36 présentent les tests de corrélation effectués.

Pour chaque graphe, la droite correspond aux résultats obtenus à l'aide des formules 3.1 ou 3.2, suivant la vis et les points correspondent aux points expérimentaux présentés en 3.3.22.

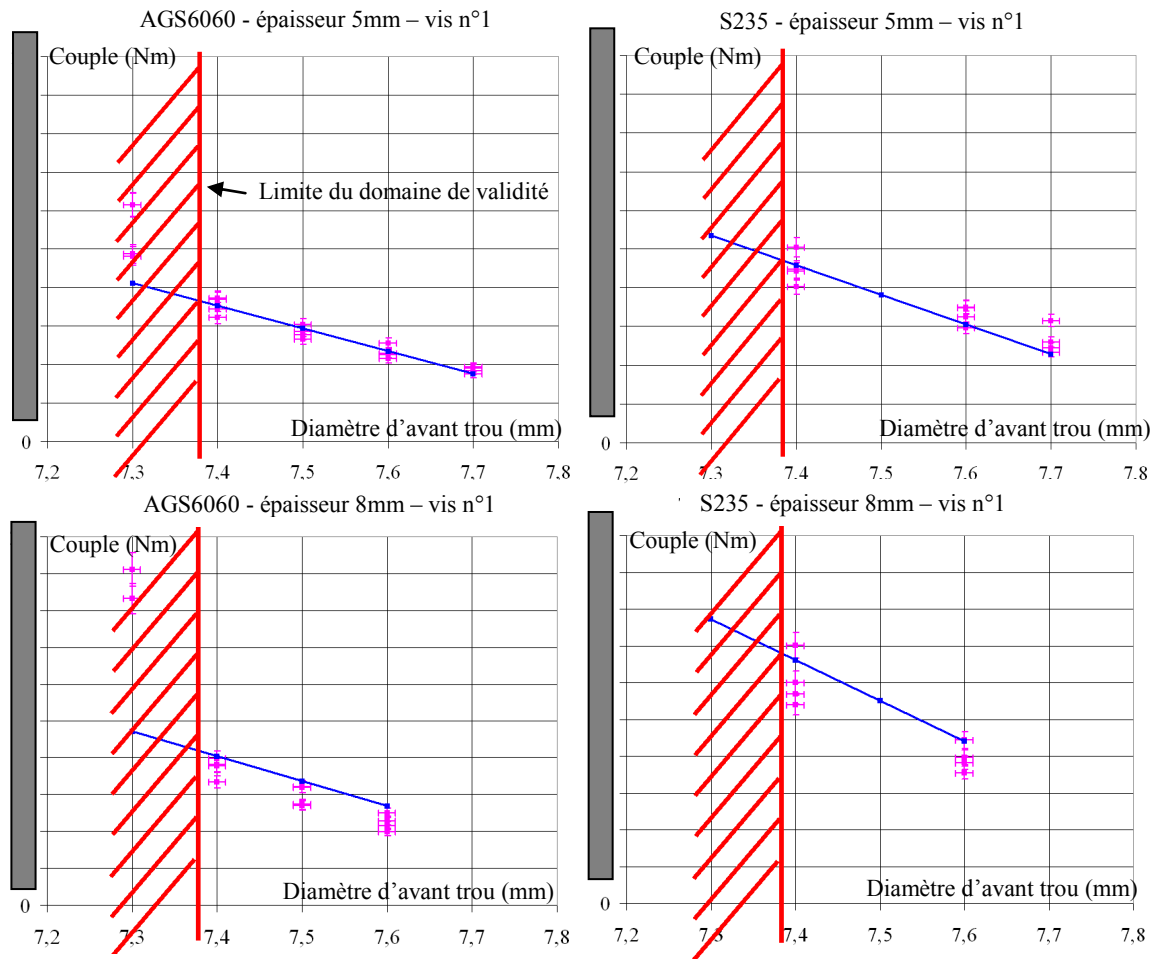


Figure 3.35 : Tests de corrélation pour la vis n°1 sur les couples de taraudage maximaux (Nm) en fonction du diamètre d'avant trou (mm).

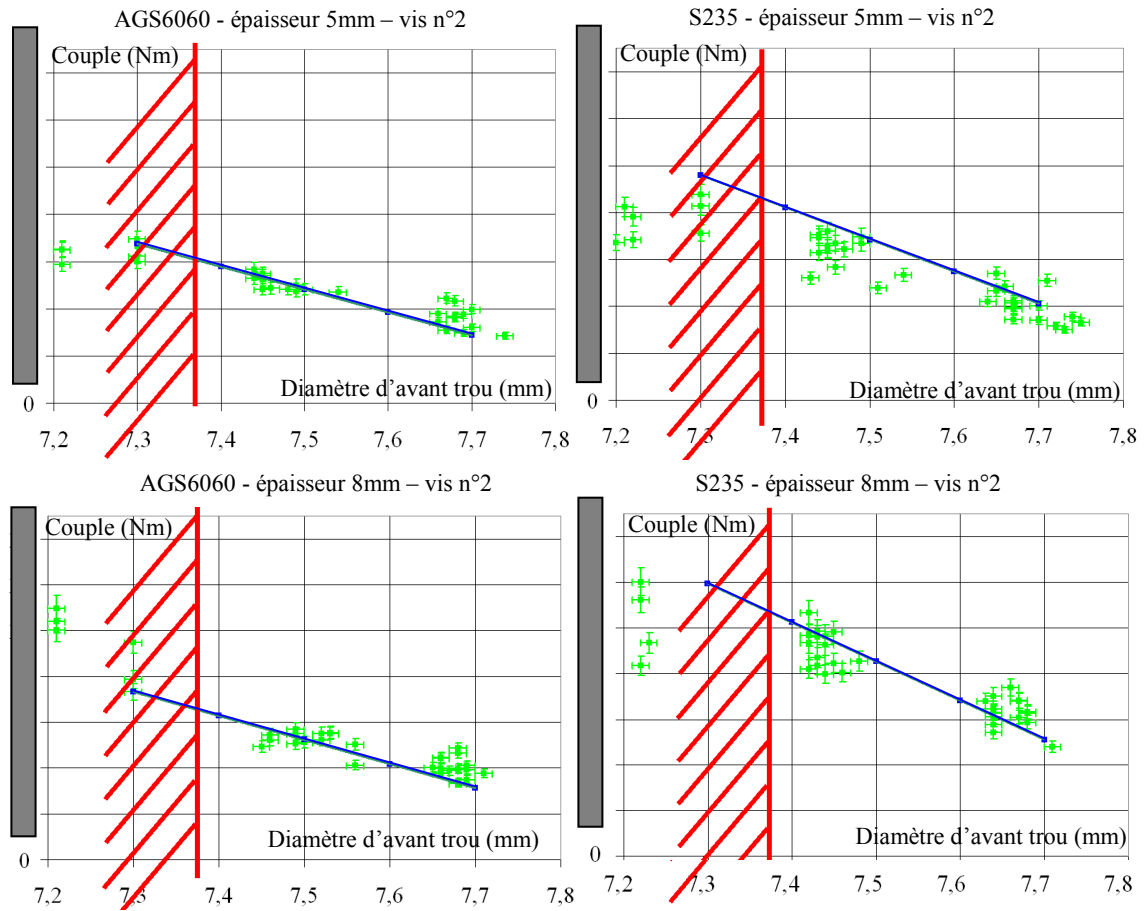


Figure 3.36 : Tests de corrélation pour la vis n°2 sur les couples de taraudage maximaux (Nm) en fonction du diamètre d’avant trou (mm).

On constate qu’il y a une bonne corrélation entre les résultats expérimentaux et les résultats obtenus à l’aide des formules 3.1 et 3.2. Dans les calculs pratiques, une marge supplémentaire de 20% sur les valeurs calculées, garantie, un couple de taraudage supérieur aux valeurs expérimentales maximales obtenues.

3.3.32 Détermination de la géométrie des filets formés par vis autoformeuse

L’objectif de ce modèle est de prévoir les dimensions des filets formés à partir des données d’entrée qui sont le diamètre d’avant trou de la pièce déformée et les dimensions de la vis autoformeuse.

Ce modèle est construit autour de deux hypothèses simplificatrices fortes :

- A partir du trou lisse qui représente l’état initial, la matière est déplacée à volume constant sous l’action de la vis. A partir du diamètre d’avant trou

d_0 , les dimensions du filet et notamment sa hauteur D_i peuvent être calculées en fonction de la géométrie ISO de la vis de diamètre de tête de trilobage $d_{\text{trilobage}}$, en déplaçant la matière de la zone 1 vers la zone 2 (figure 3.37).

- On néglige le creux dans la zone de refoulement de matière. Ainsi le diamètre D_i peut être considéré comme un diamètre moyen sans doute supérieur au diamètre minimum réel de contact.

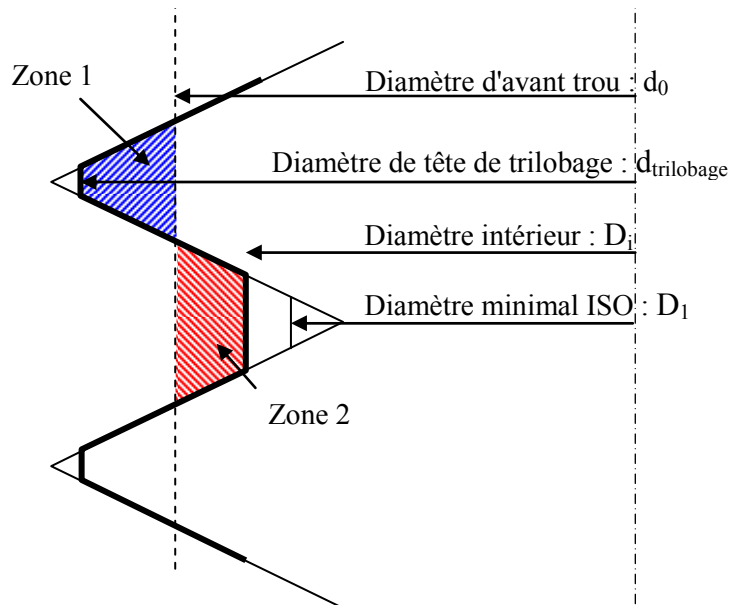


Figure 3.37 : Modèle géométrique du problème.

Le problème est résolu en calculant les volumes de la zone 1 et de la zone 2, sur une portion angulaire $\Delta\theta$. L'égalité entre V_1 et V_2 permet de déterminer le diamètre intérieur des filets formés D_i qui est la seule inconnue du problème.

Il faut donc calculer d'une part le volume V_1 qui correspond au volume de matière déplacé par la vis, et d'autre part le volume V_2 qui correspond au volume du creux du filet de la vis qui va être rempli par la matière déplacée.

3.3.321 Modèle et calcul de V_1

Le volume V_1 (volume de matière déplacé par la vis) est calculé par intégration avec les conditions géométriques définies figure 3.38 avec :

$d_{\text{trilobage}}$: diamètre de tête de trilobage de la vis autoformeuse

H : hauteur du triangle primitif défini en 1.2.12

d_0 : diamètre d'avant trou

ρ et $z(\rho)$: variables d'intégration

La géométrie de la forme d'extrémité de la vis qui donne le fond du filetage n'étant pas connue celle-ci a été négligée.

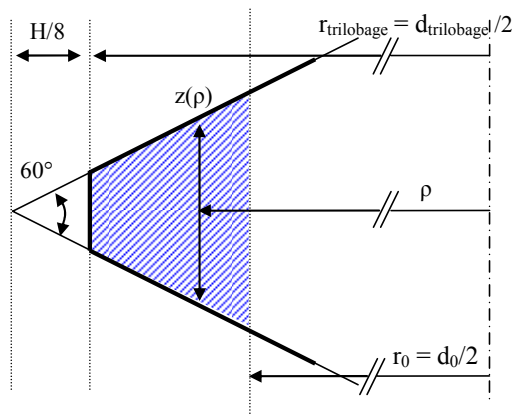


Figure 3.38 : Modèle géométrique pour le calcul de V_1 .

L'intégration de la zone hachurée sur une tranche $\Delta\theta$ permet d'obtenir le volume V_1 :

$$V_1 = 2.\Delta\theta/\sqrt{3}. [r_0^3/3 + r_{\text{trilobage}}^3/6 - 1/2.(r_{\text{trilobage}}.r_0^2)] \quad (3.3)$$

3.3.322 Modèle et calcul de V_2

Le volume V_2 (volume du creux du filet de la vis rempli par la matière déplacée) est aussi calculé par intégration mais avec des conditions géométriques différentes définies figure 3.39 avec :

D_i : diamètre intérieur des filets formés

H : hauteur du triangle primitif défini en 1.2.12

d_0 : diamètre d'avant trou

D_1 : diamètre minimal ISO défini en 1.2.12

ρ et $z(\rho)$: variables d'intégration

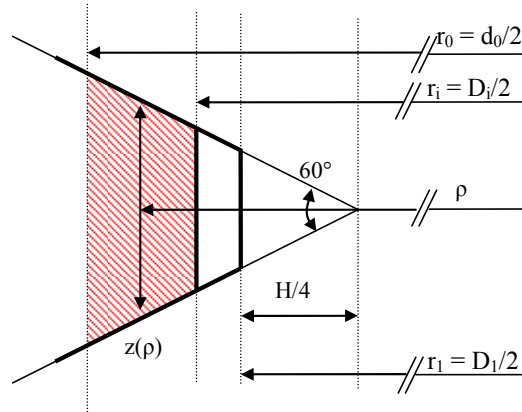


Figure 3.39 : Modèle géométrique pour le calcul de V_2 .

De même après intégration de la zone hachurée sur une tranche d'épaisseur $\Delta\theta$, on obtient :

$$V_2 = 2.\Delta\theta / \sqrt{3} . [r_0^3/3 - r_i^3/3 + (\sqrt{3}/2.pas - r_{trilobage}).(r_0^2/2 - r_i^2/2)] \quad (3.4)$$

3.3.323 Résultats obtenus et validation expérimentale

L'égalité entre V_1 et V_2 permet alors de déterminer le diamètre intérieur minimal des filets formés D_i , seule donnée inconnue du problème qui, compte tenu de l'équation finale obtenue, est recherchée par dichotomie. En répétant l'opération on peut ainsi obtenir une hauteur de filet formée, pour toute la plage de diamètre d'avant trou potentielle.

La figure 3.40 montre les résultats obtenus pour plusieurs diamètres d'avant trou, associés aux diamètres de tête de trilobage maximal (■ mm) et minimal (■ mm) des vis autoformeuses étudiées (annexe n°1).

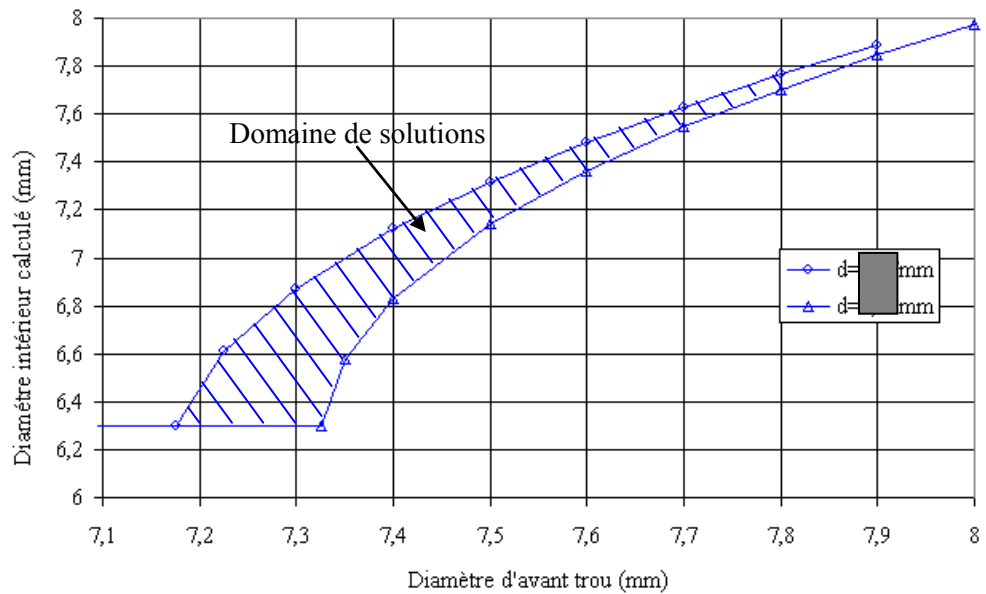


Figure 3.40 : Diamètres intérieurs D_i calculés.

Ces deux courbes sont les courbes enveloppes théoriques qui délimitent un domaine de couples de solutions, diamètre d'avant trou/diamètre intérieur formé. Ces résultats sont comparés figure 3.41 avec les diamètres de creux des filets expérimentaux issus des mesures micrographiques.

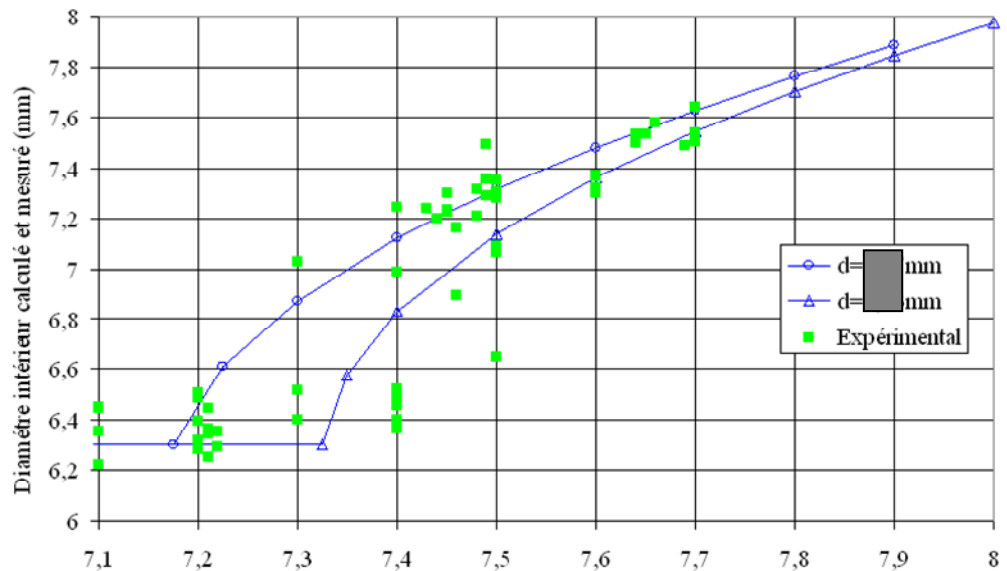


Figure 3.41 : Comparaison expérimentale et théorique des diamètres intérieurs calculés.

Les résultats obtenus peuvent être considérés comme satisfaisants compte tenu des incertitudes de mesures, puisque 70% des points expérimentaux sont dans le domaine des solutions.

3.3.33 Calcul du couple de retour élastique

Une formule de calcul (3.5), pour le couple de retour élastique, a été mise au point grâce aux données issues des plans d'expérience. Le couple de retour élastique dépend principalement du diamètre d'avant trou, de l'épaisseur de la pièce taraudée et du couple de matériaux en contact dans la zone de formation des filets, par conséquent on a :

$$C_R = A.(d - d_0)/d.(D.x)^B.(e_p/d)^{Cx} \quad (3.5)$$

avec :

C_R : couple de retour élastique

d : diamètre nominal de la vis autoformeuse (8mm)

d_0 : diamètre d'avant trou dans la tôle taraudée

$x = R_{e,maxi\ tôle} / R_{e,mini\ vis}$: rapport des limites élastiques de la tôle et de la vis. La valeur $R_{e,mini\ vis}$ utilisée est définie paragraphe 6.3.4.

e_p : épaisseur de la tôle taraudée

A, B, C, D : constantes issues des plans d'expériences non définies pour des raisons de confidentialité

La formule 3.5 s'utilise pour les vis n°1, n°2 et n°3 et elle fonctionne pour des diamètres d'avant trou compris entre 7.4mm et 7.7mm. L'utilisation des diamètres d'avant trou inférieurs à 7.4mm et supérieurs à 7.7mm n'étant pas recommandée.

La figure 3.42 présente les tests de corrélation effectués. Pour chaque graphe la droite correspond aux résultats obtenus à l'aide de la formule 3.5 et les points correspondent aux points expérimentaux présentés en 3.3.24.

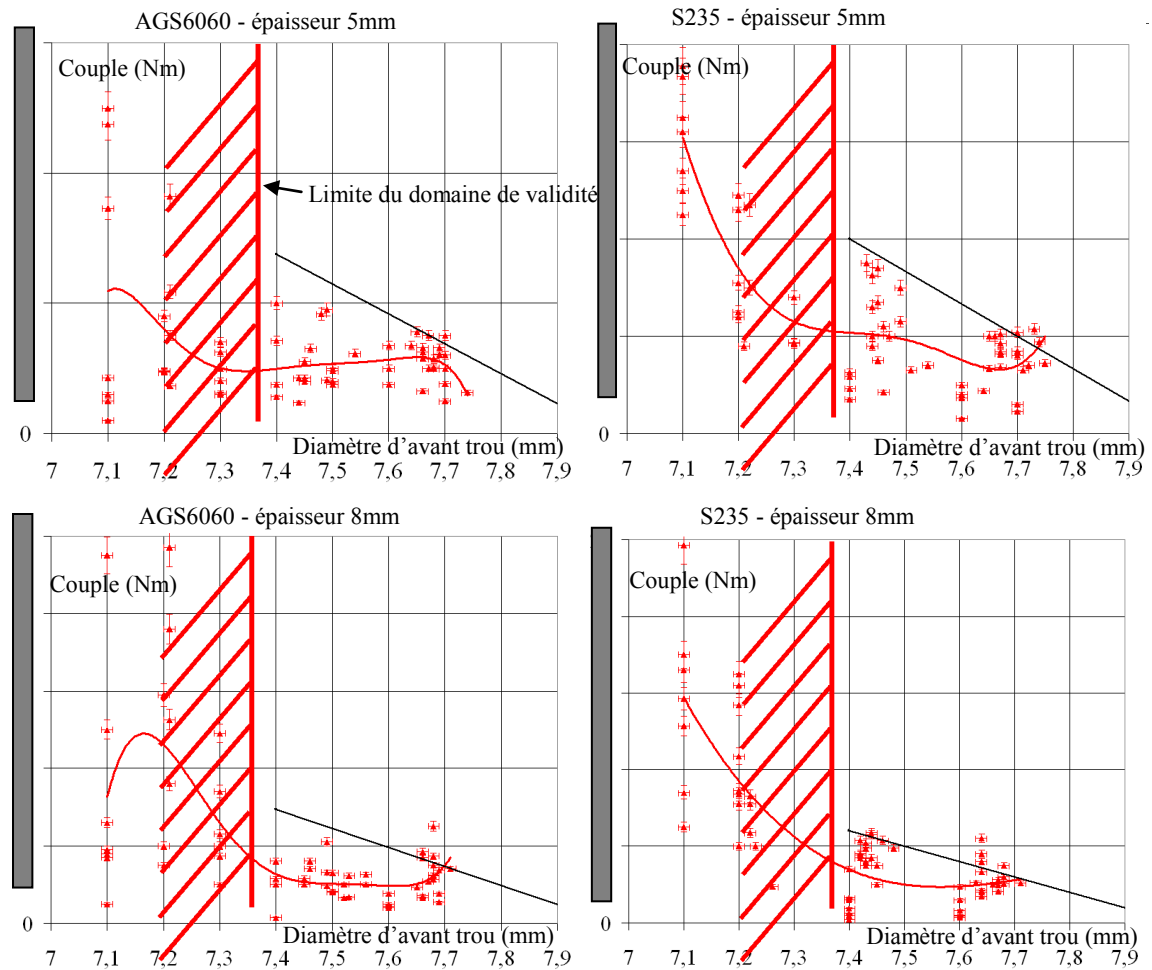


Figure 3.42 : Tests de corrélation sur le couple de retour élastique (Nm) en fonction du diamètre d'avant trou (mm).

On constate que la formule 3.5 permet d'obtenir des valeurs calculées supérieures aux couples de retour élastique mesurés. Cette recherche maximale du couple de retour élastique est volontaire car elle permettra de garantir la valeur minimale de la précharge lors d'un serrage.

3.3.34 Calcul des charges d'arrachement des filets

La méthode proposée par ALEXANDER [ALE_77] mise au point pour calculer la hauteur minimale des écrous, a été adaptée pour le cas particulier des vis autoformeuses.

La méthode d'ALEXANDER s'appuyant sur les dimensions géométriques d'un filetage cylindrique ISO, il faut donc tout d'abord passer de la vis trilobée à une vis cylindrique équivalente et prendre en compte le filetage obtenu dans ses dimensions théoriques, données par la conservation des volumes lors de l'opération de formage. Une fois l'assemblage cylin-

drique équivalent défini, on est ramené, pratiquement, au même problème que pour une vis cylindrique ISO (chapitre 1.3.3).

3.3.341 Définition de l'assemblage cylindrique équivalent

La figure 3.43 définit l'assemblage cylindrique équivalent dans le cas d'un assemblage par vis autoformeuse utilisé pour le calcul des charges d'arrachement des filets. Le diamètre extérieur utilisé dans les calculs correspond au diamètre moyen extérieur de la section trilobée d_{moyen} . Le diamètre intérieur théorique D_i obtenu lors du formage des filets est calculé avec les résultats du paragraphe 3.3.32. Enfin la valeur d_2 utilisée est la moyenne entre d_{moyen} et D_i , le pas p est le pas ISO.

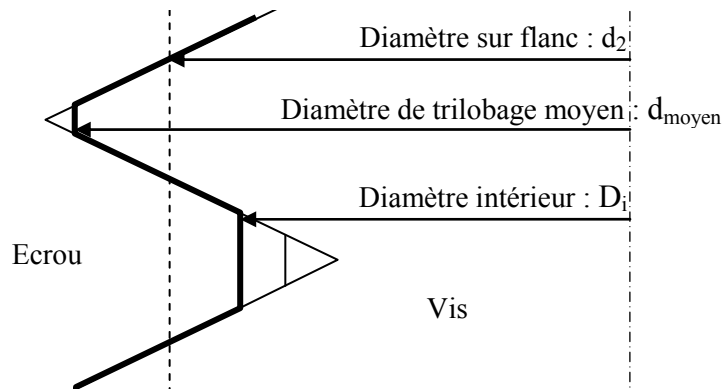


Figure 3.43 : Définition de la géométrie des filets formés.

3.3.342 Calcul du diamètre extérieur moyen de trilobage d_{moyen}

A l'arrachement, le filet de la pièce qui a une limite élastique toujours plus faible que celle de la vis se plastifie et épouse la forme du filet de la vis. Le filet est alors quasiment en cisaillement pur. On peut donc considérer que la hauteur cisillée est proportionnelle au rayon moyen des diamètres moyens de tête et de creux des lobes, que le jeu dû au retrait du filet est compensé par la déformation plastique et que la répartition des efforts est uniforme au moment du cisaillement plastique. La valeur d_{moyen} est donc calculée à partir de la géométrie des vis autoformeuses (annexe n°1) :

$$d_{\text{moyen}} = (d_{\text{tête,moyen}} + d_{\text{creux,moyen}}) / 2 = \square \text{ mm} \quad (3.6)$$

avec :

$$\square < d_{\text{tête}} < \square \text{ d'où } d_{\text{tête,moyen}} = \square \text{ mm}$$

$$\square < d_{\text{creux}} < \square \text{ d'où } d_{\text{creu,moyen}} = \square \text{ mm}$$

3.3.343 Calcul du diamètre intérieur des filets formés D_i

La valeur D_i , pour les trois vis M8, est calculée pour le diamètre moyen de tête de trilobage de \square mm à l'aide de la méthode présentée au paragraphe 3.3.323.

La figure 3.44 montre les valeurs obtenues qui sont utilisées pour le calcul d'arrachement des filets.

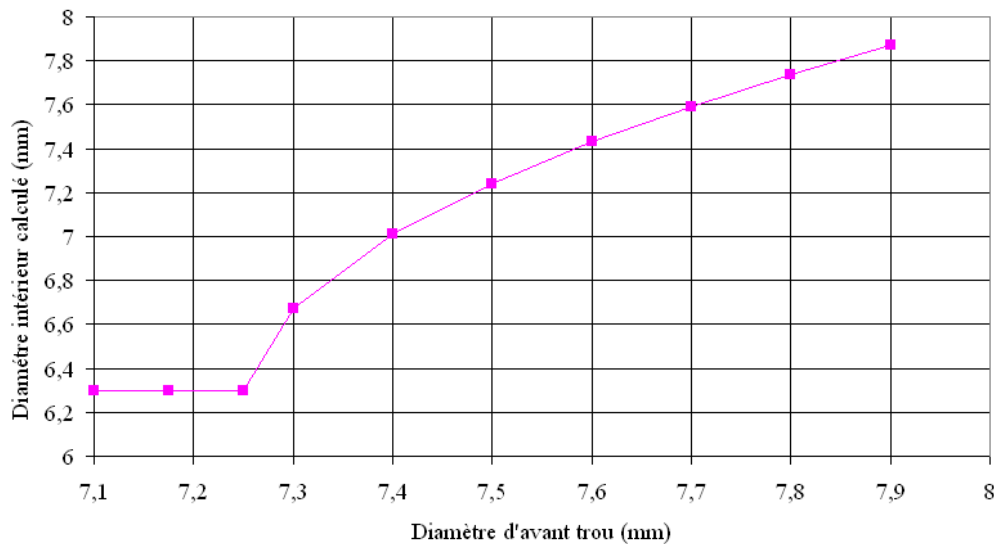


Figure 3.44 : Diamètres intérieurs D_i calculés pour le diamètre de trilobage moyen.

3.3.344 Calcul du diamètre su flanc d_2

La valeur d_2 est calculée, quelque soit la vis M8 utilisée, en faisant la moyenne des résultats obtenus en 3.3.342 et 3.3.343, soit :

$$d_2 = (d_{\text{moyen}} + D_i) / 2 \quad (3.7)$$

3.3.345 Calcul des surfaces des sections cisailées

En fonction des paramètres géométriques du filetage et de la longueur en prise L_u , les surfaces des sections cisailées de la vis A_{sv} et de la tôle A_{se} peuvent être déterminées par les expressions suivantes :

$$A_{sv} = L_u / p \cdot [p/2 + (d_2 - D_i) \cdot \tan 30] \cdot \pi \cdot D_i \quad (3.8)$$

$$A_{se} = L_u / p \cdot [p/2 + (d_{moyen} - D_2) \cdot \tan 30] \cdot \pi \cdot d_{moyen} \quad (3.9)$$

avec :

L_u : longueur utile en prise

p : pas

$d_2 = D_2$: diamètre moyen du filetage

d_{moyen} : diamètre moyen extérieur de la section trilobée

D_i : diamètre intérieur théorique lors du formage des filets

3.3.346 Calcul de la charge d'arrachement des filets de la vis

La charge d'arrachement des filets de la vis F_{av} est calculée à l'aide de la formule (3.10).

$$F_{av} = \tau_{mv} \cdot A_{sv} \cdot C_1 \cdot C_2 \quad (3.10)$$

avec :

$\tau_{mv} = 0,6 \cdot R_{e,mini\ vis}$: résistance au cisaillement du matériau de la vis

A_{sv} : section cisailée théorique de la vis

C_1 : facteur de réduction de résistance dû à la dilatation de l'écrou

Remarquons que dans notre cas, on peut prendre $C_1 = 1$ car le filetage est déjà dilaté par l'opération de formage

C_2 : facteur de réduction de résistance des filets de la vis dû à la flexion des filets.

$C_2 = 1$ pour $R_s \leq 1$

$C_2 = 5,594 - 13,682 \cdot R_s + 14,107 \cdot R_s^2 - 6,057 \cdot R_s^3 + 0,953 \cdot R_s^4$
pour $1 < R_s < 2,2$

3.3.347 Calcul de la charge d'arrachement des filets de l'écrou

La charge d'arrachement des filets de l'écrou F_{ae} est calculée à l'aide de la formule (3.11).

$$F_{ae} = \tau_{me} \cdot A_{se} \cdot C_1 \cdot C_3 \quad (3.11)$$

avec :

$\tau_{me} = 0,6 \cdot R_{e,mini \text{ écrou}}$: résistance au cisaillement du matériau de l'écrou

A_{se} : section cisailée théorique de l'écrou

C_1 : facteur de réduction de résistance dû à la dilatation de l'écrou
 $C_1 = 1$

C_3 : facteur de réduction de résistance des filets de l'écrou dû à la flexion des filets

$$C_3 = 0,897 \text{ pour } R_s \geq 1$$
$$C_3 = 0,728 + 1,769 \cdot R_s^2 + 1,296 \cdot R_s^3$$

pour $1 < R_s < 2,2$

3.3.348 Résultats obtenus et validation expérimentale

La figure 3.45 présente les tests de corrélation effectués sur les charges d'arrachement des filets formés, la rupture des filets de la vis n'ayant jamais été constatée.

Pour chaque graphe, la courbe correspond aux résultats obtenus à l'aide de la formule 3.11 et les points correspondent aux points expérimentaux présentés en 3.3.23.

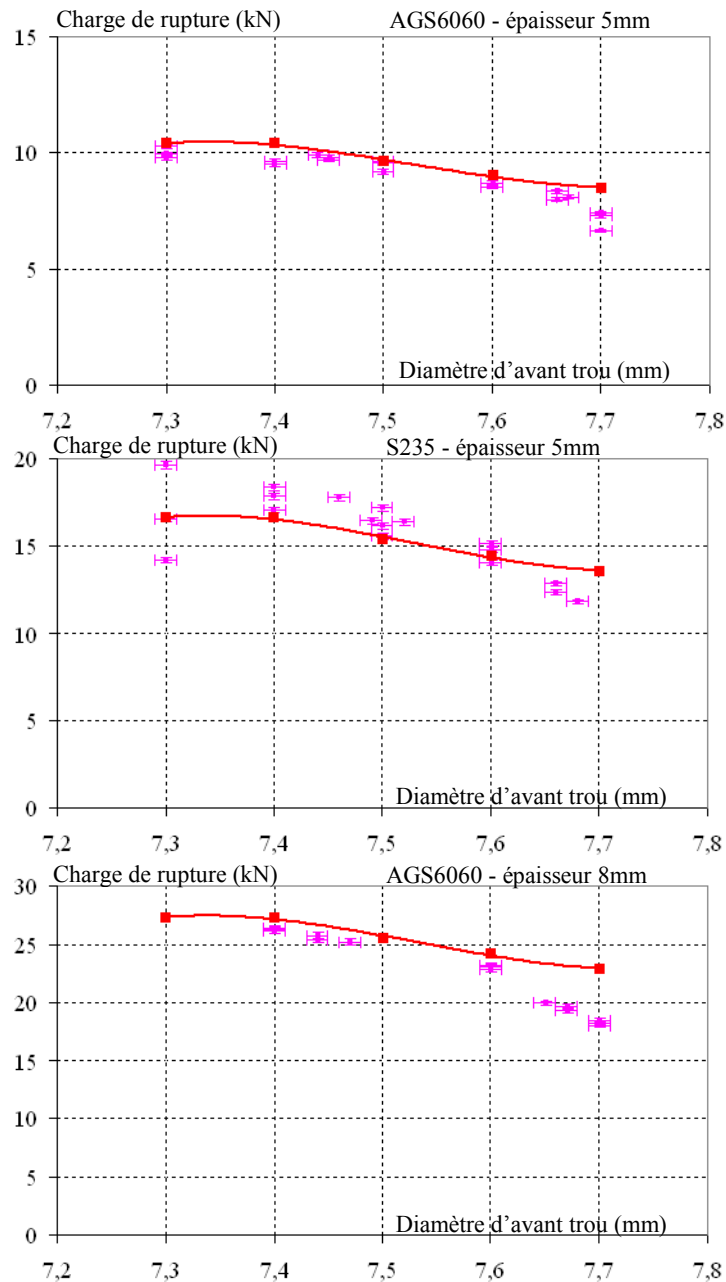


Figure 3.45 : Tests de corrélation sur les charges d'arrachement des filets formés (kN) en fonction du diamètre d'avant trou (mm).

On constate qu'il y a une bonne corrélation entre les résultats expérimentaux et les résultats obtenus à l'aide de la formule 3.5 et que dans les calculs pratiques, on a une garantie totale de non rupture en affectant le calcul d'un coefficient de sécurité de 0.8, ce qui est faible pour ce type de calcul.

3.4 Etude des cas d'assemblage RENAULT

Nous avons réalisé trois cas d'essais complémentaires sur des assemblages de pièces issues des assemblages RENAULT : les collets, les écrous lisses et les trous non débouchants (figure 3.46).

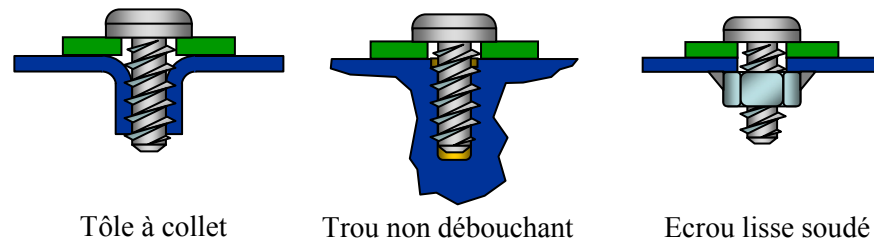


Figure 3.46 : Assemblages Renault.

Ces essais supplémentaires ont été réalisés afin de vérifier les couples de taraudage obtenus et de valider les choix technologiques déjà mis en place. Les vis autoformeuses étant déjà utilisées par le constructeur, il existe un savoir faire au Technocentre, pour l'utilisation de ce type de composant, dans ces trois cas d'assemblage.

Les collets sont des tôles minces de différentes épaisseurs comprises entre 0.67mm et 3mm, embouties à l'aide de différents poinçons suivant un cahier des charges spécifique au constructeur. Ce type d'assemblage est généralement utilisé sur les tôles de carrosserie. Ces tôles sont des produits plats à haute limite d'élasticité (HLE360D ou XES) qui présentent une excellente aptitude à la déformation.

Cependant, il n'est pas toujours possible de réaliser des collets dans ces éléments pour différentes raisons. Une autre solution de fixation alternative et complémentaire aux collets consiste à souder des écrous lisses à l'endroit de la fixation. Ces écrous spéciaux, en acier, possèdent un trou lisse ajusté bien défini qui permet la formation de filets suffisamment formés.

Enfin, les vis autoformeuses sont aussi utilisées pour réaliser la fixation d'éléments dans des pièces pleines comme, par exemple, dans la partie bloc moteur où le fil de masse est fixé par vis autoformeuse. Dans ces zones d'assemblages, le vissage est alors réalisé dans des trous non débouchants, dans des aluminiums de fonderie de type AS9U3Y40.

3.4.1 Cas des collets

Nous n'avons pas pu réaliser d'étude paramétrique sur les collets testés, car ils correspondent à des cas normaux d'utilisation et sont fabriqués avec une cote cible de $7.35\text{mm} \pm 0.04$ pour une fixation avec la vis autoformeuse M8 n°2. Le protocole opératoire est le même que celui défini paragraphe 3.2.4. La figure 3.47 présente les couples de taraudage et les micrographies obtenus pour des collets en XES, dans des tôles d'épaisseur 1.5mm et 2.5mm ainsi que pour un collet en HLE360D, dans un tôle d'épaisseur 2mm.

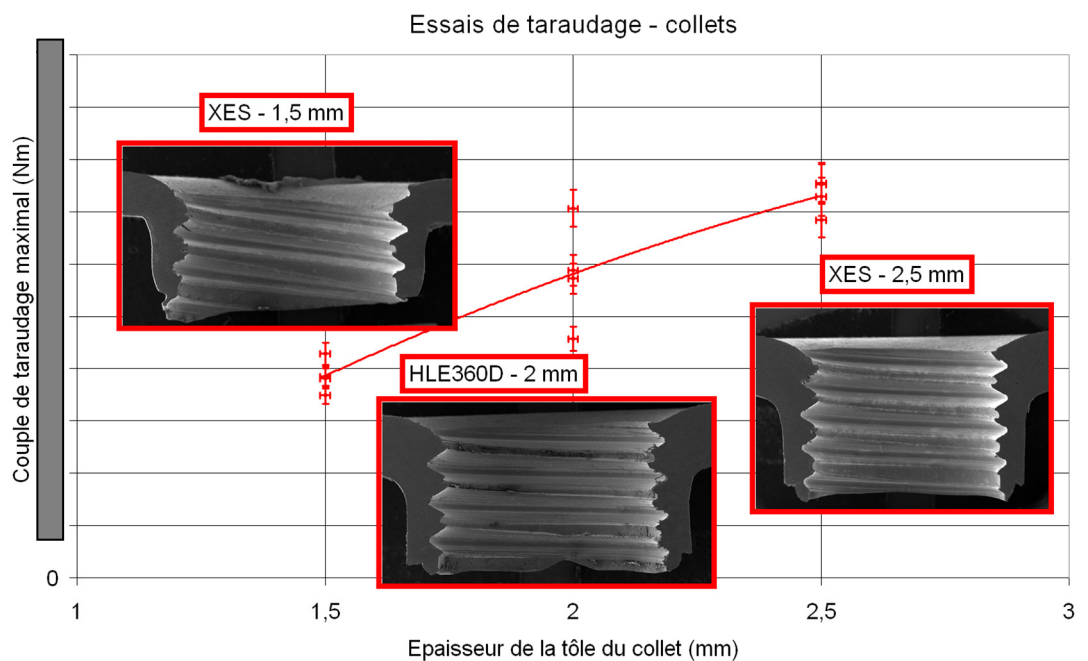


Figure 3.47 : Couples de taraudage sur les collets testés.

Comme déjà identifié sur les essais sur tôle épaisse, la profondeur d'insertion de la vis joue un rôle important sur le couple de taraudage.

Cependant, le collet est une solution d'assemblage plus complexe du point de vue de la formation des filets que les autres cas d'étude. En effet, comme les tôles utilisées sont de faible épaisseur et qu'elles sont assez malléables, il existe pendant la phase de formage une dilatation radiale non négligeable comme le montre la micrographie figure 3.48.

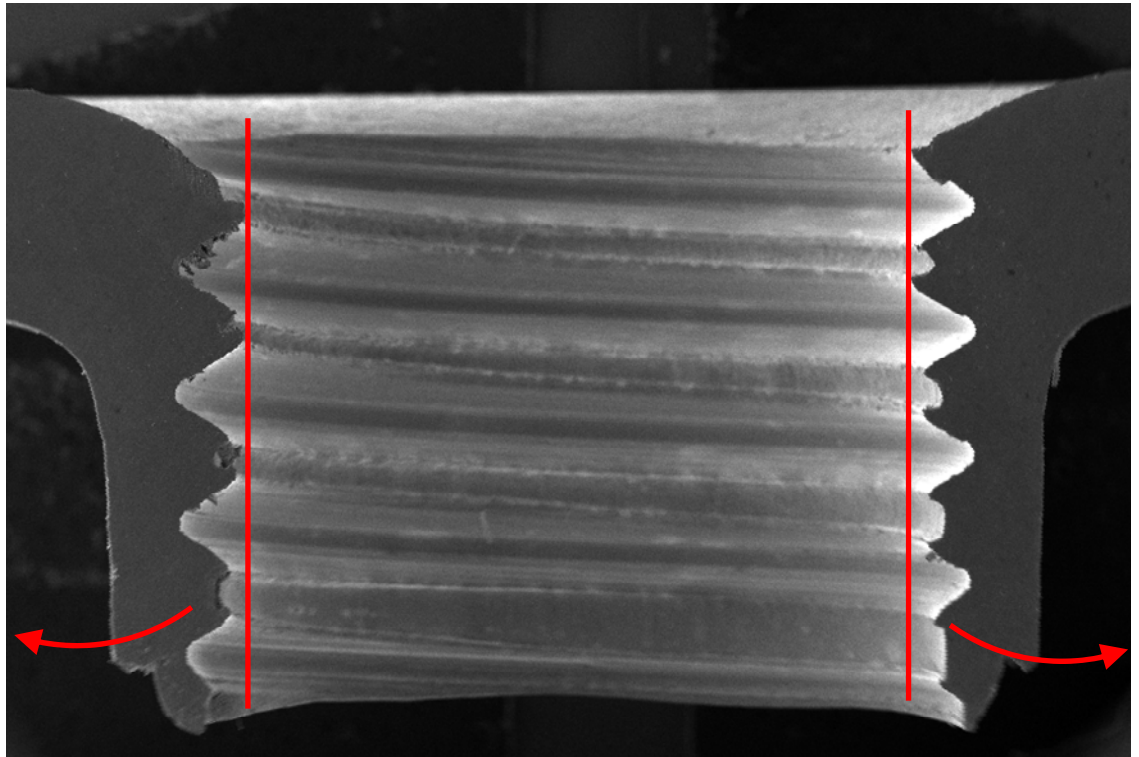


Figure 3.48 : Visualisation du phénomène de dilatation radiale sur le collet.

La dilatation radiale entraîne une modification de la forme du filet au fur et à mesure de l'insertion de la vis. Ainsi les filets sont mieux formés dans la partie haute du collet, plus « rigide » et moins bien formés dans la partie inférieure, plus « souple ».

Pour quantifier cette dilatation radiale on peut observer les hauteurs relatives de filet $H^*=H/pas$, obtenues en partie haute et basse du collet sur chaque micrographie. Les valeurs mesurées sont présentées dans les tableaux 3.3 et 3.4.

ep (mm)	H (mm)	Pas (mm)	H*
1.5	0.59	1.25	0.472
2	0.65	1.25	0.52
3	0.67	1.25	0.536

Tableau 3.3 : Hauteurs expérimentales de filet formé H^* pour la partie haute des collets.

ep (mm)	H (mm)	Pas (mm)	H*
1.5	0.25	1.25	0.2
2	0.45	1.25	0.36
3	0.45	1.25	0.36

Tableau 3.4 : Hauteurs expérimentales de filet formé H* pour la partie basse des collets.

On constate, d'une part, que le filet en partie basse est en moyenne 2 fois moins formé que le filet en partie haute et que plus la tôle est fine plus la dilatation radiale est importante. Ainsi pour le même diamètre d'avant trou, plus l'épaisseur de la tôle est faible, plus le couple de taraudage est faible. La moyenne du couple de taraudage maximal varie entre 4Nm, dans le cas d'un collet dans une tôle de 1.5mm en XES et 7.4Nm, dans le cas d'un collet dans une tôle de même matériau mais de 2.5mm d'épaisseur, soit une augmentation de 85%.

Aussi, on peut aussi considérer que le couple de retour élastique est négligeable dans ce cas d'assemblage. En effet, les valeurs mesurées sur l'ensemble des essais sur collet sont inférieures à 0.5Nm. Ces faibles valeurs s'expliquent par la faible épaisseur des pièces comparée à l'épaisseur de la zone plastifiée.

Enfin, la cote pour le diamètre d'avant trou utilisée peut être considérée comme donnant un bon compromis du point de vue de la forme finale des filets et des couples de taraudage obtenus, ces assemblages n'étant pas prévus pour transmettre des efforts importants.

3.4.2 Cas des écrous lisses

Comme pour le cas des collets, nous n'avons pas réalisé d'étude paramétrique sur les écrous lisses. Ils sont fabriqués avec un diamètre d'avant trou de $7.45\text{mm} \pm 0.04$ et sur une hauteur de 5mm, pour une fixation avec les trois vis autoformeuses M8. Le protocole opératoire d'essais est le même que celui défini en 3.2.4. Les figures 3.49, 3.50, 3.51 présentent les couples de taraudage obtenus pour les trois vis testées.

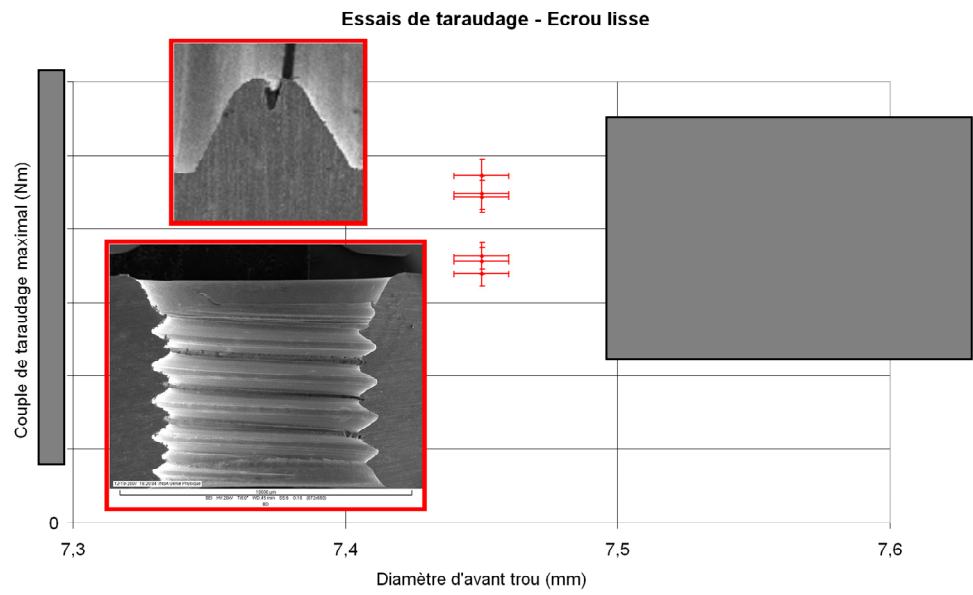


Figure 3.49 : Couples de taraudage maximaux sur les écrous lisses pour la vis n°1.

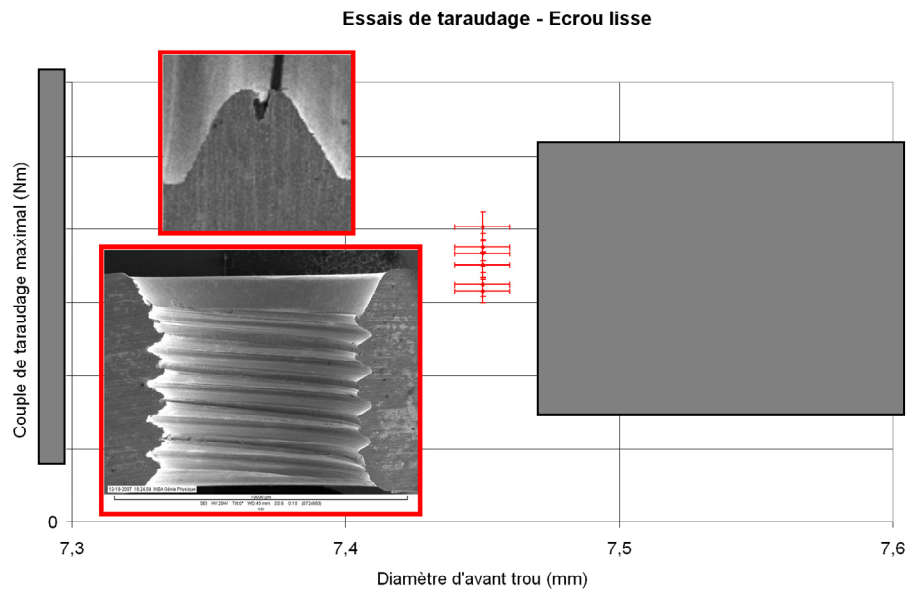


Figure 3.50 : Couples de taraudage maximaux sur les écrous lisses pour la vis n°2.

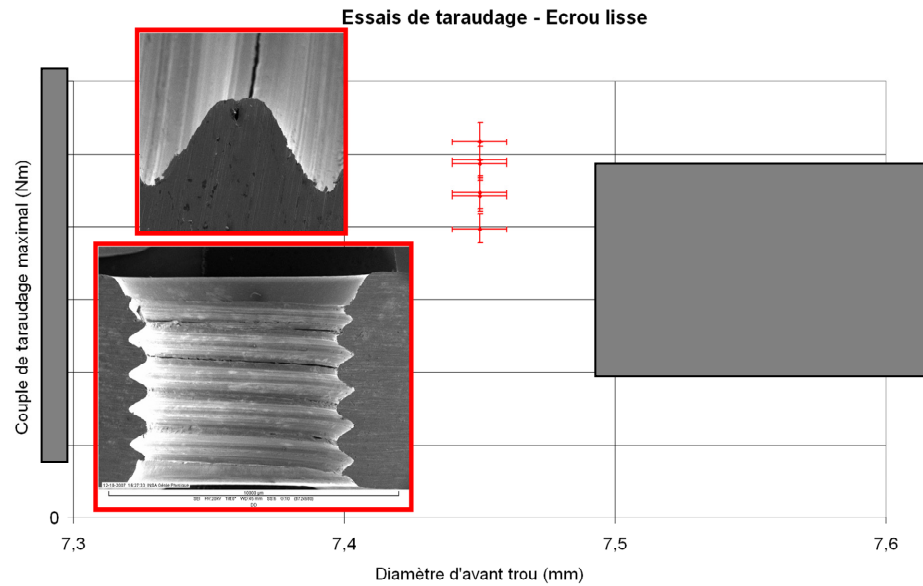


Figure 3.51 : Couples de taraudage maximaux sur les écrous lisses pour la vis n°3.

Comme pour les collets, la cote de diamètre d'avant trou réalisée peut être considérée comme satisfaisante du point de vue de la forme finale des filets et des couples de taraudage obtenus. De plus, on constate que les résultats obtenus sont très proches de ceux de la tôle épaisse. Cependant les écrous ont été testés sans avoir été soudés sur leur tôle et dans des conditions de liaison qui ne correspondent pas exactement à la réalité industrielle. Nous pensons, que l'influence de la modification de la matière par le soudage et la fixation différente ont un effet négligeable sur le couple de taraudage maximal mais cela nécessiterait une vérification sur quelques cas.

3.4.3 Cas des trous non débouchants

Il existe deux configurations de trous non débouchants liées au mode d'obtention du trou lisse, avec différentes nuances d'alliages légers. On a des trous non débouchants bruts de fonderie et des trous non débouchants usinés. Pour ces essais, seuls les trous usinés dans un alliage léger de fonderie AS9U3Y40 ont été testés. Ils sont définis avec un diamètre d'avant trou cible de 7,43mm JS11. En complément, des essais ont été réalisés pour deux diamètres d'avant trou supplémentaires de 7.2mm et 7.7mm afin de vérifier la tendance observée sur les essais sur tôle épaisse, car la tolérance sur les trous bruts de fonderie peut être assez importante.

3.4.31 Description du cycle de vissage expérimental

Pour chaque essai, on obtient une courbe couple de vissage instantané en fonction du temps. On montre, figure 3.52, une courbe qui correspond à un essai à 360tr/min avec un effort presseur de 100N dans un diamètre d'avant trou de 7.2mm.

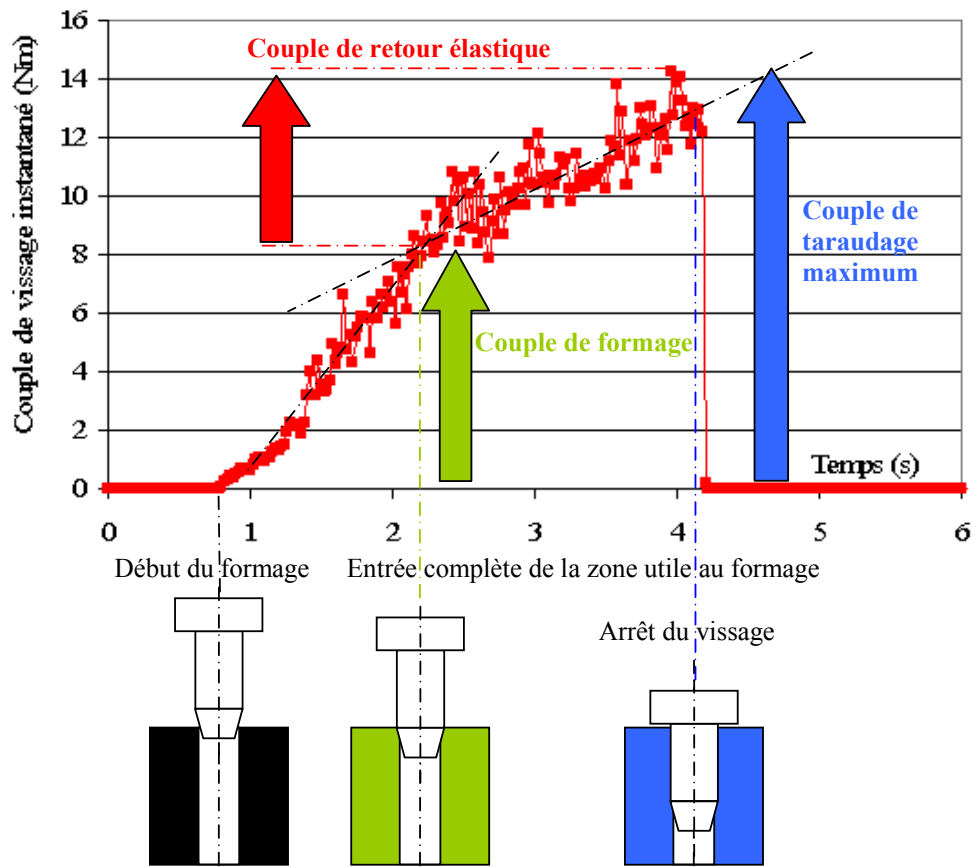


Figure 3.52 : Courbe couple de vissage instantané en fonction du temps pour un vissage à 360tr/min avec un effort presseur de 100N dans un trou non débouchant de diamètre d'avant trou de 7.2mm.

Si on observe cette courbe, on retrouve l'évolution générale déjà identifiée lors des simulations numériques, paragraphe 2.2.4. La première partie de la courbe correspond à l'insertion de la zone utile au formage de la vis, comme pour un essai dans une tôle épaisse, puis on observe une rupture de pente dès que toute cette zone est insérée dans la pièce. Dans la deuxième partie de la courbe, le couple continue de croître puisque un couple de frottement filet, proportionnel à la longueur d'insertion de la vis, vient s'ajouter en complément du couple de taraudage. L'essai s'arrête enfin juste avant que la tête de la vis arrive en contact avec la pièce taraudée.

On obtient alors la valeur maximale de couple de taraudage qui est fonction de la longueur de la partie filetée en prise avec la pièce.

3.4.32 Couples de taraudage

Les couples de taraudage maximaux obtenus pour l'ensemble des essais sont présentés figure 3.53. Les couples mesurés sont légèrement supérieurs pour la vis n°3 à ceux de la vis n°1, ce qui est logique sur ces essais puisque la seule différence notable entre les deux éléments filetés est leur longueur, la vis n°3 étant plus longue de 3mm en moyenne, et que la procédure est telle que le taraudage a été réalisé sur une longueur égale à la longueur de la vis.

D'autre part, on obtient des résultats comparables à ceux obtenus pour la tôle épaisse en AGS6060. Le diamètre d'avant trou est toujours le paramètre qui influence le plus le couple de taraudage et pour des diamètres d'avant trou de 7.2mm, il y a une dispersion importante du couple de taraudage. Cette dispersion est essentiellement due à un arrachement ou non des filets de façon aléatoire lors de la phase d'insertion de la vis. Compte tenu de l'ensemble des observations expérimentales réalisées, la cote cible préconisée de 7.43mm JS11 (7.43 ± 0.045) semble bien adaptée au processus de taraudage par vis autoformeuse.

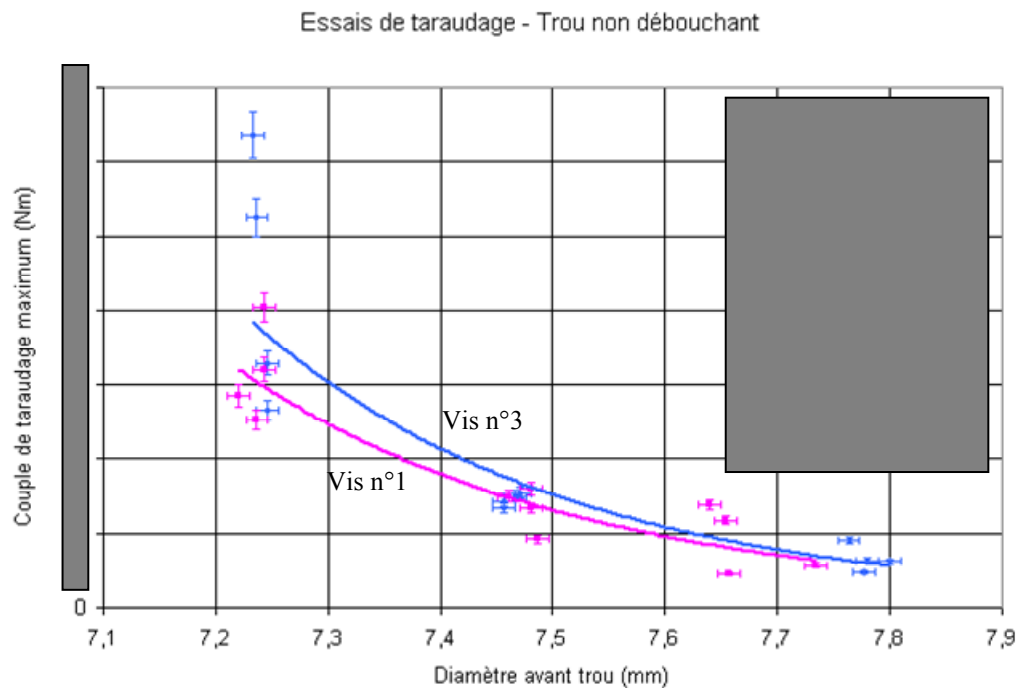


Figure 3.53 : Valeurs maximales des couples de taraudage pour les trous non débouchants.

3.4.33 Calcul du couple de taraudage maximal

Le couple de taraudage maximal est calculé avec la formule 3.12, elle est construite de la même manière que les formules présentées en 3.3.31 et 3.3.33 :

$$C_{T,maxi} = A.(d - d_0)/d.(C.x)^B.(l_i/d)^{Cx} \quad (3.12)$$

avec :

$C_{T,maxi}$: couple de taraudage maximal

d : diamètre nominal de la vis autoformeuse

d_0 : diamètre d'avant trou dans la tôle taraudée

$x = R_{e,maxi\ pièce} / R_{e,mini\ vis}$: rapport des limites élastiques de la pièce taraudée et de la vis. La valeur $R_{e,mini\ vis}$ utilisée est définie paragraphe 6.3.4.

l_i : longueur en prise de la vis

A, B, C : constantes issues des plans d'expériences non définies pour des raisons de confidentialité

La figure 3.54 présente les tests de corrélation effectués. La droite correspond aux résultats obtenus à l'aide de la formule 3.12 et les points correspondent aux points expérimentaux présentés en 3.3.32.

Tests de corrélation - AS9U3Y40 - trou non débouchant

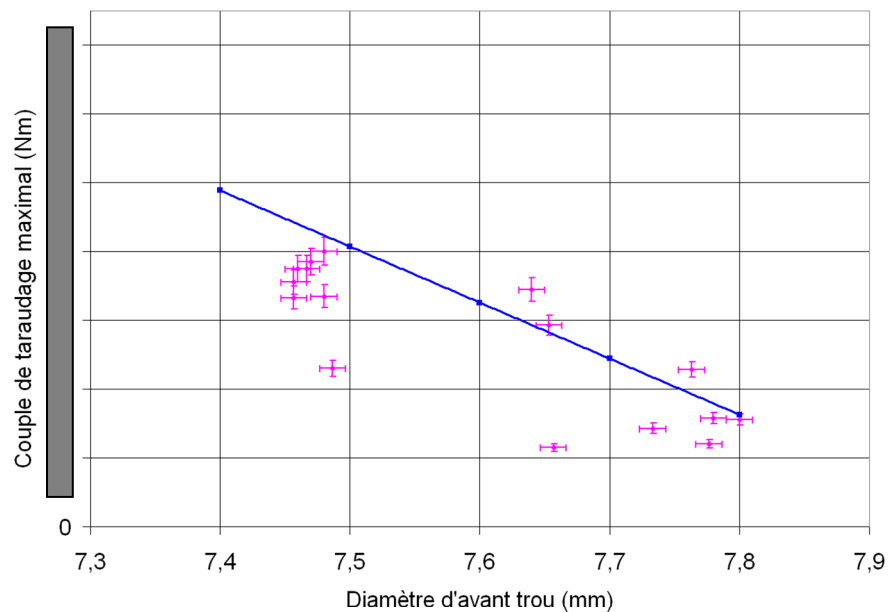


Figure 3.54 : Tests de corrélation sur les couples de taraudage maximaux (Nm) en fonction du diamètre d'avant trou (mm) dans le cas du trou non débouchant.

On constate qu'il y a une bonne corrélation entre les résultats expérimentaux et les résultats obtenus avec la formule 3.12. La formule 3.12 permet d'obtenir des valeurs calculées légèrement supérieures aux couples maximaux de taraudage mesurés. Cette recherche des limites supérieures est voulue car elle permettra de garantir la valeur minimale de la précharge lors d'un serrage.

3.5 Conclusion

Ces campagnes d'essais importantes, plus de 650 essais réalisés, ont permis de répondre aux différents objectifs fixés. Les moyens expérimentaux ainsi que les protocoles opératoires utilisés ont permis d'obtenir des résultats satisfaisants, avec une précision acceptable.

L'étude de sensibilité a permis de mettre en évidence les trois paramètres les plus influents sur le couple de taraudage. Ces trois paramètres sont le matériau, le diamètre d'avant trou et l'épaisseur de la tôle. La vitesse de rotation de la visseuse ainsi que l'effort presseur ont une influence négligeable sur les valeurs maximales du couple de taraudage.

Des conditions de mise en œuvre et d'utilisation des moyens de vissage ainsi que des prescriptions dimensionnelles sur la pièce dans laquelle on forme le filet ont été identifiées, afin de garantir les meilleures conditions vis-à-vis des critères imposés : minimisation du couple de taraudage maximal et du couple de retour élastique, résistance mécanique des filets formés suffisante pour transmettre les efforts.

Concernant la mise en œuvre, on constate que la plage de vitesse de rotation de la visseuse testée (de 30tr/min à 360tr/min), a un effet négligeable sur le processus de formation des filets par refoulement de matière, il n'y a donc pas de vitesse de rotation recommandée.

Il est nécessaire d'appliquer un effort presseur suffisant (100N) à l'amorce du processus de vissage, sans quoi, l'embequetage n'est pas toujours possible. Ensuite cet effort est inutile lors de la phase de taraudage et a une influence négligeable sur le couple maximal de taraudage.

Enfin, les essais de taraudage, les micrographies et les essais d'arrachement ont permis de définir une plage de diamètre d'avant trou optimale, dans quatre cas types d'assemblage. Cette plage de valeur garantit d'une part, des couples de taraudage assez faibles et d'autre part, des filets suffisamment bien formés.

4 Modélisation analytique du processus de taraudage par vis autoformeuse

4.1 Introduction

4.2 Etat de l'art sur les modèles analytiques

- 4.2.1 Modèle analytique de HAYAMA
- 4.2.2 Modèle analytique de HENDERER
- 4.2.3 Modèle analytique d'AGAPIOU
- 4.2.4 Modèle analytique de SENEVIRATNE
- 4.2.5 Modèle analytique de CHOWDHARY

4.3 Analyse des modèles présentés

4.4 Calcul de la pression de contact moyenne lors du processus de taraudage par refoulement de matière

- 4.4.1 Indentation d'un coin rigide dans un matériau rigide parfaitement plastique
- 4.4.2 Influence du frottement dans l'indentation d'un coin rigide dans un matériau rigide parfaitement plastique
- 4.4.3 Adaptation au formage des filets par vis à profil ISO
 - 4.4.31 *Influence du frottement sur la pression moyenne*
 - 4.4.32 *Influence de deux sections de filets successives*
 - 4.4.33 *Etude d'un champ de lignes de glissement adapté*
 - 4.4.331 Cas général sans frottement
 - 4.4.332 Généralisation du modèle sans frottement
 - 4.4.333 Régularisation de la pression moyenne
- 4.4.33 *Influence de la forme de l'extrémité des filets de la vis*

4.5 Calcul approché du couple de taraudage

- 4.5.1 Hypothèses de travail
- 4.5.2 Modélisation de la surface de contact
- 4.5.3 Modèle de calcul de la profondeur d'indentation
- 4.5.4 Modèle de calcul du couple de formage
- 4.5.5 Résultats obtenus

4.6 Conclusion

4.1 Introduction

Comme nous avons pu le constater en réalisant les simulations et les essais, le processus de taraudage est un processus complexe et il n'est pas envisageable de proposer des modèles analytiques qui décriraient parfaitement la réalité. L'objectif de ce chapitre est donc de présenter des modèles approchés, sachant que les résultats obtenus, notamment sur les pressions de contact, sont dans tous les cas conservatifs, sans que l'on puisse en évaluer la précision sinon par comparaison avec des simulations numériques, ce qui ne peut être considéré comme satisfaisant. Toutefois, l'analyse proposée, basée sur l'étude de la pénétration radiale d'un coin aigu rigide dans un matériau rigide parfaitement plastique, permet de mettre en évidence les paramètres influents et de bien illustrer les phénomènes associés au processus de taraudage par déformation de matière.

Ce chapitre comprend trois parties. Tout d'abord, nous réalisons un état de l'art sur les méthodes et les modèles analytiques existants. Puis nous présentons le calcul de la pression moyenne à flanc de filet lors de l'opération de formage. Pour cela, nous considérons le filet comme un coin aigu qui pénètre dans la matière considérée comme rigide parfaitement plastique. Le problème approché est considéré comme plan et la méthode utilisée est celle du champ de lignes de glissement. Une solution originale, tenant compte de l'interaction entre deux filets successifs est proposée. Elle permet d'obtenir la pression moyenne sur le flan des filets en fonction de la hauteur du filet formé ou de la pénétration du filet de la vis dans la matière à tarauder. La troisième partie concerne l'évaluation du couple de formage.

4.2 Etat de l'art sur les modèles analytiques

L'objectif de cette partie est de recenser chronologiquement les différentes modélisations et les méthodes analytiques utilisées pour le taraudage par vis autoformeuses. Ce domaine d'application étant beaucoup trop restreint, les recherches ont été élargies au taraudage par déformation qui, comme nous l'avons déjà mentionné, est tout à fait comparable pour l'opération de formage des filets. D'ailleurs, les premières publications qui ont proposé des modèles analytiques portent sur le taraudage par déformation où la prédiction du couple de taraudage est un élément important, qui pilote le choix des outils.

4.2.1 Modèle analytique de HAYAMA

En 1972, HAYAMA [HAY_72] a développé un premier modèle de calcul du couple de taraudage lors d'une opération de taraudage par déformation, associé à une géométrie de taraud.

Dans un premier temps, grâce à une étude expérimentale, HAYAMA a estimé que le couple global se décomposait en un couple nécessaire à la formation des filets et un couple lié à la finition des filets. Il a mis aussi en évidence, l'influence du diamètre d'avant trou sur la grandeur du couple de taraudage en montrant que, plus le diamètre d'avant trou est petit, plus le couple de taraudage sera important puisqu'il aura davantage de matériau à déformer. HAYAMA a aussi étudié l'influence de trois lubrifiants sur le couple de taraudage et a plus particulièrement mis en avant l'impact que peut avoir un lubrifiant dans la phase de finition des filets, avec une réduction significative du couple de taraudage.

Dans un second temps, il propose un modèle analytique à partir d'un champ élémentaire de glissement satisfaisant l'énergie minimale de déformation. Cette approche lui permet d'écrire une formulation généralisée du couple de taraudage en fonction des caractéristiques mécaniques du matériau déformé, de la géométrie des filets obtenue, du coefficient de frottement de l'interface pièce déformée/taraud et du diamètre du taraud.

Pour écrire ses modèles analytiques, HAYAMA [HAY_72] a tout d'abord calculé la pression de contact sur le flanc d'un filet lors de sa création, en considérant qu'il s'agissait d'une indentation simple. Il a ensuite reformulé le problème en considérant une double indentation pour améliorer son premier modèle et l'approcher du cas où plusieurs filets sont formés (figure 4.1). A partir de ce dernier cas, il a intégré sa formule sur le nombre de tours nécessaire au formage des filets afin d'en estimer le couple. Finalement, le couple global du processus de taraudage est obtenu par sommation de ce couple de formage et d'un couple de finition des filets lié au retour élastique de la matière. Enfin il a validé ces modèles de calculs de couples avec des essais sur un alliage d'aluminium et un acier doux, sans en préciser les nuances. Le paramètre de calage semblant être la grandeur du coefficient de frottement.

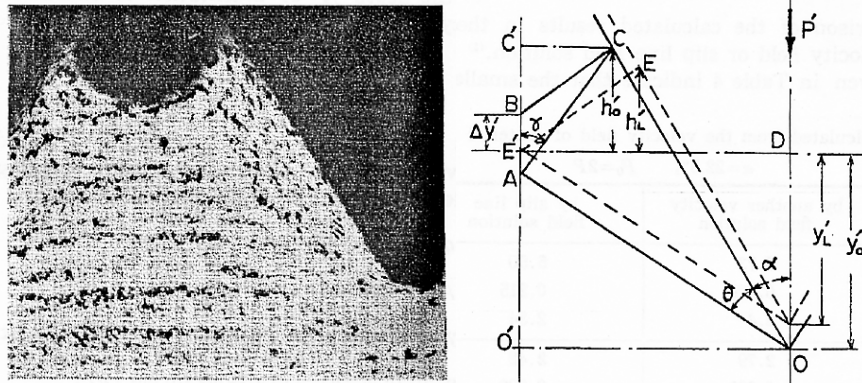


Figure 4.1 : Géométrie pour le modèle analytique [HAY_72].

4.2.2 Modèle analytique de HENDERER

Pratiquement à la même époque, HENDERER en 1974 [HEN_74] et 1975 [HEN_75] a aussi réalisé une étude sur l'évaluation du couple de taraudage lors d'une opération de taraudage par déformation.

Tout comme HAYAMA, le problème est approximé comme étant une indentation d'un lobe de taraud dans la pièce déformée afin d'obtenir un filet de hauteur M (figure 4.2). Pour le calcul du couple global de taraudage, il propose de sommer trois couples calculés indépendamment : un couple lié à l'opération d'indentation nécessaire au déplacement du matériau, un couple due à la forme de l'extrémité des lobes du taraud et un couple lié au frottement entre les filets formés et le taraud.

Les formules proposées tiennent compte de divers paramètres géométriques définis figure 4.2, du coefficient de frottement entre l'outil et le matériau déformé et de la contrainte d'écoulement en cisaillement K du matériau déformé.

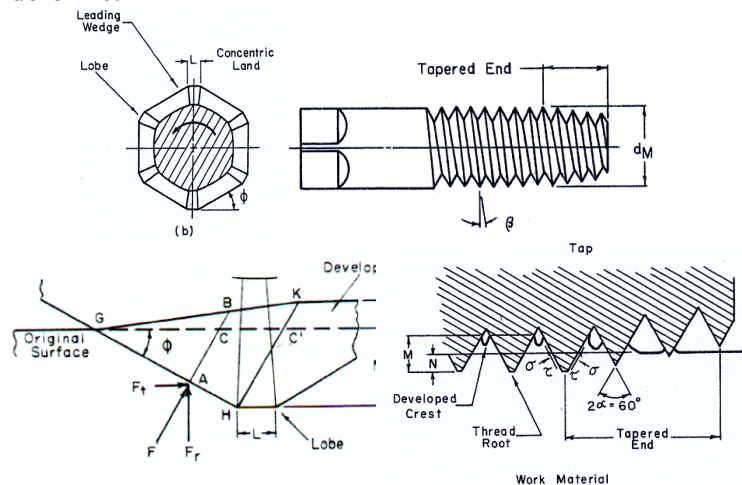


Figure 4.2 : Paramètres géométriques pour la modélisation [HEN_74].

4.2.3 Modèle analytique d'AGAPIOU

Le diamètre d'avant trou est mentionné dans toutes les études qui traitent du procédé de taraudage par déformation, mais il n'existe pas de modèle précis qui permette d'établir la géométrie des filets formés à partir du diamètre d'avant trou nominal. AGAPIOU propose néanmoins dans ses travaux [AGA_94] une solution pour calculer un pourcentage de filet formé lors d'une opération de taraudage par déformation et un modèle pour prédéterminer le diamètre d'avant trou associé à un pourcentage de filet recherché.

La formule 4.1. permet de définir le pourcentage de filets formés η comme le rapport entre la hauteur réelle h_a du filet et la hauteur h_t du profil triangulaire écrêté comme indiqué sur la figure 4.3.

$$\eta = \frac{h_a}{h_t} = -0,166675 + \left[0,02778 - \frac{2,0529 \times (D_\mu - D_d)}{pas} \right]^{1/2} \quad (4.1)$$

avec :

D_d : Diamètre d'avant trou

D_μ : Diamètre de tête minimum du filet obtenu

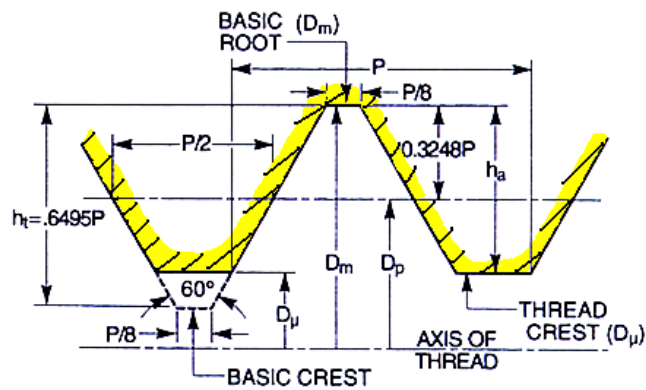


Figure 4.3 : Profil de référence des modèles de AGAPIOU [AGA_94].

La formule (4.2) est une formule approchée qui permet de prédéterminer le diamètre d'avant trou D_d en fonction du diamètre maximum du taraud D_{ms} et du pourcentage de filets voulu η .

Dans cette modélisation, AGAPIOU propose de supposer que le sommet du filet est plat et adopte l'hypothèse de la conservation de l'aire de la section entre l'état initial, le trou lisse, et l'état final, le filet.

$$D_d = D_{ms} + \text{pas} \cdot \eta \cdot (0,487 \cdot \eta - 1,136625) \quad (4.2)$$

4.2.4 Modèle analytique de SENEVIRATNE

SENEVIRATNE [SEN_00] et [SEN_01] a développé une modélisation du processus d'assemblage réalisé à l'aide de vis autoformeuses de diamètres inférieurs à 3 mm, pour des applications dans des plaques en matériaux tendres, afin de mettre en place des outils de monitoring pour le contrôle du couple de serrage dans des chaînes d'assemblage automatisées [ALT_05].

Dans un premier temps, il a réalisé une étude expérimentale sur des éprouvettes de polycarbonate, d'ABS et d'acier doux afin d'identifier les différentes phases du processus de vissage d'une vis autoformeuse. La figure 4.4 présente la courbe expérimentale obtenue pour l'acier doux et le tableau 4.1 les différentes caractéristiques mécaniques et géométriques de la pièce déformée ainsi que de la vis.

Lors de ce processus de vissage, l'auteur a mis en évidence 5 grandes phases. On retrouve tout d'abord la phase d'engagement de la vis qui correspond à l'apparition du couple à l'instant T1 sur la figure 4.4, puis une phase de formage des filets dans laquelle on retrouve une augmentation du couple proportionnelle à la longueur de filets en prise, c'est la zone T2. A l'instant T3, comme la pièce déformée est débouchante, on retrouve un pic suivi d'une chute du couple global puisque, dans la zone T4, on ne retrouve que le couple lié à l'avance de la vis sans formation de filets. Enfin dès que la tête de la vis arrive en contact avec la pièce supérieure de l'assemblage, on a une augmentation importante du couple qui permettra le serrage de l'assemblage, c'est la zone T5.

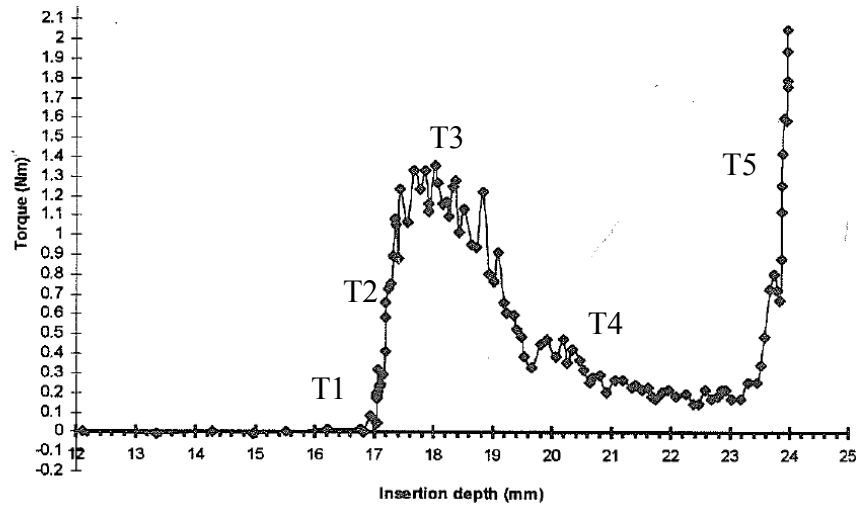


Figure 4.4 : Courbe expérimentale du couple de vissage en fonction de la profondeur de vissage [SEN_00].

Material and hole properties		Screw properties	
Property	Value	Property	Value
Material type	Mild steel sheet	Type	AB No. 4
Thickness	1.61 mm	Material	zinc-plated steel
Yield strength	262 MPa	Major diameter	2.87 mm
Tensile strength	520 MPa (710 MPa)	Root diameter	2.02 mm
Elastic modulus	207 GPa	Pitch	1.10 mm
Coefficient of friction	0.24 (inclined plane)	Length	9.69 mm
Tap hole diameter	2 mm	Taper length	2.79 mm
Near-plate thickness	0 (not used)	Cap diameter	5.03 mm

Tableau 4.1 : Caractéristiques mécaniques et géométriques [SEN_00].

Pour le calcul des couples dans les différentes phases du vissage, SENEVIRATNE propose des modèles de calcul empiriques avec lesquels on peut déterminer le couple d'engagement de la vis, le couple pour faire avancer la vis qui se décompose en un couple pour usiner le matériau et un couple pour vaincre les frottements et enfin le couple de serrage de l'assemblage.

Cependant, le modèle de calcul n'est validé que pour des matériaux très tendres (ABS et polycarbonate). Il faut ajouter que la géométrie de la vis présentée, reste assez éloignée de la géométrie des vis autoformeuses que nous avons étudiées, car ces vis ne possèdent pas un profil métrique ISO.

4.2.5 Modèle analytique de CHOWDHARY

Les modèles analytiques les plus récents sont ceux proposés par CHOWDHARY développés pour du taraudage par déformation [CHO_02], [CHO_03].

Cependant, l'approche proposée est différente de celle utilisée dans tous les travaux présentés précédemment. Dans un premier temps, CHOWDHARY a réalisé des tests de brochage par déformation sur du laiton, avec un taraud ré-usiné pour ne conserver qu'un seul lobe. Ainsi, les efforts qui s'appliquent sur un lobe dans les trois directions ont pu être mesurés pour deux vitesses et deux profondeurs de passes différentes (figure 4.5).

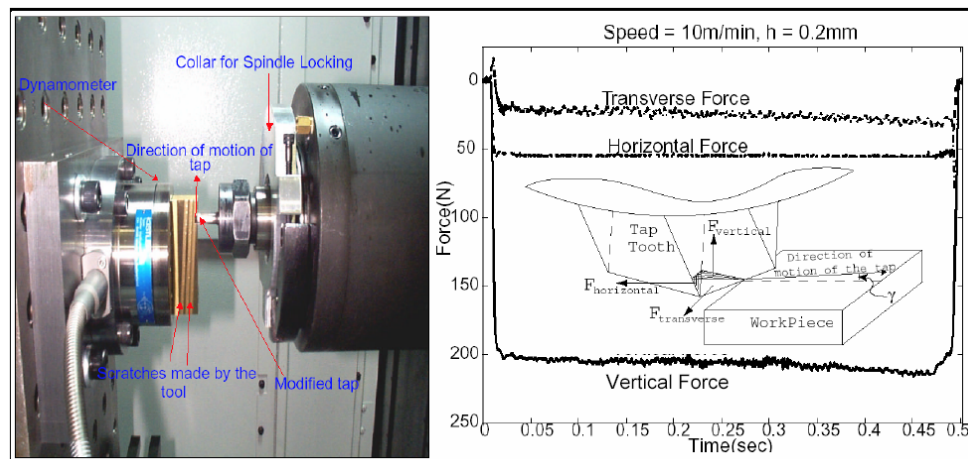


Figure 4.5 : Essai de brochage d'un lobe, CHOWDHARY et al. [CHO_02].

Le couple global de vissage est ensuite calculé en sommant les couples générés par chacun des lobes de la zone d'engagement du taraud. Pour le calcul de ces couples, les efforts sur chaque lobe ne sont pas déterminés à partir des mesures expérimentales des tests de brochage, mais calculés à partir des énergies spécifiques de déformation.

Ainsi l'aire de chaque face i d'un lobe en contact avec la matière est pondérée par un coefficient spécifique de formation normale $C_n(i)$ et un coefficient spécifique de formation tangentielle $C_t(i)$, afin d'obtenir les efforts appliqués sur chaque lobe.

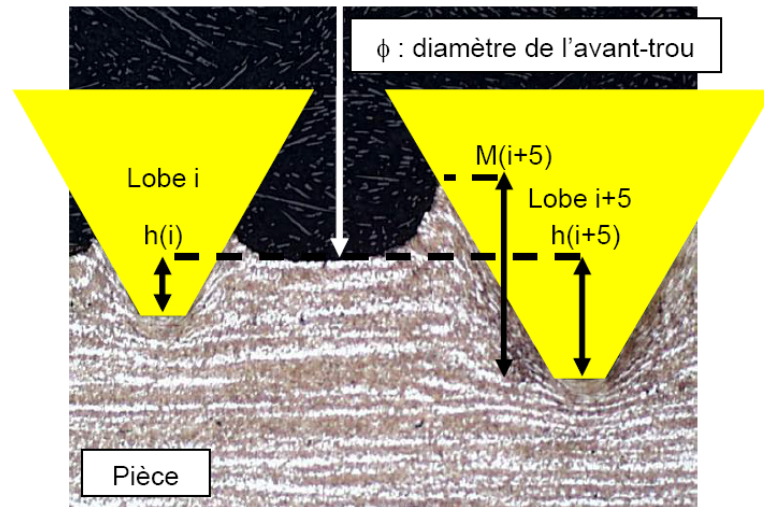


Figure 4.6 : Définition profondeur engagement $h(i)$ et profondeur de travail $M(i)$ d'un taraud à 5 lobes [CHO_02].

Pour le calcul de ces coefficients spécifiques l'auteur utilise plusieurs constantes obtenues par identification inverse pendant l'essai de taraudage par déformation et n'utilise pas de coefficient de frottement entre les matériaux en contact. Là encore, le modèle ne fonctionne donc que dans les conditions de l'application et ne peut être utilisé pour prévoir le comportement dans des cas différents de taraudage par déformation.

Le second modèle de CHOWDHARY et al. [CHO_03] est une amélioration du premier, qui inclut de nombreux autres paramètres. La géométrie du taraud est mieux approchée et le modèle prend en compte le retour élastique de la pièce ainsi qu'une profondeur réelle de travail des lobes en ajoutant la prédiction du creux du sommet du filet (figure 4.6 et 4.7). Enfin, le modèle différencie le calcul du couple dans la zone d'engagement du taraud et le calcul du couple dans la zone de finition des filets.

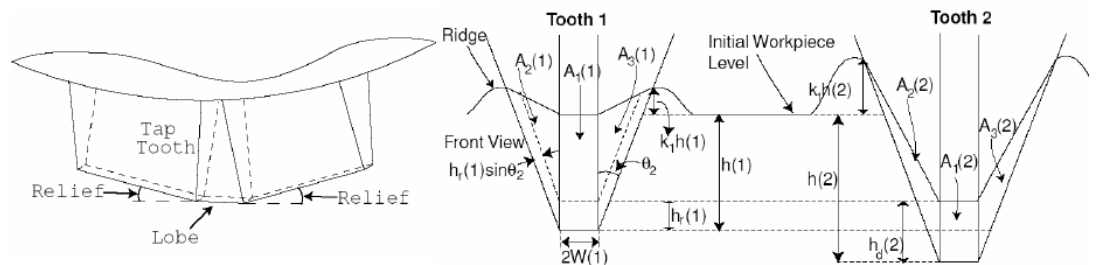


Figure 4.7 : Définition des paramètres géométriques du 2nd modèle [CHO_03].

Dans la zone d'engagement du taraud, la profondeur réelle de travail $M(i)$ d'un lobe est calculée en sommant trois termes au lieu d'un sur le

modèle précédent. Le premier terme correspond à la différence entre les profondeurs de passe de deux lobes consécutifs $h(i) - h(i - 1)$, le second est lié au retour élastique, sa valeur est proportionnelle à l'engagement du lobe via un coefficient k tel que $h_r(i) = k.h(i - 1)$, enfin le dernier terme correspond à l'accroissement de la hauteur de filet déterminée par la relation $k_1.h(i)$ avec k_1 coefficient d'accroissement du filet.

Comme sur le modèle précédent, l'aire de chaque face i d'un lobe en contact avec la matière est pondérée par des coefficients spécifiques de formation nommés $C_a(i)$ et $C_b(i)$ afin d'obtenir les efforts sur chaque lobe.

Enfin, le frottement est pris en compte par un coefficient m sur toutes les faces des lobes en contact avec la matière, aussi bien dans la zone d'engagement du taraud que dans la zone de finition des filets.

Le modèle propose donc cinq coefficients k , k_1 , m , $C_a(i)$ et $C_b(i)$ qui sont déterminés soit comme pour le premier modèle par identification inverse pour $C_a(i)$, $C_b(i)$ et m , ou issus de données bibliographiques pour k et k_1 .

Dans le cas du laiton, le modèle a été validé pour quatre tailles de filet et deux géométries de taraud avec une erreur sur le couple variant entre 2% et 20%. L'évolution du couple semble bien représentée (figure 4.8).

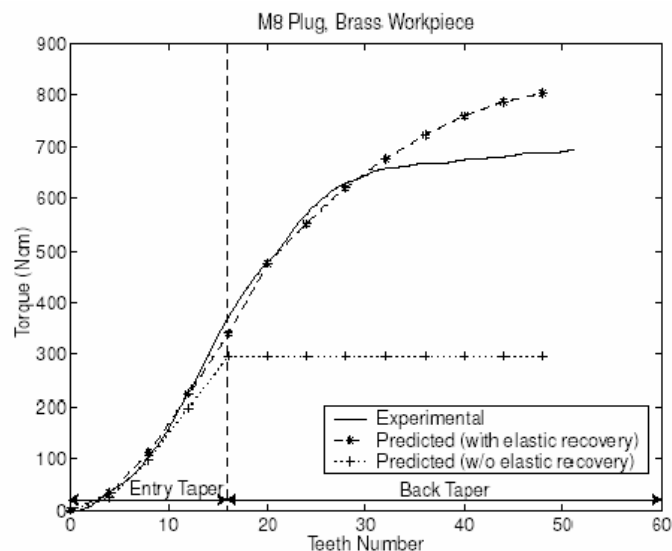


Figure 4.8 : Couples de taraudage obtenus pour le cas du laiton [CHO_03].

Comme pour le premier modèle analytique, certains coefficients sont calculés par identification inverse, le modèle ne fonctionne donc que dans les conditions de l'application et ne sera pas prédictif pour d'autres cas différents de taraudage par déformation.

4.3 Analyse des modèles présentés

Tout d'abord, nous devons remarquer, que la bibliographie concernant la mise au point de modèles analytiques permettant la prédiction du couple de formage des filets d'un taraudage par déformation est extrêmement réduite. D'autre part, seuls les travaux de SENEVIRATNE concernent les vis auto-formeuses. Ils mettent bien en évidence les différentes phases de formage des filets, ainsi que le couple de frottement résiduel, dû au retour élastique. Toutefois, les vis étudiées, destinées aux assemblages dans les matériaux tendres, ne comportent pas de lobes de formage. Elles sont proches du modèle traité pas simulation que nous avons présenté au chapitre 2.

Les autres publications concernent l'usinage par déformation des filets à l'aide de tarauds qui comportent tous plusieurs lobes et dont la forme est proche de celle des vis étudiées expérimentalement.

La moins intéressante est celle d'HENDERER [HEN_74], [HEN_75] qui se limite à l'analogie avec l'indentation d'une dent dans un massif semi infini et qui, de ce fait, utilise pour calculer le couple de formage la valeur de la pression de début d'indentation, très inférieure à la valeur réelle en fin de formage du filet. S'il peut présenter des corrélations convenables avec les essais, cela est dû à l'adaptation du coefficient de frottement.

CHOWDHARY [CHO_02], [CHO_03] présente un modèle géométrique de calcul du couple sophistiqué mais qui nécessite de nombreuses expérimentations pour identifier les différents coefficients, ce qui en limite grandement l'intérêt.

A notre avis, le plus intéressant est le modèle de HAYAMA [HAY_72] qui est également le plus ancien (1972). Cette étude, réalisée à partir d'hypothèses simples, est complète et met bien en évidence le phénomène prépondérant qu'est l'augmentation notable des pressions de contact lorsque la pénétration des filets est importante. Toutefois, la fonction liant les pressions de contact à la hauteur des filets formés présente une discontinuité qui n'a pas de sens physique, si les résultats obtenus en négligeant le frottement sont comparables à ceux que nous avons obtenus par une autre méthode, ceux obtenus en considérant le frottement semblent, pour une partie erronés.

Dans la suite, nous proposons notre propre approche de ce problème délicat, en vue de réaliser un modèle approché permettant d'obtenir une bonne évaluation du couple de formage.

4.4 Calcul de la pression de contact moyenne lors du processus de taraudage par refoulement de matière

Comme nous l'avons vu chapitre 2, la modélisation du formage des filets est extrêmement délicate et nécessite l'utilisation d'outils de simulation appropriés complexes, qui sont particulièrement délicats à mettre en œuvre. En conséquence, nous proposons un modèle de calcul approché simple, permettant d'évaluer la pression de contact moyenne sur les flancs du filet de la vis et ensuite d'en déduire une estimation convenable du couple de taraudage.

Le modèle développé part du phénomène de base de la pénétration radiale d'un coin dans un matériau parfaitement plastique appelé également indentation et dont la première modélisation, basée sur une description hypothétique des lignes de glissement a été proposée par HILL dans les années 50 [HIL_50].

Compte tenu du caractère pluridisciplinaire des travaux présentés dans ce mémoire, et pour que le lecteur non familier des problèmes de plasticité puisse juger convenablement de la pertinence de la modélisation simplifiée proposée, les notions de base de la théorie de la plasticité en déformations planes, nécessaires à la compréhension de la démarche, sont rappelées en annexe n°5.

4.4.1 Indentation d'un coin rigide dans un matériau rigide parfaitement plastique

Le problème de la pénétration normale, sans frottement à la surface de contact, d'un coin aigu indéformable de demi angle au sommet α dans un matériau considéré comme rigide parfaitement plastique et dont les dimensions de la surface plane sont grandes par rapport à la zone déformée a été traité par HILL [HIL_50]. Ce problème, peut être considéré comme un des problèmes de base de la plasticité en déformations planes. Nous allons le présenter de manière détaillée, car il permet de comprendre la suite de la démarche qui mène à l'évaluation du couple de formage. Cette partie purement bibliographique, est essentiellement inspirée de [JOH_85].

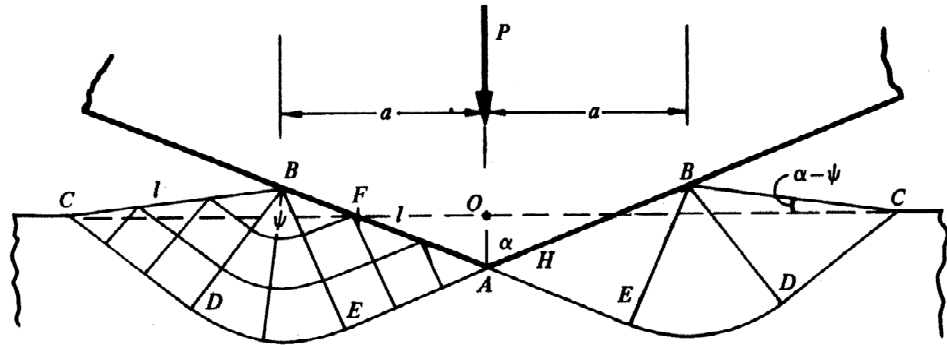


Figure 4.9 : Indentation par un coin rigide sans frottement [JOH_85].

Si on considère la figure 4.9 qui donne une image du champ des lignes de glissement, le matériau s'écoule plastiquement dans les deux régions symétriques notées ABCDE. La matière, autour de cette région, est considérée comme incompressible et ainsi la matière déplacée par le coin est poussée vers le bord supérieur en conservant les volumes. Les triangles AOF et BFC ont donc même surface. Si le contact sur la face du coin AB se fait sans frottement, il n'y a pas de contrainte de cisaillement, la pression de contact P_w est alors une contrainte principale et les lignes de glissement font un angle de $\pi/4$ avec AB. De même, les lignes de glissement font un angle de $\pi/4$ avec la surface libre BC, supposée plane. L'état de contrainte dans la région BCD est représenté par le cercle de MOHR de diamètre $2K$ (figure 4.10). K , défini en annexe n°5, est la contrainte d'écoulement en cisaillement du matériau déformé.

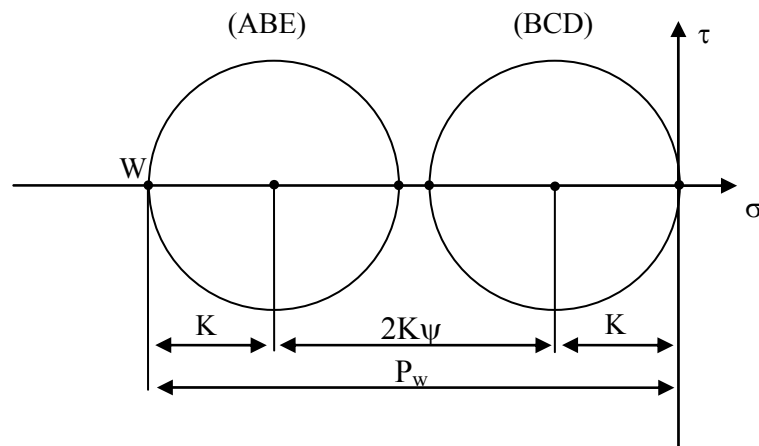


Figure 4.10 : Cercles de MOHR des zones ABE et BCD lors de l'indentation.

La valeur de la composante hydrostatique dans cet espace est donnée par la coordonnée du centre du cercle sur l'axe horizontal et elle vaut $-K$. L'état de contrainte dans la zone ABE est représenté par l'autre

cercle de MOHR de même diamètre. La distance entre les deux centres représente la différence des contraintes hydrostatiques entre les deux régions ABE et BCD, elle a une valeur de $2K\psi$, où ψ est l'angle de rotation qui permet de passer d'une région à l'autre, en suivant une même ligne de glissement. L'état de contraintes en chaque point du secteur BDE est alors défini par des cercles de MOHR intermédiaires, pour lesquels la position des centres est définie par l'inclinaison des lignes de glissement au point considéré. La pression sur la face du coin est représentée par le point W sur le cercle de MOHR et a une valeur uniforme :

$$P_w = 2.K.(1 + \psi) \quad (4.1)$$

Alors, si la largeur de la zone déformée vaut $2.a$ (figure 4.9), l'effort de pénétration par unité de largeur du coin vaut :

$$P = 2.a.P_w = 4.a.K.(1 + \psi) \quad (4.2)$$

Il faut noter, que le point B est un point singulier pour lequel l'état de contrainte passe brusquement de celui de la surface libre BC à celui de la surface de flanc du coin BA. Pour déterminer la position de ce point B et la valeur de l'angle ψ , il faut considérer le mode de déformation. Le diagramme des vitesses ou hodographe pour le domaine de déformation ABCDE (situé à droite figure 4.9) est représenté figure 4.11.

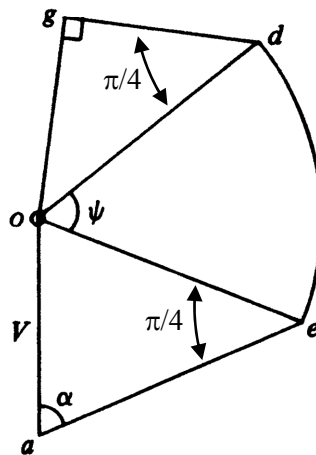


Figure 4.11 : hodographe de la zone plastifiée ABCDE.

Si on fixe la vitesse V de pénétration du coin, celle-ci est représentée par le segment oa de l'hodographe tel que :

$$\vec{V} = \vec{oa} \quad (4.3)$$

AEDC qui sépare la région déformée de la région rigide est une frontière de discontinuité des vitesses (figure 4.9). La région ABE se déforme avec une vitesse oe parallèle à AE et le glissement relatif sur la face du coin se produit à une vitesse résultante ae . La région BDC se déforme avec une vitesse od parallèle à DC et la composante de la vitesse de la surface BC, normale à celle-ci, est représentée par og .

Comme la forme du champ des lignes de glissement est indépendante de la profondeur de pénétration du coin, une condition de similitude géométrique permet de déduire que les frontières du domaine plastifié AB et BC se déplacent parallèlement à elles mêmes et proportionnellement aux composantes des vitesses normales de leurs surfaces respectives. Cette condition peut être visualisée en superposant le diagramme des vitesses figure 4.11 sur l'image du coin figure 4.9 telle que les origines o et O ainsi que a et A coïncident, comme représenté sur la partie déformée droite figure 4.12. La condition de similitude est satisfaite si l'image de la vitesse d'un point de la surface libre est portée par la tangente à la surface en ce point. Pour ce cas d'étude, la surface libre dans le plan de section considéré est une droite et tous les points de la surface ont même vitesse og , il faut donc que GJ image de gd soit portée par CB .

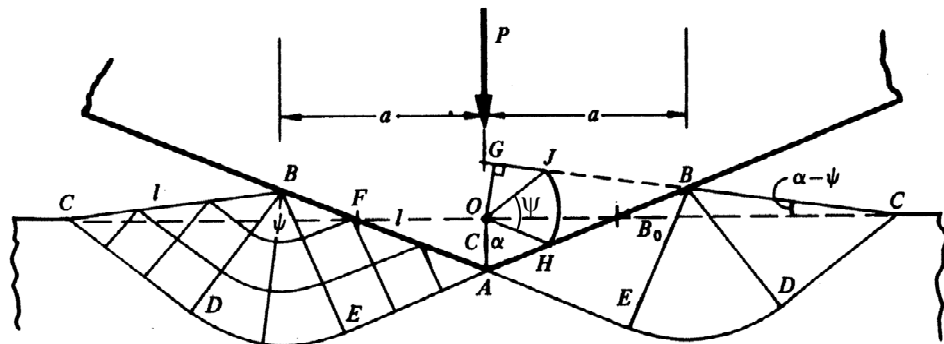


Figure 4.12 : Indentation par un coin rigide sans frottement et hodographe associé [JOH_85].

On peut ensuite en déduire l'angle ψ par simple analyse de la géométrie. Si on pose $AB = BC = l$, la projection de BA sur la normale au plan origine qui fixe la hauteur du point B permet d'écrire :

$$l \cdot \cos \alpha = c + l \cdot \sin (\alpha - \psi) \quad (4.4)$$

La condition qui traduit que G est sur CB et que OG est normale à CB donne :

$$l \cdot \cos \psi = c \cdot \sin \alpha + c \cdot \cos (\alpha - \psi) \quad (4.5)$$

En éliminant l/c entre les deux expressions, on obtient la relation donnant ψ en fonction de α :

$$\cos (2\alpha - \psi) = \cos \psi / (1 + \sin \psi) \quad (4.6)$$

En substituant la valeur de ψ dans 4.1, on a la pression moyenne d'indentation P_w et on peut tracer la variation de P_w en fonction de α (courbe figure 4.14). Ainsi pour un angle α donné, ψ est constant et P_w est donc indépendante de la profondeur d'indentation.

Remarque : On aurait pu également obtenir l'expression de ψ en fonction de α en écrivant que les aires des triangles AOI et IBC étaient égales.

4.4.2 Influence du frottement dans l'indentation d'un coin rigide dans un matériau rigide parfaitement plastique

Le frottement entre le flanc du coin et le matériau au cours de l'indentation a une influence significative sur la grandeur de la déformation et sur la pression moyenne de contact sur le flanc. Le glissement relatif, entre le matériau et le flanc du coin, introduit alors une contrainte de cisaillement τ_w qui s'oppose au déplacement.

$$\tau_w = \mu \cdot P_w \quad (4.7)$$

Les lignes de glissement font donc, avec le flanc du coin, un angle $ABE = \lambda$ inférieur à $\pi/4$. Le champ des lignes de glissement est modifié comme représenté figure 4.13. Les cercles de MOHR pour les deux régions BCD et ABE ainsi que le point W représentant l'état de contrainte sur le flanc AB sont aussi représentés.

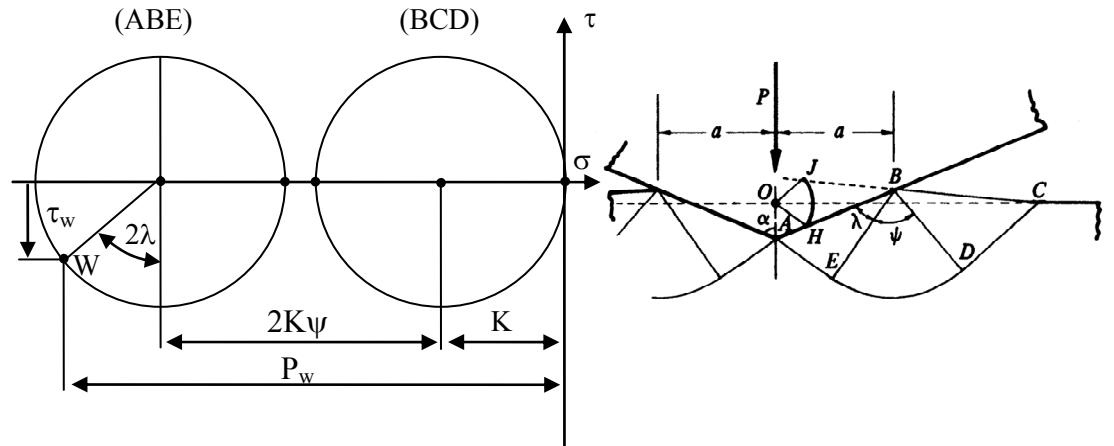


Figure 4.13 : Indentation par un coin rigide avec frottement et cercle de Mohr associé.

Pour cette modélisation la pression sur la face du coin s'exprime désormais par :

$$P_w = K.(1 + 2.\psi + \sin 2\lambda) \quad (4.8)$$

et la contrainte de cisaillement vaut :

$$\tau_w = K. \cos 2\lambda \quad (4.9)$$

avec λ fonction du coefficient de frottement tel que :

$$\cos 2\lambda = \mu.(1 + 2. \psi + \sin 2\lambda) \quad (4.10)$$

Enfin, l'équilibre du coin donne l'effort par unité de longueur d'indentation P :

$$P = 2a.P_w.(1 + \mu \cotan \alpha) \quad (4.11)$$

De la même façon, on peut aussi superposer sur l'image du coin, l'hodographe des vitesses et le diagramme du champ des lignes de glissement. Dans ce cas, la condition de similitude impose que seul J doit se trouver sur la ligne BC représentant le plan de la surface libre. La détermination des angles λ et ψ pour des valeurs données de α et μ a été réalisée par GRUNSWIG, LOGMAN et PETCH en 1954 et la pression moyenne d'indentation P_m déterminée :

$$P_m = P / 2a \quad (4.12)$$

Les résultats sont donnés sur la figure 4.14.

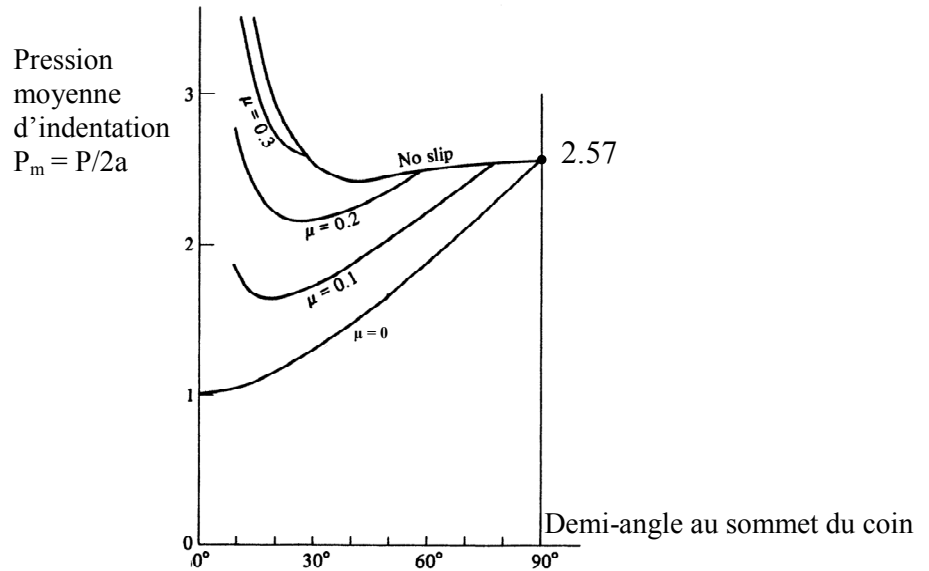


Figure 4.14 : Variation de la pression moyenne d'indentation en fonction du coefficient de frottement et du demi angle au coin [JOH_85].

Quand le frottement croît, la limite est atteinte lorsque le métal adhère au flanc du coin et que le cisaillement apparaît au sein de la matière. Pour un coin de demi angle au sommet α inférieur à 45° , la limite du champ des lignes de glissement est représentée sur la figure 4.15.

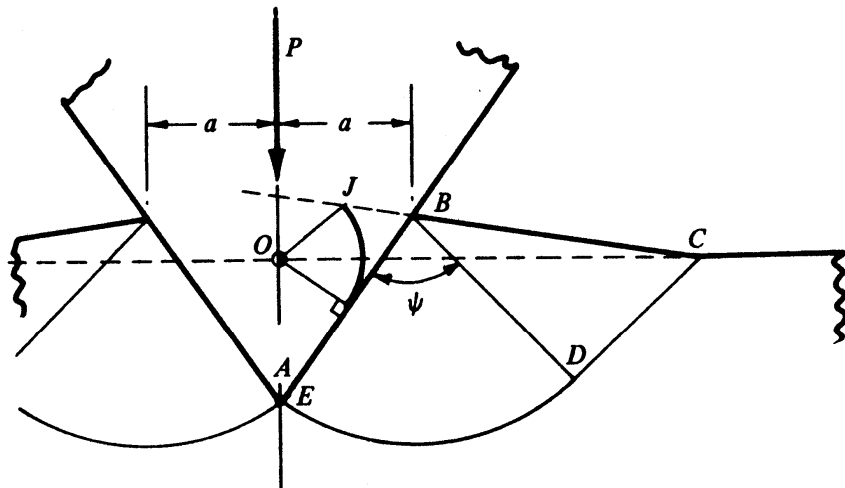


Figure 4.15 : Indentation dans les conditions d'adhérence du métal au flanc du coin [JOH_85].

Dans ce cas, la ligne de glissement coïncide avec le flanc du coin et la contrainte de cisaillement tout le long de cette face vaut :

$$\tau_w = K \quad (4.13)$$

La valeur critique de μ et la pression correspondante sont obtenues en faisant $\lambda = 0$ dans les expressions 4.8, 4.10, 4.11 et 4.12. La variation de la pression moyenne en fonction de l'angle α est représentée par la frontière supérieure du graphe figure 4.14. On remarque que pour un demi angle au sommet de 30° (profil d'un filet), le coefficient de frottement est voisin de 0.28 avec une pression correspondante de $P_m = 2.5$.

4.4.3 Adaptation au formage des filets par vis à profil ISO

Dans le cas du taraudage des filets par refoulement de matière par vis autoformeuse à profil ISO, il faut noter que, si le problème semble simplifié du fait que le demi angle au sommet α vaut toujours 30° , la pénétration à partir de la surface du trou n'est pas parfaitement radiale. Toutefois, on admettra que la pression moyenne de contact est peu modifiée par la composante tangentielle de frottement, ce qui n'est absolument pas sûr. En effet on remarque sur la figure 4.14 que, lors de l'indentation, la valeur du frottement influe de manière importante sur la valeur de la pression moyenne réduite d'indentation P_m , mais que cela est moins sensible pour la pression moyenne sur les flancs qui s'écrit :

$$P_w = P_m / (1 + \mu \cotan \alpha) \quad (4.14)$$

4.4.31 Influence du frottement sur la pression moyenne

Si P_w est calculé à partir des expressions précédentes en fonction du coefficient de frottement μ , on obtient la formule 4.15.

$$P_w / 2K = (P_m / 2K) / (1 + \mu \cotan \alpha) \quad (4.15)$$

Les variations de la pression moyenne réduite $P_m / 2K$ et de la pression sur flanc réduite $P_w / 2K$ en fonction du coefficient de frottement μ sont données dans le tableau 4.2 et représentées figure 4.16.

μ	0	0.1	0.2	0.28
$P_m / 2K$	1.28	1.53	2.16	2.54
$P_w / 2K$	1.28	1.3	1.6	1.71

Tableau 4.2 : Calcul des pressions pour différents coefficients de frottement.

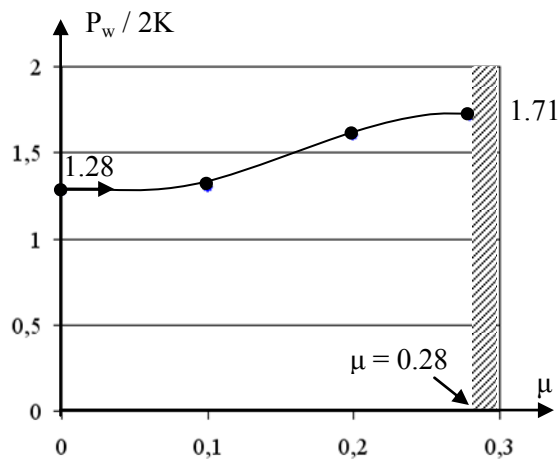


Figure 4.16 : Influence du coefficient de frottement sur la pression réduite sur flanc.

On peut remarquer que l'influence de μ sur P_w est d'une importance moyenne et que, pour des coefficients de frottement variant de 0.08 à 0.14 (valeurs données par le constructeur pour les vis étudiées), la pression moyenne réduite sur flanc varierait de :

$$1.29 < P_w / 2K < 1.42 \quad (4.16)$$

Soit une valeur moyenne de :

$$(P_w / 2K)_{\text{moy}} = 1.36 \pm 4\% \quad (4.17)$$

4.4.32 Influence de deux sections de filets successives

L'approche par champ de lignes de glissement présentée précédemment donne une bonne évaluation de la pression d'indentation au début du formage du filet, jusqu'à ce que le point C atteigne le plan moyen du creux de filet (cas A figure 4.17), soit pour une hauteur réduite :

$$H^* = H / \text{pas} = 0.35 \quad (4.18)$$

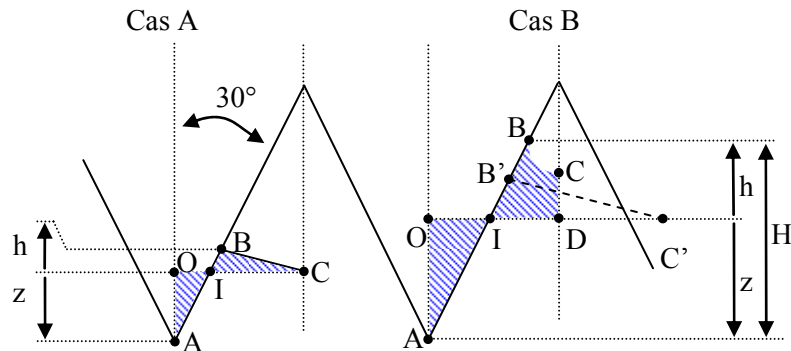


Figure 4.17 : Influence de deux profils successifs.

Pour $H^* > 0.35$ on retrouve une situation conforme au cas B figure 4.17 où il y a interaction des deux flancs du creux du filet. On peut donc conclure, que le champ des lignes de glissement utilisé précédemment ne peut plus convenir. Aussi, pour $H^* \geq 0.87$, le creux est complètement rempli, la pression va croître rapidement et comme le matériau est incompressible, la pression théorique va tendre vers l'infini.

On ne peut donc pas se contenter de la première modélisation, comme le fait HENDERER [HEN_74] [HEN_75], pour déterminer une valeur moyenne convenable de la pression de contact sur les flancs des filets. Cependant, le problème peut être abordé analytiquement de deux manières différentes.

Soit, en établissant un champ de lignes de glissement cinématiquement compatible, en prenant en compte la contrainte introduite par l'action simultanée des deux flancs de filets.

Soit, en réalisant une modélisation simplifiée, couplée à l'application du principe de l'énergie dissipée minimale. Cette approche utilisée par HAYAMA [HAY_72] permet de déterminer une valeur de la pression de contact qui sera un majorant de la pression réelle.

Nous avons choisi d'utiliser la première méthode, car elle nous a semblé plus proche de la réalité.

4.4.33 Etude d'un champ de lignes de glissement adapté

La première étape consiste, tout d'abord, à établir l'allure du champ des lignes de glissement qui semble le mieux représenter la réalité de l'écoulement de la matière, puis dans un second temps, une résolution graphique simple, pour le cas du frottement nul, sera proposée. Cette résolution est inspirée de l'étude de l'extrusion détaillée dans l'ouvrage « Princi-

ples of metal working » de ROWE [ROW_65]. Cette approche, basée sur un tracé à l'échelle et sur une analyse graphique du problème, va permettre d'obtenir les valeurs de P_w , pour différentes valeurs de pénétration du coin, en couvrant le domaine à étudier.

La figure 4.18 donne une image réaliste des lignes de glissement. Pour respecter la symétrie, les lignes de glissement doivent couper le plan médian avec un angle de 45° et faire un angle de 45° également avec la surface libre, ce qui implique que celle-ci ait une tangence en C normale au plan médian. D'autre part, si le coefficient de frottement est nul, les lignes de glissement font également un angle de 45° avec le flanc du filet. Si on tient compte du frottement, elles font avec le flanc un angle θ tel que :

$$\cos 2\theta = \mu \cdot P_w / K \quad (4.19)$$

Le fait que θ dépende de P_w ne permet pas, à priori, la détermination du champ des lignes de glissement. Il faut remarquer également que la détermination de la hauteur H du filet en fonction de la pénétration y , dépend assez fortement de la forme exacte de la surface libre.

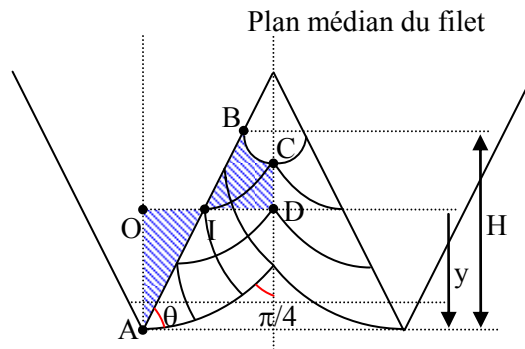


Figure 4.18 : Allure des lignes de glissement dans le cas réel avec frottement.

La solution proposée est donc basée sur une description approchée du champ des lignes de glissement et sur l'hypothèse discutable du contact sans frottement. Toutefois, les résultats obtenus permettent une approche satisfaisante du problème et un calcul du couple de formage des filets convenable.

4.4.331 Cas général sans frottement

Ce cas d'étude est présenté figure 4.19.

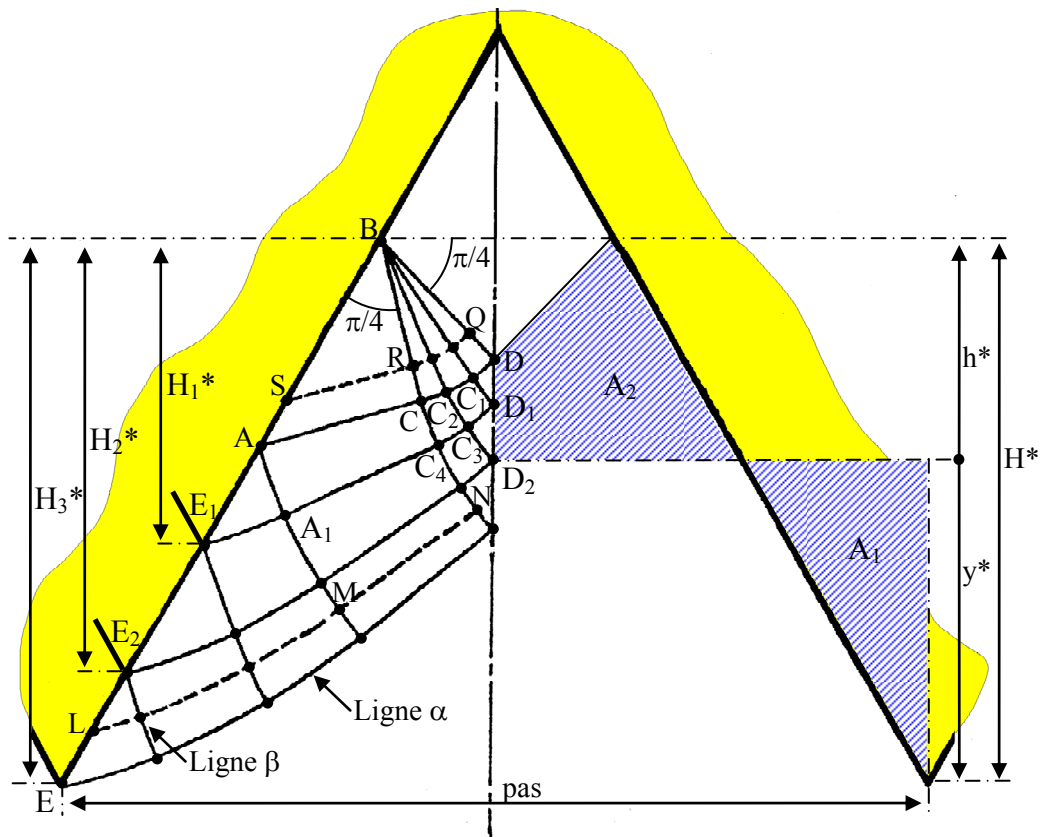


Figure 4.19 : Champ des lignes de glissement, cas général sans frottement.

Un champ de lignes de glissement réaliste peut être établi en partant du sommet du filet formé et en traçant BD de telle sorte qu'il fasse un angle de 45° avec le plan médian. Le triangle ABC est tel que BC et AC font des angles de 45° avec le flanc du filet et que $BC = BD$.

On partage ensuite le secteur CBD en trois parties égales d'angle au sommet de 10° . Les rayons partageant ce secteur CBD permettent d'obtenir les points C_1 et C_2 situés à l'intersection entre les rayons et l'arc de cercle CD.

On trace ensuite C_1D_1 avec un angle de 5° dans le sens trigonométrique par rapport à BC_1 , puis, à partir de C_2 , une droite qui fait un angle de 5° dans le sens trigonométrique par rapport à BC_2 et, à partir de C, une droite qui fait un angle de 5° dans le sens trigonométrique par rapport à BC.

A partir de D_1 , on trace une droite faisant un angle de 45° dans le sens horaire avec la trace du plan médian. L'intersection entre cette droite et celle tracée à partir de C_2 permet d'obtenir C_3 .

A partir de C_3 , on trace une droite qui fait un angle de 5° dans le sens trigonométrique par rapport à C_2C_3 , l'intersection de cette droite et du plan médian permet d'obtenir D_2 . On obtient C_4 à l'intersection de la droite

faisant un angle de 5° par rapport à BC partant de C et d'une droite partant de C_3 tracée à 10° dans le sens horaire par rapport à D_1C_3 . Le segment C_4A_1 est tangent à la ligne de glissement D_1C_4 , c'est-à-dire qu'il est tracé avec un angle de 5° dans le sens horaire par rapport à C_3C_4 .

De la même façon A_1E_1 est tracé avec un angle de 5° par rapport à C_4A_1 . On procède ensuite de la même manière pour compléter le reste du champ des lignes de glissement.

Pour établir l'état de contraintes en chaque point, on débute l'analyse sur la surface libre du filet BD où la contrainte normale $\sigma_2 = 0$ et $P = K$ pour tous les points Q de BD. On passe de Q en R par une rotation de $-\alpha$ le long d'une ligne de glissement de type α (voir annexe n°5). On a donc :

$$P_R + 2.K.(-\alpha) = K \text{ soit } P_R = K.(1 + 2.\alpha) \quad (4.20)$$

La ligne de glissement RS est une droite parallèle à AC donc la pression sur la face AB vaut :

$$P_{AB} = -\sigma_{1S} = P_S + K = P_R + K = 2.K.(1 + \alpha) \quad (4.21)$$

La pression en C est égale à P_R et en suivant la ligne de glissement de type β , celle-ci coupe successivement les lignes du réseau α avec un angle de $\Delta\Phi$ (ici égal à 5°). Après avoir traversé n lignes α , la pression a été augmentée de $2.K.n.\Delta\Phi$ et la pression à la nième intersection N le long de la ligne BC de type β à partir du point C vaut :

$$P_N = K.(1 + 2.\alpha) + 2.K.n.\Delta\Phi \quad (4.22)$$

Cette pression est aussi celle qui règne en M puisque NM est une droite. La rotation des lignes de glissement de M à L entraîne une augmentation de la pression de $2.K.n.\Delta\Phi$ soit :

$$P_L = P_M + 2.K.n.\Delta\Phi = K.(1 + 2.\alpha) + 4.K.n.\Delta\Phi \quad (4.23)$$

La pression sur la face EE_2 vaut :

$$P_{EE_2} = -\sigma_{1L} = P_L + K = 2K.(1 + \alpha + 2.n.\Delta\Phi) \quad (4.24)$$

La force totale sur le flanc du coin vaut alors en considérant la figure 4.22 :

$$P_w \cdot BE = 2 \cdot K \cdot (1 + \alpha) \cdot AB + 2K \cdot (1 + \alpha + 2 \cdot \Delta\Phi) \cdot AE_1 + 2K \cdot (1 + \alpha + 4 \cdot \Delta\Phi) \cdot E_1 E_2 + 2K \cdot (1 + \alpha + 6 \cdot \Delta\Phi) \cdot E_2 E \quad (4.25)$$

Soit une pression moyenne réduite sur la face de formage de :

$$P_w / 2K = (1 + \alpha) \cdot AB / BE + (1 + \alpha + 2 \cdot \Delta\Phi) \cdot AE_1 / BE + (1 + \alpha + 4 \cdot \Delta\Phi) \cdot E_1 E_2 / BE + (1 + \alpha + 6 \cdot \Delta\Phi) \cdot E_2 E / BE \quad (4.26)$$

La résolution graphique est alors immédiate et si le tracé est réalisé avec soin la précision est bonne. Pour le cas d'étude représenté figure 4.19, on a $H^* = H / \text{pas} = 0.62$ et $y^* = y / \text{pas} = 0.388$, ce qui permet de calculer la pression moyenne réduite :

$$P_w / 2K = 1.523 \times 0.37 + 1.697 \times 0.18 + 1.872 \times 0.24 + 2.046 \times 0.21$$

$$P_w / 2K \sim 1.75$$

4.4.332 Généralisation du modèle sans frottement

Avec la même épure (4.22) on peut déterminer les différentes valeurs de la pression moyenne réduite correspondant aux positions de pénétration du coin tel que son sommet soit situé aux points E_1 , E_2 et E du maillage qui correspondent respectivement à des hauteurs de filet formés H_1 , H_2 , H_3 .

Les résultats calculés obtenus sont donnés dans le tableau 4.2. On peut remarquer que le calcul ne peut être réalisé avec un coin de sommet situé en A , car cette situation ne permet pas de satisfaire la condition de conservation du volume ($Aire_1 = Aire_2$). Cette condition se traduit par une relation entre la pénétration réduite adimensionnée $y^* = y / \text{pas}$ et la hauteur du filet formé réduite adimensionnée $H^* = H / \text{pas}$ (calcul donné en annexe n°6) telle que :

$$y^* = -0.91 \times H^{*2} + 1.58 \times H^* - 0.25 \quad (4.27)$$

D'autre part on peut assez facilement étendre le champ des vitesses pour des hauteurs relatives de filet formé supérieures à H_3^* (Annexe n°7). Le tableau 4.3 fait la synthèse des résultats obtenus et la figure 4.20 donne la représentation de $P_w / 2K$ en fonction de H / pas pour $\mu = 0$.

H*	0.53	0.59	0.64	0.70	0.74	0.76	0.78
y*	0.33	0.37	0.39	0.41	0.42	0.425	0.43
P _w / 2K	1.58	1.67	1.75	1.94	2.06	2.17	2.30

Tableau 4.3 : Calcul des pressions pour différentes hauteurs relatives de filet formé.

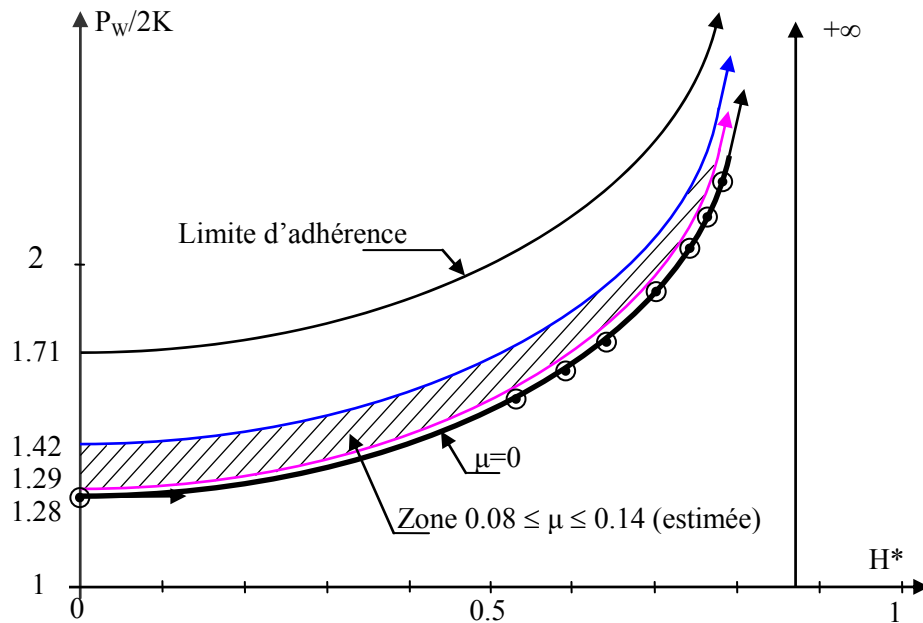


Figure 4.20 : Evolution de la pression réduite en fonction de H*.

4.4.333 Régularisation de la pression moyenne

Pour le cas étudié ($\mu=0$), on peut rechercher une fonction simple donnant la pression relative $P_w/2K$ en fonction de H/pas à partir des deux hypothèses suivantes :

La fonction passe pour $H^*=0$ par la valeur calculée $P_w/2K=1.28$.

Elle croît de façon continue pour tendre vers l'infini pour $H^*=0.87$ (remplissage complet du creux du filet)

On peut utiliser l'expression simple suivante qui donne des écarts faibles avec les points intermédiaires calculés dans le tableau 4.4.

$$P_w/2K = 1.28 + 0.26 \times H^* / (0.87 - H^*)^{0.7} \quad (4.28)$$

H*	0	0.53	0.59	0.64	0.70	0.74	0.76	0.78
P _w / 2K estimée	1.28	1.58	1.67	1.75	1.94	2.06	2.17	2.30
P _w / 2K calculée	1.28	1.57	1.65	1.75	1.91	2.08	2.21	2.37
Ecart en %	0	-0.43	-0.96	0	-1.59	1.09	1.68	3.23

Tableau 4.4 : Comparaison entre les pressions estimées et les pressions calculées à l'aide de l'expression 4.32 pour différentes hauteurs relatives de filet formé.

Si on admet que pour une valeur donnée du coefficient de frottement comprise entre 0.08 et 0.14, la fonction donnant la pression relative moyenne est parallèle à la fonction obtenue pour $\mu=0$, ce qui est une hypothèse intuitive non vérifiée, il suffit de remplacer le premier terme de l'expression 4.28 en fonction de μ par la valeur définie formule 4.17. On obtient donc une valeur de pression utilisable pour une valeur moyenne du coefficient de frottement réaliste de $\mu=0.12$:

$$P_w/2K = 1.36 + 0.26 \times H^* / (0.87 - H^*)^{0.7} \quad (4.29)$$

On peut remarquer que la zone tracée estimée sur la figure 4.20 correspondant aux valeurs extrêmes du coefficient de frottement réel estimé est étroite et voisine des valeurs calculées pour $\mu=0$.

D'autre part, pour certains calculs il peut être plus pertinent d'exprimer la pression relative moyenne en fonction de la pénétration relative y^* qui est une donnée de base du problème, on obtient alors pour $\mu=0$:

$$P_w/2K = 1.28 + 0.5y^* / (0.433 - y^*)^{0.28} \quad (4.30)$$

4.4.34 Influence de la forme de l'extrémité des filets de la vis

L'extrémité des filets de la vis n'est pas aigüe, comme modélisée précédemment pour l'étude de la pénétration du coin. Certaines vis ont des filets comportant un léger plat d'extrémité, d'autres ont une extrémité de filet circulaire. Il est bien évident que c'est cette forme qui va déterminer le profil de raccord à fond de filet formé et qu'un raccordement sans angle vif sera toujours préférable à un raccordement présentant un angle vif, qui peut être une cause d'amorce de rupture.

La pénétration du filet d'extrémité de largeur $2a$, peut être assimilée à la pénétration d'un poinçon plan de largeur $2a$. On a ici le problème de base de la plasticité qui est exposé par de nombreux auteurs. On pourra consulter les ouvrages de SALENCON [SAL_02] et de FRANCOIS [FRA_91].

L'approche la plus simple est celle par le champ des lignes de glissement proposée par PRANDTL et présentée figure 4.21.

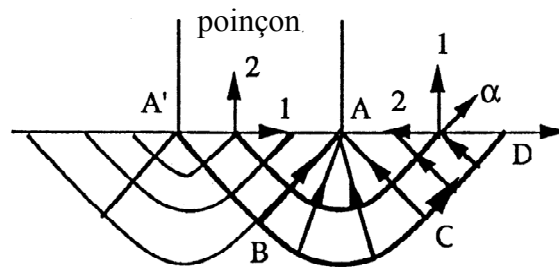


Figure 4.21 : Poinçonnement plan d'un massif semi infini, lignes de glissement.

Sur la surface libre AD, les contraintes normales σ_1 sont nulles et la pression hydrostatique dans tout le bloc ACD vaut $P=K$. On passe de AC à BD par une rotation de $-\pi/2$ (éventail de PRANDTL) alors :

$$P_{AB} + 2.K.(-\pi/2) = P_{AC} = K \quad (4.31)$$

Soit :

$$P_{AB} = K + K.\pi = K.(1 + \pi) \quad (4.32)$$

C'est la valeur de la pression hydrostatique dans tout le bloc ABA' et la contrainte principale normale au plan de contact vaut :

$$\sigma_2 = -P - K = -2.K.(1 + \pi/2)$$

Soit une pression de contact relative :

$$P_w/2K = 1 + \pi/2 = 2.57 \quad (4.33)$$

L'approche par le champ des lignes de glissement donne une borne supérieure de la valeur de la pression de contact. L'approche statique présentée dans SALENGRO donne une borne inférieure de même valeur. On peut en conclure que 2.57 est la valeur exacte. On peut remarquer aussi

que c'est la valeur trouvée pour $\alpha=90^\circ$ en 4.4.2 et reportée sur la figure 4.14 puisqu'elle est indépendante du coefficient de frottement. Il convient également de rappeler, qu'il s'agit de la pression de contact au début de l'indentation et que, comme montré pour le coin aigu, elle va croître avec la profondeur de pénétration lorsque l'indentation des deux flancs successifs va se faire sentir.

En appliquant le même modèle à un coin tronqué sans frottement sur les flancs représenté figure 4.22, on obtient la pression dans la zone d'extrémité qui vaut :

$$P_w/2K = 1 + \pi/2 + \gamma \quad (4.34)$$

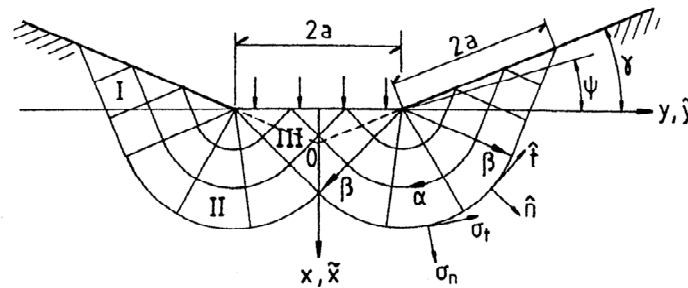


Figure 4.22 : Lignes de glissement pour un filet de vis à extrémité droite [JOH_85].

Pour le cas d'une vis à profil ISO, $\gamma = \pi/3$, ce qui donne :

$$P_w/2K = 1 + 5\pi/6 = 3.62 \quad (4.35)$$

Cette valeur peut être considérée comme un majorant de la pression au début de l'indentation. On atteint ici les limites de l'application de ces méthodes et établir un champ de lignes de glissement compatible qui prendrait en compte à la fois la pénétration du coin et la singularité d'extrémité semble difficile.

On se contente donc de faire l'hypothèse que la troncature d'extrémité a une faible dimension par rapport à celle du filet complet, ce qui est physiquement vérifié et qu'elle perturbe peu le champ des pressions sur le flanc du filet. Alors la valeur de la pression moyenne P_w calculée avec un filet à extrémité aiguë reste une bonne approximation.

Dans ces conditions, nous proposons pour le calcul de la valeur maximale du couple de formage, d'associer la valeur majorante de la pres-

sion calculée sur l'extrémité avec la valeur de la pression moyenne évaluée pour un filet aigu. Le modèle utilisé est présenté figure 4.23 en fonction de la hauteur réduite de filet formé H^* .

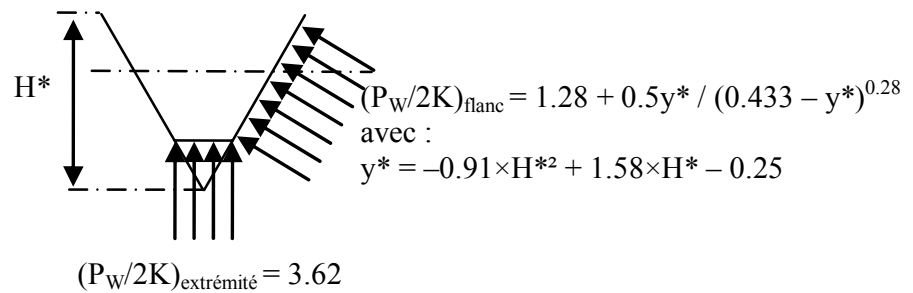


Figure 4.23 : Modèle de pression de contact en fonction de H^* .

4.5 Calcul approché du couple de formage maximal

La détermination du couple de formage s'appuie d'une part, sur la connaissance des répartitions de pressions de contact sur les flancs des filets et d'autre part, sur une modélisation géométrique des zones de contact pour les vis étudiées. L'objectif est de passer du problème plan d'indentation présenté en 4.4.3, pour lequel les répartitions de pression sont connues, en un problème 3D qui tient compte de la géométrie des vis autoformeuses. La complexité du problème nous conduit à poser au préalable un certain nombre d'hypothèses.

4.5.1 Hypothèses de travail

On ne s'intéresse qu'à la valeur maximale du couple de formage obtenue à la fin de la phase de taraudage et non à la période de montée en couple, essentiellement fonction de la géométrie de l'extrémité. Cette valeur maximale correspond à une position de la vis donnée figure 4.24.

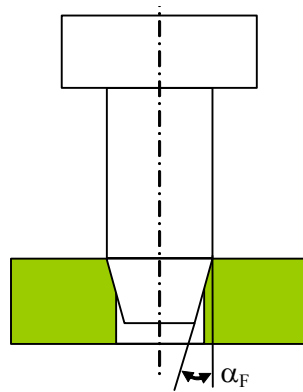


Figure 4.24 : Longueur de vis insérée correspondant au couple de formage maximal.

Les vis étudiées ont une forme trilobée avec, au cours du formage, seulement une partie des filets qui travaille. Sur ces parties, on admet que la valeur moyenne de la pression de contact sur le flanc du filet ainsi que sur le sommet des filets est uniforme et qu'elle peut être obtenue par des champs appropriés de lignes de glissement. Ces valeurs de pression de contact sont données par la figure 4.25 et les expressions 4.35 et 4.36.

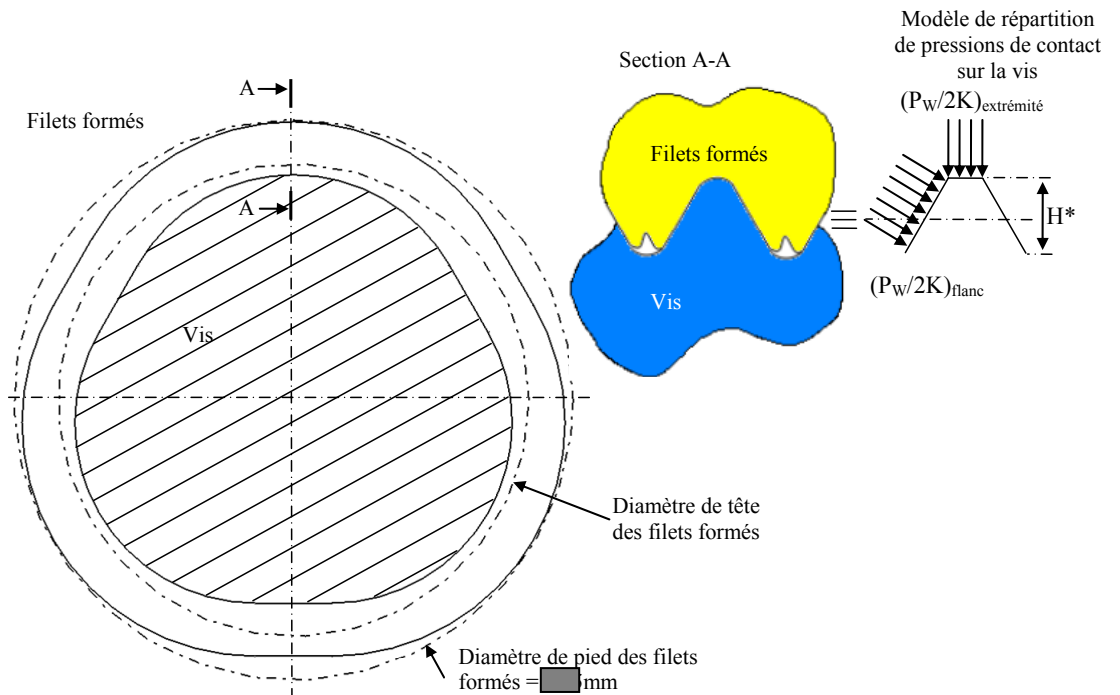


Figure 4.25 : Modélisation des pressions de contact.

On suppose que le nombre de lobes en contact est suffisamment important pour que la vis soit centrée dans l'avant trou. En effet, l'équilibre de la vis montre que son axe subit une excentration par rapport à l'axe du

diamètre d'avant trou de la pièce. C'est vrai, notamment au début du formage, lorsque peu de lobes sont en prise. Ce phénomène disparaît au cours du formage, car les efforts appliqués sur les lobes tendent à s'équilibrer.

On admet que la forme d'extrémité de la vis est conique d'angle $\alpha_F=10^\circ$, que la vis M8 possède un méplat à l'extrémité du filet positionné à $\sqrt{3}$ pas/16 de la pointe du triangle primitif et que la valeur moyenne du diamètre de trilobage est de mm.

4.5.2 Modélisation de la surface de contact

Le paramètre α_F permet de déterminer la différence de rayon Δr entre deux lobes successifs :

$$\Delta r = (\text{pas} \cdot \tan \alpha_F) / 3 \quad (4.36)$$

En se basant sur la définition des vis étudiées (annexe n°1), il est alors possible de définir la surface de contact pour chaque lobe en prise. La figure 4.26 montre la surface de contact pour le dernier lobe qui forme des filets. Elle correspond à la surface colorée sur la figure.

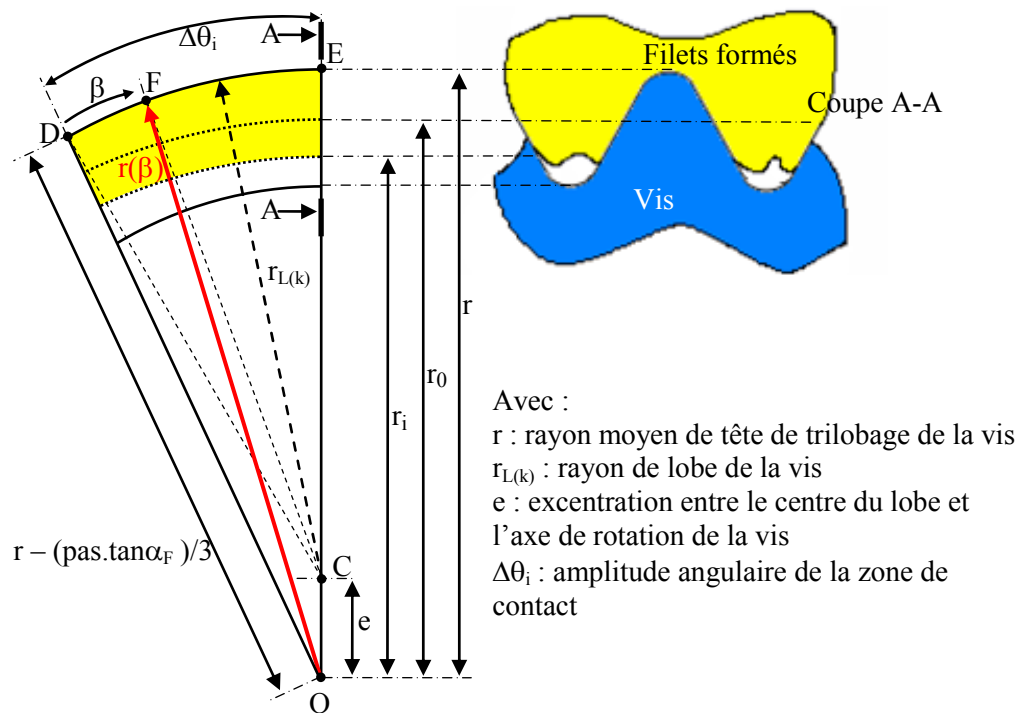


Figure 4.26 : Surface en contact du dernier lobe qui forme les filets et définition des paramètres géométriques.

En écrivant le théorème de Pythagore généralisé dans le triangle OCD, l'amplitude angulaire de la zone de contact s'écrit alors aisément :

$$\cos\Delta\theta_i = [e^2 + (r - \text{pas}/3 \cdot \tan\alpha_F)^2 - r_{L(k)}^2] / [2e \cdot (r - \text{pas}/3 \cdot \tan\alpha_F)] \quad (4.37)$$

On peut alors connaître le rayon extérieur de contact $r(\beta)$ en fonction de l'angle de contact β :

$$r(\beta) = e \cdot \cos(\Delta\theta_i - \beta) + [r_{L(k)}^2 - e^2 \cdot \sin^2(\Delta\theta_i - \beta)]^{0.5} \quad (4.38)$$

En superposant l'ensemble des surfaces en contact correspondant aux différents lobes, on obtient une succession de surfaces analogues à celle du dernier lobe avec continuité du rayon extérieur (figure 4.27). Le nombre de surfaces successives n correspond au nombre de lobes qui travaillent, il dépend du rayon d'avant trou $r_0 = d_0/2$ et de l'angle de la partie conique de la vis α_F :

$$n = \text{partie entière} [(r - r_0) / (\text{pas} \cdot \tan\alpha_F) / 3] \quad (4.39)$$

Nous illustrerons, pour la suite de l'exposé, les résultats de l'étude géométrique par un exemple où nous considérerons une pièce déformée avec un diamètre d'avant trou de 7.4mm, soit $r_0 = 3.7\text{mm}$ (figure 4.27). Pour la valeur de r , nous utiliserons la valeur moyenne correspondant au rayon de tête de trilobage des vis autoformeuses étudiées, soit $r = \text{■} = \text{■}\text{mm}$. Pour le cas d'étude, le nombre de lobes complets actifs est de :

$$n = \text{partie entière} [(\text{■}) / (1,25 \cdot \tan 10^\circ) / 3]$$

$$n = 4$$

Soit quatre lobes qui agissent en plus du premier lobe qui agit partiellement.

Nous retrouvons donc 5 lobes actifs sur la figure 4.27. La construction graphique s'effectue en considérant que le rayon de lobe $r_{L(k)}$ est une quantité variable d'un lobe à un autre et que l'excentration e entre le centre du lobe et l'axe de rotation de la vis est constante.

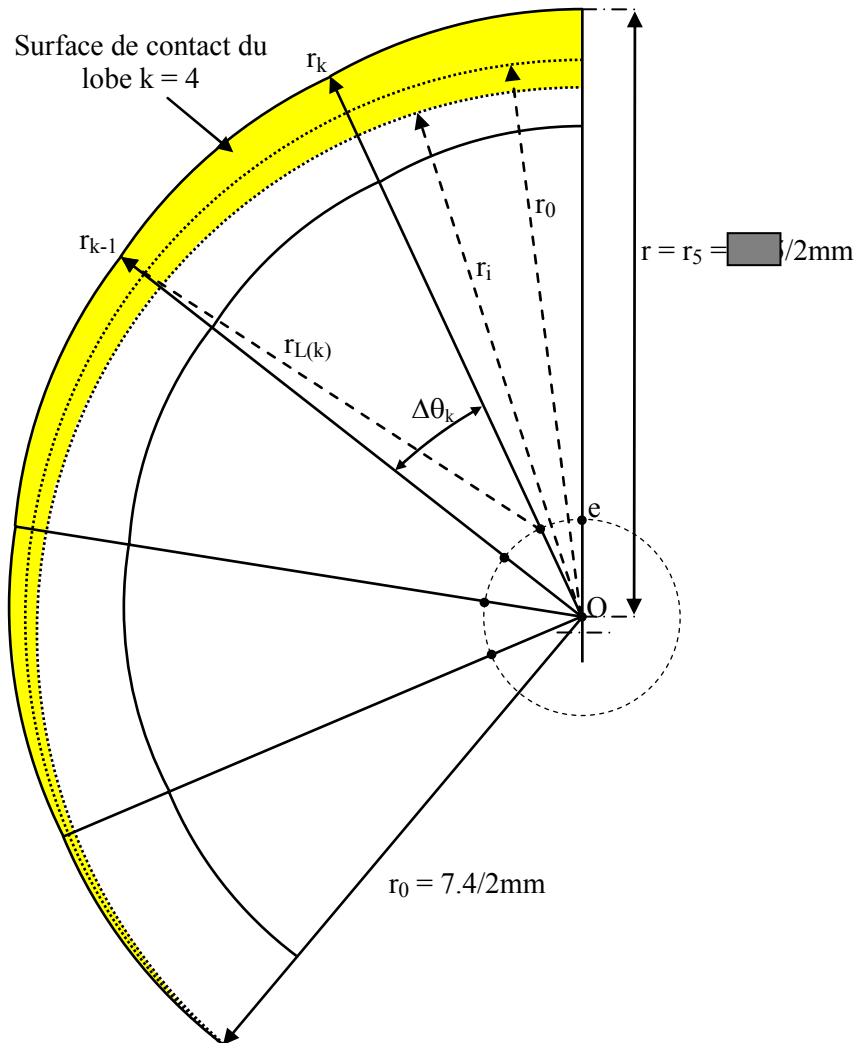


Figure 4.27 : Surface totale de contact des n lobes qui forment les filets.

Hormis pour le premier secteur, chaque portion de surface correspondant au lobe k (avec $0 \leq k \leq n+1$) a une amplitude angulaire $\Delta\theta_k$ qui vaut :

$$\cos\Delta\theta_k = (e^2 + r_{k-1}^2 - r_{L(k)}^2) / (2e \cdot r_{k-1}) \quad (4.40)$$

avec :

$$r_{k-1} = r - (n + 1 - (k-1)) \cdot (\text{pas} \cdot \tan\alpha_F) / 3 \quad (4.41)$$

$$r_{L(k)} = r - (n + 1 - k) \cdot (\text{pas} \cdot \tan\alpha_F) / 3 - e \quad (4.42)$$

Etant donnés les paramètres retenus, on constate en première approximation que les amplitudes angulaires sont identiques pour tout k supérieur à 1. Dans le cas présenté figure 4.27, on obtient $\Delta\theta_k \approx 25^\circ$, ce résultat s'explique aisément par les faibles valeurs de $(\text{pas} \cdot \tan\alpha_F)/3$ devant les rayons des lobes.

4.5.3 Modèle de calcul de la profondeur d'indentation

La géométrie de la zone de contact étant définie (figure 4.27), l'objectif suivant est de passer du problème plan d'indentation présenté en 4.4.3, pour lequel les répartitions de pression sont connues, en un problème 3D qui tient compte de la géométrie des vis autoformeuses.

Il faut donc calculer la profondeur de pénétration de la vis y^* sur la portion angulaire de formage de la figure 4.27. A partir de y^* nous pouvons déterminer la répartition de pression sur les flancs du filet et sur la tête de vis. Cependant, comme le profil est progressif dans la partie conique, on retrouve un angle de pénétration induit Φ par rapport à l'axe radial (figure 4.28).

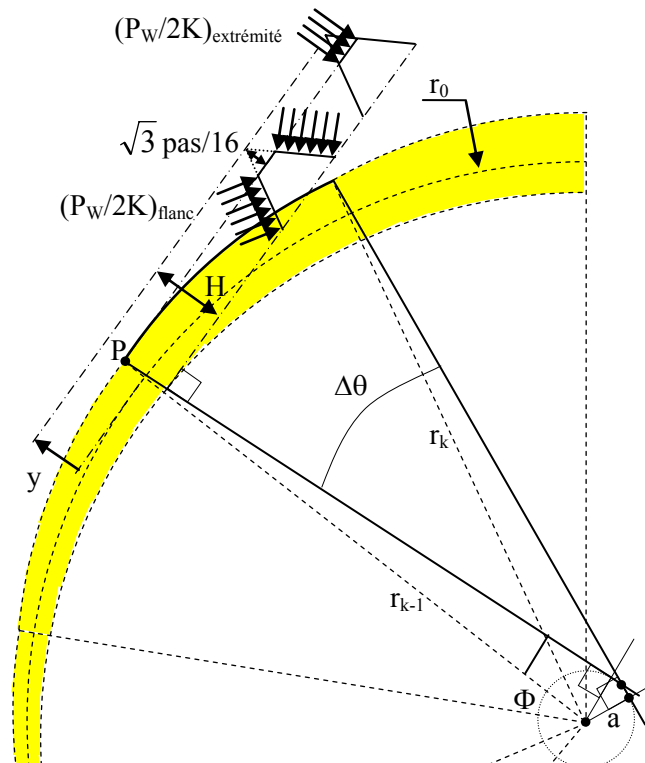


Figure 4.28 : Définition de Φ et de la profondeur d'indentation.

Φ est calculé à l'aide de la figure 4.28, on obtient :

$$\sin(\Phi_K) = a/r_K = \Delta r/(r_K \cdot \Delta\theta) \quad (4.43)$$

Pour les géométries de vis étudiées Δr s'exprime en fonction du pas et de l'angle α_F d'où, d'où :

$$\sin(\Phi_K) = (\text{pas} \cdot \tan\alpha_F)/(3 \cdot r_K \cdot \Delta\theta)$$

Pour le calcul de la profondeur d'indentation nous utiliserons $r(\beta)$ défini figure 4.26.

Cependant comme la vis possède un plat sur la tête du filet positionné à $\sqrt{3}$ pas/16 du sommet du triangle primitif et que le modèle d'indentation est basé sur un coin aigu, la profondeur d'indentation correspond donc à la valeur $r(\beta)$ majorée de $\sqrt{3}$ pas/16, soit :

$$y^* = y/\text{pas} = (r(\beta) + \sqrt{3} \text{ pas}/16 - r_0) \cdot \cos\Phi/\text{pas} \quad (4.44)$$

Connaissant les amplitudes angulaires de chaque secteur, il est possible de proposer une expression simplifiée de y^* en simplifiant le modèle de surface de contact de la figure 4.27.

On considère que la zone extérieure de contact peut être approximée en un seul arc de cercle de centre I passant par les points A et B (figure 4.29).

La valeur $r(\theta)$ nous permet de connaître la pénétration y pour chaque section tel que :

$$y^* = y/\text{pas} = (r(\theta) + \sqrt{3} \text{ pas}/16 - r_0) \cdot \cos\Phi/\text{pas} \quad (4.45)$$

avec :

$$r(\theta) = r_0 + \Delta r/\Delta\theta \cdot \theta = r_0 + (r - r_0)/\Delta\theta \cdot \theta \quad (4.46)$$

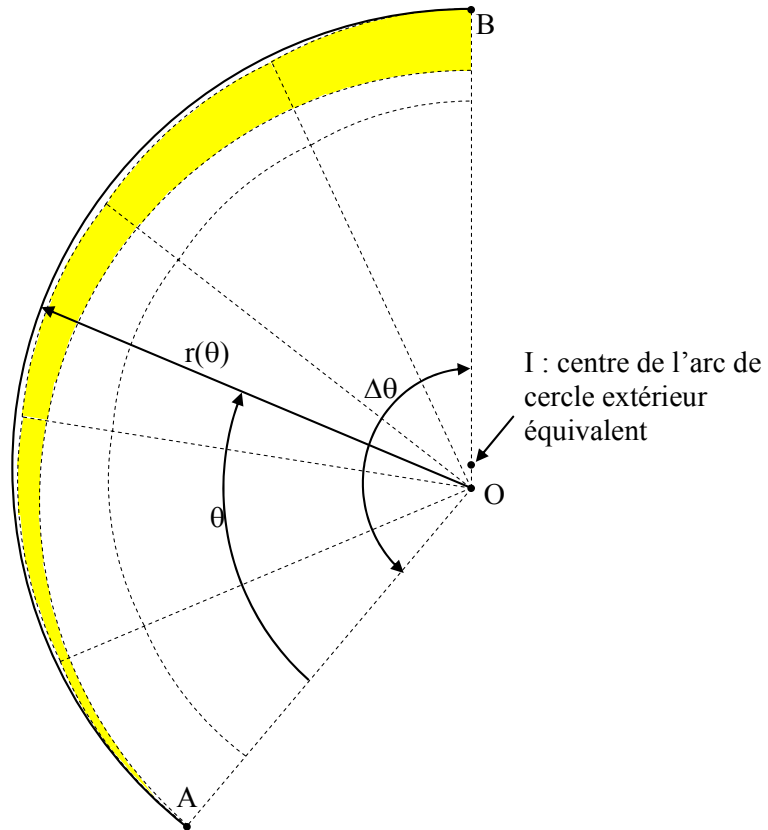


Figure 4.29 : Modélisation simplifiée de la surface de contact.

La figure 4.30 synthétise les résultats de y^* obtenus pour les deux modèles de calcul (figure 4.27 et expression 4.44 pour le modèle 1, figure 4.29 et expression 4.45 pour le modèle simplifié).

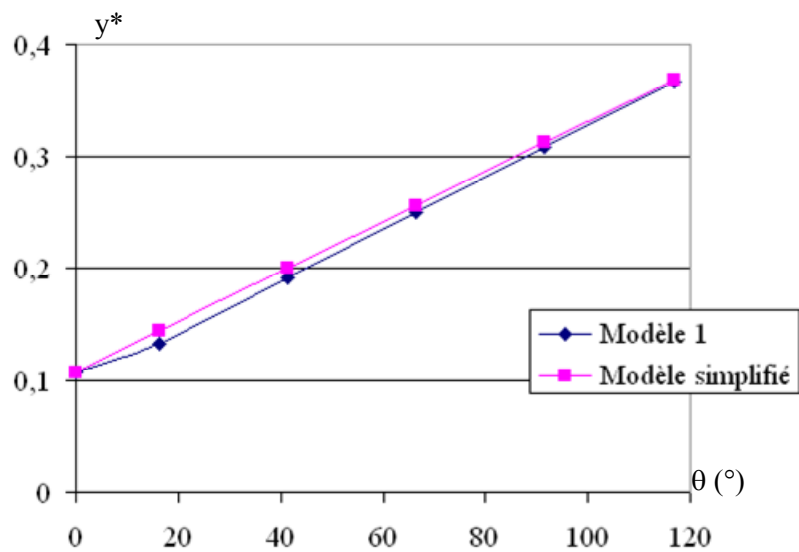


Figure 4.30 : Calcul de y^* pour les deux modèles.

Les écarts relatifs constatés sont très faibles et tendent à s'annuler lorsque l'angle θ devient grand, c'est-à-dire pour les lobes les plus chargés. Nous pouvons donc utiliser le modèle simplifié pour la détermination de y^* .

4.5.4 Modèle de calcul du couple de formage

A partir des modèles précédents, le couple de formage peut être décomposé en :

- un couple d'indentation C_{F1} résultant de la répartition de pression sur les flancs du filet
- un couple de frottement $C_{F1'}$ résultant des forces de frottement sur les flancs du filet
- un couple d'indentation C_{F2} résultant de la répartition de pression sur l'extrémité du filet
- un couple de frottement $C_{F2'}$ résultant de la répartition de pression sur l'extrémité du filet

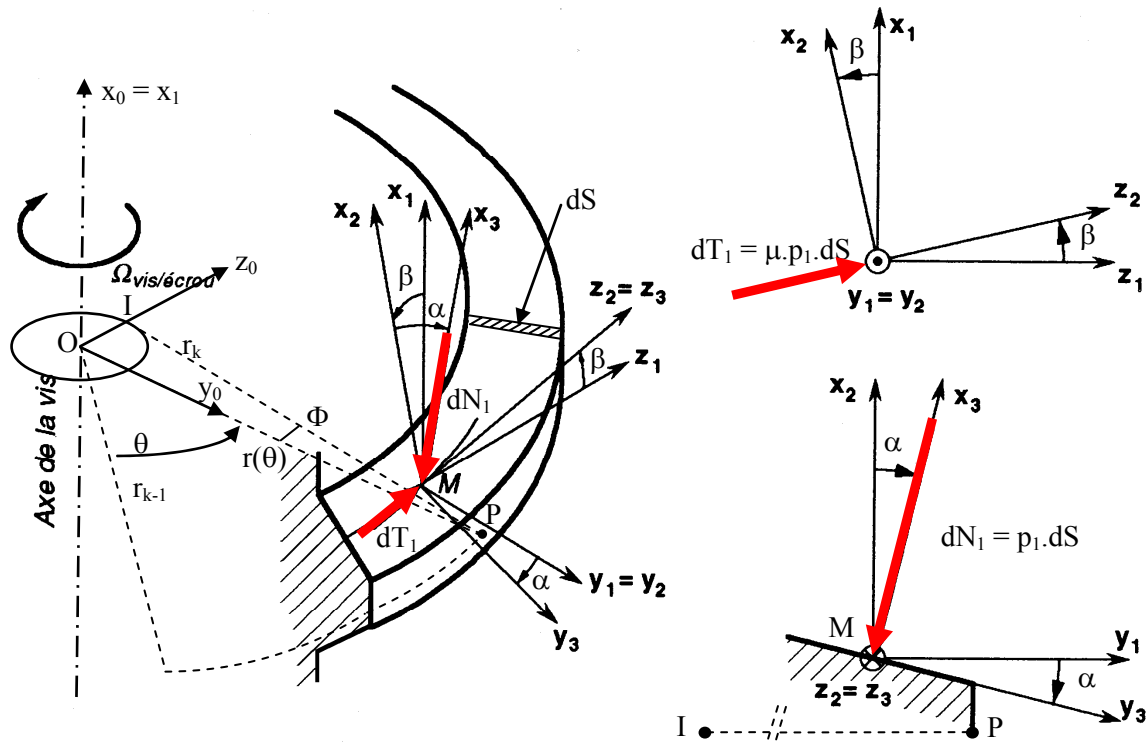


Figure 4.31 : Modélisation des efforts résultants des forces de frottement et de pression sur les flancs des filets pour le calcul de C_{F1} et $C_{F1'}$.

Etant donné la position du point M sur les flancs des filets, on conservera pour le calcul des couples l'angle Φ calculé précédemment et on considérera que le point M est sur la droite OP, on pose donc $OM = \rho$ suivant l'axe (O, y_0) . L'élément dS pour ce modèle vaut :

$$dS = 1/(\cos\beta \cdot \cos\alpha) \cdot \rho \cdot d\rho \cdot d\theta \quad (4.47)$$

La figure 4.31 permet d'écrire :

$$dC_{F1} = 2 \cdot dN_1 \cdot \rho \cdot (\sin\Phi \cdot \sin\alpha) \quad (4.48)$$

Pour le calcul du couple résultant des forces de frottement sur les flancs du filet $C_{F1'}$, le rapport, entre la vitesse de pénétration du coin aigu et la vitesse de rotation de la vis, est très faible pour les vis étudiées. On suppose donc que la vitesse de glissement de la vis par rapport à la pièce déformée est suivant z_2 . On déduit:

$$dC_{F1'} = 2 \cdot dT_1 \cdot \rho \cdot \cos\beta \cdot \cos\Phi \quad (4.49)$$

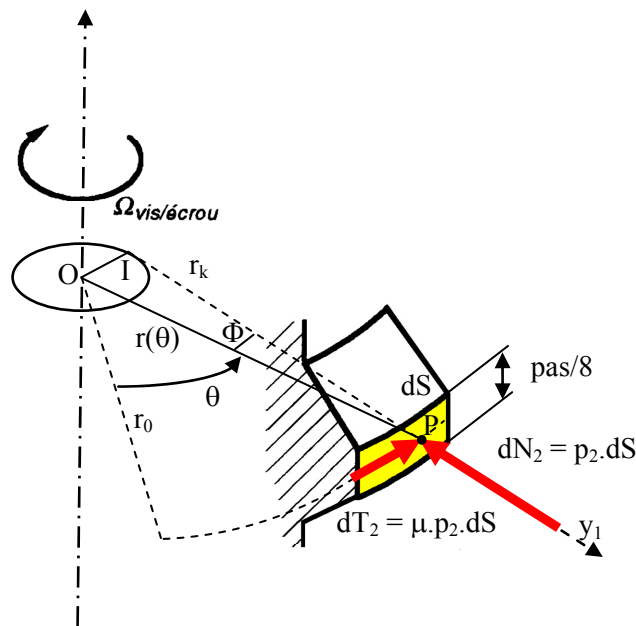


Figure 4.32 : Modélisation des efforts résultants des forces de frottement et de pression sur l'extrémité du filet pour le calcul de C_{F2} et $C_{F2'}$.

Pour le calcul des couples dus aux pressions de contact sur l'extrémité des filets, on définit un élément de surface:

$$dS = r(\theta)/\cos\Phi \cdot \text{pas}/8 \cdot d\theta \quad (4.50)$$

La figure 4.32 permet d'écrire simplement :

$$dC_{F2} = dN_2.r(\theta).\sin\Phi \quad (4.51)$$

$$dC_{F2'} = dT_2.r(\theta).\cos\Phi \quad (4.52)$$

Le couple de formage résulte de la somme des quatre couples élémentaires précédents que l'on intègre sur la zone de contact définie figure 4.27.

4.5.5 Résultats obtenus

Les figures 4.33 et 4.34 présentent une comparaison entre les résultats expérimentaux sur tôle épaisse et les résultats obtenus à l'aide du modèle de calcul, pour un coefficient de frottement $\mu=0.11$ et pour plusieurs valeurs d'angle de chanfrein α_F . En effet, en réalité, α_F est modifié par l'inclinaison du lobe, α_F peut donc être considéré comme un paramètre variable de calage. Les points avec les incertitudes de mesure correspondent aux points expérimentaux.

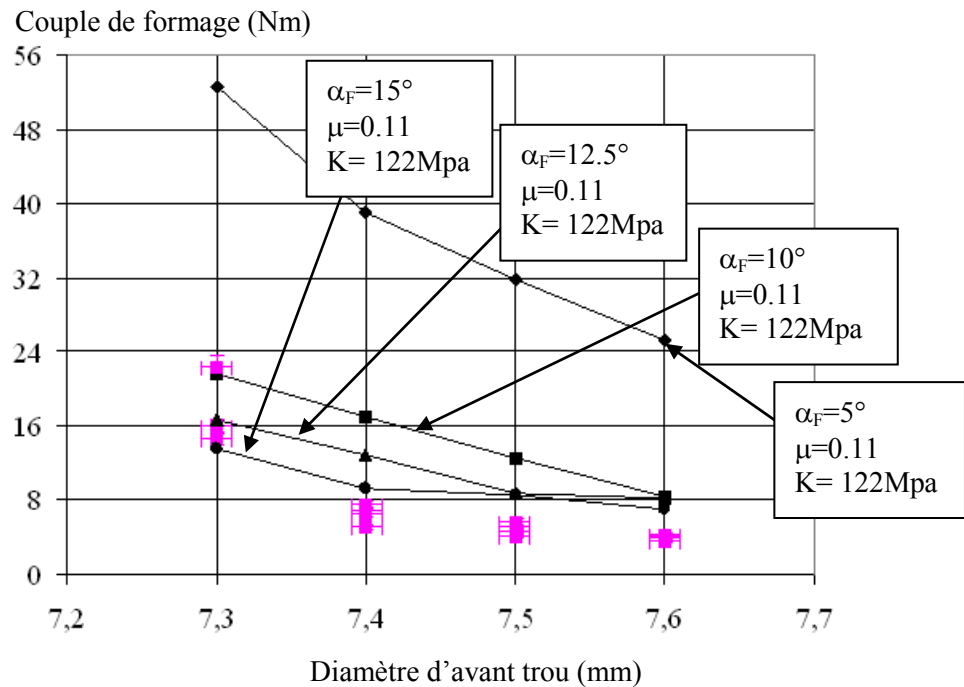


Figure 4.33 : Comparaison entre les couples de formage expérimentaux dans l'AGS6060 et les couples de formage calculés.

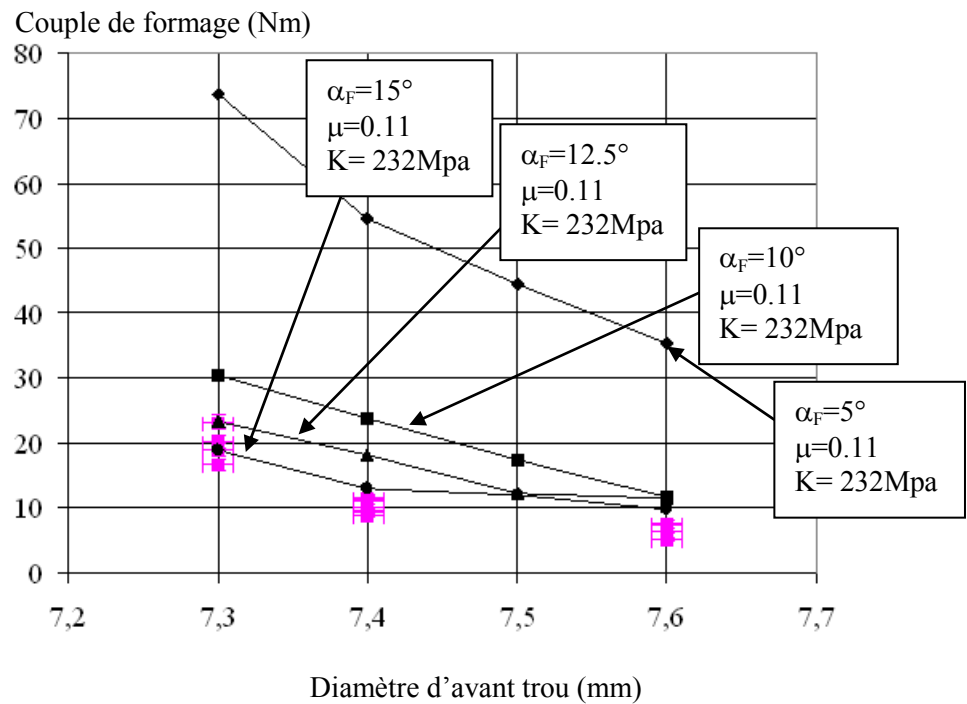


Figure 4.34 : Comparaison entre les couples de formage expérimentaux dans le S235 et les couples de formage calculés.

On retrouve tout d'abord une bonne concordance entre les résultats expérimentaux et les valeurs calculées. On retrouve aussi une évolution non linéaire du couple de formage, ce qui est normal puisque nous utilisons un modèle de pression de contact avec une évolution non linéaire (figure 4.20). Ainsi à partir d'un diamètre d'avant trou inférieur à 7.4mm les couples de formage augmente significativement.

On constate aussi, que l'angle de chanfrein à une grande influence sur l'évolution du couple de formage. Pour un même diamètre d'avant trou, le couple de formage croit lorsque l'angle de chanfrein diminue. En effet, bien que l'amplitude angulaire de contact $\Delta\theta_k$ du lobe diminue, le nombre de lobe en contact augmente. Ainsi, pour un diamètre d'avant trou de 7.4mm, il y a en plus du premier lobe partiellement actif :

- 8 lobes actifs avec une amplitude angulaire de 17°, pour un chanfrein de 5°
- 4 lobes actifs avec une amplitude angulaire de 25°, pour un chanfrein de 10°
- 3 lobes actifs avec une amplitude angulaire de 28°, pour un chanfrein de 12.5°

- 2 lobes actifs avec une amplitude angulaire de 31° , pour un chanfrein de 15°

La valeur $\alpha_F = 15^\circ$ semble être la valeur la plus adaptée.

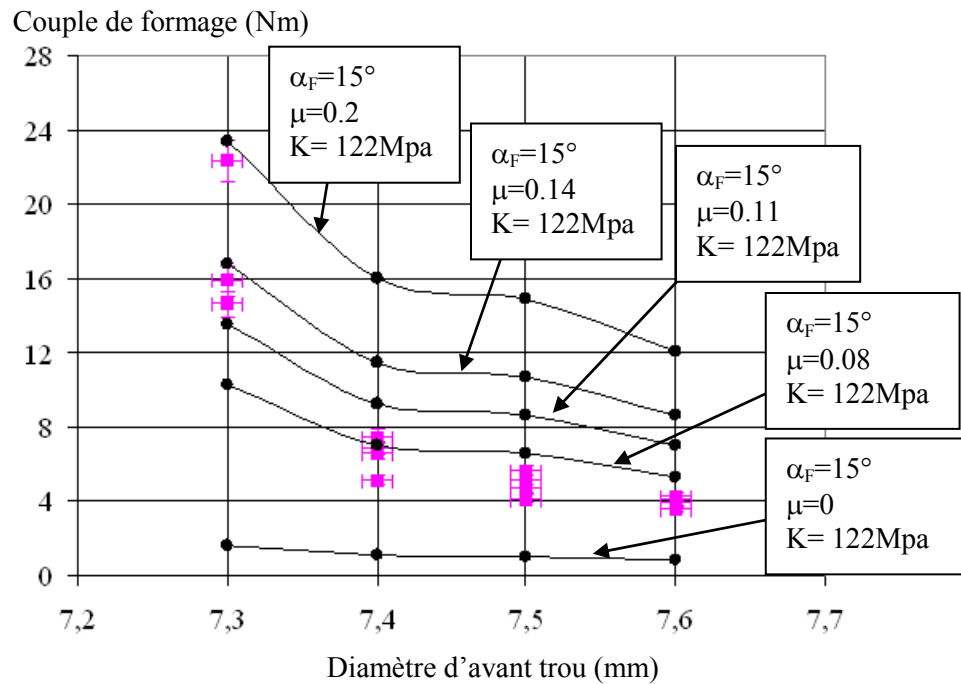


Figure 4.35 : Comparaison entre les couples de formage expérimentaux dans l'AGS6060 et les couples de formage calculés pour différents coefficients de frottement.

Le couple de formage dépend essentiellement des pressions de contact sur le flanc des filets puisque le couple d'indentation C_{F1} , résultant de la répartition de pression sur les flancs du filet et le couple de frottement $C_{F1'}$, résultant des forces de frottement sur les flancs du filet, représentent toujours plus de 90% du couple de formage. Bien que les pressions de contact soient plus faibles dans cette zone, la surface de contact est toujours beaucoup plus importante sur les flancs des filets que sur la tête. La répartition du couple de formage entre C_{F1} et $C_{F1'}$ ne dépend ensuite que du choix du coefficient de frottement (figure 4.35). Aussi plus le coefficient de frottement augmente plus les couples de formage calculés sont importants. Cette remarque confirme bien celle réalisée avec les simulations en éléments finis, sur les parts d'énergies dissipées lors de l'opération de formage.

4.6 Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons montré que l'on pouvait évaluer un majorant du couple de formage, à partir d'hypothèses simplificatrices, par une méthode analytique simple. On peut vraisemblablement améliorer les résultats obtenus, grâce à une connaissance plus précise de la géométrie des vis dans la zone de formage, mais également par un calcul plus précis des pressions de contact sur le flanc des filets.

L'intérêt du modèle analytique, n'est pas seulement d'obtenir une bonne évaluation du couple maximal de formage, il est aussi de pouvoir facilement faire varier les paramètres, pour voir leur influence, afin d'améliorer la conception des vis.

Pour compléter ce travail analytique, il faudrait également mettre au point un modèle de calcul du couple de retour élastique.

5 Etude expérimentale et théorique du processus de serrage par vis autoformeuse

5.1 Introduction

5.2 Etude expérimentale du processus de serrage sur tôle épaisse

5.2.1 Choix des variables influentes

5.2.2 Plan d'expérience

5.2.3 Banc d'essais serrage

5.2.4 Fabrication des éprouvettes d'essais

5.2.5 Limite élastique et limite à la rupture de la tôle testée

5.2.6 Traitement et analyse des résultats

5.2.6.1 *Incertitudes de mesures*

5.2.6.2 *Courbes expérimentales et description des mesures d'un cycle expérimentale de vissage*

5.2.6.3 *Traitement des données pour la mise en œuvre des formulations théoriques*

5.3 Etude théorique du processus de serrage sur tôle épaisse

5.3.1 Modèle théorique des courbes de serrage pour des trous non débouchants

5.3.2 Définition des différents termes du couple de serrage

5.3.2.1 *Couple de frottement filets*

5.3.2.2 *Couple de frottement sous tête*

5.3.2.2.1 Définition du coefficient p_2

5.3.2.3 *Couple utile*

5.3.3 Validation des différents termes du couple de serrage

5.3.3.1 *Couple de frottement filets*

5.3.3.2 *Couple de frottement sous tête*

5.3.3.3 *Couple utile et couple de serrage*

5.4 Couple de serrage dans théorique dans le cas des trous non débouchants

5.5 Conclusion

5.1 Introduction

Cette partie, qui traite de l'étude expérimentale et théorique du processus de serrage par vis autoformeuse, constitue la suite naturelle des chapitres précédents. En effet, le processus de taraudage ne représente que la première partie du processus de vissage, il est ensuite nécessaire de réaliser une phase de serrage, afin d'installer une précharge fonctionnelle dans l'assemblage. L'objectif principal de cette partie consiste donc, à identifier et quantifier les différentes composantes du couple de serrage puis à déterminer l'intervalle dans lequel on devra installer le couple, pour permettre une mise en précharge sûre.

Les travaux ont été menés en deux grandes étapes. Tout d'abord, une étude expérimentale du serrage a été conduite. Ensuite, à partir des résultats de ces essais, des formulations théoriques ont été construites, ces formulations servant ensuite de base à l'outil de prédimensionnement présenté au chapitre 6.

5.2 Etude expérimentale du processus de serrage sur tôle épaisse

5.2.1 Choix des variables influentes

Tous les essais ont été réalisés dans une tôle de 5mm d'épaisseur en S235 avec deux vis M8 (n°2 et n°3), présentées en 3.1.2. La vis n°1 n'a pas pu être étudiée dans ce chapitre car la longueur de la zone filetée est trop courte pour réaliser convenablement les essais de serrage. Cependant, puisque la seule différence constatée entre les vis n°1 et n°3 est la longueur totale de la zone filetée, nous pensons que les résultats obtenus sur ces essais pour la vis n°3 peuvent être généralisés pour la vis n°1.

Les essais ont été réalisés dans les conditions dimensionnelles préconisées au chapitre 3 pour le taraudage et seul le paramètre diamètre d'avant trou est défini comme variable pour ces essais.

Enfin, ils ont été réalisés avec une vitesse de rotation de 30 tr/min. Elle correspond d'une part à une vitesse proche des conditions industrielles et d'autre part, à la vitesse de rotation recommandée par la norme ISO 7085 pour les essais de taraudage.

Les données de sorties sont par contre plus nombreuses, on retrouve le couple de taraudage, le couple global (ou couple de vissage), le couple de frottement sous tête de la vis, le couple de frottement dans les filets de la vis, le couple utile et la précharge dans l'assemblage. De plus, le montage d'essai permet de récupérer l'évolution temporelle de ces différents paramètres de sortie.

Les paramètres d'entrée sortie sont présentés dans le schéma bloc figure 5.1.

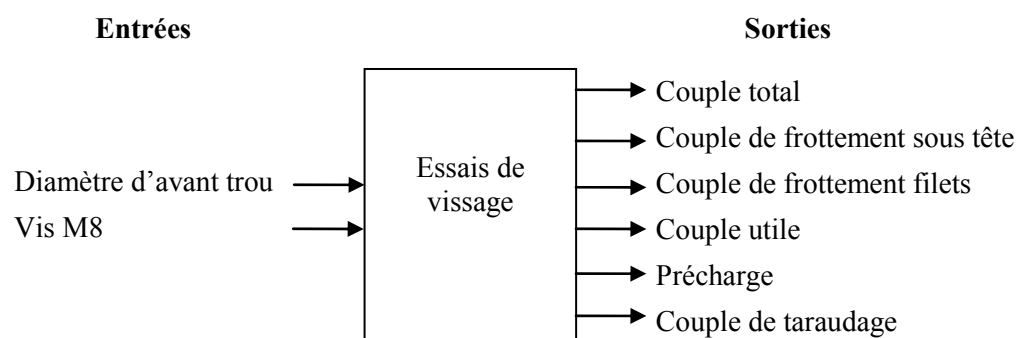


Figure 5.1 : Variables d'entrée/sortie, cas du serrage sur tôle épaisse.

5.2.2 Plan d'expérience

Une répétition de quatre est prévue pour chaque essai afin de s'assurer de la répétabilité de la mesure, deux vis et trois diamètres d'avant trou (D) sont utilisés (tableau 5.1). Le nombre d'essais est donc de $2 \times 3 \times 4 = 24$ essais.

Niveau	1	2	3
Paramètre D	7.3mm±0.01	7.4mm±0.01	7.5mm±0.01

Tableau 5.1 : Paramètre diamètre d'avant trou et niveaux associés.

5.2.3 Banc d'essais de serrage

Le banc d'essais, utilisé pour les essais de serrage, est une adaptation du banc d'essais conçu pour les essais de taraudage puisque, seul le montage pour la mise en place des éprouvettes est différent. Il utilise également la platine dynamométrique Kistler mais dans une autre configuration que celle des essais de taraudage. Le montage est présenté figure 5.2.

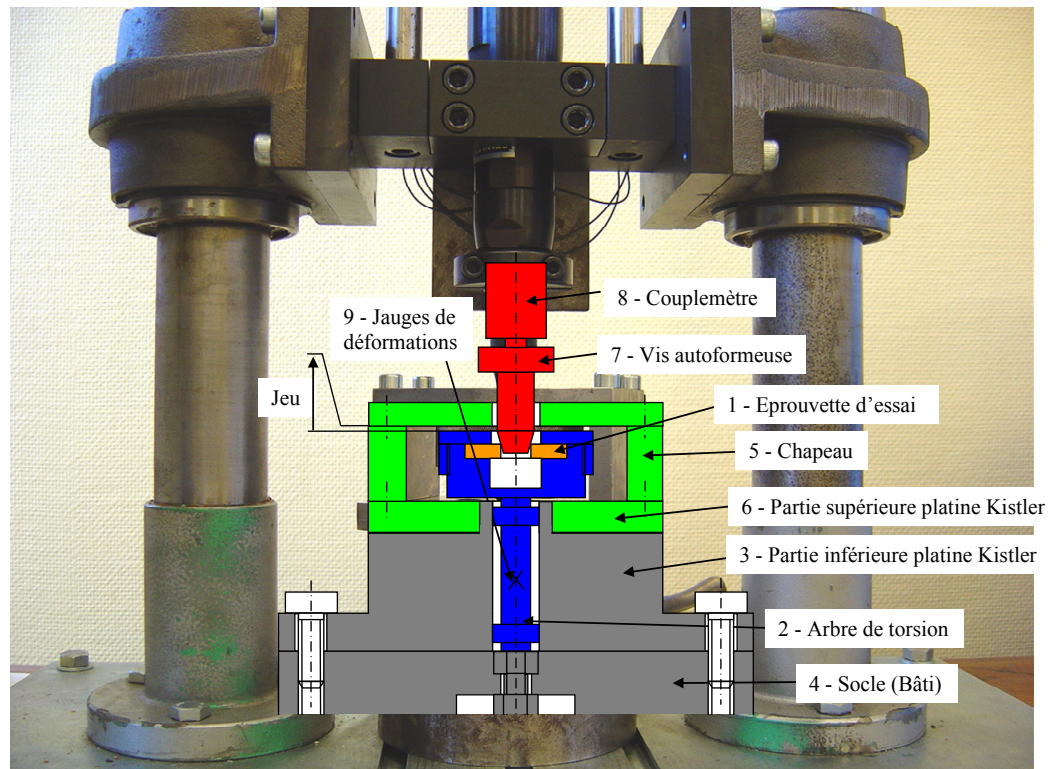


Figure 5.2 : Montage pour les essais de serrage.

Tout d'abord l'éprouvette d'essais (1) de 40mm sur 40mm et d'épaisseur 5mm est montée puis serrée dans une pièce dédiée (2) de telle sorte que l'ensemble, une fois serré, constitue une liaison complète démontable. Cette pièce spéciale (2), fabriquée au LGMT, comporte dans sa partie basse une barre de torsion qui passe par le trou central de la platine dynamométrique (3) avec un ajustement glissant et qui est encastrée dans sa partie inférieure au bâti (4) grâce à une partie de forme hexagonale. Des jauges de déformation longitudinales et à 45° (9), positionnées sur cette barre, permettent de mesurer le couple de torsion ainsi que l'effort normal dans la barre. Le Chapeau (5) est encastré sur la partie supérieure de la platine Kistler (6). Ce chapeau rigide fait office de tôle supérieure de l'assemblage mais il n'est à aucun moment en contact avec la surface d'extrémité supérieure de l'arbre de torsion (2), ces deux pièces devant constituer pour les mesures deux ensembles iso-cinématiques différents. La platine dynamométrique est ainsi utilisée pour mesurer un effort normal suivant l'axe vertical et un couple suivant ce même axe. La vis (7) est ensuite positionnée et la zone utile au formage de la vis est posée sur la tôle (1), alors que la tête de vis est montée dans le carré d'entraînement relié à la visseuse. Un capteur de couple rotatif (8) supplémentaire est positionné entre le carré d'entraînement et la visseuse. Enfin, un micro-ordinateur et deux condi-

tionneurs sont utilisés pour l'acquisition de l'ensemble des mesures obtenues.

En résumé, ce montage permet de mesurer à chaque instant :

- le couple entre la tige de vis et la pièce (formage, puis torsion dans la tige) grâce à la barre de torsion et pour la phase de formage par le couplemètre.
- l'effort de serrage de l'assemblage, par la platine mais également par les jauges axiales de la barre de torsion
- le couple de frottement sous tête par la platine Kistler
- le couple de serrage par le couplemètre

On a donc des mesures réalisées de deux manières différentes, ce qui permet une vérification de leur justesse.

5.2.4 Fabrication des éprouvettes d'essais

Toutes les éprouvettes sont issues de profilés laminés de 40mm de largeur. Comme déjà mentionné paragraphe 3.2.3, ce choix a été fait car il permet sur les deux faces utilisées pour la mise en position par appui plan et linéaire rectiligne, de garantir des conditions géométriques suffisantes pour une bonne mise en position sans reprise d'usinage. La face sur laquelle vient se faire le contact ponctuel correspond à la face sciée du profilé.

Chaque éprouvette ne reçoit donc que deux opérations d'usinage, le sciage puis l'usinage du trou lisse. Le trou lisse est usiné par contour-nage en commande numérique.

Chaque éprouvette est ensuite contrôlée, le diamètre d'avant trou est mesuré quatre fois à l'aide d'un micromètre d'intérieur et le diamètre final retenu est la moyenne de ces quatre mesures.

Enfin, afin de minimiser les erreurs d'alignement sur le banc d'essais, entre l'axe de rotation de la visseuse et l'axe du trou lisse usiné, chaque éprouvette a été marquée de telle sorte qu'elle soit positionnée sur le banc d'essais avec la même mise en position que sur la fraiseuse. Le détail des éprouvettes est présenté en annexe n°8.

5.2.5 Limite élastique et limite à la rupture de la tôle testée

Des essais de traction normalisés sur une machine de traction INSTRON ont été réalisés afin de déterminer la limite élastique et à la rupture du matériau. Le tableau 5.2 présente les valeurs moyennes obtenues sur une répétition de trois essais.

	R_e	R_m
S235JR	400MPa	420MPa

Tableau 5.2 : Limite élastique et limite à la rupture de la tôle testée.

5.2.6 Traitement et analyse des résultats

5.2.61 Incertitudes sur les mesures

Les moyens de mesures utilisés sont les mêmes que ceux du chapitre 3, ainsi la précision des mesures pour les couples et les efforts normaux est de $\pm 5\%$. Pour obtenir des cotes dimensionnelles sur le diamètre d'avant trou précises, les éprouvettes de cette campagne d'essai ont toutes été fabriquées par contournage sur machine à commande numérique. Chaque diamètre d'avant trou est ensuite mesuré quatre fois, à l'aide d'un micromètre d'intérieur et le diamètre final retenu est la moyenne de ces quatre mesures, la précision sur cette mesure est de $\pm 0.01\text{mm}$.

5.2.62 Courbes expérimentales et description des mesures sur un cycle de vissage

Ce montage dédié permet d'obtenir toutes les informations nécessaires à l'analyse du processus de serrage. La figure 5.3 présente les courbes types obtenues lors d'un essai.

On identifie cinq courbes de mesure, trois courbes de couple et deux courbes d'effort. Ces différentes courbes sont décrites en partant de la courbe positionnée la plus en haut, figure 5.3, vers celle positionnée la plus en bas.

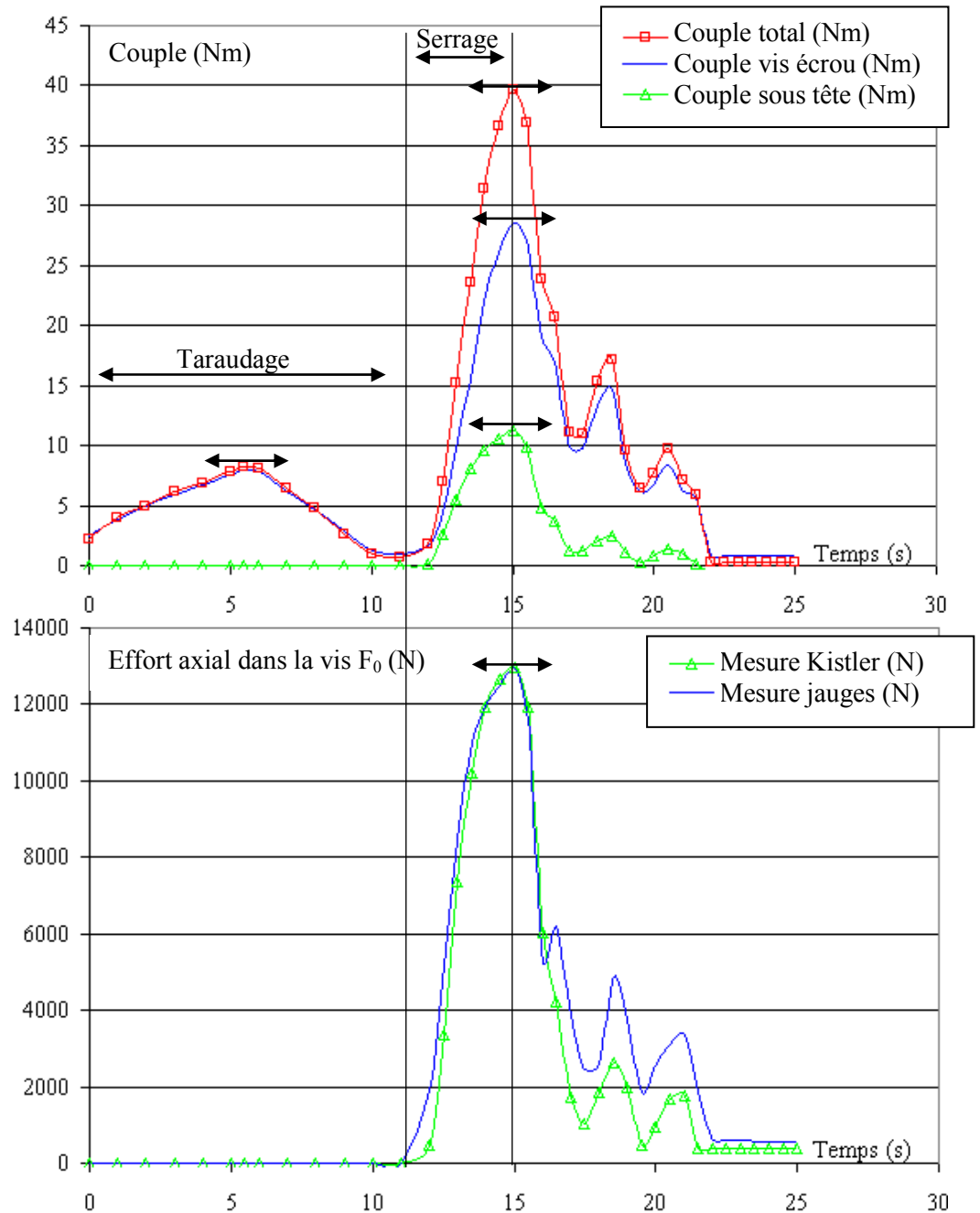


Figure 5.3 : Mesures types pour un essai de serrage.

La première courbe de couple correspond au couple fourni par la visseuse pendant le processus de vissage, il est mesuré par le couplemètre (repéré 8 sur la figure 5.2).

La seconde courbe correspond à la mesure issue du demi pont de jauges de déformation à 45° (9), qui mesure le couple de torsion dans la barre (2), c'est-à-dire le couple de torsion dans le corps de la vis.

La dernière courbe de couple vient de la platine dynamométrique (6) lorsque la tête de la vis entre en contact avec le chapeau (5) ; cette mesure correspond au couple de frottement sous tête. Cette dernière courbe est aussi retrouvée en faisant simplement la différence entre le couple total et le couple mesuré par les jauges.

Enfin, les deux courbes d'effort donnent la même information, c'est-à-dire l'effort axial de serrage, mais elle est donnée par deux capteurs différents, le premier étant le demi pont de jauges de déformation longitudinales et le second la platine dynamométrique.

Si on observe maintenant l'évolution de ces différentes sorties, on peut les découper en deux phases :

Tout d'abord, la phase de taraudage des filets dans l'éprouvette. Le couple de taraudage est mesuré par le couplemètre placé sous la tête de la visseuse ainsi que par les jauges de déformation. On retrouve dans cette première partie une allure de courbe assez classique déjà étudiée au chapitre 3. Aucune variation d'effort axial n'est par contre mesurée dans cette phase, ce qui est bien évidemment normal.

L'étape suivante est celle du serrage, elle est amorcée dès que la tête de la vis arrive en contact avec le chapeau supérieur. L'essai continue ensuite jusqu'à la ruine complète par arrachement de tous les filets de la tôle. Les mesures réalisées, après amorce de la ruine, qui apparaissent sur la figure 5.3 ne sont, bien évidemment, plus significatives.

Pendant la phase de serrage on mesure trois couples et deux efforts axiaux.

Le premier est le couple total fourni par la visseuse. Ce couple démarre à une valeur correspondant au couple de retour élastique (figure 5.3) après taraudage et va jusqu'à une valeur maximale qui correspond au couple de ruine de l'assemblage. Ce couple global est la somme de deux couples suivants : le couple de torsion dans la vis qui est également celui transmis par le système vis écrou et le couple de frottement sous tête (figure 5.3).

Le couple de torsion dans la vis mesuré par les jauges démarre aussi à une valeur correspondant au couple de retour élastique après taraudage et va jusqu'à une valeur maximale obtenue à la ruine de l'assemblage (figure 5.3). Dans le couple global on retrouve sommées les composantes

suivantes : le couple de retour élastique après taraudage, le couple de frottement dans les filets et le couple utile à l'installation de la précharge.

Le dernier couple mesuré correspond au couple de frottement entre la tête de la vis et le chapeau du montage.

Enfin, les deux courbes d'effort, donnent l'évolution de la précharge pendant la phase de serrage. La valeur maximale correspond à l'effort d'arrachement des filets sous une sollicitation de traction-torsion.

5.2.63 Traitement des données pour la mise en œuvre des formulations théoriques

On retrouve le même type de courbes avec les mêmes données de sortie pour chaque essai de serrage.

Dans un premier temps, le travail consiste à passer des résultats collectés en fonction du temps, c'est-à-dire les courbes $C_i = f(t)$ et $F_0 = f(t)$, à des fonctions de type $C_i = f(F_0)$, le paramètre guidant l'opération de serrage étant la précontrainte obtenue.

Le traitement des données, pour chaque essai, a été réalisé en relevant différents couples pour des points de mesures intermédiaires correspondant à cinq valeurs de précharge. On obtient ainsi la mesure des différents couples, pour chacune de ces étapes, lors d'une phase de serrage. La figure 5.4 présente les résultats obtenus pour les essais sur la vis n°2 pour les trois diamètres d'avant trou testés (7.3mm, 7.4mm et 7.5mm).

Pour la plage de diamètre d'avant trou testée, il n'y a pas d'influence constatée du diamètre d'avant trou sur les différentes mesures de serrage. Par conséquent le diamètre n'est plus considéré comme un paramètre influent pour le traitement des données et sur la figure 5.4, pour chaque couple et chaque valeur de précharge, il n'y a donc pas l'information du diamètre d'avant trou pour les différents points expérimentaux.

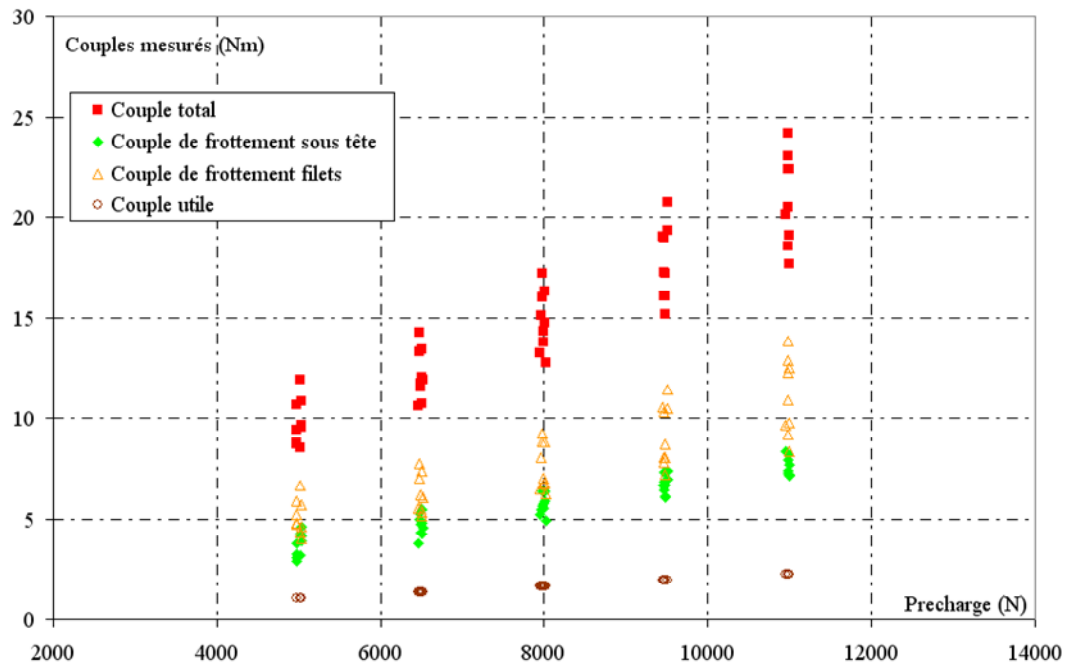


Figure 5.4 : Mesure des couples pour différentes précharges pour les essais sur la vis n°2.

Dans un second temps nous construisons un modèle théorique du serrage par vis autoformeuse pour les deux cas d'utilisation (trou débouchant et trou borgne) et développons une méthode de dimensionnement.

5.3 Etude théorique du processus de serrage sur tôle épaisse

5.3.1 Modèle théorique des courbes de serrage pour des trous débouchants (type I)

Tout d'abord, il est nécessaire de construire un modèle théorique traduisant les courbes issues des mesures et mettant en évidence les points clés de l'opération de mise en précontrainte.

La figure 5.5 présente les variations théoriques retenues comme modèles pour le couple, en fonction de l'angle de serrage, ainsi que pour l'effort de serrage, en fonction de l'angle. Sur la figure, le modèle proposé est aussi comparé avec les courbes théoriques du serrage dans le cas de vis ISO classiques.

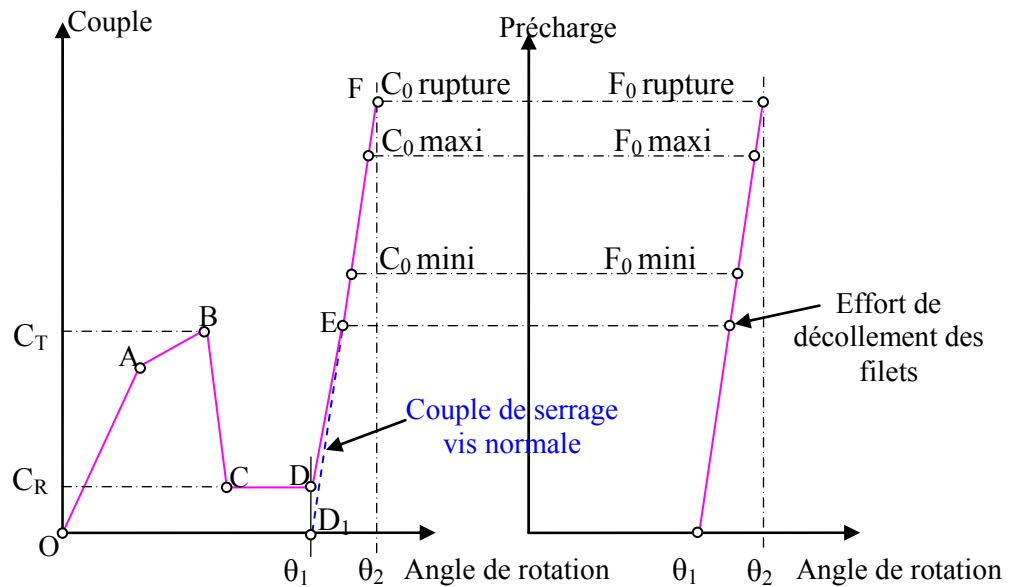


Figure 5.5 : Comportement au serrage jusqu'à rupture d'un assemblage dans un trou débouchant.

Le couple de serrage nécessaire, pour obtenir l'effort de serrage dans un trou taraudé dans le cas d'une vis normale, est proportionnel à la précharge F_0 et débute à l'angle θ_1 , il est représenté en traits interrompus sur la figure. Ainsi dans le cas d'une vis autofor-meuse, dans la partie D_1E le couple réel est le couple nécessaire à l'installation de F_0 augmenté d'une portion de couple élastique C_R qui diminue progressivement lorsque l'effort F_0 augmente.

En effet au début du serrage en θ_1 le couple C_R s'applique totalement sur les filets (figure 5.6a).

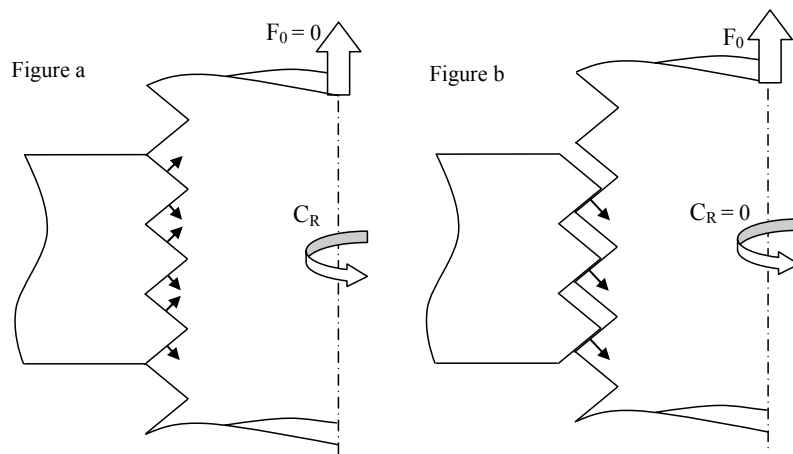


Figure 5.6 : Evolution du couple de retour élastique lors du serrage.

Il agit comme un couple de freinage, puis lorsque F_0 augmente, la partie inférieure des filets est déchargée progressivement jusqu'au décollement de l'ensemble des filets et à la disparition du contact sur leur flanc inférieur (figure 5.6b), cet instant correspond au point E sur la figure 5.5. A partir de ce moment, l'effort axial et le moment de torsion dans la vis sont de la même forme que ceux d'un assemblage classique.

Cependant, on peut remarquer que ce point E n'a pas été clairement identifié sur les essais de serrage présentés au chapitre 5.2. Si on se réfère à la figure 5.3, dans un cas où le couple de retour élastique est très faible par rapport au couple de formage et au couple de rupture, il semble bien que C_R disparaît très rapidement et que la partie DE de la courbe corresponde à la portion de raccordement entre la courbe de retour élastique et la courbe de serrage (figure 5.3).

On peut également se trouver, dans le cas de faible précontrainte et pour des filets complètement formés dans des pièces massives, avec une partie de couple de frottement dû au retour élastique qui subsiste toujours.

5.3.2 Définition des différents termes du couple de serrage

Le couple de serrage $C_{S(I)}$ pour un assemblage débouchant (type I), peut être déterminé en fonction de la précharge F_0 à l'aide de la formule suivante :

$$C_{S(I)} = F_0 \cdot (0,16 \cdot p + K_1 \cdot \rho_1 \cdot f_1 + f_2 \cdot \rho_2) + K_3 \cdot C_R \quad (5.1)$$

avec :

$F_0 \cdot 0,16 \cdot p = C_u$: couple utile pour un filet ISO dans lequel p est le pas de la vis

$F_0 \cdot K_1 \cdot \rho_1 \cdot f_1$: couple de frottement dans les filets dû à la charge

$F_0 \cdot \rho_2 \cdot f_2$: couple de frottement sous tête de vis sur la pièce

$K_3 \cdot C_R$: part du couple de retour élastique intervenant dans le frottement des filets

On retrouve finalement pour ce modèle, une formulation proche de celle utilisée pour une vis cylindrique classique, à laquelle s'ajoute la

contribution du couple de retour élastique qui, comme nous l'avons vu, peut très vite disparaître pour des valeurs faibles de F_0 .

5.3.21 Couple de frottement dans les filets

Le couple de frottement entre les filets tel que défini dans l'expression 5.1 est composé de deux termes :

$F_0.K_1.\rho_1.f_1$: couple de frottement dans les filets dû à la charge F_0

$K_3.C_R$: couple de frottement dû au retour élastique

Ce qui donne un couple de frottement filet égal à :

$$C_{FF} = F_0.K_1.\rho_1.f_1 + K_3.C_R \quad (5.2)$$

K_1 , ρ_1 et K_3 sont des coefficients qui prennent en compte la géométrie de la vis ainsi que la répartition des pressions de contact.

La suite de l'exposé présente les choix réalisés pour ces différents coefficients.

La figure 5.7 définit les formes extérieures du filet de la vis autoformeuse en trait plein, en projection, ainsi que les diamètres de tête D et de creux D_i en trait mixte.

La section A-A, réalisée au sommet du lobe, montre le contact entre les filets et la forme générale de ceux-ci.

La section B-B, réalisée au creux du lobe, dans l'hypothèse d'un effort axial nul, montre qu'il n'y a plus contact entre les filets du fait du « recul » du filet en creux du lobe.

On retrouve ici un des problèmes majeurs de ces assemblages car, en l'absence d'effort axial, le contact pour chaque filet en prise est localisé autour des génératrices situées au sommet des trois lobes. Ainsi lorsque l'on va charger la vis lors de la mise en tension, il va y avoir une déformation importante dans les zones correspondant au creux des lobes pour compenser le jeu dû au retrait du filet lié au profil de la vis.

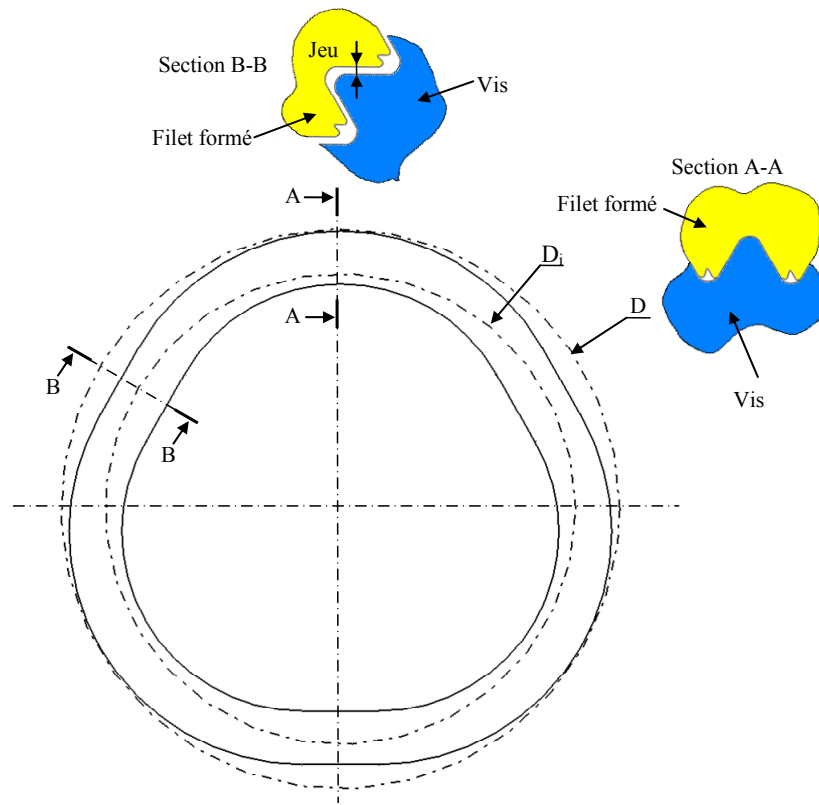


Figure 5.7 : Projection de la section droite du filet aux valeurs maximums et diamètres des filets formés.

Pour les vis M8 étudiées, le retrait maximum en fond de lobe est de $\sim 0.25\text{mm}$ soit un jeu de $\sim 0.25 \cdot \sin 30^\circ \sim 0.125\text{mm}$. On a donc une situation complexe où le filet sous charge axiale va, par rapport à un filet de vis cylindrique, subir une flexion longitudinale très difficile à évaluer. D'autre part, on aura une pression de contact entre les filets qui va varier de manière importante tout le long du filet, avec un maximum localisé dans la zone d'extrémité des lobes et un minimum au creux. Pour des faibles charges, le contact est localisé dans la zone d'extrémité des lobes et il va s'étendre quand la charge va croître.

Dans ces conditions, on définit :

K_1 : coefficient qui prend en compte la géométrie des filets tel que :

$$K_1 = 1/\cos 30^\circ = 1.15$$

ρ_1 : rayon moyen de la zone de contact théorique supposée tel que :

$$\rho_1 = (D_i + D)/4 \quad (5.3)$$

K_3 : coefficient d'introduction du couple de retour élastique tel que : $0 < K_3 < 1$. K_3 varie de 1 à 0 suivant le chargement et il décroît quand la charge F_0 augmente.

5.3.22 Couple de frottement sous tête

Le couple de frottement sous tête dû à la charge F_0 défini dans l'expression 5.1 est simplement composé du terme $F_0 \cdot \rho_2 \cdot f_2$:

$$C_{FST} = F_0 \cdot \rho_2 \cdot f_2 \quad (5.4)$$

Dans ce cas, il n'y a aucune différence avec la formulation classique utilisée pour les vis ISO cylindriques (formule 1.8 du chapitre 1).

Le rayon ρ_2 ne dépend que de la géométrie des deux pièces dans la zone de contact concernée. On définit donc ρ_2 tel que :

$$\rho_2 = (D_w + D_T)/4 \quad (5.5)$$

avec :

D_w : Diamètre extérieur de la zone de contact qui appartient à la tête de vis

D_T : Diamètre intérieur de la zone de contact qui correspond généralement au diamètre du trou lisse ou au diamètre du trou de la rondelle interposée.

5.3.23 Couple utile

Le couple utile dû à la charge F_0 défini dans l'expression 5.1 est simplement composé du terme $F_0 \cdot 0,16 \cdot p$, soit un couple utile égal à :

$$C_u = F_0 \cdot 0,16 \cdot p \quad (5.6)$$

Là aussi, il n'y a aucune différence avec la formulation classique utilisée pour les vis ISO cylindriques.

5.3.3 Validation des différents termes du couple de serrage

5.3.3.1 Couple de frottement filets

La grosse difficulté pour la validation de la formulation 5.2 vient de la détermination du coefficient K_3 car la localisation du point E (figure 5.5) lors des essais de serrage n'a pas pu être identifiée correctement. Il a donc été choisi de fixer une valeur constante à $K_3 = 1$ pour toute la phase de serrage pour la validation de la formulation du couple de frottement filet.

En effet pour justifier ce choix, il faut regarder les deux configurations extrêmes que l'on peut obtenir dans une phase de serrage. Dans le cas des faibles charges, quand on a besoin de calculer un couple de serrage minimum, K_3 est voisin de 1. Lorsque l'on est à couple de serrage maximum, le couple de retour élastique tend à devenir petit par rapport au couple de serrage. Si on conserve $K_3 = 1$, en l'absence d'un moyen de détermination de sa valeur réelle alors on entraîne une perturbation faible de la valeur du couple de serrage réelle. De plus, dans une phase de prédimensionnement, il est toujours intéressant de calculer un majorant pour le couple de frottement filet ainsi conserver $K_3 = 1$ garantit que le calcul donne bien une valeur majorante.

Pour le cas de $\rho_1 = (D_i + D)/4$, il faut avant tout déterminer les valeurs de D_i et D . La valeur de D retenue est la valeur moyenne des diamètres de trilobage maximum et minimum des vis autofor-meuses étudiées soit $D = (\text{■} + \text{■}) = \text{■}$ mm. D_i est ensuite calculé à partir des résultats présentés en 3.3.32. Pour chaque diamètre d'avant trou, D_i est obtenu en utilisant aussi la valeur moyenne des diamètres de trilobage maximum et minimum des vis autofor-meuses étudiées soit ■ mm.

Pour le cas du couple de retour élastique, les valeurs utilisées correspondent au couple mesuré juste avant la phase de serrage pour chaque essai.

Enfin le coefficient de frottement vrai f_1 entre les filets de la vis et de la pièce déformée est un paramètre que l'on obtient grâce aux mesures et ses valeurs limites sont déterminées de telle sorte qu'elles encadrent les valeurs minimales et maximales des essais.

L'ensemble des valeurs utilisées pour la validation du couple de frottement filet sont énumérées dans le tableau 5.3.













Essais Paramètres	Vis n°2			Vis n°3		
d_0 (mm)	7.3	7.4	7.5	7.3	7.4	7.5
K_1	1.15	1.15	1.15	1.15	1.15	1.15
D (mm)						
D_i (mm)						
ρ_1 (mm)	3.68	3.765	3.8225	3.68	3.765	3.8225
K_3	1	1	1	1	1	1
C_R (Nm)	5	3	3	1	0.7	0.5

Tableau 5.3 : Valeurs des paramètres utilisés pour la validation du couple de frottement filet.

Les figures 5.8 et 5.9 présentent la comparaison entre les valeurs des essais et celles obtenues par la formule 5.2, avec les valeurs du tableau 5.3.

Sur ces graphiques, les points représentent les valeurs expérimentales alors que les deux droites représentent les valeurs calculées avec les valeurs minimales et maximales du coefficient de frottement filet. Les valeurs limites de coefficient de frottement f_1 sont estimées de manière à encadrer au mieux les valeurs expérimentales.

On voit, sur les résultats obtenus pour les faibles valeurs de pré-charge, que le terme prépondérant est le couple de retour élastique C_R , ce qui implique de l'évaluer avec précision dans cette plage de valeur. On remarquera sur les graphes que l'évaluation réalisée est tout à fait acceptable.

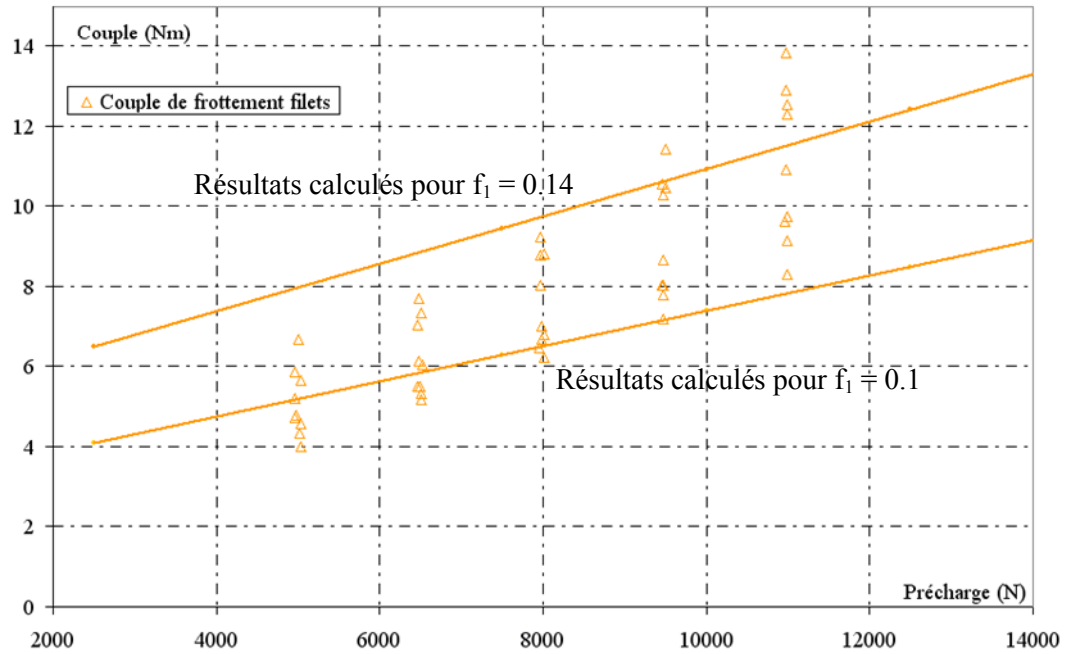


Figure 5.8 : Comparaison du couple de frottement filets entre les valeurs théoriques et expérimentales pour la vis n°2.

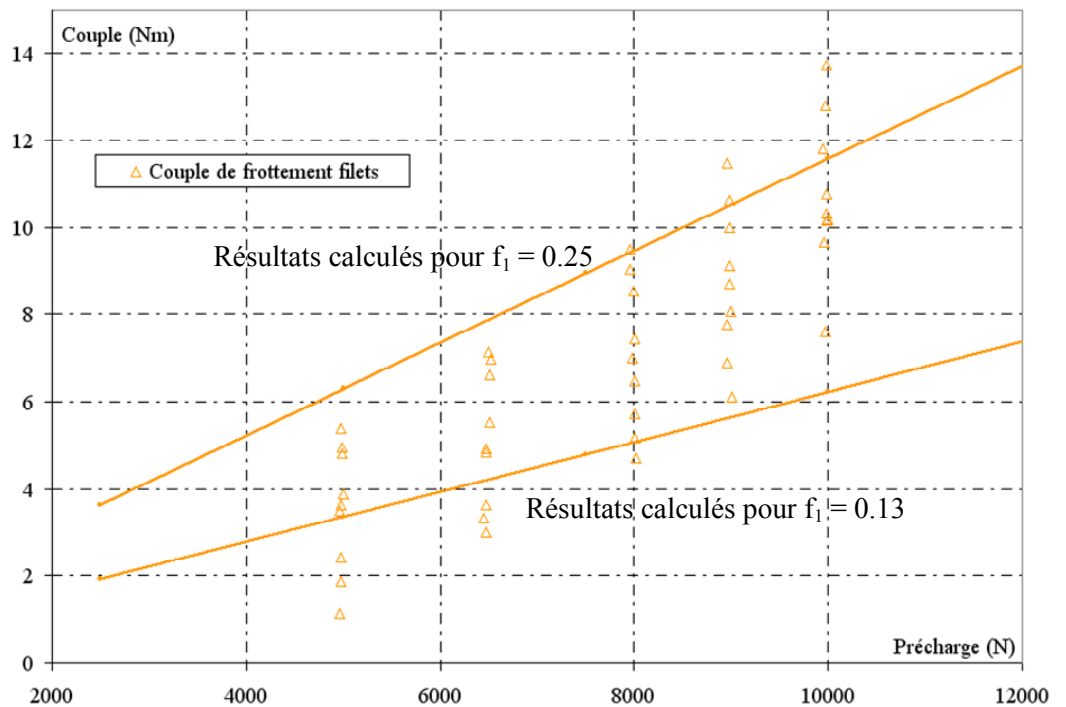


Figure 5.9 : Comparaison du couple de frottement filets entre les valeurs théoriques et expérimentales pour la vis n°3.

On constate que les valeurs estimées des coefficients de frottement dans les filets pour la vis n°2 et la vis n°3 sont très différentes, la vis n°2 étant celle qui présente les meilleures aptitudes au frottement avec un coefficient moyen estimé à 0.12 contre 0.19 pour la vis n°3. Cette différence de coefficient de frottement peut s'expliquer par les revêtements appliqués sur les vis, que nous ne connaissons pas, mais qui sont sûrement différents.

5.3.31 Couple de frottement sous tête

Le couple de frottement est défini par l'expression 5.4. Il n'y a que le coefficient ρ_2 à calculer pour cette validation.

D'après la formule 5.5, ce coefficient ne dépend que du diamètre extérieur de la zone de contact D_w qui appartient à la tête de vis et du diamètre intérieur de la zone de contact D_T . Ainsi, les valeurs retenues pour D_w sont issues des dessins de définition des vis fournis en annexe n°1, elles correspondent à la valeur moyenne. Les valeurs retenues pour D_T correspondent au diamètre du trou lisse du chapeau 5 figure 5.2 pour la vis n°3 et au diamètre intérieur de la rondelle interposée pour la vis n°2.

L'ensemble des valeurs utilisées pour la validation du couple de frottement sous tête sont énumérées dans le tableau 5.4.

Essais Paramètres	Vis n°2	Vis n°3
D_w (mm)	16	17.5
D_T (mm)	8	12
ρ_2 (mm)	6	7.375

Tableau 5.4 : Valeurs des paramètres utilisés pour la validation du couple de frottement sous tête.

Les figures 5.10 et 5.11 présentent la comparaison entre les valeurs des essais et celles obtenues par la formule 5.4 dans les conditions du tableau 5.4.

Comme pour les deux graphiques précédents, les points sont issus des valeurs expérimentales alors que les deux droites représentent les valeurs calculées avec les valeurs minimales et maximales du coefficient de frottement sous tête. Les valeurs limites de coefficient de frottement f_2 sont

estimées de manière à encadrer au mieux ces valeurs expérimentales. On remarquera là aussi, que l'évaluation réalisée est tout à fait acceptable.

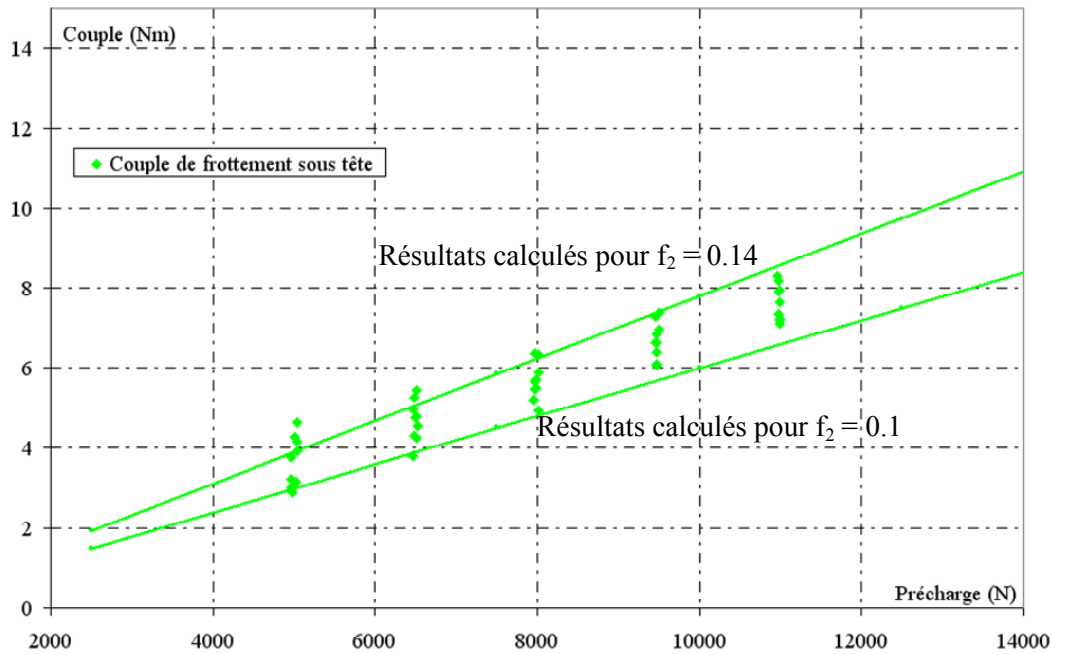


Figure 5.10 : Comparaison du couple de frottement sous tête entre les valeurs théoriques et expérimentales pour la vis n°2.

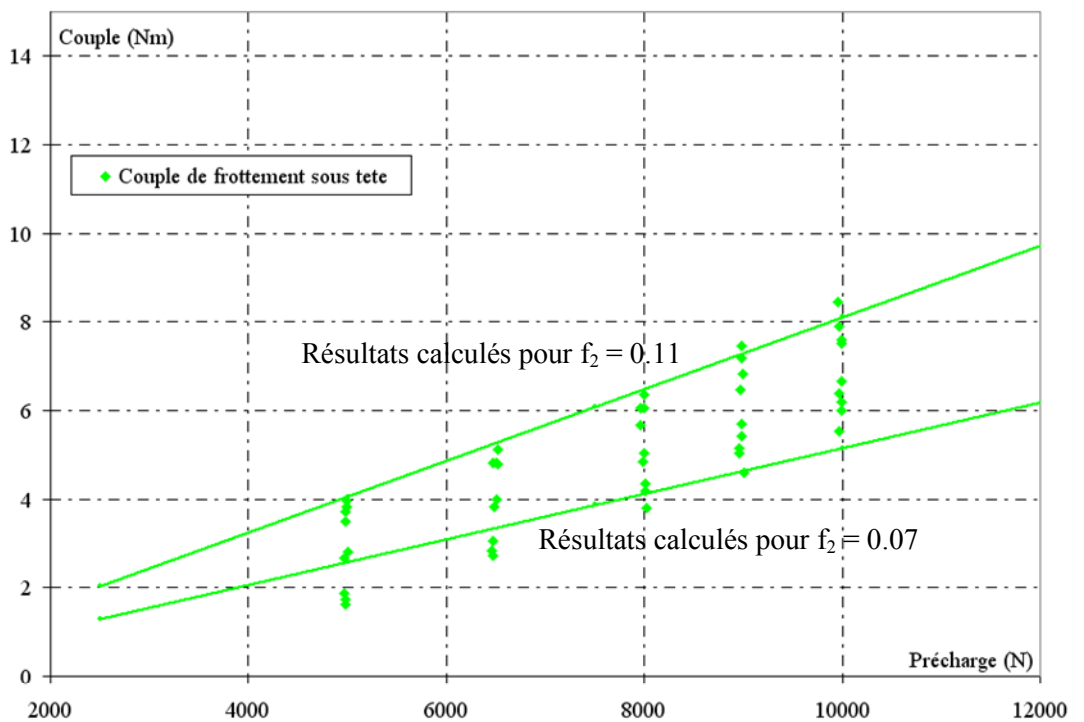


Figure 5.11 : Comparaison du couple de frottement sous tête entre les valeurs théoriques et expérimentales pour la vis n°3.

On constate encore, que les valeurs estimées des coefficients de frottement sous tête entre la vis n°2 et la vis n°3 sont différentes, mais cette différence est justifiée. En effet, puisque la vis n°2 est équipée d'une rondelle, l'interface de contact sous tête n'est pas la même entre la vis n°2 et la vis n°3 qui ne possède pas de rondelle, par conséquent le coefficient de frottement mesuré ne peut pas être le même.

5.3.33 Couple utile et couple de serrage

Le couple utile est défini par l'expression 5.6. Le couple total est calculé en sommant les expressions 5.2, 5.4 et 5.6.

Les figures 5.12 et 5.13 présentent la comparaison entre les valeurs des essais et celles obtenues par calcul. Les points représentent toujours les valeurs expérimentales et les deux droites représentent les couples de serrage minimums et maximums calculés.

On remarquera la encore, que l'évaluation réalisée est tout à fait acceptable.

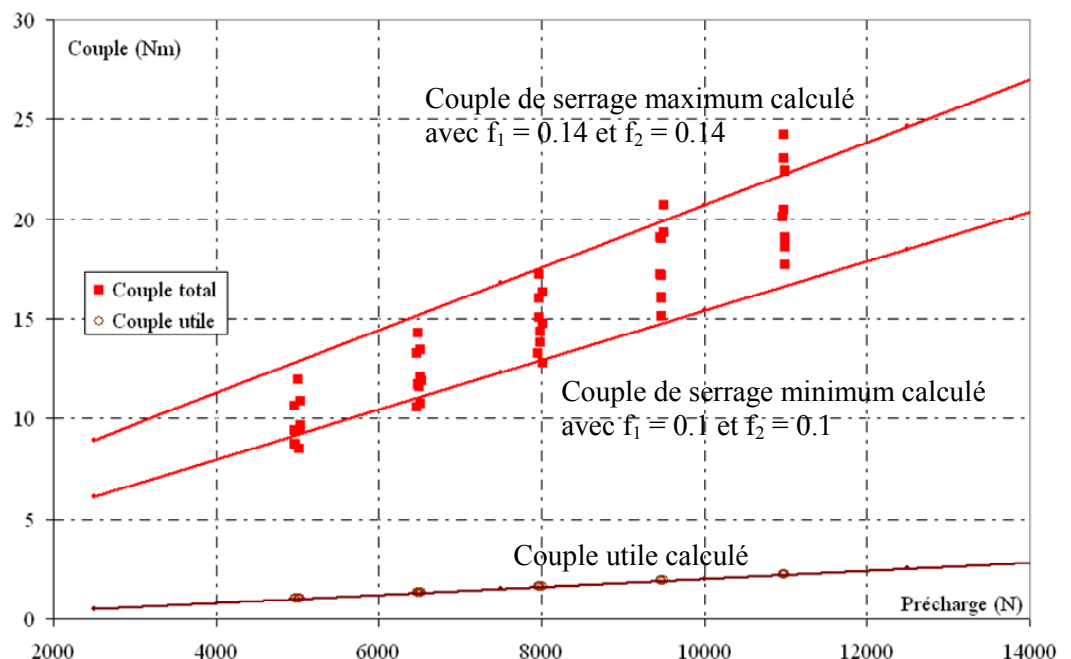


Figure 5.12 : Comparaison sur le couple de serrage maximum et le couple utile entre les valeurs théoriques et expérimentales pour la vis n°2.

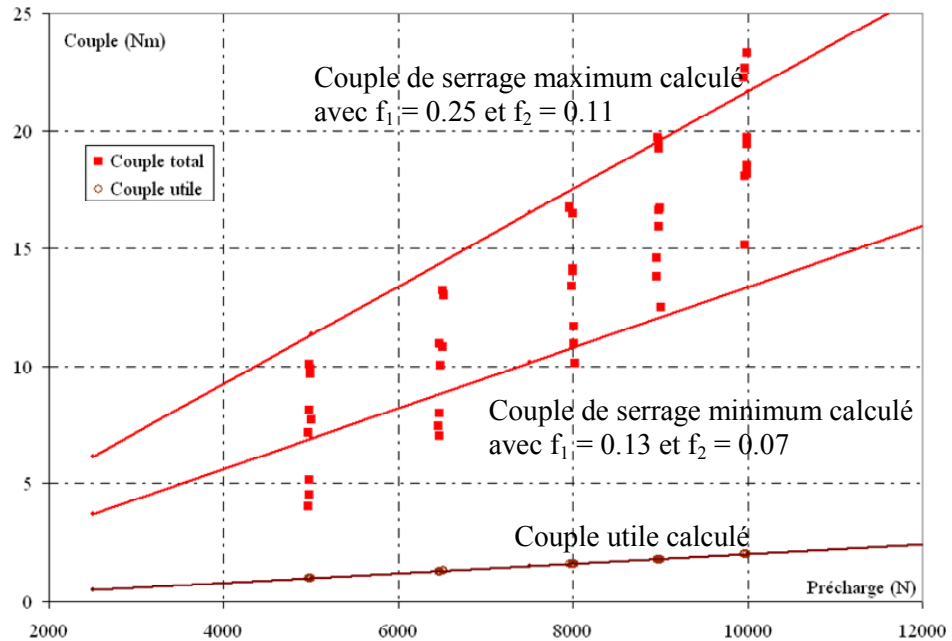


Figure 5.13 : Comparaison sur le couple de serrage maximum et le couple utile entre les valeurs théoriques et expérimentales pour la vis n°1 et n°3.

Les courbes enveloppes du couple de serrage maximum et minimum sont calculées avec les coefficients de frottement identifiés précédemment. Au bilan la vis n°2 présente une dispersion plus faible sur les coefficients de frottement évalués, le serrage sera plus précis avec cette vis.

5.4 Couple de serrage théorique dans le cas des trous non débouchants (type II)

Dans ce cas, le problème est différent puisque l'opération de taraudage se poursuit pendant l'opération de mise en précontrainte. Aussi, s'il n'y avait pas d'effort axial qui va, comme précédemment, décharger progressivement le flanc inférieur des filets, le couple de retour élastique augmenterait proportionnellement à la longueur engagée.

La figure 5.14 donne une illustration de l'opération par comparaison avec le serrage d'une vis normale.

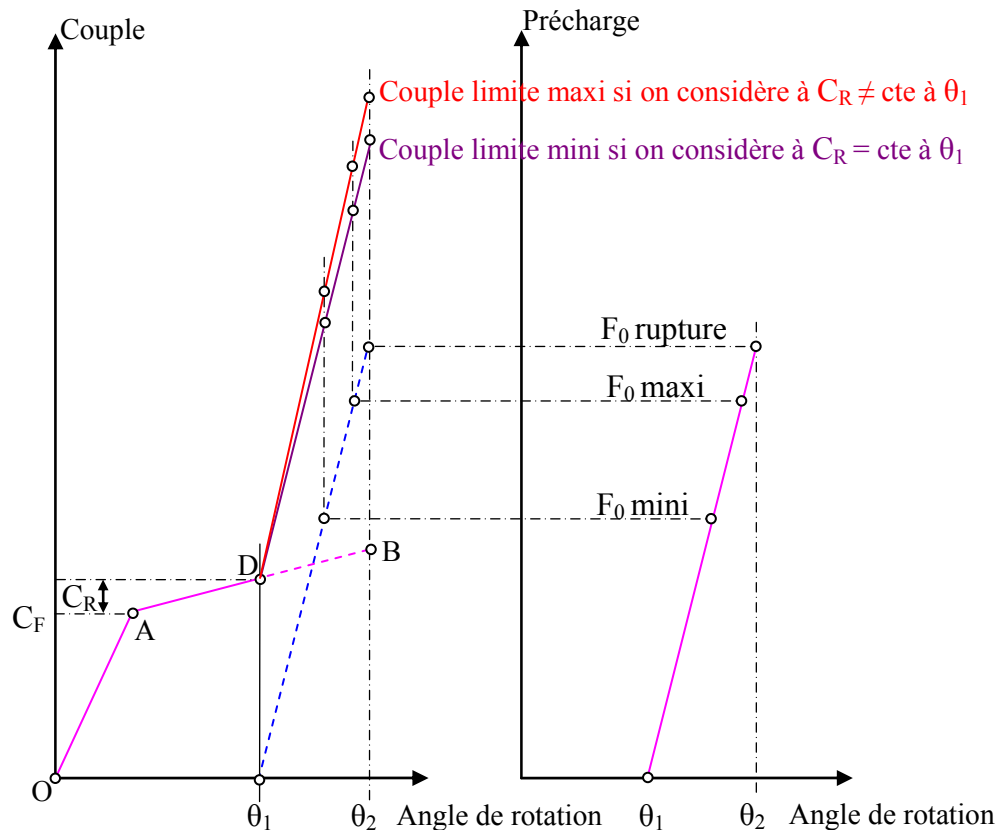


Figure 5.14 : Comportement au serrage jusqu'à rupture d'un assemblage dans un trou non débouchant.

Par rapport à l'assemblage dans un trou débouchant, le couple de serrage doit donc être tout d'abord augmenté de la valeur du couple de formage. La prise en compte du couple de retour élastique est plus compliquée, car elle demande des calculs complexes pour une quantité qui reste très petite comparée au couple de serrage. La solution retenue consiste à considérer ce couple de retour élastique comme étant constant et de prendre comme valeur celle obtenue au début de serrage. En effet, la variation de la longueur en prise des filets va correspondre à la variation de longueur des pièces de l'assemblage, ce qui est une quantité négligeable. Ainsi on peut déterminer le couple de serrage $C_{S(II)}$ à l'aide de la formule suivante :

$$C_{S(II)} = F_0 \cdot (0,16 \cdot p + K_1 \cdot \rho_1 \cdot f_1 + f_2 \cdot \rho_2) + C_F + C_R \quad (5.7)$$

avec :

$F_0 \cdot 0,16 \cdot p = C_u$: couple utile pour un filet ISO dans lequel p est le pas de la vis

$F_0 \cdot K_1 \cdot \rho_1 \cdot f_1$: couple de frottement dans les filets dû à la charge dans lequel :

K_1 est le coefficient qui prend en compte la géométrie de la vis ainsi que la répartition des pressions de contact

ρ_1 est le rayon moyen de la zone de contact théorique

f_1 est le coefficient de frottement au niveau des filets

$F_0 \cdot \rho_2 \cdot f_2$: couple de frottement sous tête de vis sur la pièce dans lequel :

ρ_2 est le rayon moyen de la zone de contact théorique

f_2 est le coefficient de frottement au niveau du contact

C_F : couple de formage

C_R : couple de retour élastique intervenant dans le couple de frottement des filets.

Compte tenu de l'hypothèse faite sur la valeur de C_R , pour les faibles valeurs de précontrainte, on devrait obtenir un couple voisin du couple réel et légèrement majorant pour les grandes valeurs de celle-ci.

Cependant le modèle n'a pas pu être validé expérimentalement car le montage de serrage présenté en 5.2.3 n'avait pas la capacité de brider une éprouvette d'essai correspondant à un trou non débouchant.

5.5 Conclusion

En utilisant les données géométriques recommandées sur tôle épaisse afin d'obtenir les meilleures conditions de taraudage, un plan d'expérience sur un montage dédié a permis de quantifier et de définir les différents éléments intervenant dans le couple de serrage. A partir de ces données expérimentales, un modèle théorique de calcul du couple de serrage a pu être développé pour tôle épaisse.

Le modèle considère que le couple de serrage se compose d'un couple utile à l'installation de la précharge, d'un couple pour vaincre le

frottement sous tête de la vis, d'un couple pour vaincre le frottement dans les filets et d'un couple de retour élastique résiduel, lié à la phase de taraudage.

Le modèle a été validé avec les données expérimentales. Les résultats obtenus sont satisfaisants dans la mesure où les valeurs des coefficients de frottement qui permettent d'encadrer les résultats expérimentaux sont, aussi du point de vue de leur grandeur que de leur incertitude, conformes à ceux obtenus pour la boulonnerie classique. Cette validation a aussi montré, qu'il était nécessaire, de bien évaluer le couple de retour élastique car il représente une part non négligeable du couple de serrage pour les serrages de faible intensité.

Enfin un modèle théorique est aussi présenté pour les trous non débouchants. Cependant, ce modèle n'a pas pu être validé expérimentalement. Les formulations présentées sont celles qui vont être utilisées pour la mise en œuvre de l'outil de prédimensionnement présenté au chapitre 6.

6 Méthode de prédimensionnement pour une vis autoformeuse : calcul du couple de serrage

6.1 Introduction

6.2 Caractérisation géométrique et mécanique des vis autoformeuses

6.2.1 Rappel de la caractérisation mécanique des vis ISO

6.2.2 Le problème des vis autoformeuses

6.2.3 Conformité des vis étudiées à la norme

6.2.31 *Résistance en torsion*

6.2.32 *Résistance en traction*

6.2.33 *Conclusion sur les mesures de résistance*

6.2.34 *Comparaison avec une vis cylindrique M8*

6.2.35 *Etude des sections courantes des vis étudiées*

6.2.4 Caractéristiques géométriques et mécaniques retenues

6.3 Méthode de prédimensionnement

6.3.1 Calcul des grandeurs associées à la phase de taraudage

6.3.11 *Calcul du couple de taraudage maximal pour l'assemblage de type I*

6.3.12 *Calcul du couple de retour élastique pour l'assemblage de type I*

6.3.13 *Calcul du couple de taraudage maximal pour l'assemblage de type II*

6.3.14 *Calcul de l'assemblage cylindrique équivalent*

6.3.141 Calcul du diamètre moyen de trilobage

6.3.142 Calcul du diamètre intérieur des filets formés

6.3.143 Calcul du diamètre sur flanc

6.3.2 Calcul des grandeurs associées à la phase de serrage

6.3.21 *Calcul du couple de torsion maximal dans la vis*

6.3.22 *Calcul du couple de serrage minimum*

6.3.23 *Calcul du couple de serrage maximum*

6.3.24 *Calcul de la précharge maximale*

6.3.3 Vérification des résistances mécaniques des éléments de l'assemblage

6.3.31 *Vérification de la résistance de la vis*

6.3.32 *Vérification de la résistance des filets formés*

6.3.321 Calcul des surfaces des sections cisailées

6.3.322 Calcul des charges d'arrachement des filets de la vis

6.3.323 Calcul des charges d'arrachement des filets de l'écrou

6.3.4 Calcul du couple de serrage cible

6.3.5 Remarques

6.4 Exemple d'application de la méthode de prédimensionnement

6.4.1 Exemple d'un assemble de type I

6.4.2 Exemple d'un assemble de type II

6.5 Logiciel de calcul Renault-LGMT

6.6 Conclusion

Compte tenu des avantages concurrentiels acquis grâce à ses travaux et des accords de confidentialité passés avec l'entreprise RENAULT, nous avons dû supprimer de ce mémoire l'intégralité du chapitre 6 consacré à la description détaillée de la méthode pratique de pré-dimensionnement ainsi que de l'outil de calcul réalisé pour son application industrielle.

Conclusion générale et perspectives

Conclusion

Au final, ce travail a permis de mettre au point une méthode de prédimensionnement, capable de déterminer les conditions de mise en précontrainte d'un assemblage par vis autoformeuse. Nous avons pu fournir à notre partenaire un outil logiciel, d'utilisation simple, qui permet de calculer le couple de serrage cible qui, compte tenu des différentes incertitudes, garantit une précontrainte installée minimale, ainsi que la résistance de la vis et des filets formés.

La méthode de calcul développée, a été construite à partir des résultats des nombreuses expériences que nous avons réalisées pour ces travaux (environ 800 essais), pour différents types de vis et différentes pièces en acier et en alliage léger correspondant aux cas d'utilisation de l'industrie automobile.

Ces différentes campagnes d'essais nous ont permis, d'étudier avec précision le processus de formage des filets et de montrer que le diamètre d'avant trou était le paramètre déterminant pour la forme finale des filets. On a pu ainsi, déterminer le diamètre maximal garantissant une résistance suffisante du filet formé et le diamètre minimal donnant un couple de formage acceptable.

Nous avons également, pu mettre en évidence les trois paramètres les plus influents sur la valeur maximale du couple de taraudage, c'est-à-dire : le matériau, le diamètre d'avant trou et l'épaisseur de la tôle. Leur influence a été quantifiée et des expressions analytiques du couple de taraudage maximal dans les deux cas d'assemblages types (trous débouchants et trous borgnes) ont été établies.

Nous avons également montré que la vitesse de rotation (dans les limites des vitesses d'utilisation de 30 tr/min à 360tr/min) avait un effet négligeable. D'autre part, nous avons également pu constater qu'il est nécessaire d'appliquer un effort presseur suffisant (de l'ordre de 100N pour une vis M8) à l'amorce du processus de vissage, mais que cet effort devient

inutile pendant la phase de taraudage et qu'il n'a pas d'effet sur la valeur du couple de taraudage.

En complément de ce travail, deux autres approches concernant essentiellement la phase de formage des filets ont été développées.

La première a consisté à mettre au point un modèle de simulation utilisant le code ABAQUS 6.5. A notre connaissance, c'est le premier modèle de ce type à avoir été réalisé. Il nous a permis de bien comprendre le processus de formation des filets. Une comparaison de la forme des filets formés par simulation avec la forme des filets obtenus expérimentalement a montré la fiabilité de l'outil de simulation, confirmée par les formes identiques des courbes donnant le couple de taraudage en fonction du temps.

Toutefois, malgré la puissance potentielle du modèle de simulation, les temps CPU obtenus avec les moyens informatiques se sont avérés beaucoup trop importants pour que l'on puisse multiplier les simulations, ce qui ne remet pas en cause l'utilisation de la simulation, à condition de disposer d'un ordinateur de grande puissance.

La seconde approche développée, a été de construire un modèle analytique approché original, à partir du calcul des pressions de contact entre les filets de la vis et la pièce, basé sur une description du champ des lignes de glissement d'un matériau considéré comme rigide parfaitement plastique. Le calcul du couple de formage, appliqué aux différents cas mesurés a montré que, dans tous les cas et compte tenu des hypothèses simplificatrices adoptées, on obtenait un majorant du couple maximal de formage qui pouvait être tout à fait acceptable dans le cas d'un calcul de prédimensionnement de l'assemblage.

Perspectives

Pour notre laboratoire, il s'agit du premier travail sur le sujet et comme nous l'avons montré la bibliographie est peu fournie. Si les industriels, fabricants de vis ou utilisateurs, ont vraisemblablement réalisé de nombreux travaux expérimentaux, il n'y a que très peu de travaux scientifiques qui ont été réalisés sur la question. Les développements possibles sont donc nombreux. Nous pouvons les classer en quatre groupes.

1 - La simulation du processus de formage des filets et du serrage.

Le modèle que nous avons réalisé démontre la faisabilité du problème sous ABAQUS et nous ne l'avons abandonné, que pour des problèmes de temps de calcul. Il faudrait le reprendre, en améliorant la définition géométrique de la vis et en utilisant un moyen de calcul assez puissant pour obtenir des temps de calculs raisonnables. On pourrait également tester des logiciels mieux adaptés comme DEFORM 3D ou FORGE 3D.

Cette modélisation serait alors tout à fait adaptée à une étude paramétrique de la forme des vis ou du processus de formage des filets.

2 – L'amélioration du modèle analytique approché.

Nous avons été surpris par les résultats obtenus avec ce modèle très simplifié. On pourrait facilement l'améliorer en établissant une loi de pression sur flanc plus précise en :

- utilisant un angle de coin α qui traduise la direction exacte de pénétration dans la matière en fonction de la géométrie des lobes
- calculant la répartition le long du lobe au lieu de la valeur moyenne

Il faudrait également compléter le calcul du couple de formage par le calcul du couple de retour élastique.

3 – L'optimisation de la forme des vis.

Parmi les vis que nous avons étudiées, nous avons remarqué que la vis 19224 nécessitait, pour un même taux de formage des filets, un couple bien plus faible que les autres vis. Ceci est dû, à notre avis, au profil sphéro-conique qui assure une bonne progressivité de l'engagement des filets et surtout au fait que le filet entier existe sur cette partie, évitant de se trouver dès le début du formage dans la zone de hautes pressions de contact, ce qui est le cas pour des filets incomplets. Il nous semble qu'il serait très intéressant d'optimiser les paramètres de forme avec l'objectif de minimisation du couple de formage. Pour ce type de travail on voit l'intérêt de posséder un outil de simulation adapté.

On pourrait également s'intéresser au procédé de fabrication, la vis idéale devrait à notre avis comporter une zone de formage (avec un certain nombre de lobes) qui se poursuivrait par une partie cylindrique ISO, ce qui améliorerait les conditions de contact entre les filets dans la partie destinée au serrage de l'assemblage et permettrait de faire travailler ces as-

semblages dans des situations plus contraignantes (par exemple en fatigue) où on ne les utilise pas actuellement.


4 – La normalisation.

Comme nous l'avons déjà mentionné la norme ISO 7085 est très insuffisante et nous avons dû, pour proposer une méthode de calcul convenable, adapter la méthode de calcul des vis ISO à notre cas particulier et valider les hypothèses par des essais, ce qui ne peut pas être généralisé à d'autres cas sans risque.

Il faudrait donc, proposer des règles de qualification des assemblages comparables à celles des normes ISO 898 pour les assemblages cylindriques. Actuellement, on se heurte au fait que la forme des vis est différente d'un fabricant à un autre et souvent protégée par un brevet, ce qui confirme l'intérêt des travaux proposés en 3

En conclusion, bien qu'utilisées depuis de nombreuses années, les assemblages de structures par vis ISO cylindriques restent encore un vaste sujet de recherche où les modèles de calculs sont constamment améliorés. Les vis autoformeuses, dont l'utilisation pour les assemblages transmettant des efforts importants est récente, sont sources de nombreuses thématiques qui restent à explorer.

Bibliographie

- [ABA_65] **ABAQUS 6.5**, ABAQUS, Theory Manual 6.5., ABAQUS Inc. Rising Sun Mills, 166 Valley Street, Providence, RI 02909-2499 USA, <http://www.simulia.com>.
- [ABA_07] **EXEMPLES D'APPLICATIONS ABAQUS [en ligne]**: Simula : <http://www.simulia.com>
- [AFN_06] **AFNOR, Éléments de fixation / Fasteners - Rolling Element Bearings**, Collection des recueils de normes ASTM, vol 01-08, janvier 2006, 87 normes, 806 p.
- [AGA_94] **AGAPIOU J. S.**, Evaluation of the effect of high speed machining on tapping, Journal of Engineering for Industry Transactions of the ASME, 1994, Vol. 116, pp. 457-462.
- [AGT_08] 
- [ALE_77] **ALEXANDER E.M.**, Analysis and design of threaded assemblies, SAE Preprints, Detroit, 1977, n°770420, var pp.
- [ALK_02] **ALAKATAN F.**, Modélisation des raideurs des assemblages par éléments filetés précontraints. Thèse INSA n°809. Toulouse : INSA de Toulouse, 2005, 240p.
- [ALT_05] **ALTHOEFER K., LARA B., SENEVIRATNE L.D.**, Monitoring of self-tapping screw fastenings using artificial neural networks, Journal of

Manufacturing Science and Engineering, Transactions of the ASME, 2005, vol. 127, n°1, pp. 236-245.

[AUB_93] **AUBLIN M., BONCOMPAIN R., BOULATON M., CARON D., JEAY E., LACAGE B., REA J.,** Systèmes mécaniques, théorie et dimensionnement, DUNOD, 1993, 688p.

[BAL_03] **BALEO J.N., BOURGES B., COURCOUX P., FAUR-BRASQUET C., LE CLOIREC P.,** Méthode et outils pour les expérimentations scientifiques, Editions TEC et DOC, 2003, 367p.

[BES_94] **BESSET B., SOUVIGNET R.,** Dimensionnement des filetages fortement chargés, Synthèse bibliographique, 1994, Rapport d'Etudes CETIM 187881.

[CHO_02] **CHOWDHARY S., KAPOOR S.G., OZDOGANLAR O.B., DEVOR R.E.,** Modeling and analysis of internal thread forming, Technical Paper - Society of Manufacturing Engineers, 2002, MR n°MR02-172, pp. 1-8.

[CHO_03] **CHOWDHARY S., DEVOR R.E., KAPOOR S.G.,** Modeling forces including elastic recovery for internal thread forming, Journal of Manufacturing Science and Engineering, Transactions of the ASME, November 2003, vol. 125, n°4, pp. 681-688.

[DOM_02_1] **DOMBLESKY J.P., FENG F.,** A parametric study of process parameters in external thread rolling, Journal of Materials Processing Technology, 2002, vol. 121, n° 2-3, pp. 341-349, ISSN: 0924-0136.

[DOM_02_1] **DOMBLESKY J.P., FENG F.,** Two-dimensional and three-dimensional finite element models of external thread rolling, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part B: Journal of Engineering Manufacture, 2002, vol. 216, n°4, pp. 507-517, ISSN: 0954-4054.

[FAR_06] **FARES Y.,** Dimensionnement en fatigue des assemblages boulonnés à l'aide de critères de fatigue multiaxiale. Thèse INSA n°847. Toulouse : INSA de Toulouse, 2006, 197p.

[FRA_91] **FRANCOIS D., PINEAU A., ZAOUI A.,** Comportement mécanique des matériaux, Hermes, 1991 volume 1 et 1993 volume 2, 262p.

- [FRO_05] **FROMENTIN G.**, Etude mécanique et technologique du taraudage par déformation : Application aux aciers prétraités. Thèse ENSAM spécialité procédés de fabrication. Cluny : ENSAM de Cluny, 2005, 196p.
- [GUI_07] **GUILLOT J.**, Assemblage par Eléments Filetés - Modélisation et Calculs, Techniques de l'Ingénieur, Tome 1, B5560 à B5562 pp. 1-56.
- [HAY_72] **HAYAMA M.**, Estimation of torque in cold forming of internal thread, Bulletin of the Faculty of Engineering Yokohama National University, 1972, Vol. 21, pp. 77-90.
- [HEN_74] **HENDERER W. E., VON TURKOVICH B. F.**, Theory of the cold forming tap, Annals of the CIRP, 1974, Vol. 23, pp. 51-52.
- [HEN_75] **HENDERER W. E., VON TURKOVICH B. F.**, Theory and experiments in tapping, Proceedings, North American Manufacturing Research Conference, 1975, Vol. 3, pp. 589-602.
- [HIL_50] **HILL R.**, The mathematical theory of plasticity, Clarendon press, Oxford, 1950.
- [IVA_97] **IVANOV V., KIROV V.**, Rolling of internal threads : Part 1, Journal of Materials Processing Technology, 1997, Vol. 72, pp. 214-220.
- [JOH_83] **JOHNSON G.R., COOK W.H.**, A constitutive model and data for metal subjected to large strains, high strain rates and high temperatures, Proc of 7th Symp. On Ballistics, The Hague, The Netherlands, 1983, pp. 541-547.
- [JOH_85] **JOHNSON K.L.**, Contact mechanics, Cambridge University press, 1985, 450p.
- [KAP_98] **KAPOOR R., NEMAT-NASSER S.**, Determination of temperature rise during high strain rate deformation, Mechanics of materials, 1998, vol. 27, pp.1-12.
- [MAR_98_1] **MARTIN J.A.**, Mesh density study for application to large deformation rolling process evaluations. In Proceedings of the 1998 ASME/JSME Joint Pressure Vessels and Piping, 26-30 Juillet 1998, San Diego, CA, USA, Lieu d'édition : American Society of Mechanical Engineers, Pressure Vessels and Piping Division, 1998, vol. 373, pp. 177-184.

- [MAR_98_2] **MARTIN J.A.**, Fundamental finite element evaluation of a three dimensional rolled thread form: modelling and experimental results. In Proceedings of the 1998 ASME/JSME Joint Pressure Vessels and Piping, 26-30 Juillet 1998, San Diego, CA, USA, Lieu d'édition : American Society of Mechanical Engineers, Pressure Vessels and Piping Division, 1998, vol. 373, pp. 457-467.
- [MAR_02] **MARTINEZ-MARTINEZ M.**, Etude du comportement des assemblages filetés : calcul de l'arrachement des filetages. Thèse INSA n°653. Toulouse : INSA de Toulouse, 2002, 164p.
- [MAR_74] **MARUYAMA K.**, Stress analysis of a nut-bolt joint by the finite element method and copper-electroplating method, Bull. JSME, 1974, vol. 16, pp. A10-A16.
- [MAS_94] **MASSOL J.**, Etude des assemblages boulonnés à chargement faiblement excentrés soumis à des sollicitations de fatigue. Thèse INSA n°346. Toulouse : INSA de Toulouse, 1994, 261p.
- [NF_EN_ISO_7085] **AFNOR**, Caractéristiques mécaniques et fonctionnement des vis autotaraudeuses par déformation à filetage métrique cémentées et revenues, NF EN ISO 7085, 1999, 10 p.
- [NF_EN_ISO_68-1] **AFNOR**, Filetages ISO pour usages généraux - Profil de base - Partie 1 : filetages métriques, NF ISO 68-1, 1999, 9 p.
- [NF_EN_ISO_898-1] **AFNOR**, Caractéristiques mécaniques des éléments de fixation en acier au carbone et en acier allié - Partie 1 : vis et goujons, NF EN ISO 898-1, 1999, 44 p.
- [NF_EN_ISO_898-7] **AFNOR**, Caractéristiques mécaniques des éléments de fixation - Partie 7 : Essais de torsion et couples minimaux de rupture des vis de diamètre nominal de filetage de 1mm à 10mm, NF EN ISO 898-7, 1995, 9 p.
- [NF_EN_ISO_965-3] **AFNOR**, Filetages métriques ISO pour usages généraux - Tolérances - Partie 3 : écarts pour filetages de construction, NF EN ISO 865-3, 1999, 20 p.
- [ROW_65] **ROWE G.W.**, Introduction to the Principles of Metalworking, l'Élasto-plasticité au Calcul de la rupture, E Arnold, 1965, 320p.

- [SAL_02] **SALENCON J.**, De l'Élasto-plasticité au Calcul de la rupture, Les éditions de l'école polytechnique, 2002, 262p.
- [SEN_00] **SENEVIRATNE L.D., NGEMOH F.A., EARLES S.W.E.**, An experimental investigation of torque signature signals for self-tapping screws, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science, 2000, vol. 214, n°2, pp. 399-410.
- [SEN_01] **SENEVIRATNE L.D., NGEMOH F.A., EARLES S.W.E., ALTHOEFER K.A.**, Theoretical modelling of the self-tapping screw fastening process, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science, 2001, vol. 215, n°2, p 135-154.
- [TAN_81] **TANAKA M., HONGO K.**, Stress analysis of threaded connections by finite element method, JSME, 1981, vol. 24, n°194, p 1454-1461.
- [PAT_04] **PATER Z., GONTARZ A., WERONSKI W.**, New method of thread rolling, Journal of Materials Processing Technology, 2004, vol. 153-154, n° 1-3, Proceedings of the International Conference in Advances, pp. 722-728.
- [WAR_05] **WARRINGTON C., KAPOOR S.G., DEVOR R.E.**, Experimental Investigation of Thread Formation in Form Tapping, Journal of Manufacturing Science and Engineering, Transactions of the ASME, November 2005, vol. 127, n°4, pp. 829-836.
- [WAR_06] **WARRINGTON C., KAPOOR S.G., DEVOR R.E.**, Finite Element Modeling for Tap Design Improvement in Form Tapping, Journal of Manufacturing Science and Engineering, Transactions of the ASME, February 2006, vol. 128, n°1, pp. 65-73.
- [WIE_51] **WIEGAND H., HASS B.**, Calcul et conception des assemblages boulonnés (en allemand). 2e éd, Konstruktionsbuch, 5, Springer-Verlag, 1951.
- [WIK_06] **VIS DE FIXATION [en ligne]**: Wikipédia, l'encyclopédie libre, disponible sur : http://fr.wikipedia.org/wiki/Vis_de_fixation.
- [ZHO_94] **ZHOA H.**, Analysis of the load distribution in a bolt-nut connector, Computers and structures, 1994, vol. 53, n°6, pp. 1472-1994.

[ZAD_01]

ZADOKS R.I, KOKATAM D.PR., Investigation of the axial stiffness of a bolt using 3D finite element model, Journal of sound and vibration, 2001, vol. 246, n°2, pp. 349-373.

Annexes

Annexe 1 : Dessins de définition des vis

Annexe 1.1 : Dessin de définition de la vis 19216

Annexe 1.2 : Dessin de définition de la vis 19224

Annexe 1.2 : Dessin de définition de la vis 19224

Annexe 2 : Montage de serrage

Annexe 3 : Dessin de définition des éprouvettes pour les essais de taraudage

Annexe 4 : Méthode de découpage pour les éprouvettes observées au MEB

Annexe 5 : Rappels des bases de la théorie de la plasticité pour la mise en œuvre des champs de lignes de glissement

Annexe 6 : Relation entre y^* et H^*

Annexe 7 : Extension des lignes de glissement pour des hauteurs de filet relatives supérieures à $H3^*$

Annexe 8 : Dessin de définition des éprouvettes pour les essais de serrage

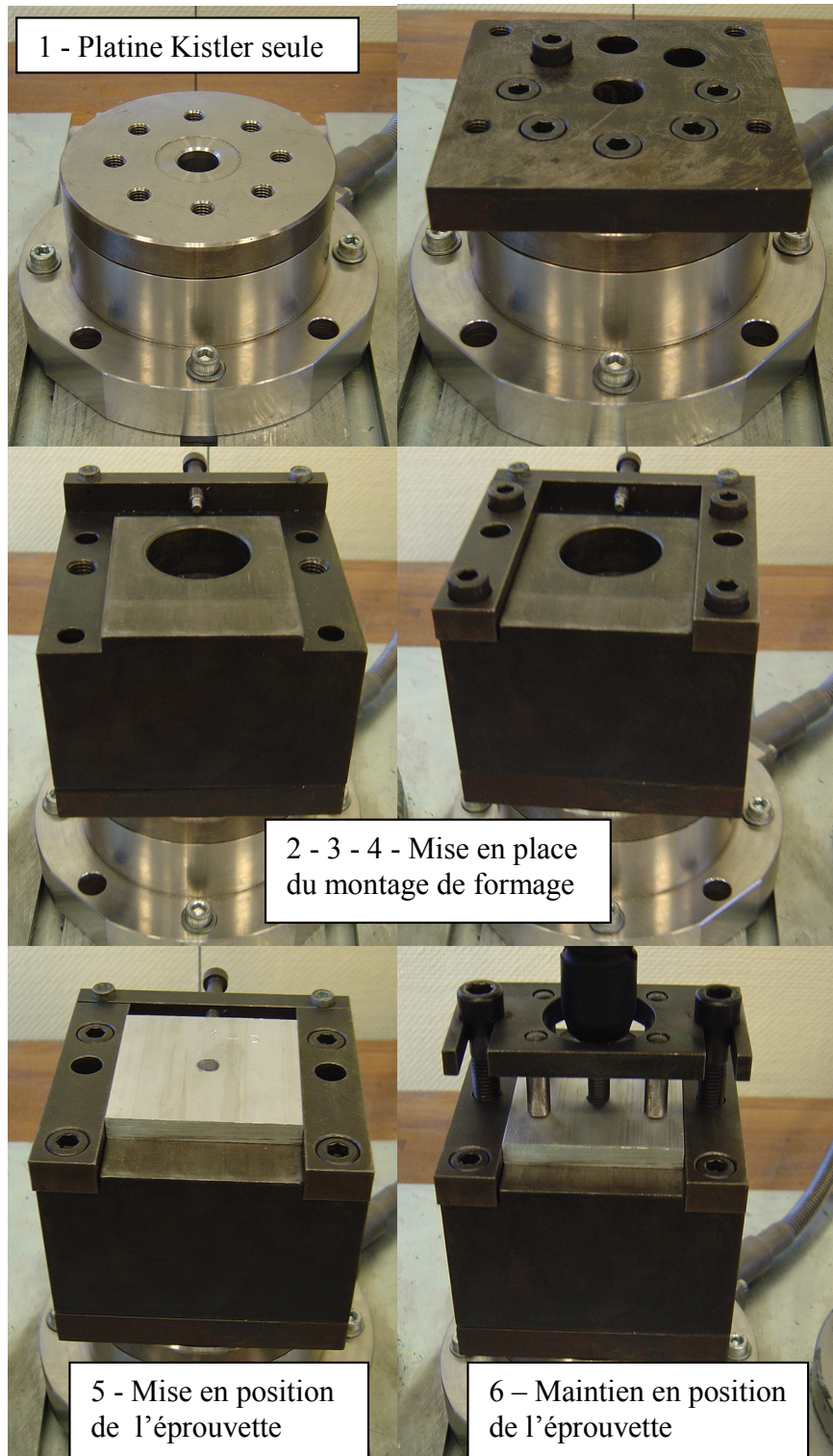
Annexe 9 : Définition du coefficient 0.64 de la formule 6.23

Annexe 1.1 : Dessin de définition de la vis n°1

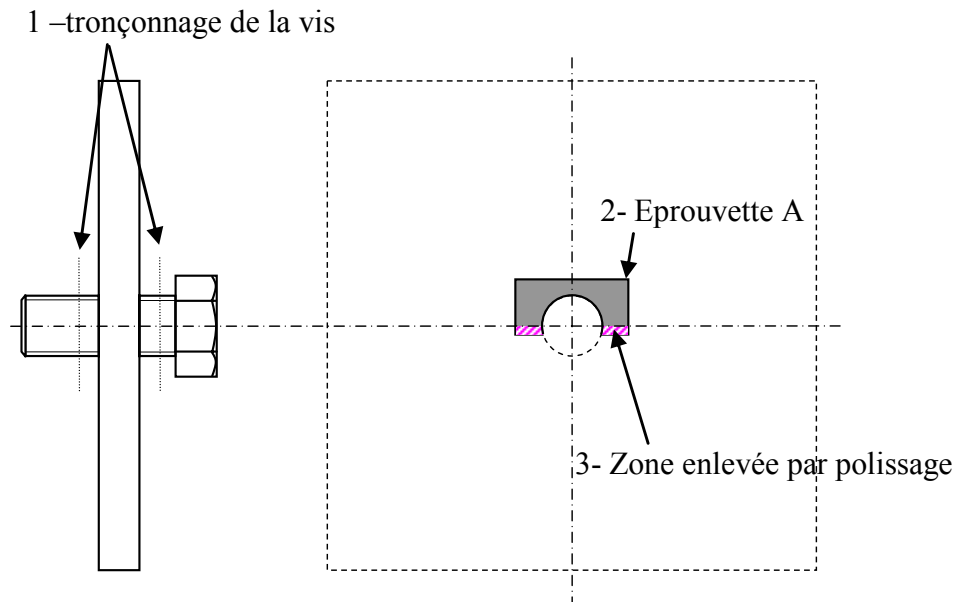
Annexe 1.2 : Dessin de définition de la vis n°2

Annexe 1.3 : Dessin de définition de la vis n°3

Annexe 2 : Ordre de montage de la configuration essais de formage



Annexe 4 : Méthode de découpage pour les éprouvettes observées au MEB



L'éprouvette après taraudage est découpée puis préparée pour être observée au MEB en suivant les étapes ci-dessous :

- 1 – tronçonnage des extrémités de la vis non en prise dans la tôle
- 2 – Découpe de la tôle pour la transformer en éprouvette A
- 3 – Polissage de l'éprouvette A

Le polissage se fait jusqu'à ce que l'on atteigne le plan passant par l'axe de révolution de la vis. A partir de cette situation, le bout de vis restant dans l'éprouvette A s'enlève sans effort.

Annexe 5 : Rappels des bases de la théorie de la plasticité pour la mise en œuvre de la méthode des champs de lignes de glissement

1 - Caractérisation des matériaux et notion de contrainte limite d'écoulement

L'essai classique des matériaux métalliques qui est aussi celui qui donne, de façon simple et précise, un grand nombre d'informations sur le comportement du matériau, est l'essai de traction simple. Sous chargement monotone la réponse globale de l'éprouvette représentée dans un diagramme (σ , ϵ) met d'abord en évidence la limite d'élasticité R_e (figure 1). Dans le cas de la courbe A, celle-ci est donnée par la valeur du palier, pour la courbe B où la courbe est continue et monotone, on détermine de façon conventionnelle la contrainte R_e d'apparition de la plasticité en la situant à la valeur correspondant à une déformation axiale irréversible permanente de 0,2%.

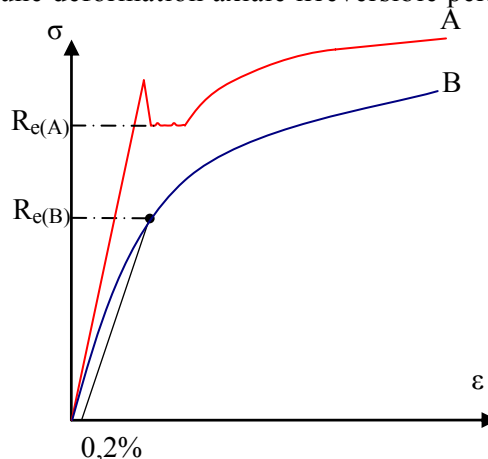


Figure 1 : Courbes type d'essai de traction simple.

De manière simple on considère souvent R_e comme la contrainte d'écoulement plastique or les courbes A et B montrent que dans tous les cas la contrainte nécessaire pour obtenir une déformation supplémentaire continue à croître après le début de l'écoulement plastique.

2 - Ecrouissage

Si on applique à l'éprouvette un chargement de contrainte σ_1 qui correspond à une déformation plastique ϵ_p puis si l'on décharge l'éprouvette jusqu'à une contrainte nulle, la décharge se fait alors de manière élastique avec un module d'élasticité (pente de la courbe d'origine) que l'on peut considérer comme inchangé par rapport au module initial. On se retrouve alors au point O_1 figure 2 et $\epsilon_{1p} = \epsilon_p$ est l'allongement relatif permanent as-

socié. A partir de cet état, si on pratique un nouveau chargement correspondant à la même déformation plastique ε_p , il faut appliquer une contrainte σ_2 et on trouve pour la limite d'élasticité sensiblement la valeur σ_1 et non plus R_e comme dans l'état initial. La même procédure conduite à partir du point O_2 conduirait pour la limite élastique à la valeur σ_2 . On met aussi en évidence le même phénomène lors d'essais en compression, c'est à dire que l'évolution de l'intervalle d'élasticité (de son étendue comme de la position de ses bornes) au cours de l'écoulement plastique dépend de l'histoire du chargement du matériau. C'est ce phénomène complexe qui est désigné par le terme écrouissage et qui est très compliqué à prendre en compte dans une modélisation analytique.

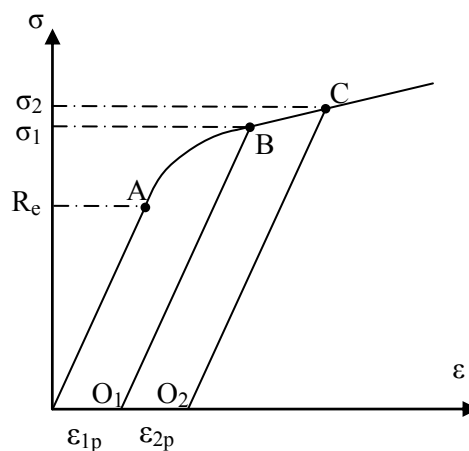


Figure 2 : Ecrouissage.

3 - Modèles de comportement simplifiés

Le comportement d'un corps élastoplastique écrouissable est difficile à traduire par une expression mathématique exploitable analytiquement. C'est pourquoi, on a introduit des modèles simplifiés dont les plus simples pour les matériaux isotropes sont le matériau élastoplastique parfait et le matériau plastique parfait.

Matériau élastoplastique parfait ou élastique parfaitement plastique

On retrouve figure 3 la courbe théorique de ce modèle. La première partie de la courbe représente la comportement élastique du corps considéré, la deuxième partie la déformation plastique à contrainte d'écoulement Y constante.

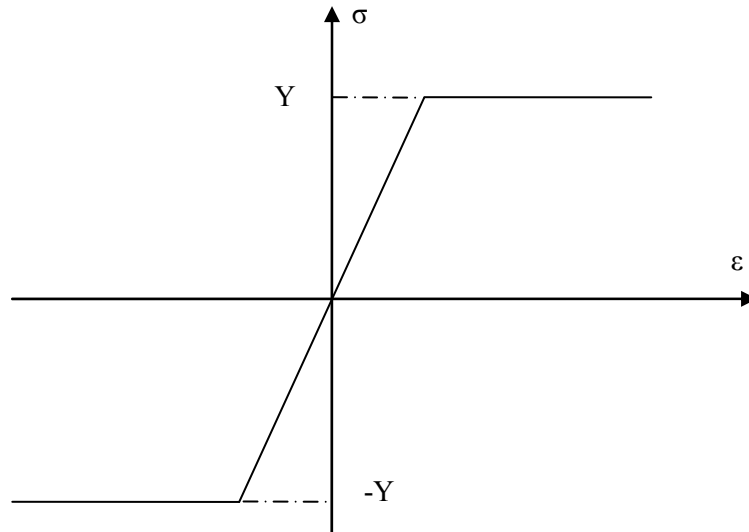


Figure 3 : Modèle élastoplastique parfait.

Matériau plastique parfait ou rigide parfaitement plastique

Lorsque les déformations de type élastique sont négligeables devant les déformations plastiques, on peut utiliser ce modèle simple sans inconvénient. C'est le cas de toutes les opérations de formage des matériaux où l'on peut négliger la part élastique de la déformation au cours du processus de mise en forme.

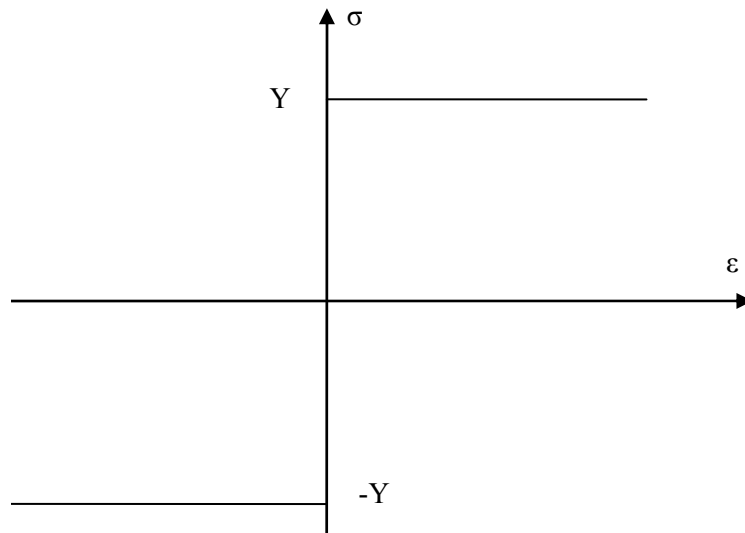


Figure 4 : Modèle plastique parfait.

Pour ces deux modèles, la contrainte limite d'écoulement Y est alors une valeur conventionnelle qui peut être prise égale à la limite élastique du matériau ou à une valeur moyenne traduisant le comportement du matériau sous divers sollicitations.

4 – Critères de plasticité

Comme on le pratique couramment pour les calculs réalisés dans le domaine élastique, lorsque l'on a à faire à un état de contrainte complexe, ce qui est toujours le cas dans les problèmes de formage, on se ramène à une valeur limite de comparaison, par une relation d'équivalence entre un état complexe représenté par les trois contraintes principales σ_1 , σ_2 , σ_3 et un état de sollicitation simple de traction ou compression de contrainte σ_e équivalente (figure 5). Pour passer d'un critère dans le domaine élastique à un critère de plasticité il suffit d'écrire, conformément aux modèles simplifiés précédents que la plastification se produit pour $\sigma_e = Y$.

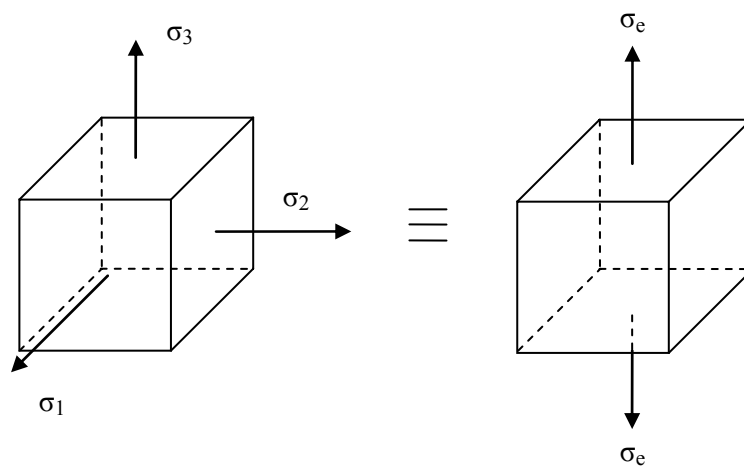


Figure 5 : Illustration de la notion de contrainte équivalente.

Les deux critères les plus utilisés sont ceux de TRESCA connu également sous l'appellation de critère de la contrainte de cisaillement maximum et celui de VON MISES.

Critère de TRESCA

Le critère de TRESCA peut être énoncé de la manière suivante :

« Deux états de contraintes sont également dangereux lorsqu'ils ont même valeur de leur contrainte de cisaillement maximum », ce qui s'illustre de manière intéressante dans la représentation de Mohr (figure 6).

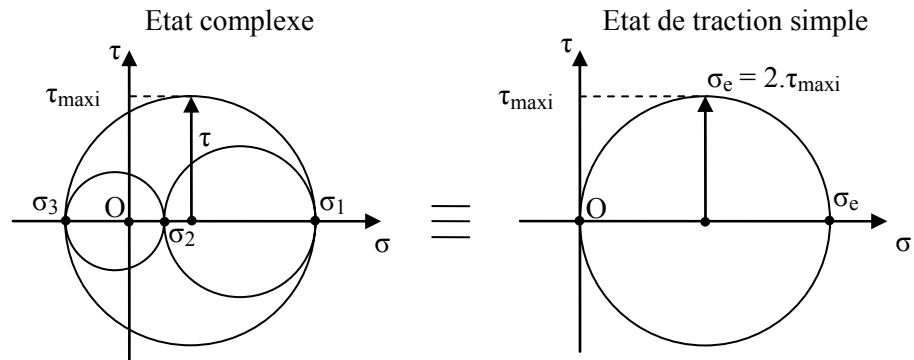


Figure 6 : Illustration du critère de TRESCA.

On en déduit donc immédiatement un premier critère de plasticité en écrivant que l'écoulement se produira lorsque $\sigma_e = Y$ ou lorsque $\tau_{\text{maxi}} = K$, avec $K = 0,5.Y$. Les valeurs Y et K sont ici les désignations anglo-saxonnes pour désigner les valeurs limites en tension (Y) ou en cisaillement (K) donnant une déformation plastique. Le critère de TRESCA s'écrit donc :

$$\text{Max } \sigma_e = \max (|\sigma_1 - \sigma_2|, |\sigma_2 - \sigma_3|, |\sigma_3 - \sigma_1|) = Y = 2K \quad (1)$$

Critère de VON MISES

La même approche peut être utilisée pour présenter le critère de VON MISES, il s'énonce de la manière suivante :

« Deux états de contraintes sont également dangereux lorsqu'ils ont même valeur de leur énergie de variation de forme », ce qui se traduit en plasticité par :

$$\text{Max } \sigma_e = \{ 1/2 \cdot [(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2] \}^{1/2} = Y = \sqrt{3} K$$

que l'on peut écrire sous la forme :

$$(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2 = 2.Y^2 = 6.K^2 \quad (2)$$

Dans le cas du critère de VON MISES on obtient une valeur de $K = 1/\sqrt{3} . Y \approx 0,58.Y$, ce qui signifie que la contrainte limite d'écoulement en cisaillement simple K est légèrement supérieure à la valeur de la contrainte de cisaillement maximale dans le domaine élastique en tension simple égale à $0,5.Y$.

Utilisation pratique en plasticité des critères de résistance

Les deux principaux critères de résistance utilisés en calcul des structures métalliques dans le domaine plastique ne sont pas tout à fait équivalents puisque TRESCA donne $K = 0,5.Y$ et VON MISES $K = 0,58.Y$.

Des essais menés par TAYLOR et QUINNEY en 1931 sur des tubes chargés élastiquement en torsion et soumis à un effort de tension croissant jusqu'à obtention du début de la plastification pour trois matériaux, cuivre, aluminium et acier doux ont montré que le critère de VON MISES était le plus proche de la réalité pour le cas de sollicitation traité.

Dans la pratique on utilise une relation entre K et Y telle que $K = m.Y$ où m correspond à un coefficient empirique tel que $0,5 < m < 0,58$.

5 - Description de l'écoulement plastique dans le cas des déformations planes à partir du champ des lignes de glissement

Cette méthode permet la construction d'un réseau de lignes dites de glissement permettant de décrire, de manière approchée, le mouvement du matériau dans les zones déformées et d'en déduire les contraintes. Elle s'appuie sur le fait qu'on peut, pour un écoulement plastique libre, en déformation plane, d'un milieu standard rigide parfaitement plastique de VON MISES ou de TRESCA, on peut déterminer le champ des contraintes dans les zones déformées indépendamment de celui des vitesses. Cette méthode permet de déterminer une borne supérieure de la solution.

Etat de contrainte en déformation plane

L'état de contrainte en déformation plane est un état de cisaillement pur, à $K=$ constante, auquel se superpose une pression hydrostatique p , variable avec les conditions d'écoulement. L'état de contrainte, en chaque point, est complètement déterminé par la grandeur de p et la direction de K . Les directions des contraintes de cisaillement maximales dans le plan sont nommées lignes de glissement. Elles forment un réseau de lignes orthogonales entre elles et constituent deux familles qu'il est nécessaire de distinguer. Elles sont ainsi désignées par les lettres grecques α et β (figure 7).

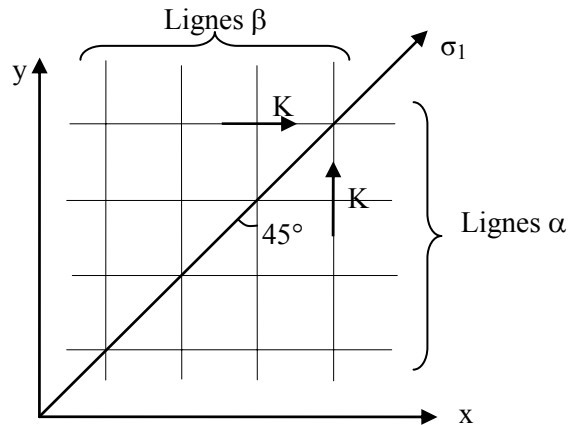


Figure 7 : Réseau de ligne de glissement.

Suivant les conditions de l'écoulement, on peut se trouver avec une pression hydrostatique positive (tension) ou négative (compression) (figure 8).

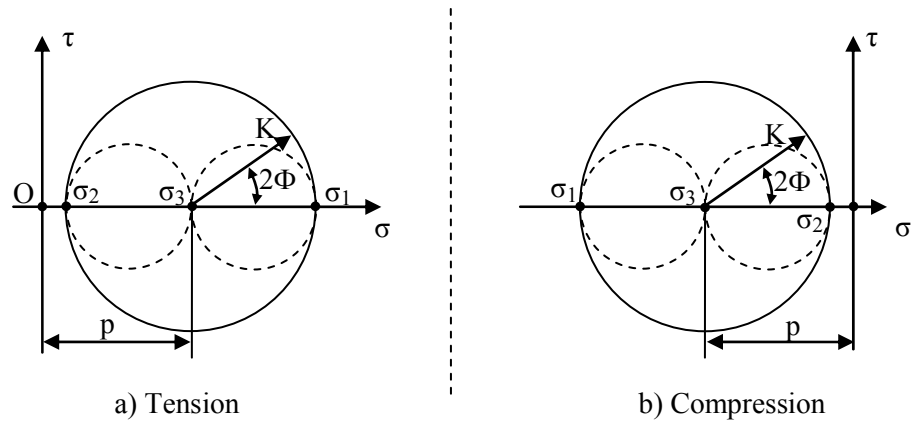


Figure 8 : Etats plans de déformation plastique.

Dans le cas de la figure 8.b, on a immédiatement :

$$\sigma_1 = -p - K \quad \sigma_3 = -p \quad \sigma_2 = -p + K$$

Détermination de la valeur de la pression hydrostatique à partir des lignes de glissement

En tout point du corps déformé, on a deux directions perpendiculaires des contraintes maximales de cisaillement qui définissent les lignes de glissement. Par convention on désigne ces lignes par α et β , tel que, si on se réfère aux axes xy , la ligne d'action de la plus grande contrainte principale

(en valeur algébrique) soit située dans le premier ou le troisième quadrant (figure 9).

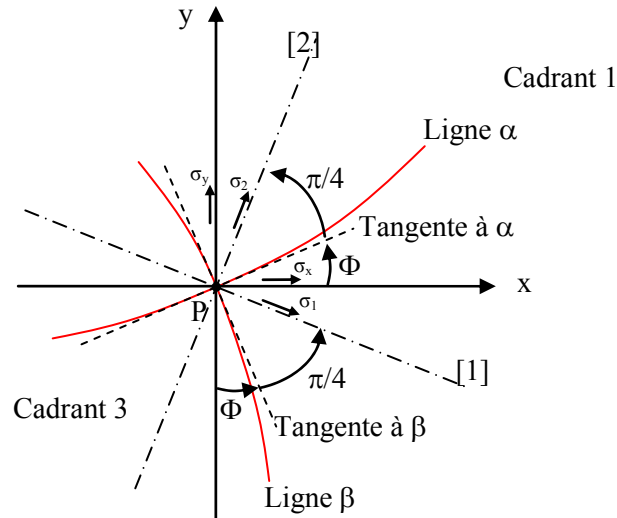


Figure 9 : Lignes α et β au point P de la zone déformée plastiquement en compression.

Les équations de Hencky permettent ensuite de calculer la pression hydrostatique, en tous points du corps déformé, à partir des courbures des lignes de glissement :

$$p + 2K\Phi = C_1 \text{ constante sur une ligne } \alpha \quad (3)$$

$$p - 2K\Phi = C_2 \text{ constante sur une ligne } \beta \quad (4)$$

Il faut cependant connaître les valeurs des constantes, C_1 et C_2 , qui peuvent être obtenues par les conditions d'équilibre aux frontières du domaine.

Calcul des contraintes et directions des lignes de glissement aux limites de la zone plastifiée

Les situations courantes de conditions limites sont données figure 10.

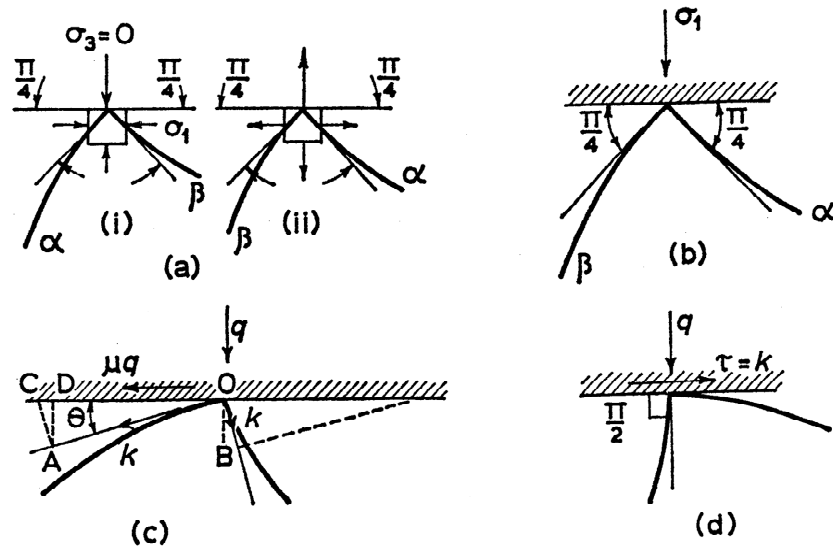


Figure 10 : Principales conditions limites [ROW_65].

Figure 10.a, cas de la surface libre :

Sur une surface libre, la contrainte normale est nulle ($\sigma_2 = 0$). Si σ_1 est de la compression (figure 10.a.i) alors puisque $\sigma_2 = -p + K = 0$, la pression hydrostatique est égale à la contrainte de cisaillement, soit :

$$p = K \text{ et } \sigma_1 = -p - K = -2K$$

Dans le cas où σ_1 est de la tension (figure 10.a.ii)

$$p = -K \text{ et } \sigma_1 = 2K$$

Puisqu'il n'y a pas de contrainte de cisaillement sur la surface libre, les directions des lignes de glissement font un angle de $\pi/4$ avec elle. Notons que suivant les deux configurations possibles, le choix des lignes α et β dépend de la convention sur la direction de la contrainte principale algébriquement la plus grande située dans le premier quadrant entre α et β .

Figure 10.b, cas de l'interface de contact sans frottement :

Comme le coefficient de frottement $\mu=0$, il n'y a pas de contrainte de cisaillement à l'interface et les lignes de glissement font un angle de $\pi/4$ avec celui-ci. Dans la plupart des cas, il existe une contrainte normale ($\sigma_2 \neq 0$) à l'interface et p n'est pas égale à K ($p \neq K$).

Figure 10.c, cas de l'interface de contact avec frottement de Coulomb $\mu=\text{cte}$:

La contrainte de cisaillement sur l'interface est égale à $\mu.q'$, avec q' contrainte normale au point considéré. Les lignes de glissement sont alors inclinées d'un angle θ , respectivement à la tangente et à la normale à la surface (figure 10.c). En traçant le cercle de Mohr, on obtient :

$$\tau_{xy} = \tau_{\max}.\cos 2\theta = K.\cos 2\theta \quad (5)$$

$$\text{Soit } \cos 2\theta = \mu.q'/K \quad (6)$$

On se trouve ici devant une difficulté puisque pour tracer le champ des lignes de glissement en partant de l'interface, il faut connaître q' , qui ne peut être déterminé qu'après avoir tracé le champ complet des lignes de glissement, ce qui implique une procédure itérative. Une première approche consiste à déterminer q , avec une champ établi sans frottement, puis de prendre $q' \approx q$. Cette approximation donne souvent une solution finale acceptable.

Figure 10.d, cas de l'interface de contact parfaitement rugueuse (adhérence) :

Si le frottement est grand, alors il y a adhérence en tous points de l'interface et il y a cisaillement du matériau. La contrainte tangentielle dans le plan de l'interface vaut alors K , valeur indépendante de la contrainte normale.

$$\tau_{xy} = K$$

Des expressions 5 et 6 on tire :

$$\cos 2\theta = 1 \text{ soit } \theta = 0 \text{ ou } \pi/2$$

En conséquence une des ligne de glissement est tangente à l'interface et l'autre normale comme représenté figure 10.d.

Tracé du champ des lignes de glissement

Il n'existe pas de méthode qui permette de construire le champ des lignes de glissement idéal pour un problème particulier. Le tracé doit satisfaire les conditions limites du problème ainsi que le théorème de Hencky.

Théorème de Hencky :

Le résultat établi par Hencky, connu sous l'appellation de 1^{er} théorème de Hencky, permet l'extension du champ des lignes de glissement. Il s'établit à partir des expressions (3) et (4).

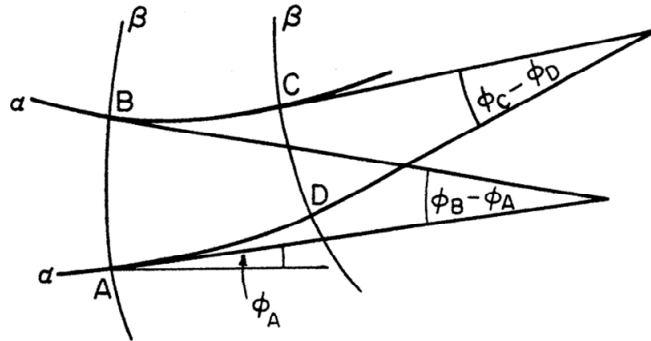


Figure 11 : Illustration du théorème de Hencky.

Si on considère une maille du réseau des lignes de glissement (figure 11), on a :

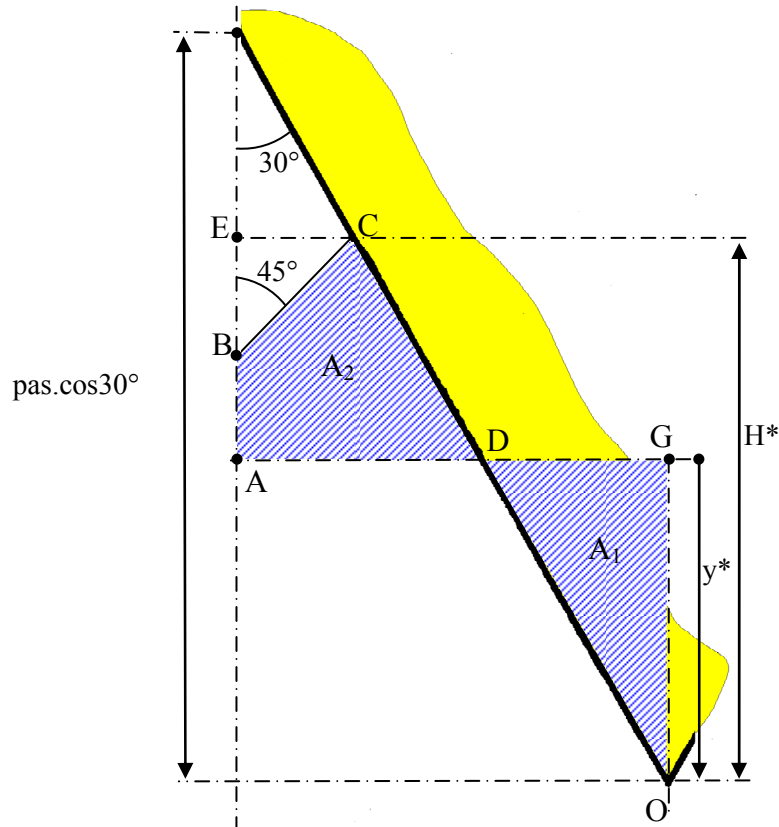
$$\Phi_C - \Phi_D = \Phi_B - \Phi_A \quad (7)$$

Diagramme des vitesses ou hodographe :

Ce diagramme, donnant les vecteurs vitesse en chaque point du champ des lignes de glissement, permet de vérifier directement la compatibilité du champ choisi avec les conditions de vitesse aux frontières. Son utilisation est illustrée dans l'exemple classique de l'indentation par un coin aigu qui est présenté en 4.4.1.

Annexe 6 : Relation entre y^* et H^*

Calcul de la valeur de y^* en fonction de H^* satisfaisant la conservation du volume de matière déplacé (hypothèse du champ des lignes de glissement de la figure 4.19).



On écrit la condition $A_1 = A_2$ soit $2.A_1 = 2.A_2$

Avec :

$$2.A_1 = y^2 \cdot \tan 30^\circ$$

$$2.A_2 = (H - y) \cdot (EC + AD) - EC^2$$

Et :

$$EC = (\text{pas} \cdot \cos 30^\circ - H) \cdot \tan 30^\circ$$

$$AD = (\text{pas} \cdot \cos 30^\circ - y) \cdot \tan 30^\circ$$

$$EC + AD = 2 \cdot \text{pas} \cdot \sin 30^\circ - (H + y) \cdot \tan 30^\circ$$

D'où :

$$2.A_2 = (H - y) \cdot 2 \cdot \text{pas} \cdot \sin 30^\circ - (H^2 - y^2) \cdot \tan 30^\circ - (\text{pas} \cdot \sin 30^\circ - H \cdot \tan 30^\circ)^2$$

$$2.A_2 = (H - y) \cdot \text{pas} - (H^2 - y^2) \cdot \tan 30^\circ - (0,25 \cdot \text{pas}^2 + H^2 \cdot \tan^2 30^\circ - \text{pas} \cdot H \cdot \tan 30^\circ)$$

En égalant avec $2.A_1$, on obtient :

$$y^2.\tan 30^\circ = (H-y).\text{pas} - H^2.\tan 30^\circ + y^2.\tan 30^\circ - 0,25.\text{pas}^2 - H^2.\tan^2 30^\circ + \text{pas}.H.\tan 30^\circ$$

Et en divisant par le pas^2 , on a :

$$H/\text{pas} - y/\text{pas} - (H/\text{pas})^2.\tan 30^\circ - 0,25 - (H/\text{pas})^2.\tan^2 30^\circ + (H/\text{pas}).\tan 30^\circ = 0$$

Soit :

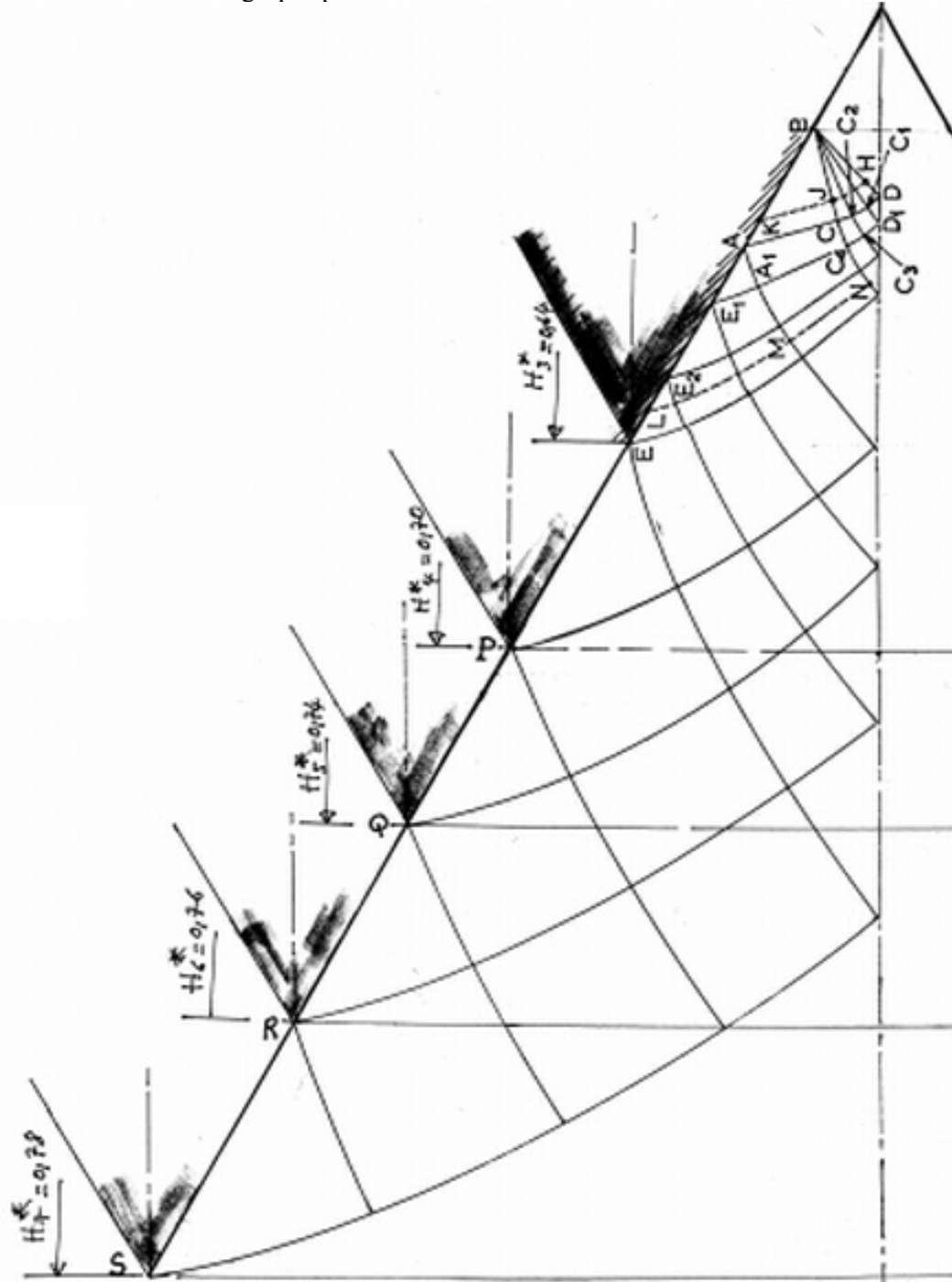
$$y/\text{pas} = -(H/\text{pas})^2.\tan 30^\circ.(1 + \tan 30^\circ) + (H/\text{pas}).(1 + \tan 30^\circ) - 0,25$$

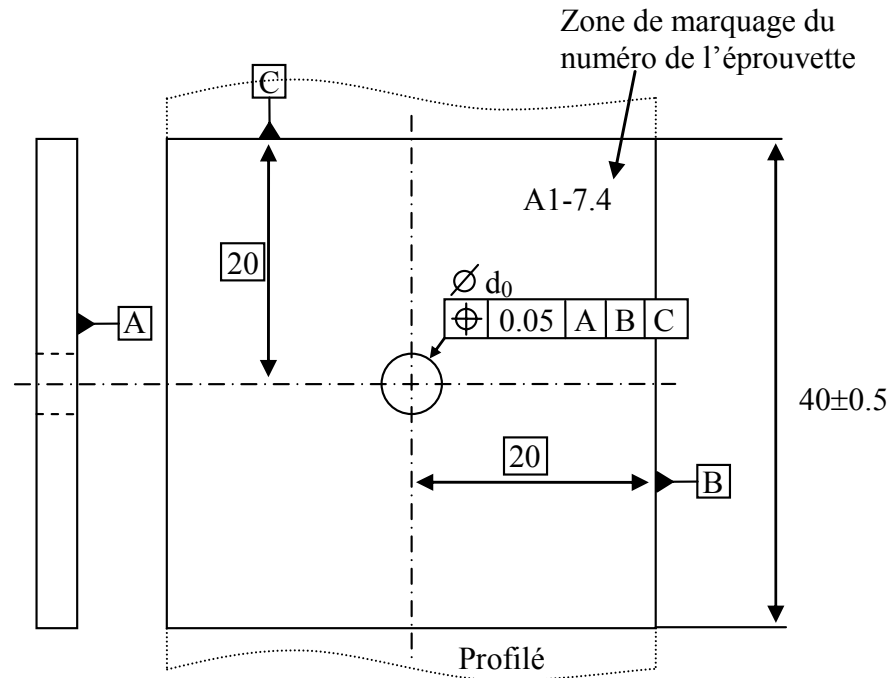
Finalement en posant $y^* = y/\text{pas}$ et $H^* = H/\text{pas}$ et en calculant les coefficients, on obtient :

$$y^* = -0,91.H^{*2} + 1,58.H^* - 0,25$$

Annexe 7 : Extension des lignes de glissement pour des hauteurs de filet relatives supérieures à H3*

Construction graphique :



Annexe 8 : Dessin de définition des éprouvettes pour les essais de serrage

A partir du profilé, chaque éprouvette est, dans un premier temps, sciée en un carré de 40×40 mm, puis alésée.

Annexe 9 : Définition du coefficient 0.64 de la formule 6.23

$$F_{0,maxi} \leq 0,64.F_{a,mini} \quad (6.23)$$

Les modèles, présentés en 3.3.34, permettent de calculer les charges d'arrachement des filets en traction, c'est la valeur qui correspond à $F_{a,mini}$ dans la formule 6.23.

Lors du prédimensionnement, il faut vérifier que la précharge maximale installée en phase de serrage, $F_{0,maxi}$, est inférieure à la charge minimale d'arrachement des filets. Or, lors de cette phase, les filets ne sont pas uniquement soumis à de la traction mais à des sollicitations combinées de traction et de torsion. Les charges d'arrachement des filets en phase de serrage sont alors plus faibles que celles obtenues en traction.

Le coefficient 0.64 tient compte de la torsion qui existe dans le chargement réel, il est déterminé expérimentalement à partir des charges de ruines obtenues lors des essais de serrage. Les charges de ruines expérimentales obtenues, les charges d'arrachement calculées en traction ainsi que les charges d'arrachement calculées en traction/torsion sont présentées ci-dessous :

