

TABLE DES MATIÈRES

	Page
INTRODUCTION	1
CHAPITRE 1 REVUE DE LA LITTÉRATURE	3
1.1 Introduction.....	3
1.2 Problématique	5
1.3 Objectifs.....	6
1.4 Justification.....	7
1.5 Fermetures.....	7
1.5.1 Fermetures filetées	7
1.5.2 Capsules	8
1.5.2.1 Garnitures en plastisol.....	9
1.5.2.2 Garniture homogène.....	9
1.5.2.3 Garniture hétérogène.....	10
1.5.2.4 Joint interne.....	11
1.5.2.5 Choix de la garniture ou du joint	11
1.5.3 Perméabilité	12
1.5.4 Fuite	14
1.5.5 Mesure de la fuite.....	15
1.6 Couple.....	16
1.6.1 Couple de dévissage.....	17
1.6.2 Effet du temps sur le couple de dévissage	19
1.6.3 Effet de la température sur le couple de dévissage	21
1.6.4 Effet du pas du filetage sur le couple de dévissage	23
1.6.5 Effet de la vibration sur le couple de dévissage.....	24
1.7 Filetage.....	25
1.7.1 Filet rond.....	25
1.7.2 Filet trapèze rectangulaire.....	26
1.7.3 Filet trapézoïdal	26
1.8 Coefficient de frottement	27
1.8.1 Mécanisme de frottement.....	27
1.8.2 Appareillage pour la mesure du frottement	30
1.9 Équilibre statique de la fermeture	32
1.10 Comportement viscoélastique du joint.....	36
1.10.1 Modélisation analytique.....	36
1.10.2 Modélisation numérique	38
1.11 Conclusion	42
CHAPITRE 2 CONCEPTION DU MONTAGE EXPÉRIMENTAL	45
2.1 Introduction.....	45
2.2 Définition du problème	45
2.2.1 Analyse des besoins	45

2.2.2	Objectifs.....	45
2.2.2.1	Rigidité.....	46
2.2.2.2	Compacité.....	46
2.2.2.3	Stabilité.....	47
2.2.2.4	Praticabilité et interchangeabilité.....	49
2.2.2.5	Commande électrique et entraînement.....	50
2.3	Conception.....	51
2.3.1	Adaptateur de bouteille.....	52
2.3.2	Adaptateur de capsule sertie.....	53
2.3.3	Adaptateur de capsule montée libre.....	53
2.3.4	Adaptateur de verre.....	54
2.3.5	Adaptateur de joint.....	55
2.3.6	Dossier technique de la conception.....	55
2.4	Calibrage.....	57
2.4.1	Test de calibrage en compression.....	57
2.4.2	Test de calibrage en torsion.....	58
2.5	Conclusion.....	60
CHAPITRE 3 CARACTÉRISATION DE LA GARNITURE.....		61
3.1	Introduction.....	61
3.2	Essai de compression.....	61
3.2.1	Détermination des constantes de Mooney-Rivlin.....	65
3.2.2	Détermination du coefficient de Poisson.....	68
3.3	Modélisation de l'essai de compression par la MÉF.....	72
3.3.1	Détermination des constantes de Mooney-Rivlin.....	72
3.3.2	Modèle des éléments finis.....	73
3.4	Conclusion.....	76
CHAPITRE 4 ÉTUDE DU FLUAGE D'UN JOINT ÉLASTOMÈRE.....		77
4.1	Introduction.....	77
4.2	Fluage.....	77
4.3	Expérimentation.....	79
4.4	Modélisation par la MÉF.....	81
4.4.1	Modèle de fluage implicite.....	83
4.4.2	Simulation du fluage (MÉF).....	88
4.5	Conclusion.....	93
CHAPITRE 5 FROTTEMENT STATIQUE GARNITURE-GOULOT.....		95
5.1	Introduction.....	95
5.2	Frottement.....	95
5.3	Expérimentation.....	96
5.3.1	Expression du coefficient de frottement statique CFS.....	100
5.4	Modélisation.....	105
5.5	Conclusion.....	112
CHAPITRE 6 MODÉLISATION.....		114

6.1	Introduction.....	114
6.2	Expérimentation.....	114
6.3	Analyse par la MÉF	117
6.3.1	Modèle axisymétrique 2D.....	118
6.3.1.1	Géométries de la capsule et de la garniture	119
6.3.1.2	Géométrie du goulot de la bouteille en verre.....	120
6.3.1.3	Géométrie de l'ensemble et modèle numérique.....	120
6.3.1.4	Analyse par éléments finis	123
6.3.2	Modèle 3D	124
6.3.2.1	Modélisation 3D.....	125
6.3.2.2	Maillage du modèle 3D.....	127
6.3.2.3	Analyse par éléments finis 3D	129
6.3.3	Formulation numérique 2D.....	134
6.4	Comparaison des résultats de la MÉF avec les mesures.....	136
6.5	Conclusion	141
CHAPITRE 7 COUPLE DE DÉVISSAGE.....		142
7.1	Introduction.....	142
7.2	Mesure du couple de dévissage immédiat	142
7.3	Analyse par éléments finis	144
7.3.1	Modélisation 3D.....	145
7.3.2	Paires de contact	147
7.3.2.1	Déformation de la jupe de la capsule	149
7.3.2.2	Déplacement des secteurs angulaires.....	151
7.3.2.3	Dissemblance des secteurs angulaires	153
7.3.3	Mesure de l'écrasement de la fermeture	158
7.4	Couple de dévissage.....	163
7.4.1	Force de sertissage	166
7.4.2	Effet de la pression du plongeur p_p sur le couple.....	169
7.4.3	Effet du matériau de la capsule sur le couple	171
7.4.4	Effet de la pressurisation du goulot sur le couple.....	173
7.5	Conclusion	177
CONCLUSION.....		179
RECOMMANDATIONS		181
ANNEXE I PANNEAU FRONTAL, SCHÉMAS BLOC ET ÉLECTRIQUES.....		183
ANNEXE II PRÉPARATION DES ADAPTATEURS DE BOUTEILLE		189
ANNEXE III DOSSIER TECHNIQUE DU DISPOSITIF.....		192
ANNEXE IV PROGRAMME DE REGRESSION LINÉAIRE.....		211
ANNEXE V DÉTERMINATION DES CONSTANTES DE MOONEY-RIVLIN.....		214

ANNEXE VI PROGRAMME DE CALCUL DU COEFFICIENT DE POISSON	217
ANNEXE VII CALCUL DU COEFFICIENT DE POISSON	224
ANNEXE VIII CALCUL DES CONSTANTES DE MOONEY-RIVLIN (MÉF)	226
ANNEXE IX PROGRAMME LDPA DE L'ESSAI DE COMPRESSION	228
ANNEXE X COMPARAISON DES MODÈLES DE MOONEY-RIVLIN	231
ANNEXE XI CONSTANTES DU MODÈLE DE FLUAGE IMPLICITE.....	236
ANNEXE XII LDPA DU FLUAGE DE L'ÉCHANTILLON ANNULAIRE.....	238
ANNEXE XIII LDPA DE L'ÉCRASEMENT DE L'ÉCHANTILLON.....	241
ANNEXE XIV LDPA DE LA CAPSULE MONTÉE LIBRE.....	246
ANNEXE XV PROGRAMME DU COUPLE DE GLISSEMENT	252
ANNEXE XVI PRESSION DE CONTACT, CAPSULE MONTÉE LIBRE.....	267
ANNEXE XVII DIAGRAMMES DES FORCES-DÉPLACEMENTS.....	273
ANNEXE XVIII DÉPLACEMENT VERTICAL DE TOUS LES SECTEURS	276
ANNEXE XIX CONTRAINTES ÉQUIVALENTES DANS LA CAPSULE.....	279
ANNEXE XX DÉFORMATIONS PLASTIQUES DANS LA CAPSULE.....	282
BIBLIOGRAPHIE.....	285

LISTE DES TABLEAUX

	Page
Tableau 1.1 Températures d'expérimentation	22
Tableau 1.2 Coefficient d'expansion thermique linéaire.....	23
Tableau 3.1 Dimensions des échantillons.....	62
Tableau 3.2 Constantes de Mooney-Rivlin des échantillons.....	67
Tableau 3.3 Constantes de Mooney-Rivlin calculées avec la MÉF	73
Tableau 4.1 Modèles de fluage implicite et grandeurs mesurées	82
Tableau 4.2 Constantes du modèle de fluage implicite global	85
Tableau 4.3 Validité du modèle de fluage implicite global.....	87
Tableau 5.1 Relations de régression	104
Tableau 6.1 Propriétés élastiques et thermiques des éléments	124
Tableau 6.2 CFS moyen, $\mu_{s, \text{moyen}}$, pour $T_e = 22 \text{ C}$	137
Tableau 6.3 CFS moyen de la garniture-verre, $\mu_{s, \text{moyen}}$	138
Tableau 7.1 Couples de dévissage immédiat mesurés.....	143
Tableau 7.2 CFS assignées aux paires de contact.....	147
Tableau 7.3 Écrasement moyen de la fermeture, $T_e = 22^\circ\text{C}$	160
Tableau 7.4 Écrasement de la capsule sertie, secteur «4», MÉF.....	163
Tableau 7.5 Couple dans les secteurs angulaires, $p_p = 0,9 \text{ MPa}$	164
Tableau 7.6 Force de sertissage maximale, $p_p = 0,9 \text{ MPa}$	167
Tableau 7.7 Force de sertissage maximale, $T_e = 22^\circ\text{C}$	167
Tableau 7.8 Couple dans les secteurs angulaires, $T_e = 22^\circ\text{C}$	170
Tableau 7.9 Couple de dévissage dans la fermeture, $T_e = 22^\circ\text{C}$	170
Tableau 7.10 Propriétés de la capsule en aluminium.....	171

Tableau 7.11 Effet du matériau de la capsule sur le couple, secteur «1».	173
Tableau 7.12 Couple dans les secteurs après pressurisation, $p_p = 0,9$ MPa.	174
Tableau 7.13 Couples dans la fermeture après pressurisation, $p_p = 0,9$ MPa.	174
Tableau 7.14 Couples dans le secteur après pressurisation du goulot, $T_e = 22$ C.	175
Tableau 7.15 Couple de dévissage après pressurisation du goulot, $T_e = 22$ C.	176

LISTE DES FIGURES

	Page
Figure 1.1 <i>Différents types de fermeture.</i>	4
Figure 1.2 <i>Capsule sertie.</i>	4
Figure 1.3 <i>Capsule à jupe roulée.</i>	5
Figure 1.4 <i>Fermetures à une pièce et à deux pièces.</i>	8
Figure 1.5 <i>Capsule à écran.</i>	9
Figure 1.6 <i>Perméabilité.</i>	14
Figure 1.7 <i>Fuite dans une fermeture.</i>	15
Figure 1.8 <i>Mesure de la pression de fuite en fonction du couple appliqué.</i>	16
Figure 1.9 <i>Rapport des couples.</i>	18
Figure 1.10 <i>Effet du temps sur le couple de dévissage.</i>	19
Figure 1.11 <i>Rétention du couple de dévissage.</i>	20
Figure 1.12 <i>Rétention du couple, capsules en PS et PP.</i>	21
Figure 1.13 <i>Rétention de la force d'étanchéité.</i>	21
Figure 1.14 <i>Effet de la température sur le couple de dévissage.</i>	22
Figure 1.15 <i>Effet du pas sur le couple de dévissage.</i>	24
Figure 1.16 <i>Effet de la vibration sur le couple de dévissage.</i>	25
Figure 1.17 <i>Filet rond.</i>	26
Figure 1.18 <i>Filet trapèze rectangulaire.</i>	26
Figure 1.19 <i>Filet trapézoïdal.</i>	27
Figure 1.20 <i>Schéma de frottement en translation.</i>	28
Figure 1.21 <i>Schéma de frottement en rotation.</i>	28
Figure 1.22 <i>Frottement statique dans un contact métal-métal.</i>	29

Figure 1.23	<i>Déformation du bloc de caoutchouc.</i>	30
Figure 1.24	<i>Montage de mesure de la force radiale.</i>	31
Figure 1.25	<i>Montage de mesure du couple et de la force radiale.</i>	31
Figure 1.26	<i>Montage de mesure du coefficient de frottement.</i>	32
Figure 1.27	<i>DCL du joint.</i>	33
Figure 1.28	<i>DCL d'un élément de contact de filetage.</i>	34
Figure 1.29	<i>Contribution dans le couple de dévissage.</i>	35
Figure 1.30	<i>Force appliquée dans la garniture.</i>	36
Figure 1.31	<i>Force de dévissage de la fermeture.</i>	37
Figure 1.32	<i>Fermeture modélisée.</i>	38
Figure 1.33	<i>Processus de laminage de la capsule.</i>	39
Figure 1.34	<i>Profils de filetage goulot-capsule.</i>	39
Figure 1.35	<i>Maillage des deux fermetures.</i>	40
Figure 1.36	<i>Géométrie de la fermeture.</i>	40
Figure 1.37	<i>Maillage de la capsule munie de la garniture.</i>	41
Figure 1.38	<i>Prédiction de la pression de fuite.</i>	41
Figure 1.39	<i>Organigramme de l'étude.</i>	44
Figure 2.1	<i>Vue du montage à l'intérieur de la chambre.</i>	47
Figure 2.2	<i>Arbre instrumenté.</i>	47
Figure 2.3	<i>Adaptateur de bouteille.</i>	49
Figure 2.4	<i>Fixation du moteur pas à pas.</i>	50
Figure 2.5	<i>Panneau frontal.</i>	51
Figure 2.6	<i>Collage du goulot au support.</i>	52
Figure 2.7	<i>Adaptateur de capsule sertie.</i>	53

Figure 2.8 <i>Adaptateur de capsule montée libre.</i>	54
Figure 2.9 <i>Profils courbés.</i>	54
Figure 2.10 <i>Adaptateur de verre.</i>	55
Figure 2.11 <i>Adaptateur de joint.</i>	55
Figure 2.12 <i>Dispositif avec adaptateur de bouteille.</i>	56
Figure 2.13 <i>Dispositif avec adaptateur de verre.</i>	56
Figure 2.14 <i>Dispositif avec adaptateur de capsule montée libre.</i>	57
Figure 2.15 <i>Montage de calibrage en compression.</i>	58
Figure 2.16 <i>Calibrage de la jauge de déformation normale.</i>	58
Figure 2.17 <i>Montage de calibrage en torsion.</i>	59
Figure 2.18 <i>Calibrage de la jauge de déformation angulaire.</i>	59
Figure 3.1 <i>Machine de traction et appareillage.</i>	62
Figure 3.2 <i>Effet du temps de cuisson.</i>	63
Figure 3.3 <i>Profil concave de la paroi.</i>	64
Figure 3.4 <i>Effet de la lubrification des échantillons.</i>	64
Figure 3.5 <i>Calcul des constantes de Mooney-Rivlin.</i>	66
Figure 3.6 <i>Effet de la température sur la contrainte.</i>	67
Figure 3.7 <i>Mesure des diamètres.</i>	68
Figure 3.8 <i>Contour de l'échantillon durant l'essai de compression.</i>	69
Figure 3.9 <i>Écrasement de l'échantillon, avec D_{eq}.</i>	70
Figure 3.10 <i>Écrasement de l'échantillon, avec D_{moy}.</i>	71
Figure 3.11 <i>Variation du coefficient de Poisson, D_{eq}.</i>	71
Figure 3.12 <i>Comparaison des modèles de Mooney-Rivlin.</i>	74
Figure 3.13 <i>Comparaison du modèle de Mooney-Rivlin avec régression.</i>	75

Figure 3.14	<i>Compression de l'échantillon élastomère cylindrique, MÉF.</i>	75
Figure 4.1	<i>Fluage.</i>	78
Figure 4.2	<i>Différentes étapes de fluage.</i>	78
Figure 4.3	<i>Essais de fluage, $N_o = 100 N$.</i>	79
Figure 4.4	<i>Essais de fluage, $N_o = 250 N$.</i>	80
Figure 4.5	<i>Effet des contraintes sur les déformations de fluage.</i>	81
Figure 4.6	<i>Écrouissage- temps.</i>	81
Figure 4.7	<i>Comparaison de l'équation de fluage avec l'expérimental, $\sigma = 1,0 MPa$.</i>	84
Figure 4.8	<i>Comparaison de l'équation de fluage avec l'expérimental, $\sigma = 2,6 MPa$.</i>	84
Figure 4.9	<i>Représentation surfacique du modèle de fluage, ε, t, T_e.</i>	85
Figure 4.10	<i>Représentation surfacique du modèle de fluage, ε, t, σ.</i>	86
Figure 4.11	<i>Représentation surfacique du modèle de fluage, ε, T_e, σ.</i>	87
Figure 4.12	<i>Déformation de fluage de von Mises avec la MÉF.</i>	89
Figure 4.13	<i>Comparaison de la MÉF avec l'expérimental, $\sigma = 1,0 MPa$.</i>	89
Figure 4.14	<i>Comparaison de la MÉF avec l'expérimental, $\sigma = 2,6 MPa$.</i>	90
Figure 4.15	<i>Comparaison du module de fluage, $\sigma = 1,0 MPa$.</i>	91
Figure 4.16	<i>Comparaison du module de fluage, $\sigma = 2,6 MPa$.</i>	91
Figure 4.17	<i>Comparaison du fluage implicite global, $\sigma = 1,0 MPa$.</i>	92
Figure 4.18	<i>Comparaison du module de fluage global, $\sigma = 2,6 MPa$.</i>	93
Figure 5.1	<i>Montage de mesure du couple de frottement statique.</i>	97
Figure 5.2	<i>Effet de la force normale sur le couple de frottement statique.</i>	98
Figure 5.3	<i>Effet de la pression normale sur le couple de frottement statique.</i>	99
Figure 5.4	<i>Écrasement de l'échantillon.</i>	100
Figure 5.5	<i>Variation de T_s en fonction du déplacement vertical.</i>	100

Figure 5.6	<i>Élément de surface.</i>	101
Figure 5.7	<i>Effet de la force normale sur le CFS.</i>	103
Figure 5.8	<i>Effet de la pression normale sur le CFS.</i>	104
Figure 5.9	<i>Effet de la température sur le CFS.</i>	105
Figure 5.10	<i>Effets de la force normale et de la température sur le CFS.</i>	106
Figure 5.11	<i>Déplacement vertical de l'échantillon annulaire.</i>	106
Figure 5.12	<i>Écrasement de l'échantillon annulaire, avec blocage latéral.</i>	107
Figure 5.13	<i>Écrasement de l'échantillon annulaire, sans blocage latéral.</i>	107
Figure 5.14	<i>Comparaison des conditions de fixation, $T_e = 22^\circ\text{C}$.</i>	108
Figure 5.15	<i>Comparaison des couples de frottement statique.</i>	109
Figure 5.16	<i>Comparaison des couples de frottement statique.</i>	110
Figure 5.17	<i>Comparaison des CFS.</i>	110
Figure 5.18	<i>Effets de p et de T_e sur le CFS.</i>	111
Figure 5.19	<i>Effets de p et de T_e sur le couple de frottement statique.</i>	111
Figure 5.20	<i>Effets de p et de T_e sur le déplacement vertical.</i>	112
Figure 6.1	<i>Dispositif de mesure du couple de glissement.</i>	115
Figure 6.2	<i>Couple de glissement, capsule montée libre.</i>	116
Figure 6.3	<i>Déplacement vertical, capsule montée libre.</i>	116
Figure 6.4	<i>Couple de glissement et déplacement vertical.</i>	117
Figure 6.5	<i>Numérisation de la capsule.</i>	119
Figure 6.6	<i>Profil du goulot de la bouteille en verre.</i>	120
Figure 6.7	<i>Ensemble à modéliser.</i>	121
Figure 6.8	<i>Mesure de l'épaisseur de l'adhésif.</i>	122
Figure 6.9	<i>Maillage des éléments.</i>	122

Figure 6.10	<i>Conditions frontières.</i>	123
Figure 6.11	<i>Déplacement total dans la garniture 2D.</i>	124
Figure 6.12	<i>Capsule métallique.</i>	125
Figure 6.13	<i>Garniture.</i>	125
Figure 6.14	<i>Goulot en verre.</i>	126
Figure 6.15	<i>Adaptateur.</i>	126
Figure 6.16	<i>Modèle 3D.</i>	127
Figure 6.17	<i>Maillage du modèle.</i>	128
Figure 6.18	<i>Paire de contact goulot-garniture.</i>	128
Figure 6.19	<i>Déplacement total de la fermeture.</i>	129
Figure 6.20	<i>Déplacement vertical de la capsule.</i>	129
Figure 6.21	<i>Contraintes équivalentes dans la capsule.</i>	130
Figure 6.22	<i>Contraintes équivalentes dans la garniture.</i>	130
Figure 6.23	<i>Déplacement vertical dans la garniture.</i>	131
Figure 6.24	<i>Déplacement radial dans la garniture.</i>	131
Figure 6.25	<i>Déplacement total de la garniture 3D.</i>	132
Figure 6.26	<i>Distribution des contraintes dans l'adhésif.</i>	132
Figure 6.27	<i>Distribution des contraintes dans l'adaptateur.</i>	133
Figure 6.28	<i>Déplacement total du goulot.</i>	133
Figure 6.29	<i>Pression de contact goulot-garniture.</i>	134
Figure 6.30	<i>Composantes de forces.</i>	136
Figure 6.31	<i>Pression de contact dans la garniture, $T_e = 22^\circ\text{C}$.</i>	137
Figure 6.32	<i>Déplacement vertical, $T_e = 22^\circ\text{C}$.</i>	138
Figure 6.33	<i>Comparaison des déplacements, $\mu_s = 0,3$.</i>	139

Figure 6.34	<i>Comparaison des couples de glissement.</i>	140
Figure 6.35	<i>Comparaison des couples de glissement.</i>	140
Figure 7.1	<i>Dispositif de mesure du couple de dévissage.</i>	143
Figure 7.2	<i>Effet de la température sur le couple de dévissage.</i>	144
Figure 7.3	<i>Conditions frontières du modèle.</i>	146
Figure 7.4	<i>Six secteurs angulaires discrétisés.</i>	146
Figure 7.5	<i>Dissemblance des secteurs angulaires.</i>	147
Figure 7.6	<i>Paire de contact plongeur-capsule.</i>	148
Figure 7.7	<i>Paire de contact garniture-goulot.</i>	148
Figure 7.8	<i>Paire de contact sertisseur -capsule.</i>	148
Figure 7.9	<i>Paire de contact goulot-capsule.</i>	148
Figure 7.10	<i>Maillage du modèle inhérent au sertissage.</i>	149
Figure 7.11	<i>Déplacement vertical de l'ensemble.</i>	150
Figure 7.12	<i>Allure de la flûte déformée.</i>	151
Figure 7.13	<i>Capsule sertie manuellement.</i>	151
Figure 7.14	<i>Capsule sertie automatiquement.</i>	151
Figure 7.15	<i>Sertissage obtenu avec la MÉF.</i>	151
Figure 7.16	<i>Déplacement vertical du secteur «1».</i>	152
Figure 7.17	<i>Déplacement vertical du secteur «2».</i>	152
Figure 7.18	<i>Déplacement vertical du secteur «4».</i>	153
Figure 7.19	<i>Contraintes équivalentes, secteur «1».</i>	153
Figure 7.20	<i>Contraintes équivalentes, secteur «2».</i>	154
Figure 7.21	<i>Contraintes équivalentes dans la capsule, secteur «1».</i>	154
Figure 7.22	<i>Contraintes équivalentes dans la capsule, secteur «2».</i>	155

Figure 7.23	<i>Contraintes équivalentes dans la capsule, secteur «4».</i>	155
Figure 7.24	<i>Déformations plastiques dans la capsule.</i>	156
Figure 7.25	<i>Contraintes équivalentes dans la garniture.</i>	156
Figure 7.26	<i>Déplacement vertical dans la garniture.</i>	157
Figure 7.27	<i>Déplacement radial dans la garniture.</i>	157
Figure 7.28	<i>Déplacement total dans le goulot, secteur «4».</i>	158
Figure 7.29	<i>Contraintes équivalentes dans le goulot, secteur «4».</i>	158
Figure 7.30	<i>Mesure de l'écrasement de la fermeture.</i>	159
Figure 7.31	<i>Fermeture découpée.</i>	160
Figure 7.32	<i>Comparaison de la MÉF avec les mesures.</i>	161
Figure 7.33	<i>Profil du dos de la capsule sertie, $p_p = 0,7$ MPa.</i>	162
Figure 7.34	<i>Mesure de l'écrasement, $p_p = 0,7$ MPa.</i>	162
Figure 7.35	<i>Écrasement de la capsule sertie en fonction de p_p.</i>	163
Figure 7.36	<i>Effet de l'écrasement de la capsule sertie sur le couple.</i>	165
Figure 7.37	<i>Force de sertissage, secteur «2».</i>	166
Figure 7.38	<i>Effet de la pression du plongeur sur la force de sertissage.</i>	168
Figure 7.39	<i>Force de sertissage-déplacement de la garniture.</i>	168
Figure 7.40	<i>Couple de dévissage-Force maximale de sertissage.</i>	169
Figure 7.41	<i>Effet de la pression du plongeur sur le couple de dévissage.</i>	171
Figure 7.42	<i>Déplacement vertical du secteur «1», capsule en aluminium.</i>	172
Figure 7.43	<i>Contraintes équivalentes dans la capsule en aluminium, secteur «1».</i>	172
Figure 7.44	<i>Effet de la pressurisation sur le couple de dévissage.</i>	176
Figure 7.45	<i>Comparaison du couple de dévissage prédit avec les mesures.</i>	177

LISTE DES ABRÉVIATIONS, SIGLES ET ACRONYMES

AH	Antihoraire
CO2	Dioxyde de carbone
CFS	Coefficient de frottement statique
DCL	Diagramme du corps libre
FDA	Administration des denrées alimentaires
FDC	Filetage discontinu (Discontinuous thread: DCT)
FC	Filetage continu (Continuous thread: CT)
FEA	Finite element analysis
H	Horaire
IGES	Initial Graphics Exchange Specification
LPDA	Langage paramétrique de design d'ansys
MÉF	Méthode des éléments finis
PE	Polyéthylène
PEE	Polyéthylène extensible ou spongieux
PEHD	Polyéthylène à haute densité
PEL	Polyéthylène linéaire
PET	Polyéthylène téréphtalique
PO	Polyoléfines
PP	Polypropylène
PS	Polystyrène
PVC	Chlorure polyvinylique
PVCD	Chlorure de polyvinylidène

STP Standard de température et de pression

Vdc Tension à courant continu

LISTE DES SYMBOLES ET UNITÉS DE MESURE

$C_{f,AH}$	Facteur de filetage dans le sens antihoraire, en mm
$C_{f,H}$	Facteur de filetage dans le sens horaire, en mm
C_1, C_2	Constantes de Mooney-Rivlin, en MPa
C_j	Facteur de joint, en mm
D	Diamètre actuel de l'échantillon élastomère, en mm
d	Diamètre du goulot de la bouteille, en mm
D_{eq}	Diamètre du cylindre droit équivalent de l'échantillon élastomère, en mm
D_g	Coefficient de diffusion des gaz
D_o	Diamètre initial de l'échantillon élastomère, en mm
E_a	Module d'élasticité de l'arbre instrumenté, en N/mm^2
E_{cp}	Module d'élasticité de la capsule plastique, en N/mm^2
E_p	Énergie d'activation apparente de perméabilité en
E_v	Module d'élasticité du verre, en N/mm^2
F_a	Force normale à la section de l'arbre instrumenté, en N
$F_{application}$	Force due au couple appliqué, en N
F_c	Force radiale de serrage, en N
F_{cr}	Force critique de flambage, en N
$F_{dévisage}$	Force due au couple de dévissage, en N
F_S	Force de frottement statique, en N
F_{ser}	Force de sertissage, en N

F_v	Force verticale, en N
G_a	Module de cisaillement de l'arbre instrumenté, en N/mm^2
J_1	Premier invariant principal de déformation
J_2	Second invariant principal de déformation
K	Facteur qui dépend des conditions aux extrémités de l'arbre instrumenté
k	Rigidité du ressort, en N/mm
L_a	Longueur de l'arbre instrumenté, en mm
L_o	Hauteur initiale de l'échantillon élastomère, en mm
N	Force normale, en N
N_o	Force normale constante, en N
ne	Nombre d'éléments du joint en contact avec le goulot à chaque étape
nm	Nombre de mesures effectuées sur l'échantillon durant l'essai de compression
P	Coefficient de perméabilité
p	Pression normale, en MPa
p_f	Pas du filetage, en mm
P_g	Pressurisation de l'intérieur du goulot, en MPa
P_o	Coefficient de perméabilité dans les conditions STP
pP_p	Pression sur le plongeur, en MPa
r_a	Rayon de l'arbre instrumenté, en mm
R_c	Rapport de couple de dévissage au couple appliqué
R_o	Constante du gaz parfait

\bar{r}_f	Rayon primitif du filetage, en mm
r_g	Rayon de giration par rapport à l'axe de la section de l'arbre, en mm
\bar{r}_j	Rayon moyen du joint, en mm
S_g	Coefficient de solubilité des gaz
T	Température, en °C
T_a	Moment de torsion dans l'arbre instrumenté, en N·mm
t_c	Temps de cuisson, en min
T_e	Température d'essai, en °C
T_d	Couple de dévissage de la capsule, en N·mm
T_{ds}	Couple de dévissage par secteur de capsule, en N·mm
T_f	Couple de glissement dû au filetage, en N·mm
$T_{f,AH}$	Couple de glissement dû au filetage dans le sens antihoraire, en N·mm
$T_{f,H}$	Couple de glissement dû au filetage dans le sens horaire, en N·mm
T_g	Couple dû à la garniture, en N·mm
t_o	Temps instantané, en s
T_s, T_j	Couple de frottement statique ou couple de glissement dû au joint, en N·mm
V	Volume actuel du cylindre équivalent de l'échantillon élastomère, en mm ³
V_i	Tension d'alimentation en, Volt
V_L	Tension aux bornes de la jauge de déformation, en Volt
u	Déplacement vertical de la garniture, en mm

W	Fonction d'énergie de déformation
α	Coefficient d'expansion thermique, en $1/^\circ\text{C}$
α_r	Angle d'hélice du filet, en rad
β	Angle d'inclinaison de la face du goulot de la bouteille, en degré
γ	Angle d'inclinaison de l'alésage du goulot de la bouteille, en degré
γ_a	Déformation angulaire dans l'arbre instrumenté
δ_l	Valeur limite de déplacement, en mm
ε_a	Déformation normale de l'arbre instrumenté au niveau de la jauge
η_{dj}	Viscosité dynamique du joint, en MPa·s
θ	Angle entre la normale à la surface de contact et la verticale, en rad
θ_l	Angle limite de rotation, en rad
λ	Élancement actuel de l'arbre instrumenté
λ'	Élancement mitoyen de l'arbre instrumenté
λ_i	Élongation principale dans la direction i
μ_f	CFS dans le filetage
μ_j	CFS dans le joint
μ_s	CFS entre la garniture et le verre
μ_{sp}	CFS entre l'échantillon cylindrique et les platines
ν_{cj}	Viscosité cinématique du joint, en mm^2/s
ν_j	Coefficient de Poisson de l'échantillon élastomère
σ_i	Contrainte normale dans l'échantillon élastomère, en N/mm^2

σ_o	Contrainte normale instantanée, en N/mm^2
σ_y	Contrainte d'écoulement du matériau de l'arbre, en N/mm^2

INTRODUCTION

Dans l'industrie de breuvage, le couple de dévissage et l'étanchéité des produits embouteillés se doivent d'être respectés, et dépendent amplement de la conception de la fermeture. Bien que ces deux grandeurs soient étroitement liées et puissent être optimisées, l'industrie agroalimentaire met l'emphase sur l'étanchéité en priorité par mesure de sécurité, ce qui pourrait conséquemment amplifier le couple de dévissage.

Le capsulage des bouteilles de bière en verre se fait par emboutissage de la tôle mince qui vient s'incruster dans le filetage entourant le goulot de la bouteille. Cette opération, qui s'intitule sertissage, engendre un comportement non linéaire, tel que les grands déplacements et déformations des composantes constituant la fermeture. De plus, elle fait appel à des éléments de contact avec frottement et à des matériaux dont le comportement est non linéaire à savoir, l'hyperélasticité de la garniture et la plasticité de la capsule.

Le but premier de cette recherche est de prédire le couple de dévissage de capsules serties sur un goulot fileté en verre en fonction des paramètres de l'opération de sertissage. Avoir un modèle d'éléments finis fiable et précis reste également une mission à accomplir afin de parvenir à optimiser la qualité de la fermeture en examinant les paramètres et géométries clefs pouvant influencer le couple de dévissage à savoir, les matériaux, la pression du plongeur, les conditions de frottement aux interfaces, la température, la pression interne du produit et le temps.

D'abord, cette étude a nécessité une revue bibliographique approfondie qui a pu montrer les travaux traitant du couple de dévissage des capsules filetés. L'emphase est mise sur les investigations les plus pertinentes pour les décortiquer et situer l'importance de mener ladite recherche. Ensuite, un montage expérimental compact et interchangeable a été conçu et développé. Ce dernier, par l'entremise de changement des adaptateurs, permet de mesurer le coefficient de frottement à l'interface garniture-verre, le couple de glissement de la capsule montée libre sur le goulot et le couple de dévissage de la capsule sertie. L'ensemble est

inséré dans une enceinte thermique permettant de réaliser des essais à des températures contrôlées à savoir, 0°C, 6, 15, 22, 30, 37 et 45°C. Une humidité de 50% est maintenue constante durant le déroulement de tous les essais expérimentaux.

En plus, des essais expérimentaux sont réalisés pour caractériser le matériau du joint intégré dans la capsule. Après avoir taillé des échantillons élastomères cylindriques, des essais de compression conventionnelle à sec et lubrifié sont conduits sur la machine de traction avec l'utilisation d'un extensomètre vidéo. Suite à cela, les deux constantes de Mooney-Rivlin, signifiant l'hyperélasticité du joint, et le coefficient de Poisson sont calculés, et ce à chacune des températures citées plus haut. En outre, des tests de déformations au fluage sur des échantillons élastomères annulaires étaient également de mise, et ce à deux niveaux de contraintes à savoir, 1 MPa et 2,6 MPa. La durée des essais de fluage est limitée à 24 heures. Ces essais ont permis de déterminer les sept constantes du modèle de fluage.

Tous ces essais expérimentaux sont reproduits avec la MÉF. Des modèles numériques sont construits et validés en se servant des propriétés trouvées expérimentalement. Dans l'ensemble, une très bonne concordance est observée entre les mesures et les éléments finis. Le modèle final qui réside dans l'opération de sertissage est également conçu pour évaluer le couple de dévissage aussi bien dus à la garniture qu'au filetage. D'autres paramètres sont examinés pour voir leurs effets sur le couple de dévissage à savoir, la variation de la pression du plongeur sur la capsule et la modification du matériau de la capsule.

Le modèle tient compte également de la pressurisation de la bouteille bien que les mesures expérimentales ne soient effectuées.

CHAPITRE 1

REVUE DE LA LITTÉRATURE

1.1 Introduction

À partir du début du 20^{ième} siècle, les fermetures sont faites principalement de matériaux naturels et métalliques. Avec l'arrivée des polymères dans les années 30, la situation se veut un changement continu. Aujourd'hui, les fermetures en plastique ont atteint une bonne partie du marché soit environ 50% et ne cessent d'augmenter progressivement. Presque 62% des fermetures en plastique sont faites maintenant en polypropylène (PP). La croissance prévisionnelle la plus considérable est destinée aux boissons carbonatées non alcoolisées, aux boissons non gazeuses, aux jus de fruit et au lait.

Cependant, les fermetures métalliques occupent une partie importante du marché, en particulier les capsules des bouteilles de bière en verre (16 millions de capsules métalliques produites par jour à Montréal seulement). Nikolaus (Nikolaus, 2000) souligne que près de la moitié des 150 milliards de fermetures produites chaque année en Europe est faite en plastique et plus que 300 000 tonnes de matières premières sont couramment utilisées pour la production des fermetures.

De nos jours, plusieurs produits de l'industrie chimique y compris les produits de beauté et pharmaceutiques ainsi que différentes boissons gazeuses et alcoolisées sont emballées dans des bouteilles en plastique ou en verre fermées par des capsules métalliques ou plastiques étanches. Ces capsules sont fabriquées sous différentes formes géométriques avec des conceptions de fermeture très diversifiées. Elles peuvent être filetées auquel cas la capsule se doit d'être serrée contre le goulot de la bouteille moyennant un certain couple appliqué, ou serties au moyen d'une opération de sertissage pour épouser la forme du filetage du goulot de la bouteille. La plupart des contenants en verre de boissons carbonatées alcoolisées possèdent un concept de fermeture dont l'ouverture est rapide, pouvant être un sixième, un quart ou un tiers de tour. Davis (Davis, 1982, part 1 et part 2) dresse une liste

exhaustive des différentes fermetures rencontrées dans le marché. Parmi ces fermetures, la Figure 1.1 montre une capsule filetée dont le filetage est continu (FC) a), une capsule à écran pour une ouverture rapide b) et une capsule roulée inviolable pour une protection renforcée du produit c).

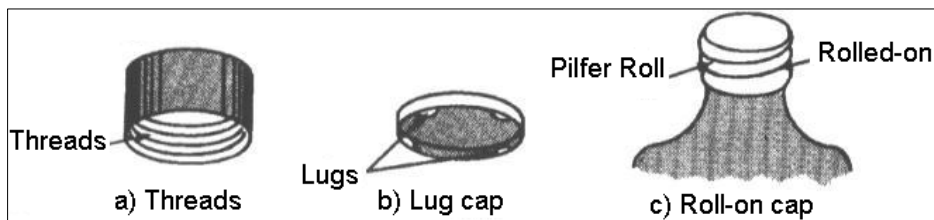


Figure 1.1 *Différents types de fermeture.*
(Tiré de Davis, 1982, part 1)

Source : Cette figure a été tirée de l'article de périodique de M. Davis C. Glenn, *A review of the basic closures and the methods used for applying them: Part 1*, p. 16.

La Figure 1.2 montre également les capsules serties a), elles sont traditionnellement utilisées dans les breuvages carbonatés et dans les bouteilles de bière en verre, les capsules pression b) et les capsules plastiques rétractables c).

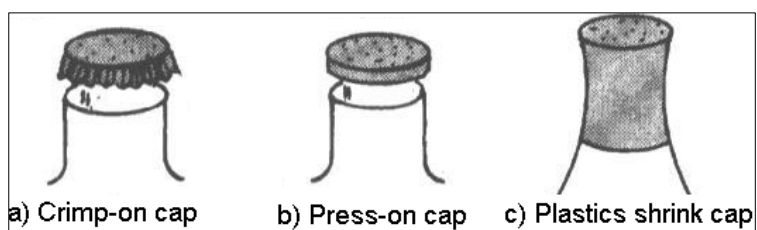


Figure 1.2 *Capsule sertie.*
(Tiré de Davis, 1982, part 1)

Source : Cette figure a été tirée de l'article de périodique de M. Davis C. Glenn, *A review of the basic closures and the methods used for applying them: Part 1*, p. 17.

Une autre catégorie de fermeture rencontrée sur le marché consiste à presser le couvercle contre le goulot du contenant pour pouvoir l'ouvrir. Ce sont des fermetures inviolables par les enfants en bas âge. Elles sont fréquemment utilisées dans les produits pharmaceutiques. La Figure 1.3 montre des capsules à jupe roulée agissant comme un ressort lorsque fermée a) et des capsules à emboîtement pression avec ou sans crêtes b).

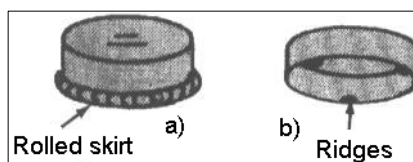


Figure 1.3 Capsule à jupe roulée.
(Tiré de Davis, 1982, part 2)

Source : Cette figure a été tirée de l'article de périodique de M. Davis C. Glenn, *A review of the basic closures and the methods used for applying them: Part 2*, p. 27.

1.2 Problématique

Le système de fermeture des bouteilles de bière en verre se doit d'assurer l'étanchéité du produit qui est maintenu à une pression de l'ordre de 14 psi révèle Delaware (Delaware, 2006). La capsule est constituée d'une feuille de métal très mince, elle est sertie et roulée par formage à froid sur le contour du goulot en verre pour s'incruster dans le filetage.

Le couple de dévissage et la capacité à maintenir l'étanchéité des produits emballés sont deux grandeurs décisives dans la réussite de la fermeture. Le critère d'étanchéité, qui est souvent assuré par une garniture faite en élastomère placée entre la capsule et le goulot du contenant, requiert d'une part, une minutieuse connaissance du matériau de la garniture et d'autre part, une parfaite maîtrise de son comportement dans le temps, et à diverses conditions de température et d'humidité. Aucun paramètre du produit ne doit être affecté, que cela soit son parfum, sa saveur ou la pression interne de son contenant. Quant au couple, il se veut être adéquatement approprié à la fermeture pour gagner principalement la confiance du consommateur.

Le consommateur rencontre parfois des difficultés, soit qu'il n'arrive pas à ouvrir la capsule, auquel cas il peut souvent recourir à l'utilisation d'un chiffon pour augmenter le frottement entre la main et la capsule, soit il n'apprécie pas de trouver le produit sans pression et sans saveur après l'ouverture, ce qui amène dans les deux cas à la non satisfaction du consommateur.

La revue de la littérature, traitant de l'étude et de l'analyse du couple de dévissage des capsules métalliques filetés et serties dans les bouteilles en verre, montre qu'il n'existe pas assez de recherches et de publications dans ce domaine. Par contre, de nombreuses études pertinentes relatives d'une part, à l'évaluation de la perméabilité et de la fuite des systèmes dits «remplis fermés» et d'autre part, au formage des tôles minces, sont rencontrées et qui traitent des grandes déformations plastiques, des problèmes de contact avec et sans frottement et également des contraintes résiduelles.

1.3 Objectifs

Le but premier de cette recherche réside dans la prédiction du couple de dévissage de capsules serties sur un contour fileté en fonction des paramètres de l'opération de sertissage. Évaluer quantitativement la contribution, aussi bien de la garniture que du filetage, dans le couple de dévissage constitue aussi un but recherché pour déterminer les proportions de chacune de ses géométries et surtout connaître à qui revient la part du lion. La variabilité des paramètres de l'opération de sertissage pouvant être à l'origine d'un couple de dévissage élevé, est en mesure d'entraîner des conséquences néfastes causant la détérioration des filets d'une part, et l'usure prématurée des outils durant le processus de sertissage d'autre part. À part de présenter aux consommateurs des produits emballés dans des contenants étanches, imperméables, assez résistants à la différence de pression et de température avant et durant l'utilisation ou la consommation du produit, il est primordial d'assurer un couple de dévissage approprié, sans pour autant exercer un effort excessif pour défaire la capsule, plus particulièrement lorsqu'il s'agit des consommateurs ayant une force de préhension réduite.

Le second but réside dans la l'optimisation de la qualité de la fermeture en bâtissant un modèle par la MÉF fiable et précis. Ceci nous incite à déterminer le meilleur compromis possible entre le plus faible couple nécessaire au dévissage de la capsule et la force d'étanchéité nécessaire dans la garniture afin de livrer une fermeture bien appréciée par le consommateur. En général, le concept de l'intégrité de l'emballage est souvent associé à sa fermeture et plus particulièrement au couple de dévissage et à l'efficacité du produit.

1.4 Justification

Les paramètres qui peuvent influencer l'opération de sertissage et par conséquent le couple de dévissage résident dans les matériaux constituant la fermeture, la pression du plongeur, les conditions de friction aux interfaces, la température, la pression interne du produit et le facteur temps. La conception des fermetures filetées étanches, le profil du filetage et plus particulièrement le comportement du joint contribuent amplement à l'intensité du couple de dévissage. De plus, les chocs dans la manipulation des bouteilles peuvent également influencer la contraction créée par le contact entre la garniture et la bouteille. Il devient donc nécessaire d'étudier rigoureusement ce type de fermeture afin de livrer un couple de dévissage adéquatement approprié tout en ayant une force d'étanchéité suffisante pour maintenir le produit frais.

1.5 Fermetures

1.5.1 Fermetures filetées

Les capsules filetées, utilisées essentiellement dans les boissons carbonatées, sont disponibles sur le marché en grand nombre de variétés. Les différentes fermetures peuvent être divisées en trois catégories : les fermetures filetées, les fermetures plates et les fermetures spéciales. Les deux premières catégories constituent les plus importantes en termes de quantité de production. La fermeture filetée pourrait avoir le joint intégré sous forme de lèvres flexibles, s'accotant sur la face supérieure du goulot du contenant au moment du serrage (*Voir Figure 1.4a*). Ces capsules sont relativement simples et bon marché à produire et peuvent être recyclées sans le moindre problème. Le principal matériau utilisé est le polyéthylène (PE).

Pour ce qui est de la Figure 1.4b, l'étanchéité est assurée par une garniture rapportée dissociée du bouchon, ce qui nécessite une opération d'assemblage additionnelle. La géométrie de base est ainsi plate et la fermeture est moins complexe. Ces fermetures sont plus onéreuses et sont adaptées aux bouteilles en polyéthylène téréphtalique (PET) et aux bouteilles en verre. Le matériel principal utilisé est le PP.

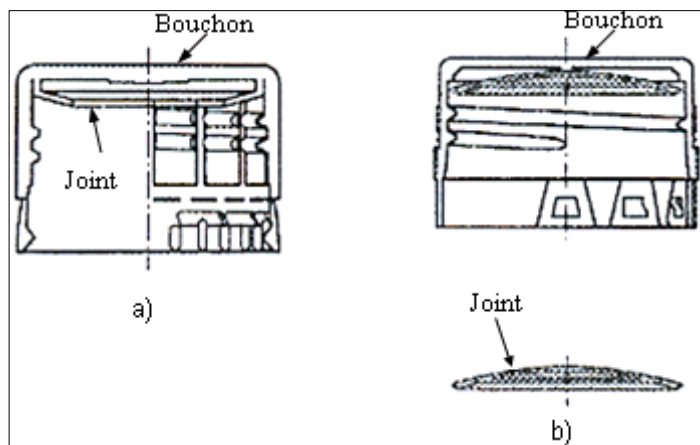


Figure 1.4 *Fermetures à une pièce et à deux pièces.*
(Tiré de Nikolaus, 2000)

Source : Cette figure a été tirée de l'article de périodique de M. Nikolaus Kudlik, *The production of closures*, p. 31.

1.5.2 Capsules

Afin d'améliorer leurs fonctions, les capsules sont souvent équipées de garnitures destinées à assurer un joint hermétique entre la fermeture et le contenant. Ce dernier peut être plastique, métallique ou en verre. Il en est de même pour la capsule, elle peut être plastique, métallique ou une combinaison des deux. Moloney et Ullrich (Moloney et Ullrich, 1987) présentent un aperçu assez exhaustif où ils élucident les différents avantages de l'utilisation des joints et des garnitures dans une fermeture. Un joint liquide destiné à garder un produit liquide hors de fuite de son contenant peut être assuré assez facilement. Les joints hermétiques sont un peu plus difficiles à former et remplissent un certain nombre de fonctions importantes. Dans le cas des contenants sous vide ou à pression partielle, ces joints maintiennent frais les produits sensibles à l'oxygène et ne permettent pas le rancissement de se développer. En ce qui concerne les contenants sous pression tels que les boissons carbonatées, une telle pression est maintenue par l'utilisation d'une garniture. Aussi, avec certains produits, garder leurs arômes et leurs saveurs dans un contenant étanche est d'une priorité importante. Ces garnitures doivent également pouvoir prévenir contre la transmission de l'humidité pour garder ces produits hygroscopiques.

1.5.2.1 Garnitures en plastisol

Pendant plusieurs années, les capsules métalliques ont été mises sur le marché avec des garnitures en plastisol afin d'assurer des joints hermétiques. Dans le cas des capsules à écran¹, le matériau thermoplastique de plastisol est placé au fond du couvercle pour être cuit à un état semi solide. La surface du goulot du contenant est alors imprimée dans le plastisol ramolli par la chaleur pendant son application de sorte que les effets des imperfections puissent être neutralisés. La compagnie (Hangzhou COFCOPACK Co., 2006) spécialisée dans la fabrication des capsules à écran utilise du plastisol pour assurer l'étanchéité comme montré sur la Figure 1.5.

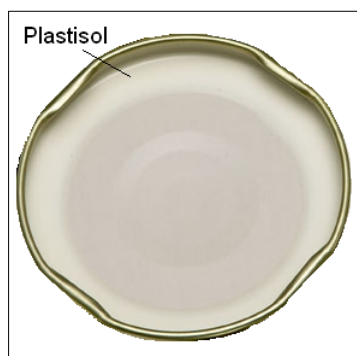


Figure 1.5 Capsule à écran.

(Tiré et adapté de Hangzhou COFCOPACK Co., 2006)

Source : Cette figure a été tirée et adaptée de la compagnie Hangzhou COFCOPACK, *Metal lug cap*, p. 2. Consulté le 23 mai 2008.

1.5.2.2 Garniture homogène

Bien qu'ils soient moins répandus sur le marché, en particulier dans les emballages d'alimentation, les matériaux des garnitures homogènes sont rencontrés dans différents types

¹ Appelées en anglais «Lug cap»

de fermetures. À titre d'exemple, dans la plupart des cas, l'étanchéité des bouteilles de vins est encore assurée par du liège naturel, les garnitures de pulpe et de papier cartonné sont aussi utilisées dans les fermetures de produits pharmaceutiques et domestiques. Par contre, le caoutchouc naturel ou synthétique qui est considéré comme étant le matériau préféré a pratiquement disparu de la scène vu son indisponibilité et la difficulté de maintenir des propriétés spécifiques désirées. Également, les mousses de plastique synthétique de polystyrène (PS), de PE et de polyoléfines (PO) sont parfaitement mises en œuvre pour répondre à plusieurs produits ayant comme exigence l'étanchéité. Elles peuvent être élaborées avec différentes densités, avec des niveaux de résilience et de compressibilité très variés.

1.5.2.3 Garniture hétérogène

Les garnitures composées et multicouches sont employées pour répondre à un certain nombre d'exigences. Généralement, deux couches sont employées, une sur la face de la garniture et l'autre sur son dos. La face de la garniture qui doit être en contact avec le produit, peut elle-même contenir des enduits stratifiés. Certains matériaux constituant ces enduits sont en chlorure polyvinylique (PVC), en chlorure de polyvinylidène (PVCD) et en PE. Bien entendu, le produit ne doit être en aucun cas contaminé.

Généralement, ces garnitures se trouvent sur le marché à prix très bas, exhibent un bon taux de transmission de la vapeur d'eau, mais ont un taux de transmission d'oxygène relativement pauvre.

En ce qui concerne le dos de la garniture, il peut être composé de PS ou de mousse du polyéthylène, ou encore de matériaux cellulósiques tels que la pulpe ou le papier cartonné. Leur fonction est d'assurer une certaine résilience pour obtenir un joint approprié, en plus de cibler un couple de dévissage acceptable. Bien que théoriquement le dos de la garniture ne soit pas en contact direct avec le contenu, il doit être néanmoins conforme aux règlements de l'administration des denrées alimentaires (FDA).

1.5.2.4 Joint interne²

Une garniture secondaire apposée à l'embouchure d'un contenant est décrite comme étant un joint interne. Les variétés disponibles de ces joints incluent les adhésifs, les joints thermocollables³ et les joints auto-adhésifs⁴. Elles aident à préserver la fraîcheur, la saveur, l'arôme, la qualité du contenu et offrent un emballage inviolable. Aussi, même si la capsule est défectueuse, le produit est toujours protégé.

1.5.2.5 Choix de la garniture ou du joint

Plusieurs considérations entrent dans le choix d'une garniture ou joint appropriée à chaque produit, tels que le couple de dévissage, la durée de conservation, l'apparence, l'économie, la compatibilité, l'invulnérabilité et la conformité.

Plus particulièrement dans le cas des garnitures en plastisol, le couple de dévissage est d'une importante considération. Généralement, un couple de dévissage très élevé conduit le consommateur à se plaindre. À l'inverse, un faible couple de dévissage est parfois perçu comme étant une indication d'une étanchéité non rassurante.

De point de vue économique, en raison de l'active compétitivité qui vise à diminuer les coûts de l'emballage, il est téméraire de surdimensionner la garniture ou le joint afin d'être compétitif. La plupart des fabricants de fermetures ont le savoir-faire et des laboratoires pour assister les chercheurs afin qu'ils parviennent à leur tour à choisir la garniture appropriée à un produit particulier.

² Appelé en anglais «innerseal»

³ Appelés en anglais «Heat sealable innerseals»

⁴ Appelés en anglais «Pressure-sensitive innerseals»

En ce qui concerne la compatibilité, des essais en laboratoire peuvent être exigés pour s'assurer que la garniture choisie ne donne pas des goûts ou des odeurs au produit, ou même ne peut être affectée par l'attaque de dissolvant, ou d'autres conditions défavorables. Le revêtement de la face de la garniture se doit d'être compatible avec le produit pour empêcher la corrosion. En effet, Kenkare (Kenkare, 1995) précise qu'un produit fortement acide exige un enrobage résistant à l'acide, pareillement pour les produits fortement sulfureux, stérilisés, huileux, qui exigent que la face de la garniture soit enduite d'un revêtement spécial pour les protéger.

Le matériau de la garniture ou du joint doit bien entendu satisfaire les exigences de la durée de conservation prédite du produit dans lequel cette garniture est utilisée. Les taux de transmission de la vapeur d'eau, de l'oxygène ou du dioxyde de carbone (CO₂) se doivent d'être considérés dans ce contexte.

À part la fonction de la garniture, une importance secondaire est attachée à son aspect. Souvent, le département de commercialisation fournit des facteurs de production concernant l'apparence désirée d'une garniture ou d'un joint.

Aujourd'hui, avec la mise de l'emphase sur l'inviolabilité, le choix de la garniture ou du joint peut être effectué par rapport à cette considération. Cependant, l'inviolabilité peut souvent être fournie par la fermeture elle-même, tel que le bouton témoin du vide utilisé sur beaucoup de produits alimentaires.

Comme mentionné plus haut, le matériau de la garniture se doit de se conformer aux exigences de la FDA. Cette dernière applique non seulement l'acceptation du matériau mais aussi mandate l'inviolabilité de la garniture.

1.5.3 Perméabilité

Le double rôle de ces garnitures réside, d'une part, dans la séparation des milieux dans lesquels la pression, le fluide et la température sont différents, et d'autre part, dans l'empêchement d'infiltration des corps étrangers dans ces contenants dits « remplis fermés ».

Amini (Amini, 1986) souligne qu'il y a deux mécanismes par lesquels les composantes d'un produit peuvent échapper du récipient ou bien peuvent y entrer de l'environnement extérieur: La perméabilité et la fuite. Amini et Morrow (Amini et Morrow, 1976) mettent l'accent sur le fait qu'il est important de distinguer entre ces deux mécanismes puisque l'amélioration de la conception de la fermeture, du point de vue d'étanchéité, doit être développée en mettant l'emphase sur la réduction du coefficient de perméabilité et sur la diminution du taux de fuite. Avec les fermetures métalliques munies de joint, la fuite à l'interface joint-goulot du contenant pourra être le premier contributeur à la perte du produit. Par contre, avec les fermetures plastiques, la perméabilité des gaz à travers la capsule peut devenir plus importante que la fuite. À noter que la perméabilité se produit lorsque le gaz ou la vapeur passe à travers le matériau lui même. Dans les emballages, la perméabilité est négligeable dans les matériaux autres que les plastiques et les papiers. La perméabilité dépend de la solubilité et de la diffusion du gaz ou de la vapeur dans les polymères. Par ailleurs, Amini et Morrow (Amini et Morrow, 1979) précisent que le coefficient de perméabilité est significativement influencé par la température environnementale de l'échantillon. Cette dépendance résulte généralement de la relation d'Arrhenius utilisant un comportement exponentiel présenté comme suit :

$$P = P_o \exp\left(-\frac{E_p}{RT}\right) \quad (1.1)$$

E_p l'énergie d'activation apparente de perméabilité

R la constante universelle des gaz parfaits

P_o le facteur préexponentiel de perméabilité, (mol/(m · s · Pa))

T la température, (Kelvin)

La perméabilité peut se produire à travers la garniture dans une fermeture métallique comme la montre la Figure 1.6a ou à travers la garniture et la capsule plastique (*Voir* Figure 1.6b). À titre d'information, le coefficient de perméabilité aux gaz de la plupart des polymères augmente de 5 à 15% pour une élévation de température de 1°C. À mesure que la température s'élève, l'absorption d'énergie de la fermeture augmente, le polymère prend de

l'expansion et sa densité d'énergie cohésive diminue facilitant ainsi le passage des molécules de gaz à travers le polymère. Le coefficient de perméabilité est souvent inversement proportionnel à l'épaisseur de la garniture en polymère. Plus la garniture est épaisse, plus faible est le coefficient de perméabilité.

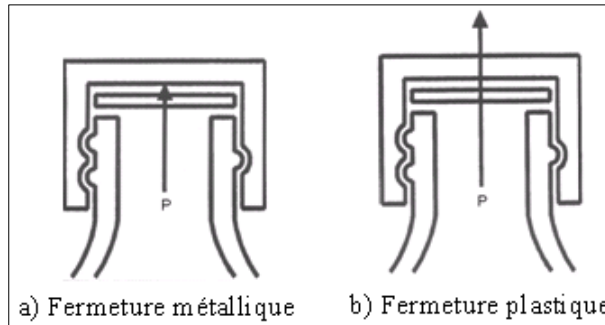


Figure 1.6 Perméabilité.
(Tiré de Amini, 1986)

Source : Cette figure a été tirée de l'article de périodique de M. Mary A. Amini, *Permeation and leakage in closures*, p. 11.

1.5.4 Fuite

La fuite est le taux pour lequel le gaz ou la vapeur passe à travers une discontinuité finie dans le matériau ou à l'interface de deux matériaux ou plus en contact. Ça peut être un trou d'épingle dans un film, une fissure dans la paroi du récipient, une pression de serrage insuffisante entre la garniture et le goulot du contenant.

Le taux de fuite est également influencé par la température environnementale à cause de l'expansion thermique du joint et de sa contraction lorsqu'il est chauffé et refroidi. La fuite peut se produire entre le goulot de la bouteille et la garniture dans le cas d'une fermeture métallique (Voir Figure 1.7a) ou dans le cas d'une fermeture plastique sans garniture comme le montre la Figure 1.7b. Le taux de transmission dû à la fuite est le résultat de la convection et de la diffusion du gaz ou de la vapeur. Afin de diminuer la fuite dans la capsule, les défauts à la surface du goulot du contenant doivent être éliminés. C'est généralement accompli par une augmentation de la force de compression de la capsule contre le goulot du

contenant lorsqu'elle est sertie, ou par l'augmentation du couple de serrage de la capsule si elle est filetée. Flaconnèche, Martin et Klopffer (Flaconnèche, Martin et Klopffer, 2001) précisent que, similairement au coefficient de perméabilité P , les coefficients de diffusion D_g et de solubilité S_g des gaz dépendent de la température et exhibent aussi un comportement exponentiel régi par la loi d'Arrhenius.

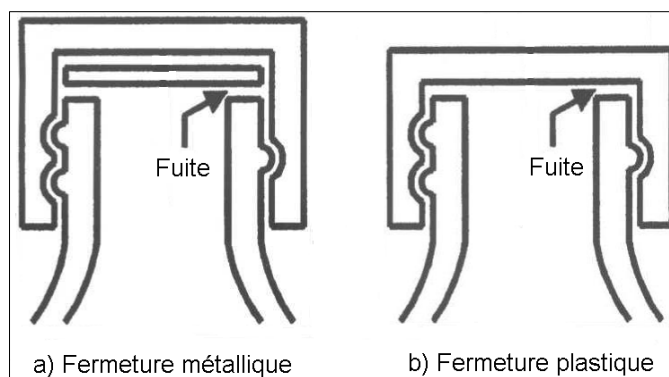


Figure 1.7 Fuite dans une fermeture.
(Tiré de Amini, 1986)

Source : Cette figure a été tirée de l'article de périodique de M. Mary A. Amini, *Permeation and leakage in closures*, p. 11.

1.5.5 Mesure de la fuite

Plusieurs méthodes de détection de fuite ou de mesure du taux de fuite sont utilisées dans l'industrie à savoir, la méthode sous vide, la méthode du changement du poids, la méthode de chromatographie du gaz, le taux de transmission du dioxyde de carbone, le taux de transmission d'oxygène, le taux de transmission de la vapeur d'eau (Mary A., 1983), le test électrolytique (Larsson et al., 1997), l'imagerie ultrasonique (Pascall et al., 2002), etc. La méthode sous vide est la plus simple. Elle consiste à remplir le récipient avec du produit liquide ou avec une solution sèche, le retourner, le stocker à température ambiante et élevée et inspecter périodiquement la fuite. Le processus peut être accéléré en plaçant le récipient sous vide et augmenter ainsi la différence de pression. Également, cette méthode peut être utilisée en submergeant dans l'eau le contenant selon son orientation normale, avec un vide créé à la surface de l'eau. La Figure 1.8 montre, grâce à l'utilisation de cette méthode, la

variation du couple de serrage d'une capsule métallique de 38 mm munie d'une garniture en PVC en fonction de la pression sous vide nécessaire avant qu'il y ait apparition de fuite (bulles émanant d'une bouteille vide en verre fermée avec une capsule métallique munie d'une garniture).

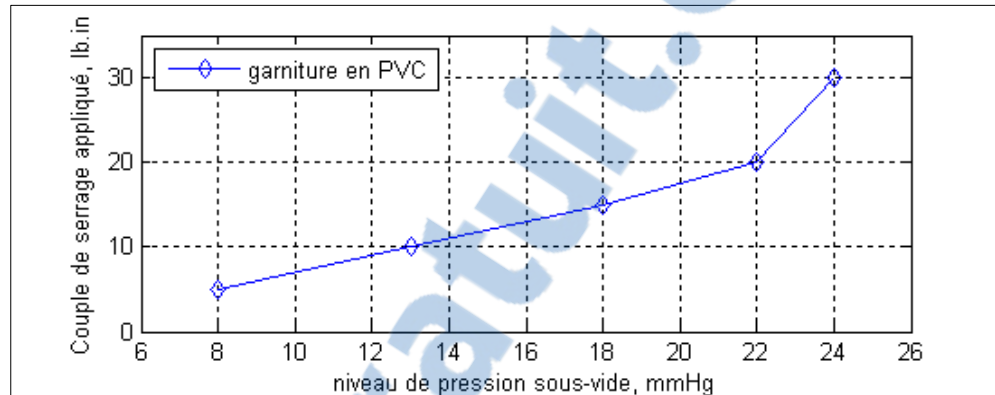


Figure 1.8 *Mesure de la pression de fuite en fonction du couple appliqué.*
(Tiré et adapté de Amini, 1986)

Source : Cette figure sous forme de graphique a été tirée et adaptée de l'article de périodique de M. Mary A. Amini, *Permeation and leakage in closures*, p. 11.

La perméabilité et la fuite sont deux mécanismes opérationnels dans la plupart des systèmes de fermetures. La garniture, fabriquée souvent en polymère, se doit d'être la moins imperméable possible. Plusieurs paramètres variables peuvent affecter l'étanchéité telles que l'intensité de la force de sertissage de la capsule ou bien le couple de serrage appliqué, le comportement de la garniture en fonction de ses propriétés mécaniques, chimiques et thermiques, les conditions de température et même d'humidité dans bien des cas. Par conséquent, l'étanchéité de ces systèmes de fermeture est assurée lorsque les deux mécanismes de perméabilité et de fuite sont réduits ou atténués.

1.6 Couple

Les contenants à fermetures filetées comme les bouteilles plastiques, ou en verre, les tubes, les fioles, etc. sont munis d'un filetage au goulot pour recevoir des capsules pouvant être taraudées à l'origine ou carrément serties et épousant la forme du filetage. Pour ouvrir le

contenant, l'utilisateur doit exercer manuellement un couple capable de tourner la capsule dans le sens opposé à celui du couple appliqué. Le couple appliqué est une grandeur permettant le serrage de la capsule créée par les contacts joint-capsule et capsule-goulot du contenant. Il se doit d'être approprié d'une part pour assurer l'étanchéité de la fermeture, et d'autre part pour défaire la capsule sans difficulté.

Dans la chaîne de production, le couple appliqué à la capsule est contrôlé systématiquement en ajustant au besoin les paramètres de la machine. Greenways et Jariyawiroj (Greenway et Jariyawiroj, 1994) élucident l'importance des variables capsule/bouteille/machine dans l'emballage pharmaceutique pour obtenir un meilleur couple de dévissage.

1.6.1 Couple de dévissage

Dans les contenants utilisant des fermetures filetées, un des problèmes majeurs rencontrés par le consommateur provient d'une part, de l'insuffisance du couple de serrage ou de la force de sertissage de la capsule et d'autre part, de l'excès du couple appliqué qui rend le dévissage difficile voire impossible manuellement. Dans les deux cas, les conséquences sont néfastes, et, ni l'étanchéité, ni la satisfaction du consommateur ne sont assurées, ce qui peut être à l'origine de la disparition du produit du marché.

Pramsaneh (Pramsaneh, 1995) précise que le couple de serrage dépend proprement de la conception de la fermeture. À titre d'exemple, deux emballages identiques dont la fermeture fileté est munie de deux garnitures différentes peuvent présenter des couples de dévissage considérablement éloignés.

Lai et Greenway (Lai et Greenway, 1999) énumèrent d'autres facteurs pouvant affecter le couple de dévissage, à savoir, le matériau de la capsule, de la garniture et du contenant, le fini de surface et le nombre de filets au goulot du contenant. À cela, ils ajoutent également l'influence de l'environnement sur le couple de dévissage tel que la température qui cause l'expansion de la capsule, l'humidité qui peut être absorbée par le plastique.

Anon. (Anon., 1983) confirme le fait que les capsules filetées ont tendance à s'ouvrir pendant la manutention (chargement et déchargement des contenants pour entreposage). Cela est dû à de nombreux facteurs, occasionnés individuellement ou en combinaison, parmi lesquels on peut citer :

- ✓ Fluage et relaxation du contenant et ou de la fermeture;
- ✓ Compression excessive du joint due à un chargement excédentaire sur la capsule;
- ✓ Bas coefficient de frottement entre la garniture et le contenant dû au matériau ou à l'onctuosité du produit;
- ✓ Application d'un couple non approprié par mégarde dans la ligne d'assemblage;
- ✓ Spécifications dimensionnelles de la capsule et du contenant non respectées;
- ✓ Fini de surfaces excessivement rugueux.

Greenway, Danville et Lazzara (Greenway, Danville et Lazzara, 1973) mettent en évidence, à partir des essais expérimentaux faits sur une bouteille en polyéthylène à haute densité PEHD et une capsule filetée de 24 mm en PP, la relation entre le couple de dévissage mesuré cinq secondes après l'opération de capsulage et le couple appliqué comme montré sur la Figure 1.9. Le rapport du couple de dévissage au couple appliqué est un indice utile pour le concepteur.

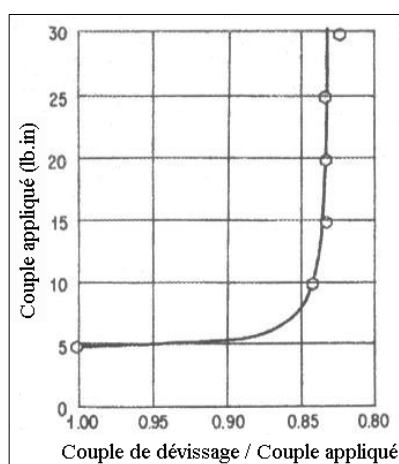


Figure 1.9 Rapport des couples.
(Tiré de Greenway, Danville et Lazzara, 1973)

Source : Cette figure sous forme de graphique est tirée de l'article de périodique des Ms. Greenway, Danville et Lazzara, *Cap-torque measurement*, p. 62.

Il en est de même pour Jenkins, Shabushing et Cianciullo (Jenkins, Shabushing et Cianciullo, 1988) qui montrent que, en ce qui concerne les capsules plastiques à filetage continu FC, le couple de dévissage représente 71% de celui appliqué. Généralement, le couple de dévissage varie entre 40 et 80% du couple appliqué immédiat.

1.6.2 Effet du temps sur le couple de dévissage

Avoir un couple appliqué correct et un couple de dévissage subséquent est d'une considération importante pour l'emballage. Souvent, cela prend quelques jours, voire des semaines avant que le produit soit consommé. Michael et Albert (Michael et Albert, 2004) ont conduit des essais expérimentaux et ont comparé l'effet du temps sur le couple de dévissage de deux capsules plastiques à filetage discontinu (FDC) à un tiers de tour en PP et PEHD de 28 mm. La Figure 1.10 révèle que la faible perte du couple de dévissage trouvée dans la capsule en PEHD pourrait fournir une plus longue durée de conservation du produit, ce qui constitue, dans certaines applications, un fort argument pour le choix de ces capsules faites de ce matériau.

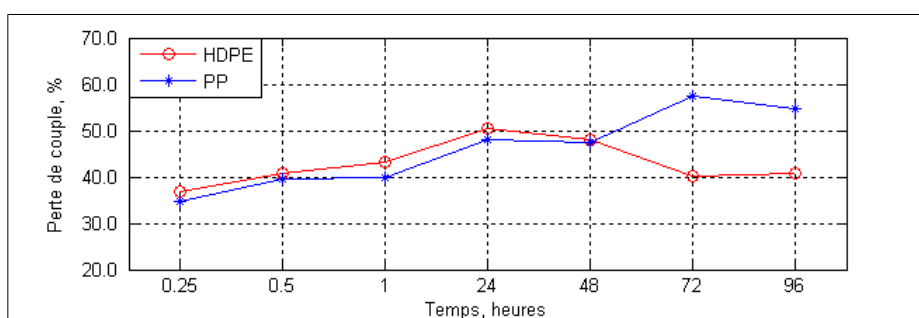


Figure 1.10 Effet du temps sur le couple de dévissage.
(Tiré et adapté de Michael et Albert, 2004)

Source : Cette figure sous forme de graphique est tirée et adaptée de l'article de périodique des Ms. Michael et Albert, *Effect of time on torque loss for two discontinuous-thread plastic combinations*, p. 19.

Cette figure montre aussi d'une part, une pente très similaire pour les deux combinaisons, et d'autre part, la présence d'un plateau après l'opération de capsulage de soixante douze heures. Traditionnellement, les capsules en PP sont plus faciles à ouvrir et sont souvent

utilisées avec des contenants en PEHD étant donné qu'elles peuvent assurer en partie une bonne étanchéité et encore un faible couple de dévissage.

Par ailleurs, des travaux de recherche réalisés par Larsen (Larsen, 1979), Greenway et Pramsaneh (Greenway et Pramsaneh, 1995), traitant de l'étude du couple de dévissage des capsules plastiques FC de 58 mm en PEHD, confirment la diminution du couple de dévissage, pour différents couples appliqués mesurés immédiatement après capsulage des bouteilles plastiques, faites également en PEHD comme montré sur la Figure 1.11.

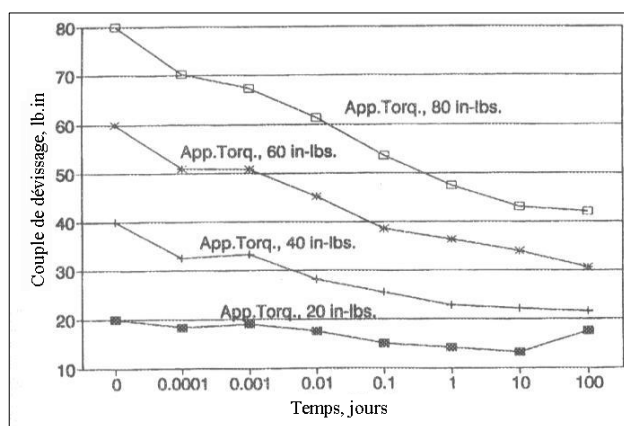


Figure 1.11 Réduction du couple de dévissage.
(Tiré de Greenway et Pramsaneh, 1995)

Source : Cette figure sous forme de graphique est tirée de l'article de périodique de Greenway et Pramsaneh, *Optimization of cap torque and cap stripping investigation of light duty liquid detergent bottles*, p. 303.

Également, Greenways, Danville et Lazzara (Greenway, Danville et Lazzara, 1973) examinent l'effet du temps sur le couple de dévissage (Voir Figure 1.12). Ils comparent le couple de deux capsules plastiques en PP et en PS de 26 mm de diamètre assemblées à une bouteille en PEHD, avec un couple appliqué de 15 lb.in. La figure révèle que la capsule en PS exhibe un couple de rétention supérieur à celui de la capsule en PP.

Il en est de même pour Anon. (Anon., 1978), il montre l'effet du temps sur la force d'étanchéité de quelques capsules munies de garnitures de matériaux différents tels que

montrés sur la Figure 1.13. Il est clair que la garniture faite en mousse de PVC extrudée exhibe une très importante force de rétention comparativement à la couche de mousse.

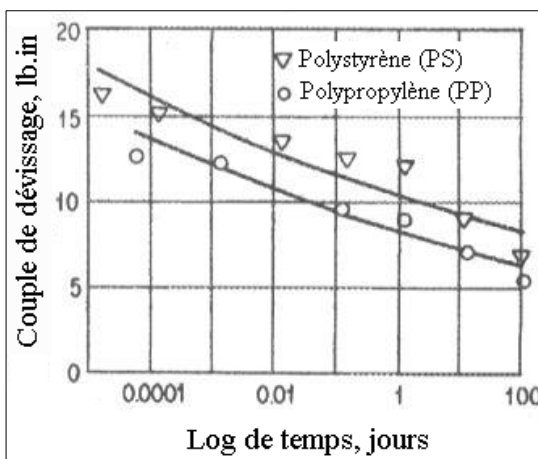


Figure 1.12 Réduction du couple, capsules en PS et PP.
(Tiré de Greenway, Danville et Lazzara, 1973)

Source : Cette figure sous forme de graphique est tirée de l'article de périodique des Ms. Greenway, Danville et Lazzara, *Cap-torque measurement*, p. 60.

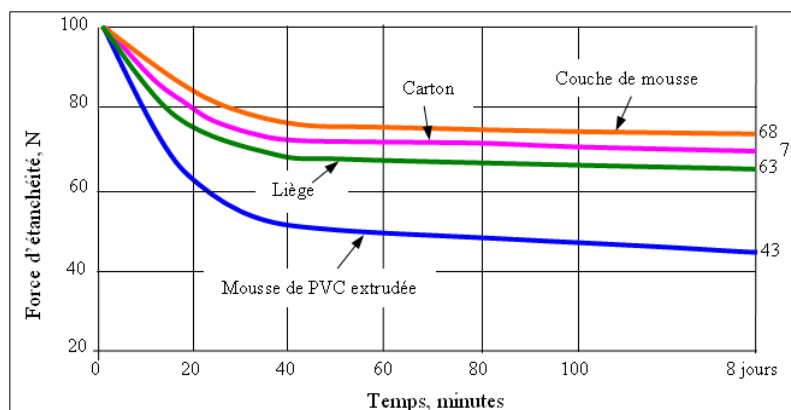


Figure 1.13 Rétention de la force d'étanchéité.
(Tiré et adapté de Anon., 1978)

Source : Cette figure sous forme de graphique a été tirée et adaptée de l'article de périodique de Anon, *Cap liners : A Study in technology*, p. 29.

1.6.3 Effet de la température sur le couple de dévissage

L'exposition des produits emballés à différentes conditions de température pourrait faire détendre davantage le contenant et la capsule, ce qui peut affecter l'étanchéité de la fermeture

filetée et causer possiblement des dommages au produit à savoir, la perte de la pression ou de son saveur, ou même sa contamination avec l'air, etc.

Michael et Albert (Michael et Albert, 2005) ont examiné l'effet de la température sur le couple en réalisant des essais expérimentaux à diverses températures utilisant des capsules FDC en PEHD et PP. Le couple appliqué est de 12 lb-in. Les conditions environnementales de l'expérimentation sont présentées dans le Tableau 1.1.

Tableau 1.1
Températures d'expérimentation
(Tiré et adapté de Michael et Albert, 2005)

Groupe	Température	Environnement
Température ambiante	23 ± 1°C (73,4 ± 2°F)	Conditions standard
Basse température	-18 ± 2°C (0 ± 4°F)	Stockage des produits congelés
Haute température	60 ± 3°C (140 ± 6°F)	Désert
Basse/Haute température	-18 ± 2°C à 60 ± 3°C	Mixage

Source : Ce tableau a été tiré de l'article de périodique de Ms. Michael et Albert, *Effect of temperature on removal torque of discontinuous-thread plastic closures*, p. 18.

La Figure 1.14 montre le pourcentage de perte de couple accentué pour les capsules filetées en PP comparativement à celles en PEHD, plus particulièrement à haute température.

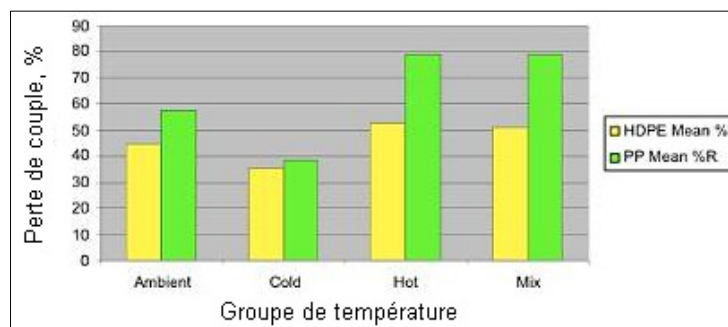


Figure 1.14 *Effet de la température sur le couple de dévissage.*
(Tiré de Michael et Albert, 2005)

Source : Cette figure sous forme de graphique est tirée de l'article de périodique de Ms. Michael et Albert, *Effect of temperature on removal torque of discontinuous-thread plastic closures*, p. 19.

Keller (Keller, 1982) précise que le changement de température influence la capacité d'étanchéité et le couple en particulier lorsque l'écart des coefficients d'expansion thermique est important entre le matériau de la fermeture et celui du contenant. Le Tableau 1.2 montre le coefficient d'expansion de quelques matériaux utilisés dans la fermeture. L'effet est minimal pour les fermetures en acier sur le verre, ce qui n'est pas le cas lorsque ces mêmes fermetures sont employées sur des bouteilles en PEHD. Cette dernière combinaison est peu convenable pour quelques applications lorsqu'elle est exposée dans un entrepôt à température ambiante pendant l'hiver. Le goulot de la bouteille se contracte dans ce cas onze fois plus que la fermeture et la combinaison devient réellement desserrée en présence d'un changement de température suffisant.

Tableau 1.2

Coefficient d'expansion thermique linéaire
(Tiré et adapté de Keller, 1982)

Matériau de la fermeture	Coefficient d'expansion $10^{-6}/^{\circ}\text{C}$	Rapport au verre
Aluminium	24	2,8
Verre	8,5	1,0
PEHD	126	14,8
PP	101	11,9
PS	135	15,9
Acier	11,4	1,3

Source : Ce tableau a été tiré et adapté de l'article de périodique de M. Robert G. Keller, *Control of factors relating torque to sealing force for CT closures*, p. 29.

L'inverse est obtenu lorsque des fermetures en PO sont utilisées sur un contenant en verre. Puisque la PO dilate 12 à 15 fois plus que le verre, une réduction de la force d'étanchéité et du couple se produit avec l'élévation de la température.

1.6.4 Effet du pas du filetage sur le couple de dévissage

Greenway, Danville et Lazzara (Greenway, Danville et Lazzara, 1973) montrent aussi que le pas du filetage affecte le couple de dévissage. Généralement, plus le pas du filetage est grand,

meilleure est la rétention du couple de dévissage. La Figure 1.15 montre l'effet du pas du filetage sur le couple en utilisant des bouteilles plastiques faites en PEHD assemblées à des capsules de 24 mm en PP ayant chacune un pas diamétral respectif de 6 et de 8 in⁻¹. Le couple appliqué étant égal à 15 lb·in. En examinant la figure, pour un temps écoulé de 100 jours, le couple de dévissage de la capsule ayant un pas de 6 in⁻¹ a chuté de 3,5 lb·in, alors que la capsule de pas égal à 8 in⁻¹ accuse une chute de couple de 1,5 lb·in.

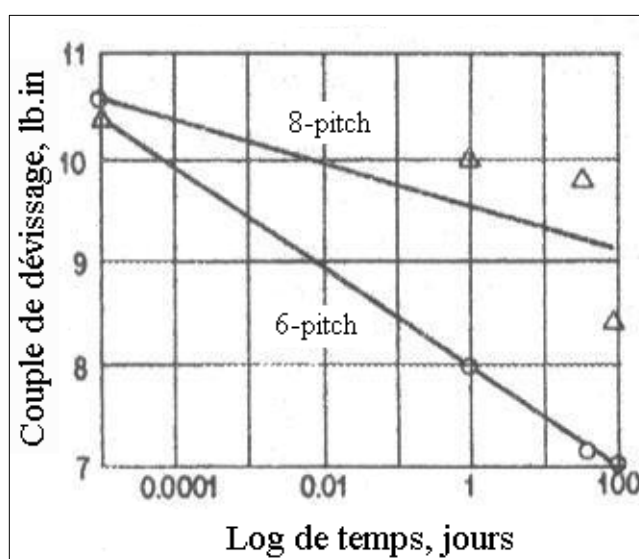


Figure 1.15 *Effet du pas sur le couple de dévissage.*
(Tiré de Greenway, Danville et Lazzara, 1973)

Source : Cette figure sous forme de graphique est tirée de l'article de périodique des Ms. Greenway, Danville et Lazzara, *Cap-torque measurement*, p. 62.

1.6.5 Effet de la vibration sur le couple de dévissage

De la même manière que les effets du temps et de la température, Maryam et Albert (Maryam et Albert, 2005) ont prouvé, dans leur étude utilisant des capsules plastiques FDC en PP et PEHD, que la vibration lors du transport pourrait affecter le couple de dévissage de la capsule. La Figure 1.16 montre la variation moyenne du couple en fonction de la durée de la vibration, pour un couple appliqué de 12 lb·in. La vibration est certainement un élément à considérer dans le cycle de distribution, mais chaque système emballé est sujet à une

durée déterminée d'entreposage, à une fluctuation de température et d'humidité qui ne font qu'affecter le couple de dévissage des fermetures.

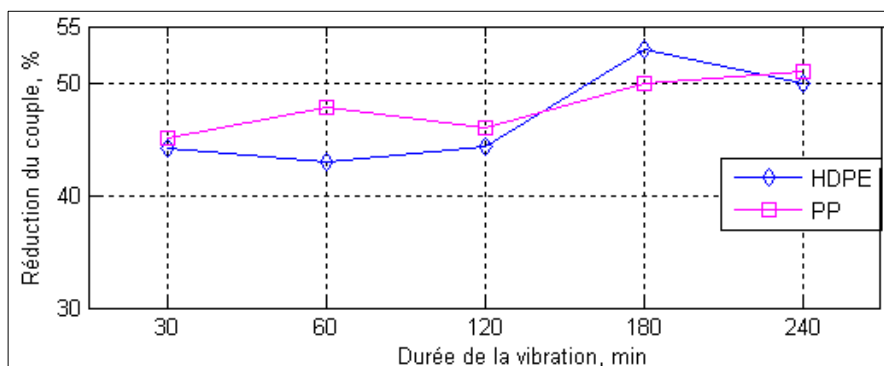


Figure 1.16 *Effet de la vibration sur le couple de dévissage.*
(Tiré et adapté de Maryam et Albert, 2005)

Source : Cette figure sous forme de graphique est tirée de l'article de périodique de Ms. Maryam et Albert, *Vibration effects on torque*, p. 1.

1.7 Filetage

Les fermetures filetées sont les plus souvent utilisées dans les emballages des produits commerciaux. Elles sont présentées sur le marché sous diverses formes avec des profils de filetage différents, à savoir, le filet rond, le filet carré, le filet trapézoïdal, le filet trapèze rectangulaire, etc. Le filetage peut être continu FC ou discontinu FDC. La rétention du couple ainsi que la tolérance de la fermeture dépendent étroitement du profil de filetage.

1.7.1 Filet rond

La force de serrage transmise par ces systèmes filetés dépend de plusieurs facteurs tels que le type de matériau, la conception de la fermeture, le profil du filetage et ses paramètres dimensionnels. Le plus simple contour fileté utilisé dans les bouteilles en verre est le profil rond comme indiqué sur la Figure 1.17. Pramsaneh (Pramsaneh, 1995) précise que ce type de filetage est inefficace pour les emballages plastiques et il est souvent utilisé dans les contenants en verre.

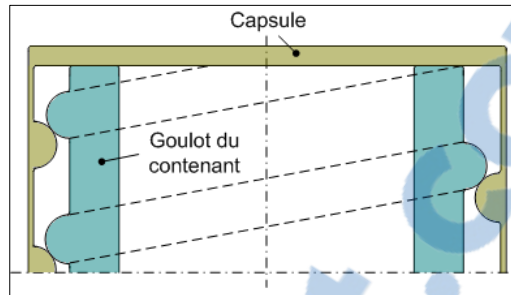


Figure 1.17 *Filet rond.*

1.7.2 Filet trapèze rectangulaire

Ce type de filetage est disponible sur le marché avec des pas diamétraux de 6 et 8 in⁻¹. Pour une meilleure performance de la fermeture, les filetages de la capsule et du goulot doivent avoir une tolérance dimensionnelle assez réduite. La Figure 1.18 montre le profil de ce filetage qui offre de meilleurs couples appliqués et de dévissage de la capsule.

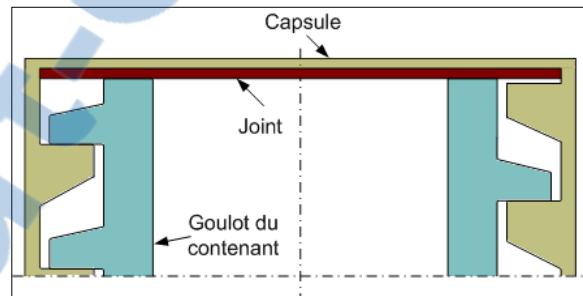


Figure 1.18 *Filet trapèze rectangulaire.*

1.7.3 Filet trapézoïdal

Ce type de filetage est compatible avec les capsules métalliques laminées. Il est généralement considéré comme un filetage tout usage pour les emballages (*Voir* Figure 1.19). McCarthy (McCarthy, 1966) souligne que la rigidité des fermetures à filets trapézoïdaux affecte la capacité de la charge axiale du filetage, à cause de la déformation de la surface de contact des filets. Habituellement, la conception d'une fermeture filetée doit tenir compte du nombre de filets, de la paroi, de sa rigidité et de la géométrie de la surface d'appui.

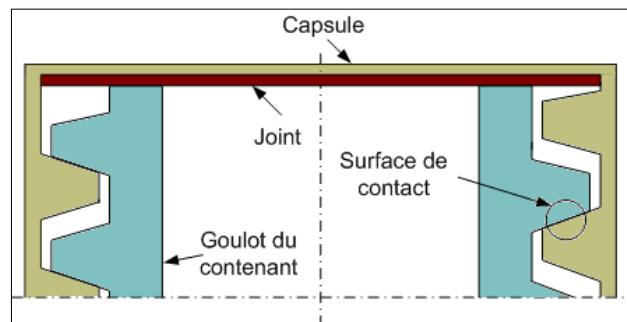


Figure 1.19 *Filet trapézoïdal.*

1.8 Coefficient de frottement

Le phénomène physique de frottement apparaît dans maintes applications techniques. Markus *et al.* (Markus *et al.*, 2004) soulignent que le coefficient de frottement dépend de plusieurs paramètres telles que la vitesse, la rugosité, la pression normale et la température.

1.8.1 Mécanisme de frottement

En présence de deux corps en contact, soumis à des charges normales et tangentielles, le micro glissement se produit à l'interface de contact avant que le macro glissement soit initié, c'est-à-dire, début de mouvement.

Deladi (Deladi, 2006) définit le déplacement préliminaire comme étant le micro déplacement. La valeur maximale du déplacement préliminaire juste avant le macro glissement, dénotée par δ_l est appelée limite de déplacement, et elle correspond à la force de frottement statique F_s pour un mouvement imminent de translation comme montré sur la Figure 1.20.

Quant à Maya et Mark (Maya et Mark, 2003), ils montrent une représentation schématique similaire pour un mouvement de rotation dans le but de déterminer le coefficient de frottement statique d'un élastomère composite à différents niveaux de forces de compression comme montré sur la Figure 1.21.

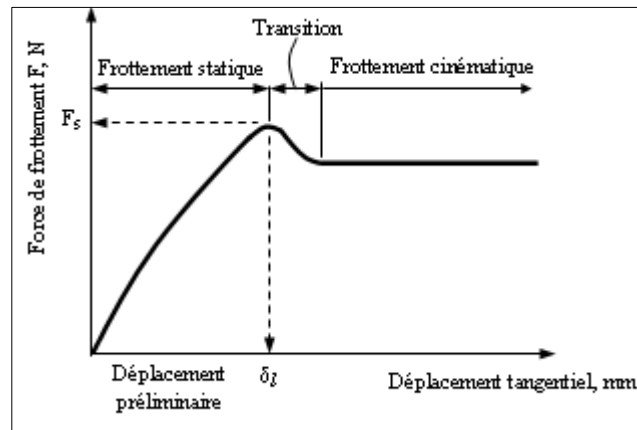


Figure 1.20 Schéma de frottement en translation.
(Tiré et adapté de Deladi, 2006)

Source : Cette figure a été tirée et adaptée de l'article de périodique de M. Deladi E. L., *A static friction in rubber-metal contacts with application to rubber PAD forming processes*, p.10.

Ces essais expérimentaux montrent, pour chacune des forces de compression, la valeur limite de rotation θ_l correspondant au couple maximum de frottement statique T_s pour un mouvement de rotation imminent. Il est clair que le couple qui amorce le glissement et l'angle limite de rotation est plus significatif lorsque la force de compression augmente.

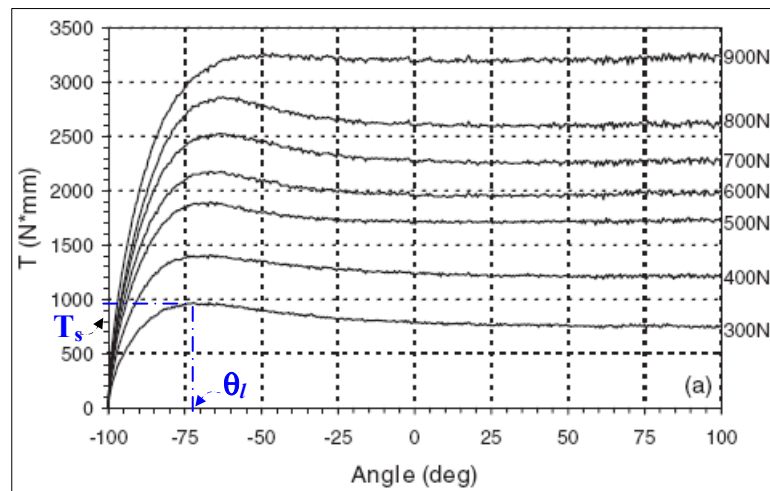


Figure 1.21 Schéma de frottement en rotation.
(Tiré de Maya et Mark R., 2003)

Source : Cette figure sous forme de graphique a été tirée de l'article de périodique de Ms. Maya et Mark R., *An approach of frictional characterization for elastomers and elastomeric composites*, p.342.

McFarlane et Tabor (McFarlane et Tabor, 1950) ont analysé le régime statique de frottement par le glissement d'une bille d'acier sur un bloc d'indium. Une description du processus relatif à cette étape préliminaire de frottement est présentée dans la Figure 1.22. Lorsqu'une charge normale est appliquée sur la bille, le matériau commence à s'aplatir jusqu'à ce que la surface de contact soit assez grande pour supporter la charge. Des jonctions métalliques sont alors créées dans les vraies surfaces de contact. Lorsqu'une faible charge tangentielle est appliquée, le flux est lancé puisque les jonctions sont déjà déformées par la charge normale. Le déplacement provoqué par le flux déterminera davantage un accroissement de la surface de contact.

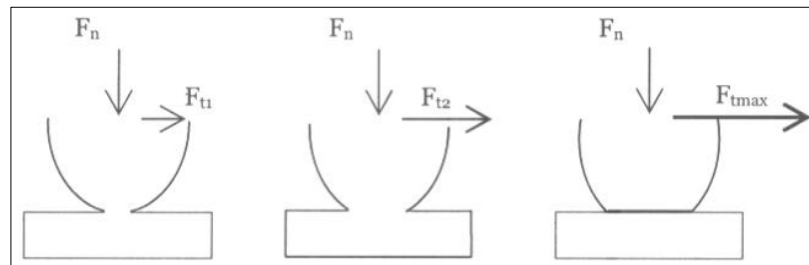


Figure 1.22 Frottement statique dans un contact métal-métal.
(Tiré de Deladi, 2006)

Source : Cette figure a été tirée et adaptée de l'article de périodique de M. Deladi E. L., *A static friction in rubber-metal contacts with application to rubber PAD forming processes*, p. 12.

En augmentant graduellement la charge tangentielle, la taille de la jonction augmente jusqu'à ce que le taux d'accroissement de la charge tangentielle soit plus grand que celui de la surface de jonction, auquel cas le glissement macroscopique s'amorce ($F_t = F_{tmax}$).

En ce qui concerne le contact caoutchouc-verre, Barquins et Roberts (Barquins et Roberts, 1986) ont conduit des expériences pour aboutir à la conclusion que le coefficient de frottement statique diminue lorsque la charge normale augmente.

Persson (Persson, 2001) met l'accent sur l'importance de connaître la surface réelle lorsqu'il s'agit du caoutchouc (corps déformable) en contact avec une surface rigide. La Figure 1.23 montre la déformation du caoutchouc en épousant la forme des cavités du corps

rigide sous l'action d'une charge normale assez faible a) et une charge normale importante b). Dans les cas, les coefficients de frottement statiques sont différents.

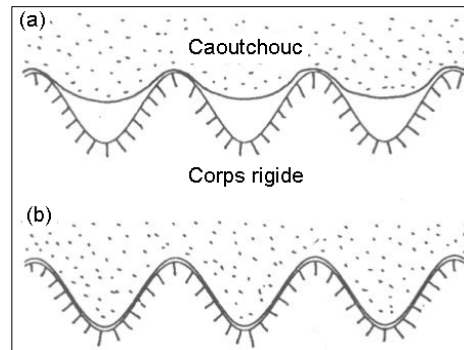


Figure 1.23 Déformation du bloc de caoutchouc.
(Tiré et adapté de Persson, 2001)

Source : Cette figure a été tirée de l'article de périodique de M. Persson, B. N. J., *Theory of rubber friction and contact mechanics*, p.3843.

1.8.2 Appareillage pour la mesure du frottement

Dans les capsules filetées, le couple de dévissage est dû aux contacts capsule-contenant et joint-contenant. À ces interfaces, le frottement joue un rôle important dans la manière avec laquelle le couple se répartit dans la fermeture. Pour maîtriser davantage le phénomène de frottement, il y a lieu de conduire des essais expérimentaux avec des appareillages adéquats permettant de déterminer soigneusement le coefficient de frottement statique dans l'ensemble des contacts de la capsule et de la garniture avec le goulot du contenant.

McCarthy (McCarthy, 1966) utilise un montage composé de trois dispositifs pour mesurer le coefficient de frottement dans le filetage de trois capsules plastiques de diamètre d en PP, polyéthylène linéaire (PEL) et PS. La première partie sert à mesurer la force de serrage F_c générée par le ressort pour pincer la capsule contre le goulot de la bouteille en verre (*Voir* Figure 1.24). Cette force n'est autre que la force circonférentielle à la capsule. Ce mécanisme est assemblé à un appareil commercial (tierce partie) pour mesurer le couple de serrage de la capsule avec le goulot de la bouteille en verre moyennant un dispositif intermédiaire porte-goulot de la bouteille (deuxième partie). La Figure 1.25 montre le montage complet qui permet de mesurer la force radiale F_c et le couple T_f .

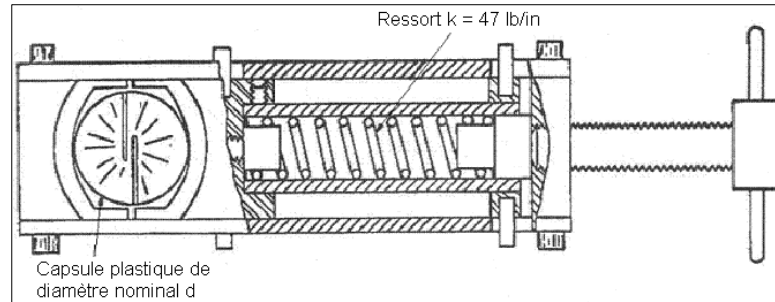


Figure 1.24 Montage de mesure de la force radiale.
(Tiré et adapté de McCarthy, 1966)

Source : Cette figure tirée de l'article de périodique de M. McCarty Robert, *Performance of plastic screw thread attachments*, p. 83.

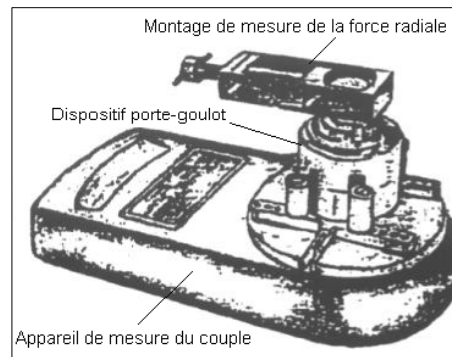


Figure 1.25 Montage de mesure du couple et de la force radiale.
(Tiré et adapté de McCarthy, 1966)

Source : Cette figure a été tirée de l'article de périodique de M. McCarty Robert, *Performance of plastic screw thread attachments*, p. 84.

La relation qui permet de déterminer le coefficient de frottement statique μ_f à l'interface du filetage capsule-verre est donnée par :

$$\mu_f = \frac{T_f}{F_c d} \quad (1.2)$$

Quant à Supachai (Supachai, 2000), il utilise un concept plus simple, contrôlable et répétitif que celui de McCarthy (McCarthy, 1966) dans le but de mesurer le coefficient de frottement statique à l'interface joint-bouteille en tenant compte du sens et de la vitesse de rotation. Le principe consiste à placer des charges verticales F_v au dessus de la capsule montée libre sur le

goulot de la bouteille et suspendre des masses identiques de part et d'autre des crochets jusqu'à ce que le début de glissement s'amorce. Les câbles s'enroulent sur des poulies libres sans frottement. La Figure 1.26 illustre la conception du montage.

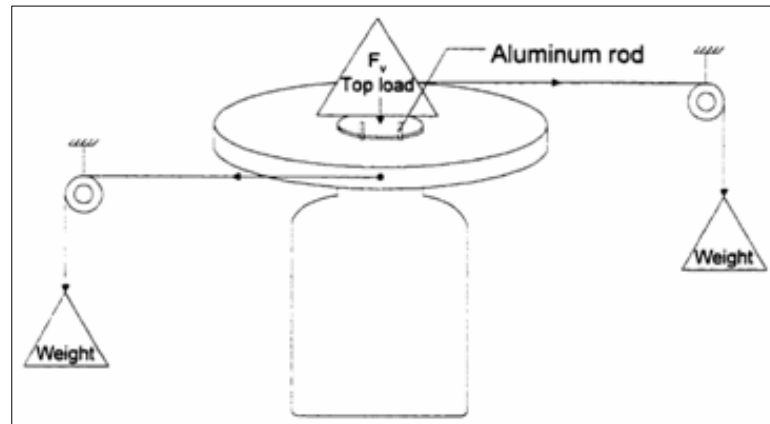


Figure 1.26 Montage de mesure du coefficient de frottement.
(Tiré de Supachai, 2000)

Source : Cette figure a été tirée de l'article de périodique de M. Supachai Pisuchpen, *Model for predicting application torque and removal torque of a continuous thread closure*, p. 24.

1.9 Équilibre statique de la fermeture

En s'inspirant de Keller (Keller, 1982), Supachai (Supachai, 2000) a développé un modèle théorique pour prédire le couple d'une fermeture FC. Il est basé sur l'équilibre statique sans tenir compte des déformations du système. Il a utilisé des profils de filetage rond et carré sur des capsules plastiques. La Figure 1.27 montre le diagramme du corps libre (DCL) du joint.

En appliquant la loi de Coulomb, et en connaissant la force normale F_v appliquée sur le joint, la relation entre le couple T_j dû au joint pour amorcer le glissement et le coefficient de frottement statique μ_j entre le joint et le goulot de la bouteille est donnée par :

$$\mu_j = \frac{T_j}{F_v \bar{r}_j} \quad (1.3)$$

\bar{r}_j le rayon moyen du joint de l'axe de la bouteille à mi-épaisseur de son goulot

T_j le couple dans le joint en N·mm

F_v la charge verticale en N

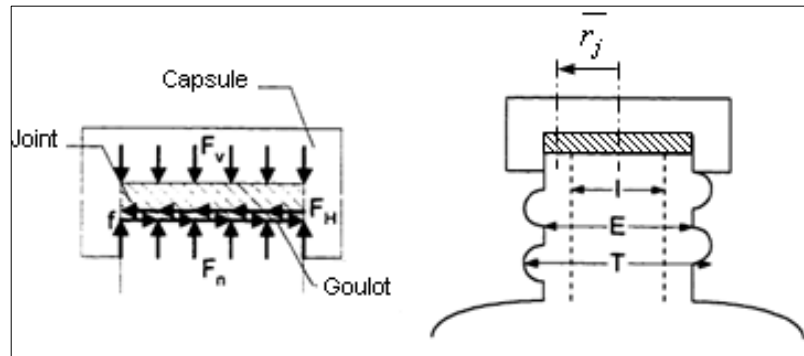


Figure 1.27 DCL du joint.
(Tiré et adapté de Supachai, 2000)

Source : Cette figure a été tirée de l'article de périodique de M. Supachai Pisuchpen, *Model for predicting application torque and removal torque of a continuous thread closure*, p. 25.

Dans un second temps, Supachai (Supachai, 2000) détermine le coefficient de frottement entre le filetage de la capsule et celui de la bouteille en utilisant la même approche. En examinant une capsule FC, il applique les équations d'équilibre relatives au DCL utilisant un point de contact représentatif comme l'indique la Figure 1.28. Le couple dû au filetage dans le sens antihoraire (AH) est donné par :

$$T_{f, AH} = F_v \bar{r}_f \frac{2\pi \bar{r}_f \mu_f - p_f \cos(\theta)}{2\pi \bar{r}_f \cos(\theta) + \mu_f p_f} \quad (1.4)$$

Le coefficient de frottement statique du filetage μ_f peut s'écrire:

$$\mu_f = \bar{r}_f \cos(\theta) \frac{2\pi T_{f, AH} + p_f F_v}{2\pi \bar{r}_f^2 F_v - p_f T_{f, AH}} \quad (1.5)$$

Similairement, le couple appliqué dans le sens horaire (H) et le coefficient de frottement dans le filetage sont respectivement donnés par :

$$T_{f, H} = F_v \bar{r}_f \frac{2\pi \bar{r}_f \mu_f + p_f \cos(\theta)}{2\pi \bar{r}_f \cos(\theta) - \mu_f p_f} \quad (1.6)$$

$$\mu_f = \bar{r}_f \cos(\theta) \frac{2\pi T_{f, H} - p_f F_v}{2\pi \bar{r}_f^2 F_v + p_f T_{f, H}} \quad (1.7)$$

- θ Angle entre la normale à la surface de contact et la verticale
- p_f Pas du filetage en mm
- \bar{r}_f Rayon primitif du filetage en mm
- T_f Couple de glissement dans le filetage en N·mm
- F_v Force verticale appliquée en N

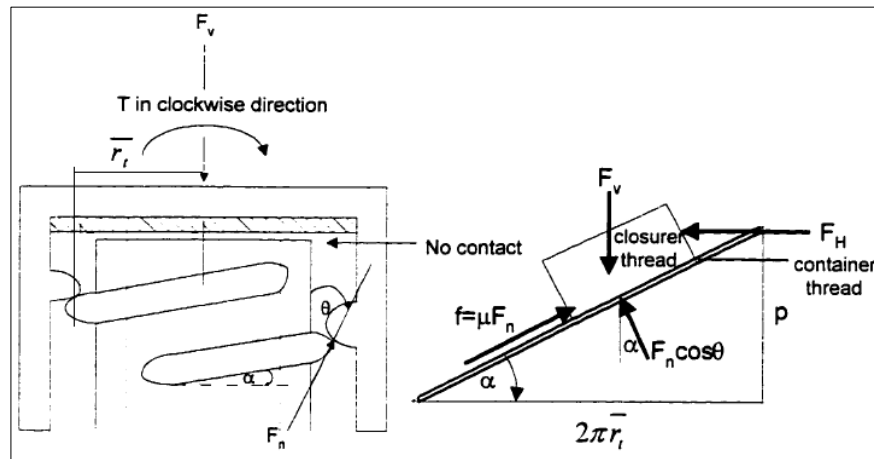


Figure 1.28 *DCL d'un élément de contact de filetage.*
(Tiré de Supachai, 2000)

Source : Cette figure a été tirée de l'article de périodique de M. Supachai Pisuchpen, *Model for predicting application torque and removal torque of a continuous thread closure*, p. 27.

En considérant la fermeture au complet, lorsque un couple T est appliqué, son intensité est encaissée à la fois par la garniture et le filetage. Par conséquent, le couple total vaut :

$$T = T_f + T_j \quad (1.8)$$

En combinant les relations (1.3), (1.4) et (1.6), les couples de dévissage et appliqué de la fermeture sont respectivement égaux à :

$$T_{AH} = F_v \left[\frac{-2\pi \mu_f \bar{r}_f - p_f \cos(\theta)}{2\pi \bar{r}_f \cos(\theta) + \mu_f p_f} + \mu_j \bar{r}_j \right] \quad (1.9)$$

$$T_H = F_v \left[\frac{-p_f \cos(\theta) + 2\pi \mu_f \bar{r}_f}{2\pi \bar{r}_f \cos(\theta) - \mu_f p_f} + \mu_j \bar{r}_j \right] \quad (1.10)$$

Ou encore :

$$T_{AH} = F_v (C_{f, AH} + C_j) \quad (1.11)$$

$$T_H = F_v (C_{f, H} + C_j) \quad (1.12)$$

$$C_{f, AH} = r_f \frac{-2\pi \mu_f \bar{r}_f - p_f \cos(\theta)}{2\pi r_f \cos(\theta) + \mu_f p_f} \quad (1.13)$$

$$C_{f, H} = r_f \frac{-p_f \cos(\theta) + 2\pi \mu_f \bar{r}_f}{2\pi r_f \cos(\theta) - \mu_f p_f} \quad (1.14)$$

$$C_j = \mu_j \bar{r}_j \quad (1.15)$$

C_f est la contribution créée par la force frictionnelle entre le filetage et la capsule que Supachai (Supachai, 2000) appelle facteur de filetage, alors que C_j est la contribution obtenue par le contact frictionnel entre le joint et le goulot de la bouteille appelée également facteur de joint. Ces deux facteurs dépendent uniquement des paramètres dimensionnels du filetage et du joint et des coefficients de frottement statiques trouvés expérimentalement. La Figure 1.29 montre une information pertinente en ce qui concerne la contribution de chacun des deux contacts sur le couple de dévissage.

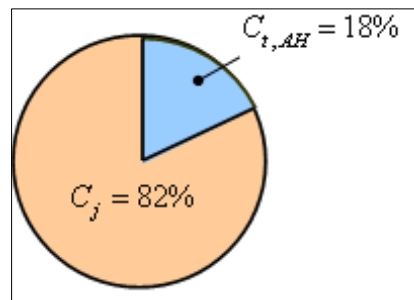


Figure 1.29 Contribution dans le couple de dévissage.
(Tiré et adapté de Supachai, 2000)

Source : Cette figure a été tirée de l'article de périodique de M. Supachai Pisuchpen, *Model for predicting application torque and removal torque of a continuous thread closure*, p. 35.

Bien que la déformation du joint et la forme de surface du goulot ne soient pas considérées dans ce modèle, c'est-à-dire, une surface plane du joint et un rayon moyen sont pris en compte, ces résultats prouvent que la majeure partie du couple de dévissage est générée par le

joint, soit 82% du couple total. Par conséquent, un choix judicieux de ce dernier demeure crucial pour un couple de dévissage bien approprié.

1.10 Comportement viscoélastique du joint

Le comportement du système de fermeture fileté est complexe compte tenu des propriétés mécaniques du joint d'étanchéité, celles de la capsule et du goulot de la bouteille. Pour prédire le couple de dévissage ou la force d'étanchéité ou encore la pression de fuite dans les contenants à fermeture fileté, des modèles analytiques et numériques sont développés.

1.10.1 Modélisation analytique

Supachai (Supachai, 2000) utilise un modèle analytique de Kelvin-Voigt constitué par un ressort et un amortisseur assemblés en parallèle pour signifier le comportement viscoélastique de la garniture (Leblanc, 2003). La Figure 1.30 montre le concept du modèle analytique sous compression par la force d'étanchéité pendant l'application du couple.

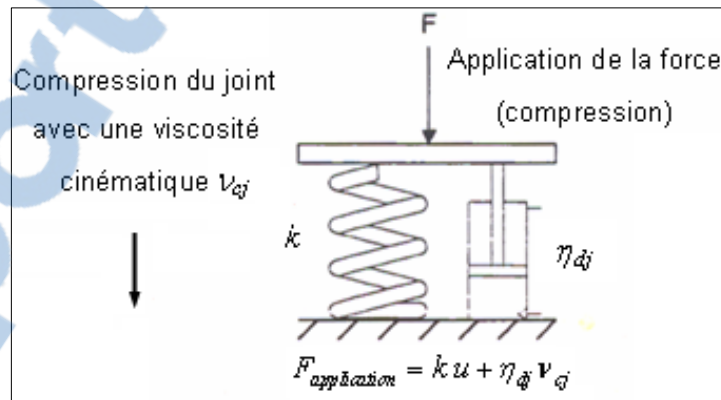


Figure 1.30 Force appliquée dans la garniture.
(Tiré et adapté de Supachai, 2000)

Source : Cette figure a été tirée de l'article de périodique de M. Supachai Pisuchpen, *Model for predicting application torque and removal torque of a continuous thread closure*, p. 38.

La force requise pour comprimer la garniture est donnée par :

$$F_{application} = k u + \eta_{dj} v_{cj} \quad (1.16)$$

- k Rigidité du ressort en N/mm
 η_{dj} Viscosité dynamique de la garniture en MPa.s
 ν_{cj} Viscosité cinématique de la garniture en mm²/s.

Il en est de même pour la Figure 1.31, elle montre la force d'étanchéité pendant le dévissage et, la force nécessaire pour détendre la garniture est comme suit :

$$F_{\text{dévissage}} = k u - \eta_{dj} \nu_{cj} \quad (1.17)$$

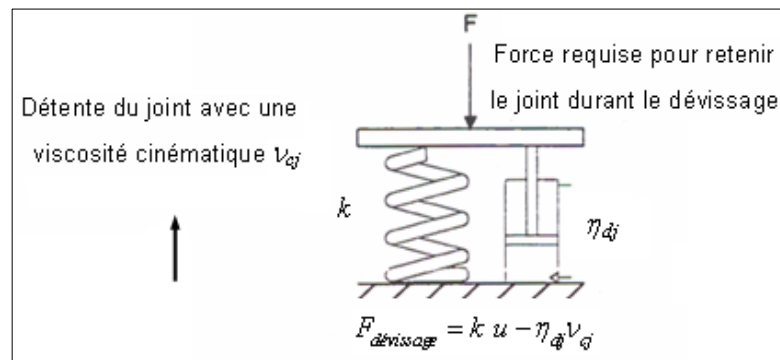


Figure 1.31 Force de dévissage de la fermeture.
(Tiré et adapté de Supachai, 2000)

Source : Cette figure a été tirée de l'article de périodique de M. Supachai Pisuchpen, *Model for predicting application torque and removal torque of a continuous thread closure*, p. 38.

Dans ce modèle, la constante du ressort k et la viscosité dynamique η_{dj} n'ont pas été déterminées et, il est mentionné que la garniture exhibe un comportement élastique linéaire.

Pour un écrasement du joint d'une valeur u (en mm), le rapport de couple de dévissage au couple appliqué, dénoté par R_c est toujours inférieur à l'unité, il est donné par la relation suivante :

$$R_c = \frac{F_{\text{dévissage}}}{F_{\text{appliquée}}} = \frac{k u - \eta_{dj} \nu_{cj}}{k u + \eta_{dj} \nu_{cj}} < 1 \quad (1.18)$$

Si le matériau de la garniture a un très faible amortissement (faible viscosité dynamique comme le cas des métaux), le rapport R_c tend vers l'unité. À l'opposé, le rapport R_c tend vers zéro si la garniture possède un important amortissement (cas des matières plastiques et des mousses).

1.10.2 Modélisation numérique

Yoxall, Haake et Roberts (Yoxall, Haake et Roberts, 2000) ont développé un modèle numérique utilisant la technique des éléments finis pour analyser le comportement du filetage à l'interface capsule-goulot du contenant durant le serrage. La capsule plastique FC de module d'élasticité 3 GPa et la bouteille en verre de module d'élasticité 70 GPa sont discrétisées avec des éléments «Shell». Le coefficient de frottement utilisé au niveau du filetage est de 0,3. Ils suggèrent de prévoir un arrondi annulaire à l'extrémité du filetage dans le verre pour éviter les déformations anormales dans la capsule. Dans un autre travail de recherche, Yoxall *et al.* (Yoxall et al., 2002b) ont bâti un modèle numérique complet de fermeture dont la bouteille est en verre et la capsule en aluminium (*Voir* Figure 1.32).

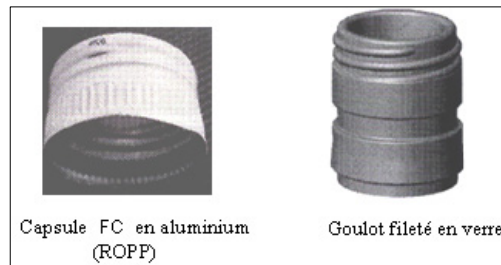


Figure 1.32 Fermeture modélisée.
(Tiré de Yoxall et al., 2001)

Source : Cette figure a été tirée de l'article de périodique de Ms. Yoxall *et al.*, *A numerical simulation of the roll-on-pifler-proof (ROPP) process on a GF305 threads*, p. 116 et 117.

Dans une autre investigation, comme suite à l'étude précédente en ce qui concerne le processus de formage, Yoxall *et al.* (Yoxall et al., 2002a) modélisent deux matériaux différents de garniture à savoir, la pâte de bois (Wood Pulp) et le polyéthylène spongieux (PEE). Ils ont tenu compte cette fois-ci de l'hyperélasticité de la garniture en utilisant le modèle d'Ogden (Treloar, 1975). Ils ont conduit des essais de compression et ils ont trouvé que les deux garnitures ont un comportement très similaire.

Elinger et Varadi (Elinger et Varadi, 1995) quant à eux comparent deux profils de filetage sur des capsules et bouteilles plastiques comme montré sur la Figure 1.34.

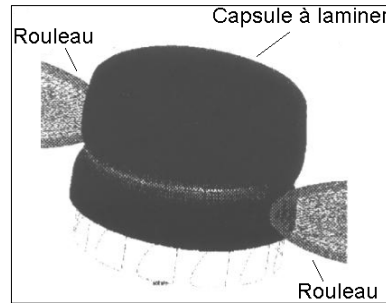


Figure 1.33 *Processus de laminage de la capsule.*
(Tiré de Yoxall et al., 2001)

Source : Cette figure a été tirée de l'article de périodique de Ms. Yoxall et al., *A numerical simulation of the roll-on-pifler-proof (ROPP) process on a GF305 threads*, p. 118.

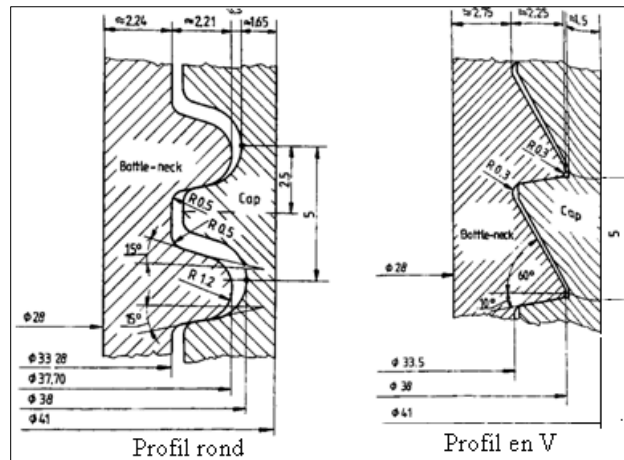


Figure 1.34 *Profils de filetage goulot-capsule.*
(Tiré de Elinger et Varadi, 1995)

Source : Cette figure a été tirée de l'article de périodique de Ms. Elinger et Varadi., *Shape optimization of threaded plastic caps by FEM*, p. 213 et 214.

Le modèle axisymétrique bâti utilise des éléments finis élastiques triangulaires là où le maillage est raffiné et quadrilatères pour le maillage grossier moyennant des éléments de contact à l'interface du filetage. Le but premier de ce travail est d'optimiser la géométrie de la capsule en faisant varier leur forme externe (diamètre extérieur et hauteur) dans le but de réduire leur masse. La Figure 1.35 montre le maillage du modèle capsule-goulot en plastique avec deux profils de filetage différents.

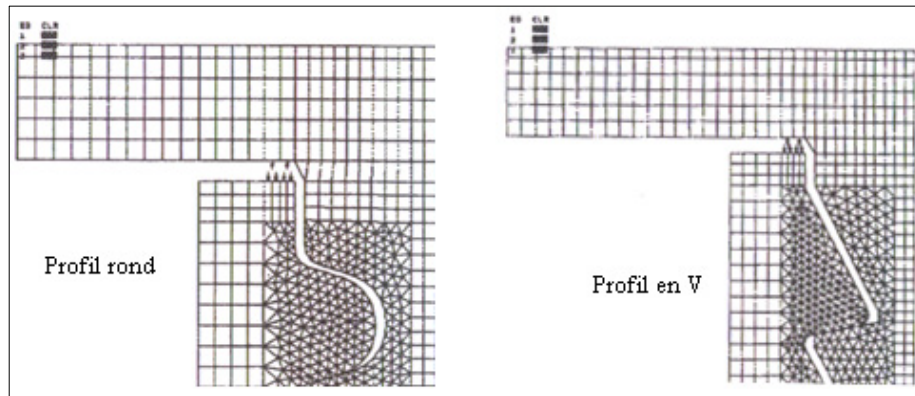


Figure 1.35 Maillage des deux fermetures.
(Tiré de Elinger et Varadi, 1995)

Source : Cette figure a été tirée de l'article de périodique de Ms. Elinger et Varadi., *Shape optimization of threaded plastic caps by FEM*, p. 217 et 218.

Champliaud (Champliaud, 2000), dans le cadre de son étude concernant l'analyse de sertissage de capsule métallique (Voir Figure 1.36), est parvenu à prédire la distribution des forces dans la garniture en bâtissant un modèle tridimensionnel discrétisé avec des éléments hyperélastiques à huit nœuds pour le joint, des éléments briques à huit nœuds pour la capsule métallique et des éléments tétraèdres à 10 nœuds pour l'extrémité de la capsule.

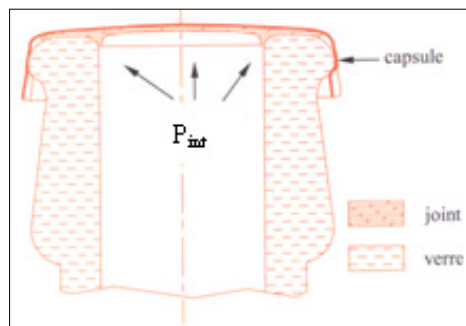


Figure 1.36 Géométrie de la fermeture.
(Tiré de Champliaud, 2000)

Source : Cette figure a été tirée de la thèse de M. Henri Champliaud., *Analyse par éléments finis du sertissage de capsules d'étanchéité*, p. 4.

La Figure 1.37 montre le maillage d'un secteur angulaire tridimensionnel constitué de la garniture et de la capsule métallique.

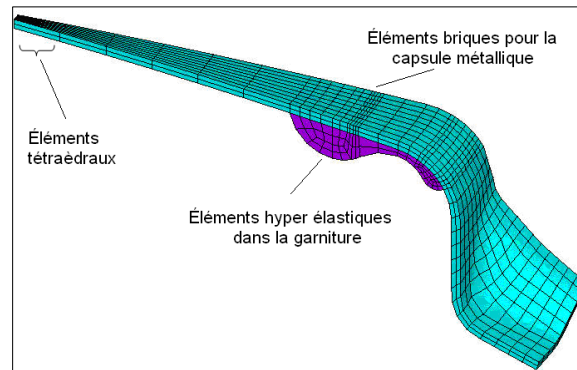


Figure 1.37 *Maillage de la capsule munie de la garniture.*
(Champliaud et Lê, 2003)

Source : Cette figure a été tirée de l'article de périodique des Ms. Henri Champliaud et Ngan Van Lê., *Prediction of the leakage pressure of a cap and bottle assembly using the finite element method*, p.227.

Dans un autre travail de publication, Champliaud et Lê (Champliaud et Lê, 2003) ont évalué la prédiction de la pression de fuite de cette fermeture. Il s'agit de comparer la distribution des forces dans le joint en fonction de la pression de fuite comme montré sur la Figure 1.38.

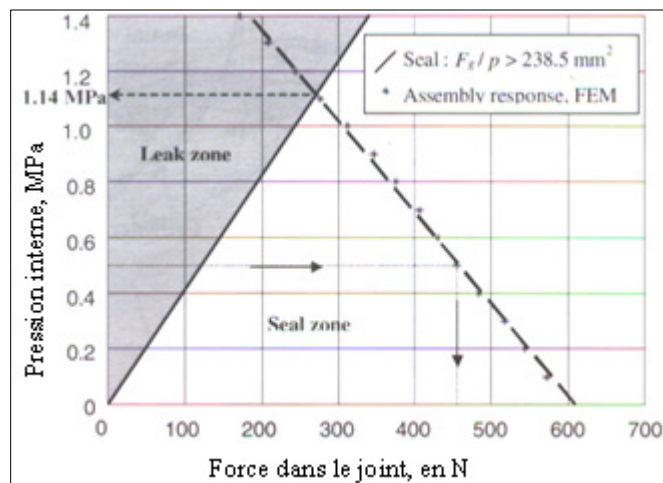


Figure 1.38 *Prédiction de la pression de fuite.*
(Champliaud et Lê, 2003)

Source : Cette figure a été tirée de la thèse de M. Henri Champliaud., *Analyse par éléments finis du sertissage de capsules d'étanchéité*, p.230.

La ligne en trait continu représente la variation de la pression de fuite mesurée en fonction de la force de contact sur le joint. La ligne en trait interrompu est le résultat numérique par la

méthode des éléments finis (MÉF) montrant la variation de la pression interne en fonction de la force dans le joint. Le résultat escompté nous renseigne sur la pression de fuite de la fermeture qui se trouve à l'intersection des deux droites.

1.11 Conclusion

Dans ce chapitre, les différents types de fermetures les plus rencontrées sur le marché et leurs constitutions ont été présentés. Deux mécanismes importants ont été examinés, à savoir, la perméabilité et la fuite qui jouent un rôle primordial dans le choix de la garniture. Les facteurs environnementaux ainsi que les paramètres conceptuels de la fermeture qui affectent le couple de dévissage ont été décortiqués et discutés, en plus du coefficient de frottement statique de la garniture.

Les deux volets du travail présenté par Supachai (Supachai, 2000) sont très intéressants. D'une part, il détermine la contribution du joint et du filetage dans le couple de dévissage en utilisant uniquement l'équilibre statique, ce qui constitue une information très pertinente. Bien entendu, ce résultat est dû suite à des hypothèses simplificatrices telles que, la simple section du joint (joint plat), l'absence de déformation et la non considération de l'hyperélasticité du joint et de la forme du contour du goulot de la bouteille. D'autre part, il a bâti un modèle théorique de Kelvin-Voigt qui tient compte du comportement viscoélastique du joint pour exprimer la force verticale en fonction de l'écrasement, ce qui amène à un comportement très similaire au couple. Cette information nous renseigne sur la grandeur de la force dans la garniture de comportement viscoélastique.

En ce qui concerne les modèles numériques, il y a d'abord l'étude présentée par Elinger et Varadi (Elinger et Varadi, 1995) qui a plutôt concerné les capsules plastiques dans le but de réduire leur masse, en faisant varier deux profils de filetage. Ils ont abouti à des résultats très concluants du moment qu'ils étaient en mesure de réduire la masse de la capsule de 40%, mais en modélisant des profondeurs des filets non normalisés pour éviter le bris de la capsule plastique FC.

Quant à Champliaud (Champliaud, 2000), il a prédit la pression de fuite, dans une fermeture dont la capsule est sertie sur un goulot sans pas de vis, en fonction de la force d'étanchéité et a également décrit numériquement toute l'opération de sertissage de la capsule. Le résultat numérique obtenu est décidément concluant vu que le modèle bâti peut être généralisé pour plusieurs autres types de fermeture en termes de pression de fuite et offre comme exploite une grande ouverture à d'autres sujets de recherche.

En ayant une idée claire sur tout ce qui a été réalisé dans le domaine des fermetures appelées «remplies fermées», il est possible de définir et évaluer le cheminement de ladite recherche intitulée «Étude expérimentale et analyse par éléments finis du couple de dévissage des capsules serties sur un contour fileté». Dans le même contexte que l'étude réalisée par Supachai (Supachai, 2000), le présent travail consiste principalement à évaluer la contribution de la garniture dans le couple de dévissage, mais en considérant tous les facteurs qui interviennent dans l'affectation de cette grandeur. Les grands déplacements élastiques de la garniture, les déformations plastiques de la capsule ainsi que les conditions de frottement aux interfaces sont à considérer dans cette étude. Également, la température et le temps font partie de cette analyse.

D'abord, ce travail concerne l'étude du couple de dévissage de capsules métalliques serties sur un goulot en verre pouvant facilement s'étendre à d'autres types de fermetures. Dans un premier temps, la forme complexe de la garniture et celle du goulot de la bouteille impose l'utilisation d'un modèle numérique dans le but de déterminer la distribution des contraintes en chacun des points de la garniture en contact avec le goulot de la bouteille. Pour ce faire, il y a lieu de caractériser un échantillon de la garniture pour déterminer ses propriétés mécaniques à différentes températures. Dans un second temps, en rassemblant toutes ses propriétés, un modèle numérique est bâti pour déterminer le couple de dévissage de la capsule. Un résultat qui renseigne directement sur la contribution de la garniture dans le couple de dévissage à diverses températures, et par le fait même la contribution du filetage de la fermeture. Il est envisagé également d'exprimer le couple de dévissage en fonction de la pression du plongeur et de l'écrasement de la garniture. Aussi, le comportement rhéologique

de la garniture est examiné (déformations au fluage) dans le but de prédire le couple de dévissage dans le temps. La Figure 1.39 ci-après montre brièvement la structure de cette étude. La modélisation du fluage de la fermeture au complet, représenté par le trait d'axe, n'est pas encore finalisée.

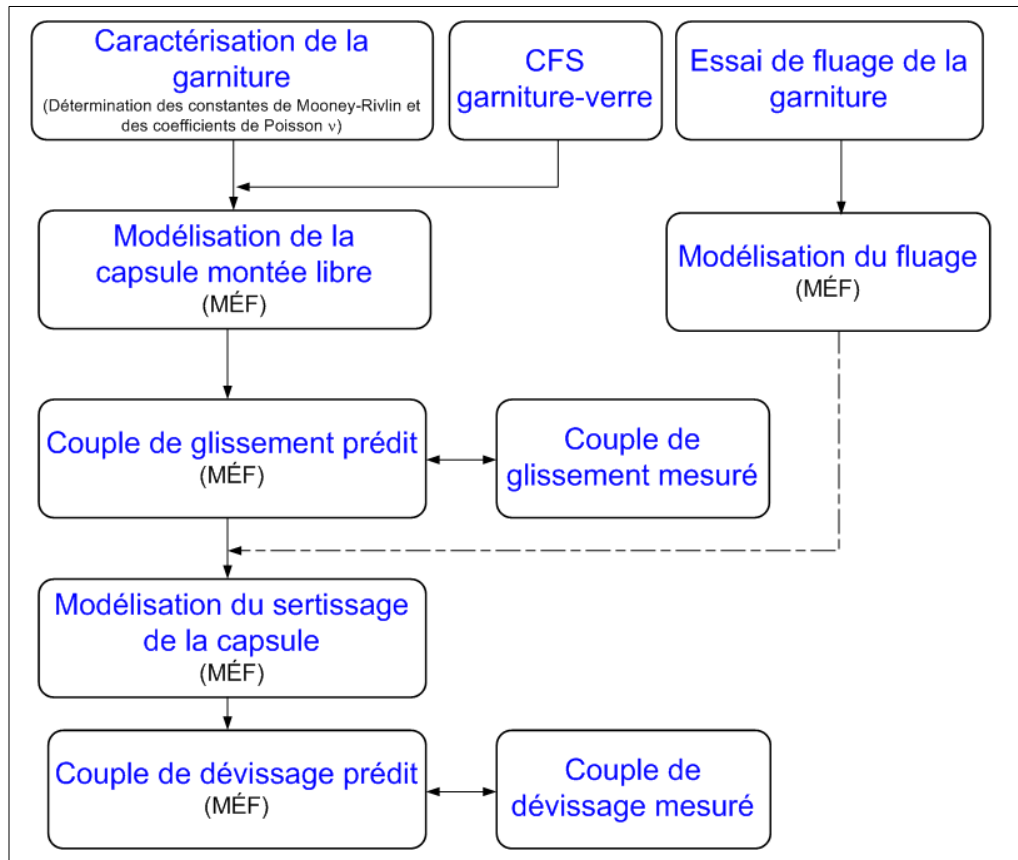


Figure 1.39 *Organigramme de l'étude.*

CHAPITRE 2

CONCEPTION DU MONTAGE EXPÉRIMENTAL

2.1 Introduction

Dans la plupart des recherches scientifiques à caractère expérimental, la fiabilité des résultats et surtout leur crédibilité passent par une solide conception du montage avec lequel les expériences seront conduites. Il n'est pas surprenant de se rendre compte, et cela dans quasiment toutes les conceptions, qu'après avoir conçu le montage, des modifications ou améliorations se doivent d'y être apportées. Afin de concevoir un montage approprié et fiable, il a été suggéré d'établir principalement les objectifs selon les besoins de ladite étude, de rechercher une solution et de lancer la fabrication du dispositif qui servira à atteindre avec sûreté tous les objectifs ciblés au départ.

2.2 Définition du problème

2.2.1 Analyse des besoins

En considérant les objectifs de cette recherche, le dispositif à concevoir doit remplir certaines fonctions pour répondre à nos besoins. Les deux essais expérimentaux à conduire utilisant ce montage résident dans la mesure du couple de dévissage et dans la détermination du coefficient de frottement statique.

2.2.2 Objectifs

Compte tenu du survol de la littérature et de l'esprit d'équipe des différents intervenants pour la conception de ce dispositif, à savoir, le directeur et co-directeur de recherche, les responsables de la fabrication et des services électromécaniques au département mécanique, il a été convenu de s'entretenir pour envisager les objectifs suivants après un remue-méninges :

- Avoir un dispositif rigide;
- Cibler un mécanisme compact;
- Avoir un dispositif pratique et facile à manipuler;
- Avoir un système stable;
- Motoriser l'application du couple.

Tous ces objectifs ont été discutés et ont permis de rechercher à priori une solution prometteuse. Les détails et l'évolution de la conception dérivés de ces objectifs sont présentés ci-après.

2.2.2.1 Rigidité

Le critère de rigidité joue un rôle très important dans la fiabilité des prises de mesures. À cet effet, une attention particulière est accordée au choix du matériau et au dimensionnement des pièces maîtresses du montage. Pour ce qui est du matériau, toutes les pièces constituant le système, se doivent d'être fabriquées en acier étant donné ses deux bonnes propriétés mécaniques qui sont son module d'élasticité de 200 GPa et son module de cisaillement de 80 GPa. En ce qui concerne l'inertie du système, toutes les sections et les épaisseurs ont été surdimensionnées afin que les déformations soient minimales. La charge normale maximale qui peut être appliquée au système est de 300 N, alors que le couple externe le plus élevé est de 2,5 N·m.

2.2.2.2 Compacité

Notons ici que c'est l'un des critères le plus exigeant à respecter. Tous les essais à conduire consistent à insérer le dispositif dans une enceinte thermique à température et humidité contrôlées (Thermotron Test chamber, Model SM-8C). Les dimensions de la chambre sont : largeur = 600 mm, hauteur = 400 mm et profondeur = 300 mm. En fait, c'est uniquement la hauteur qui constitue une restriction, d'ailleurs c'est la raison pour laquelle on ne peut aller au-delà de ces charges normales (275 N). Le faible encombrement du montage quant aux largeurs et profondeur laisse dégager un espace libre assez suffisant pour stoker les

accessoires nécessaires au déroulement de l'essai, tels que les charges, les adaptateurs de bouteille, de joint et de verre. La Figure 2.1 montre le montage, placé à l'intérieur de l'enceinte thermique, avec des masses empilées par dessus de l'arbre instrumenté.

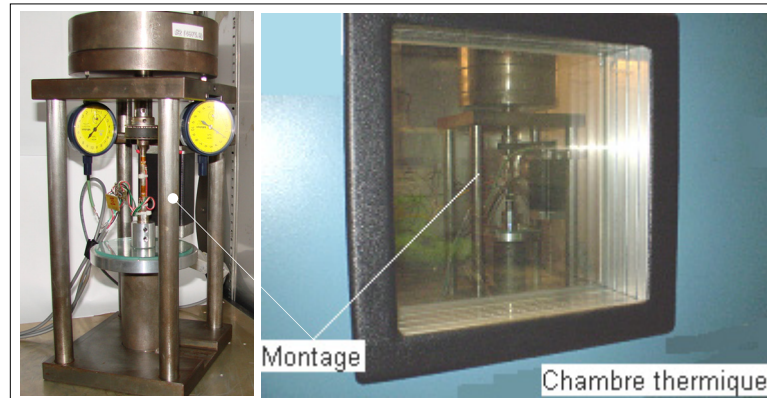


Figure 2.1 *Vue du montage à l'intérieur de la chambre.*

2.2.2.3 Stabilité

Comme tout système mécanique soumis à des charges axiales de compression ou à des moments de flexion, il est impératif de vérifier la stabilité de toutes les membrures pour éviter toute surprise pendant le fonctionnement. L'arbre instrumenté (*Voir* Figure 2.2), qui constitue la pièce maîtresse dans ce montage, subit une force axiale de compression sous l'action des charges et un moment de torsion dû au moteur électrique pas à pas.

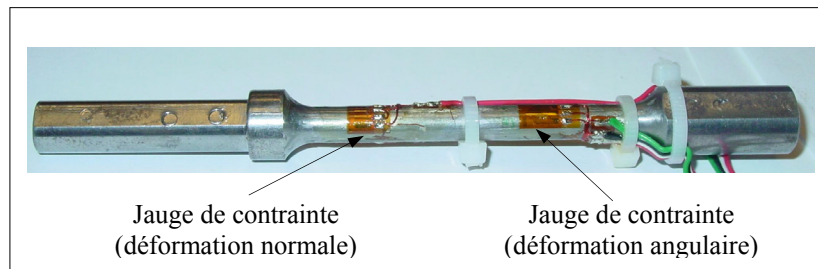


Figure 2.2 *Arbre instrumenté.*

Dans un premier temps, le diamètre de cet arbre qui reçoit les jauges de contrainte est conçu de manière à ce que la lecture des déformations soit significative, ce qui amène à réduire son

diamètre à $\frac{1}{4}$ in. Dans le domaine élastique, le couple interne dans l'arbre instrumenté au niveau de la jauge de contrainte de cisaillement est donné par :

$$T_a = \frac{\pi}{2} \gamma_a G_a r_a^3 \quad (2.1)$$

γ_a Lecture de la déformation angulaire dans l'arbre

G_a Module de cisaillement de l'arbre en MPa

r_a Rayon de l'arbre instrumenté en mm

Pour ce qui est de la force normale dans l'arbre, elle vaut :

$$F_a = \pi r_a^2 E_a \varepsilon_a \quad (2.2)$$

ε_a La lecture de la déformation normale dans l'arbre

E_a Le module d'élasticité de l'arbre en MPa

Dans les deux cas de contrainte, plus le rayon de l'arbre instrumenté est faible, plus significative est la déformation. Dans un second temps, une vérification au flambement s'avère alors obligatoire, en supposant que l'arbre est encasté à une extrémité et est libre à l'autre (pire cas), l'élanement actuel de cette colonne peut être calculé comme suit :

$$\lambda = \frac{K L}{r_g} \quad (2.3)$$

K Facteur qui dépend des conditions aux extrémités de l'arbre instrumenté

L_a Longueur de l'arbre instrumenté en mm

r_g Rayon de giration de l'arbre instrumenté en mm

En sachant les valeurs de ces paramètres, $K = 2$; $L = 2,25''$ et $r_g = \frac{r_a}{2} = \frac{0,125''}{2} = \frac{1}{16}''$,

l'élanement actuel égale :

$$\lambda = 72 \quad (2.4)$$

L'élanement mitoyen est donné par :

$$\lambda' = \sqrt{\frac{2 \pi^2 E}{\sigma_y}} \quad (2.5)$$

Connaissant le module d'élasticité du matériau de cet arbre $E_a = 200 \text{ GPa}$ et sa contrainte d'écoulement $\sigma_y = 250 \text{ MPa}$, l'élançement mitoyen est égale à :

$$\lambda' = 126 \quad (2.6)$$

$\lambda < \lambda' \Rightarrow$ La colonne est courte. La force critique est donnée alors par :

$$F_{cr} = \pi r_a^2 \sigma_y \left(1 - 0,5 \left(\frac{\lambda}{\lambda'} \right)^2 \right) \quad (2.7)$$

$$F_{cr} = 6\,616 \text{ N} \quad (2.8)$$

Comparativement à la charge axiale maximale appliquée (275 N), l'arbre est définitivement à l'abri du flambage.

2.2.2.4 Praticabilité et interchangeabilité

Pour des raisons de praticabilité et d'économie, l'idée était de concevoir un seul dispositif qui peut servir pour tous les essais expérimentaux. D'abord, pour passer d'un essai à un autre, il suffit de substituer l'adaptateur approprié soit pour la mesure du couple de frottement, du couple de dévissage ou encore du couple de glissement. Ensuite, dans le cas de mesure du couple de dévissage, une attention particulière est accordée au changement de l'adaptateur de bouteille pour que ce soit rapide et pratique. Une liaison glissière est alors conçue pour faciliter son extraction et son insertion. La Figure 2.3 montre la semelle de l'adaptateur de bouteille qui vient se loger dans la rainure usinée à la partie inférieure du dispositif.

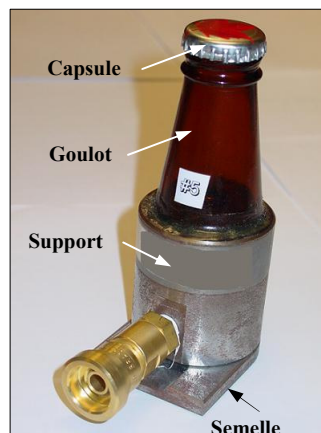


Figure 2.3 *Adaptateur de bouteille.*

2.2.2.5 Commande électrique et entraînement

Dans les deux cas de l'essai expérimental, il faut appliquer un couple soit pour défaire la capsule, soit pour amorcer le glissement en rotation du joint sur le verre. Dans un premier temps, appliquer le couple manuellement n'est pas tout à fait pratique, ainsi que la vitesse avec laquelle le couple sera appliqué ne peut être que variable à tous les coups. Dans un second temps, puisque le dispositif sera placé dans une enceinte thermique, il serait judicieux de commander l'application du couple à distance pour éviter l'ouverture de la chambre à toutes les fois. Par conséquent, il a été envisagé d'installer un moteur électrique pas à pas dont l'incrément de rotation est réglable selon le besoin. Ce choix est justifié par le fait que l'application du couple est de courte durée que ce soit pour ouvrir la capsule (un quart de tour) ou d'amorcer le glissement lorsque la capsule est montée libre. L'entraînement de l'arbre instrumenté se fait au moyen d'une courroie crantée pour éviter le patinage de cette dernière. Le moteur est fixé de manière à ce qu'il soit réglable en hauteur, question d'ajuster l'alignement de la poulie de l'arbre instrumenté avec celle du moteur lors du changement des adaptateurs. La Figure 2.4 montre le support du moteur guidé par les colonnes du dispositif.

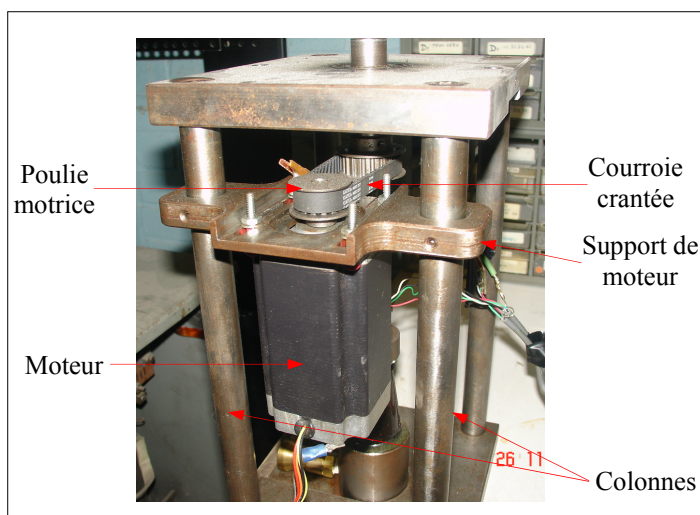


Figure 2.4 *Fixation du moteur pas à pas.*

Pour ce qui est du contrôle du moteur, il est commandé électriquement soit en actionnant manuellement un interrupteur d'une boîte placée à proximité du montage expérimental, soit

en cliquant avec la souris sur le bouton «Activer Moteur» se trouvant dans le panneau frontal du système d'acquisition de données LabVIEW (NASDAQ, 2005). Ce logiciel a l'avantage d'avoir une interface conviviale et facile d'utilisation. L'enregistrement des données se fait automatiquement sous un format texte illustré par une visualisation multimédia du signal en temps réel. La Figure 2.5 montre un extrait du panneau frontal à partir duquel toutes les instructions seront lancées. À titre d'exemple de conduite d'un essai expérimental, d'abord une masse est appliquée manuellement sur l'arbre instrumenté, la case P₁ qui lui correspond doit être cochée, les valeurs de masse et de poids seront affichées automatiquement. Ensuite, il faut cliquer dans l'ordre d'apparition sur les boutons exécuter, mettre à zéro, initialiser, activer la lecture, mettre le moteur en marche, sauvegarder les données et appuyer sur stop pour arrêter (Voir annexe I, page 183 pour plus d'informations sur les schémas bloc).

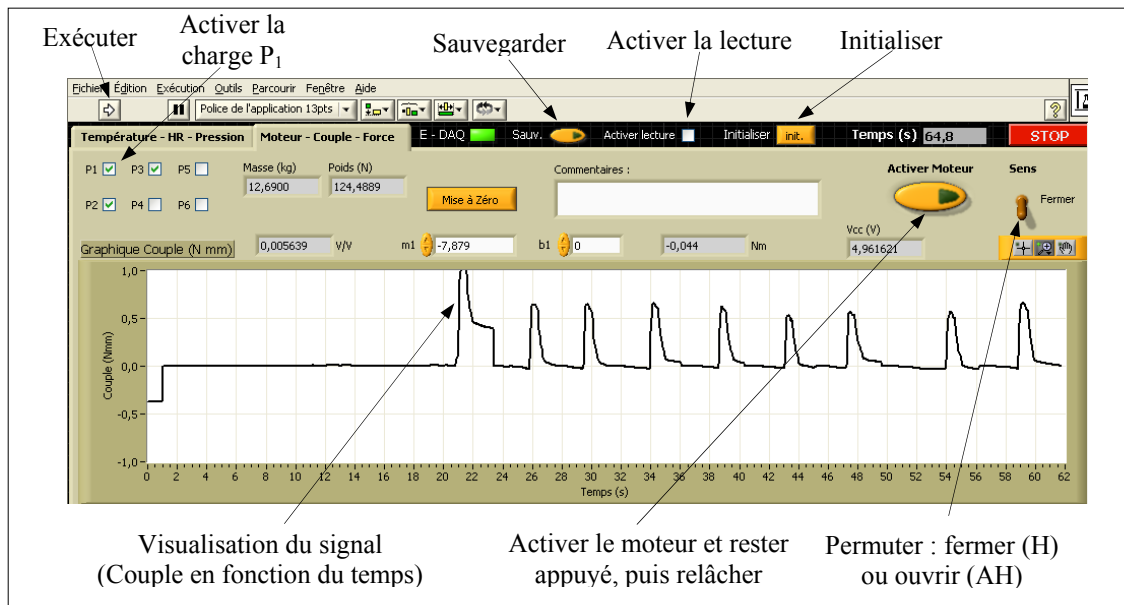


Figure 2.5 *Panneau frontal.*

2.3 Conception

Dans cette section, il est question de montrer les différentes étapes de conception de quatre adaptateurs, dont deux concernent la mesure du couple de dévissage et les deux autres sont inhérents à l'essai de mesure des couples de frottement statique afin de déterminer les coefficients de frottement statique.

2.3.1 Adaptateur de bouteille

Premièrement, pour des raisons d'encombrement, il a été établi de couper la bouteille au niveau de son goulot à l'aide d'une tronçonneuse à outil diamant. Puis, il a été envisagé de concevoir un support servant d'assise pour le goulot en verre. Il est composé de deux pièces de forme conique afin d'éviter la rupture du joint de colle. Ensuite, une opération de centrage a consisté à fixer le support au mandrin-3-mors concentriques et le centrer par rapport à l'axe de la broche de la fraiseuse au moyen d'un indicateur à cadran. Une fois le support centré, l'espace compris entre les deux pièces constituant le support est rempli avec de la colle d'époxy. Après avoir malaxé les deux liquides, le goulot en verre est inséré dans le support et est maintenu légèrement enfoncé contre la broche de la fraiseuse au moyen d'un centreur pendant quasiment quatre heures, le temps que la colle soit asséchée. La Figure 2.6 montre l'adaptateur de bouteille maintenu centré entre le mandrin et la broche de la fraiseuse durant la dernière étape qui réside dans l'opération de séchage. En tout, 15 adaptateurs de bouteille ont été préparés pour conduire les essais de couple de dévissage, de couple de glissement statique de la capsule montée libre (*Voir annexe II, page 189, pour plus d'informations sur les étapes de préparation de ces adaptateurs*).

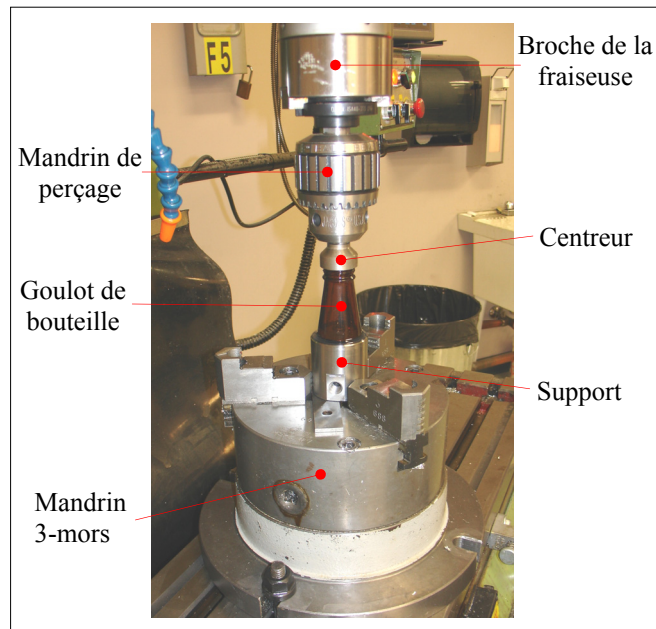


Figure 2.6 *Collage du goulot au support.*

2.3.2 Adaptateur de capsule sertie

Lors des essais de mesure du couple de dévissage global, cet adaptateur permet d'ouvrir la capsule sertie dans la bouteille en l'entraînant en rotation au moyen des encoches qui épousent la forme des flûtes de la capsule. L'autre côté de l'adaptateur est percé pour recevoir l'extrémité de l'arbre instrumenté qui sera bloquée par des deux vis de pression sans têtes à six pans creux comme montré sur la Figure 2.7.

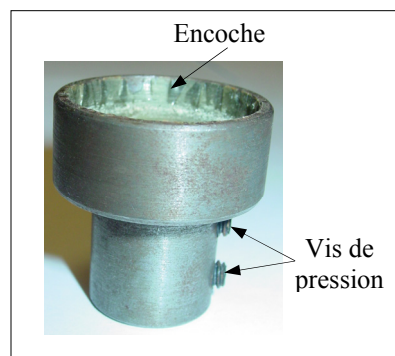


Figure 2.7 *Adaptateur de capsule sertie.*

2.3.3 Adaptateur de capsule montée libre

Cet adaptateur est utilisé pour mesurer le couple de glissement maximum de la capsule montée libre sur le goulot de la bouteille. Sa partie inférieure est alésée pour recevoir l'extrémité de l'arbre instrumenté et également pour être bloquée par deux vis de pression sans têtes à six pans creux. La capsule est maintenue solidaire avec le support au moyen de l'adhésif pour être entraînée en rotation comme montré sur la Figure 2.8. L'opération de collage est réalisée lorsque la capsule est montée libre sur le goulot de la bouteille en même temps que l'adaptateur est assemblé à l'extrémité de l'arbre instrumenté pour assurer une meilleure concentricité lors de l'application du couple de torsion. Seule la garniture collée à l'intérieur de la capsule métallique sera en contact avec le goulot de la bouteille en verre au moment de l'application des forces verticales. La forme elliptique de la partie supérieure de l'adaptateur est usinée de manière à ce qu'elle épouse convenablement le profil du dos de la capsule lorsque cette dernière est collée comme le montre la Figure 2.9.

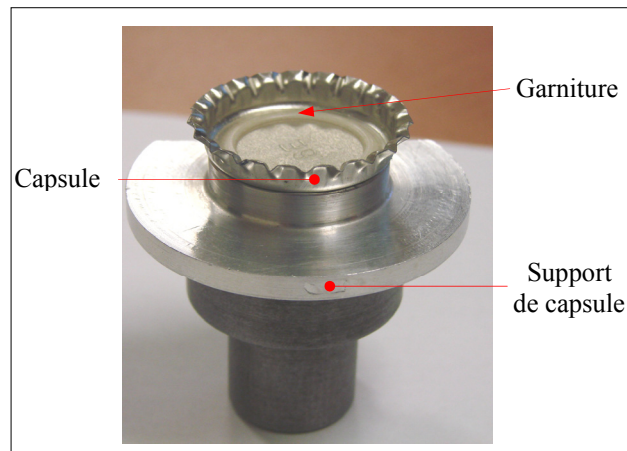


Figure 2.8 *Adaptateur de capsule montée libre.*

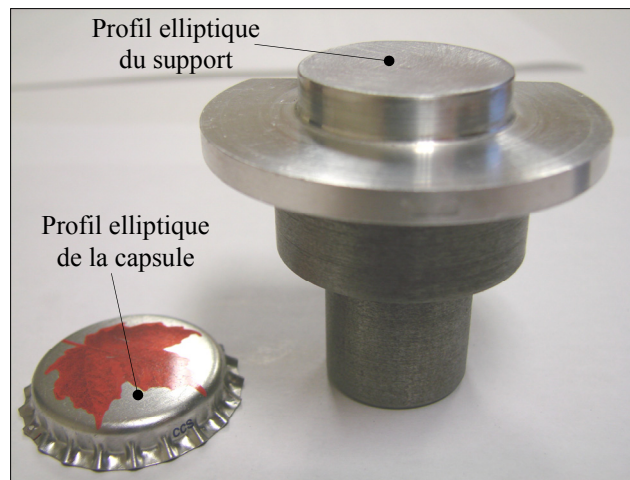


Figure 2.9 *Profils courbés.*

2.3.4 Adaptateur de verre

Dans le but de conduire l'essai de frottement entre le joint et le verre, une assise comportant un évidement à sa partie supérieure est conçue pour recevoir un morceau de verre de forme circulaire (*Voir* Figure 2.10). Le support, assemblé avec l'assise au moyen de deux vis à six pans creux logées, est utilisé comme rallonge pour avoir la hauteur nécessaire à la conduite de l'essai expérimental du couple de frottement statique. Cet adaptateur est maintenu fixe à son tour au socle du montage au moyen de deux vis à têtes fraisées.

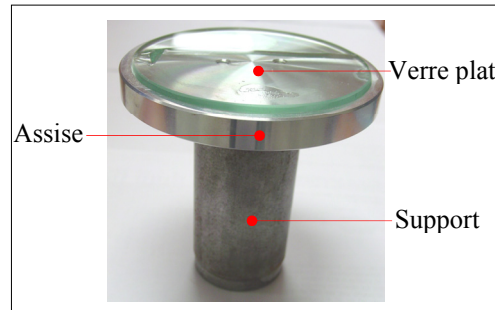


Figure 2.10 *Adaptateur de verre.*

2.3.5 Adaptateur de joint

Destiné à mesurer le couple de frottement statique entre l'échantillon élastomère annulaire et le verre, cet adaptateur sera assemblé à l'extrémité de l'arbre instrumenté pour s'accoter contre l'adaptateur de verre. Il est constitué d'un support en aluminium et d'un échantillon élastomère annulaire (Voir Figure 2.11). D'un côté, le support est percé d'un trou pour recevoir l'extrémité de l'arbre instrumenté, tandis qu'à l'autre face, une rainure est usinée pour y placer l'échantillon plat et le coller. Deux vis de pression sans têtes à six pans creux servent à bloquer l'adaptateur contre le méplat de l'arbre instrumenté entraîné en rotation.

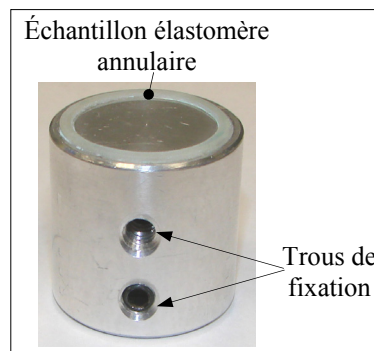


Figure 2.11 *Adaptateur de joint.*

2.3.6 Dossier technique de la conception

Pour terminer la conception de ce dispositif, il a été envisagé d'installer deux indicateurs à cadran à sa partie supérieure pour mesurer l'écrasement du joint à chaque masse appliquée

sur l'arbre instrumenté qui vient écraser l'échantillon. Ensuite, une valeur moyenne des lectures de l'écrasement est calculée. Les Figure 2.12, Figure 2.13 et Figure 2.14 montrent respectivement la conception ultime du dispositif inhérent à la mesure du couple de dévissage global, du coefficient de frottement statique et du couple de glissement maximum de la capsule montée libre sur le goulot. Pour plus de détails concernant cette conception, le dessin d'ensemble, le dessin d'assemblage et les dessins de fabrication sont classés à l'annexe III, page 192.

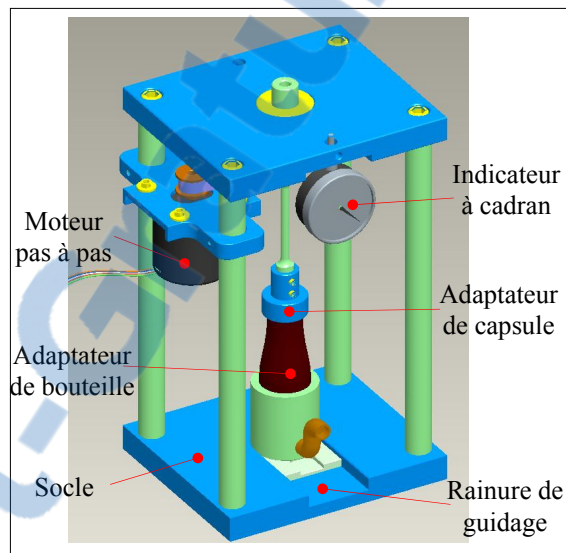


Figure 2.12 *Dispositif avec adaptateur de bouteille.*

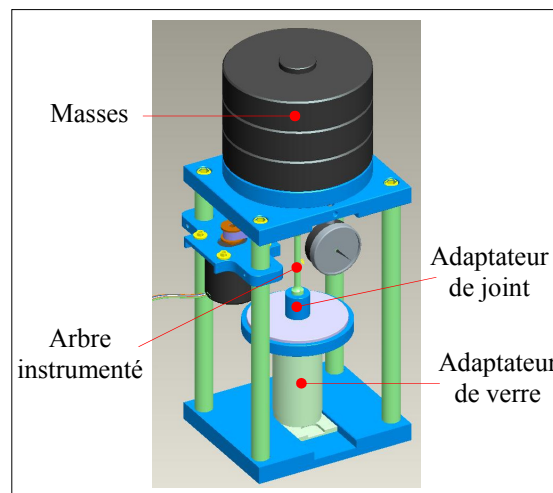


Figure 2.13 *Dispositif avec adaptateur de verre.*

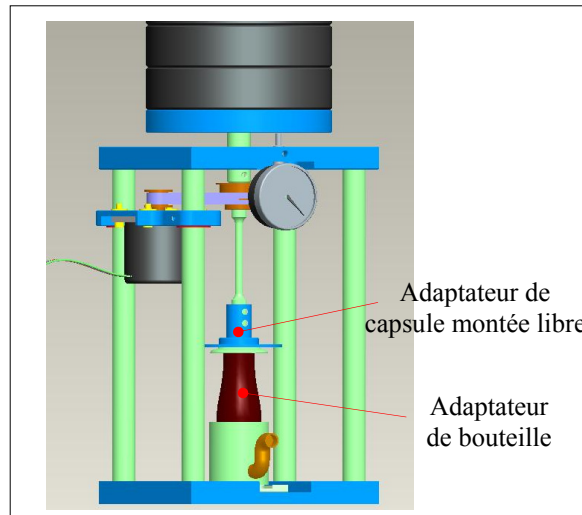


Figure 2.14 *Dispositif avec adaptateur de capsule montée libre.*

2.4 Calibrage

Dans cette section, il est question de calibrer l'arbre instrumenté en compression et torsion. Dans un premier temps, un test de calibrage est effectué en utilisant un montage similaire à celui vu précédemment. Ensuite, les données sont compilées pour obtenir les équations de la régression linéaire en compression et en torsion. Dans un dernier temps, les paramètres constituant ces équations seront insérées dans le système d'acquisition de données «LabVIEW».

2.4.1 Test de calibrage en compression

Premièrement, l'essai consiste à alimenter le système d'acquisition de données «Agilent» (Agilent Technologies, 2004) par une tension stabilisée V_i de cinq Volt à courant continu (Vdc). Ensuite, une force normale est appliquée à la section de l'arbre instrumenté, laquelle déforme la jauge de contrainte. Une variation de tension V_L aux bornes de la jauge est alors enregistrée. La Figure 2.15 montre le même montage utilisé que précédemment pour calibrer la jauge de déformation normale. À chaque charge appliquée, correspond une tension V_L aux bornes de la jauge et une tension d'alimentation V_i . Ces données sont compilées pour bâtir la relation entre le rapport de tension et la charge appliquée.

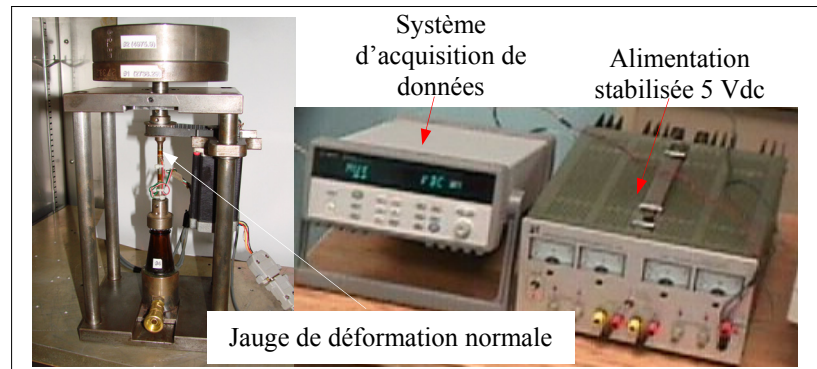


Figure 2.15 *Montage de calibration en compression.*

Le tracé montré sur la Figure 2.17, utilisant le logiciel commercial «MatLab» (MathWorks, 2007), donne un aperçu sur le comportement linéaire avec un coefficient de détermination très proche de l'unité. La pente et l'ordonnée à l'origine de cette droite sont alors insérées et enregistrées dans le système d'acquisition. Le programme qui détermine les paramètres de la régression est montré à annexe IV, page 211.

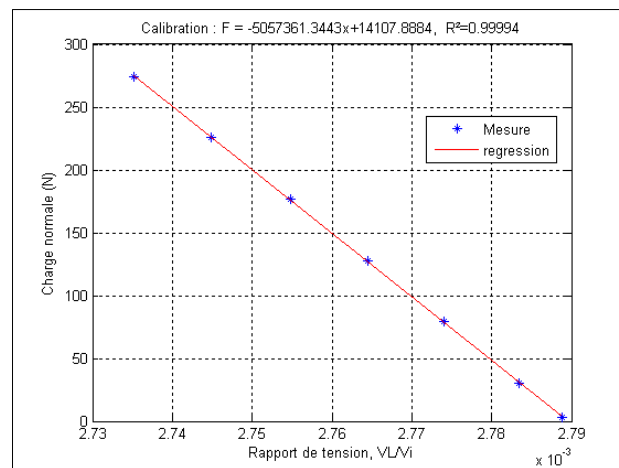


Figure 2.16 *Calibration de la jauge de déformation normale.*

2.4.2 Test de calibration en torsion

Pour ce qui est du calibrage de la jauge de déformation angulaire, un montage récupéré consiste à appliquer un couple sur l'arbre instrumenté en accrochant des charges identiques

aux extrémités des fils. Ces derniers s'enroulent sur des poulies libres en rotation supportées par des roulements à aiguilles dans le but de réduire le frottement. La Figure 2.17 montre l'allure du montage servant à calibrer la jauge de déformation angulaire. Le bras de levier du couple de forces est égal à 127 mm.

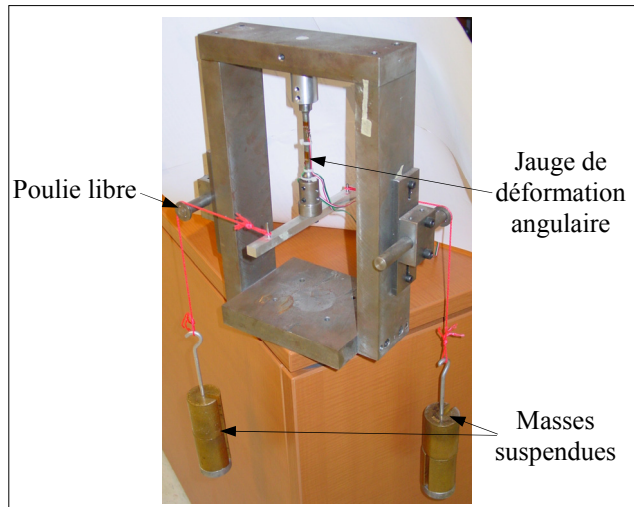


Figure 2.17 Montage de calibration en torsion.

Le comportement du couple de torsion est similaire à celui de la force de compression. La relation entre le rapport de tension et le moment de torsion est parfaitement linéaire comme montré sur la Figure.2.18.

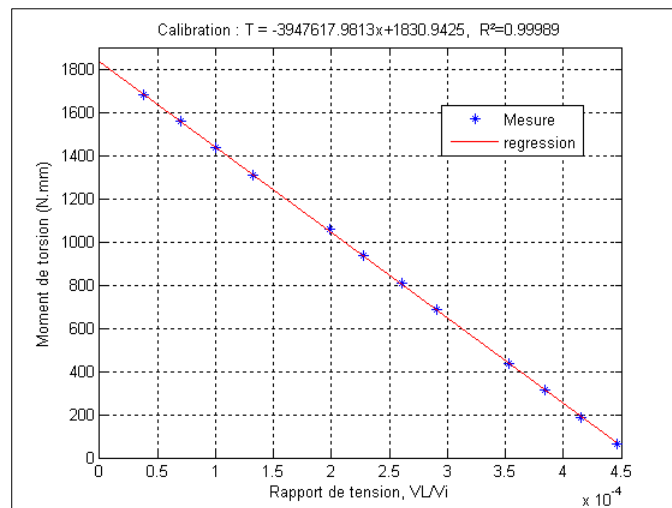


Figure.2.18 Calibration de la jauge de déformation angulaire.

2.5 Conclusion

Dans ce chapitre, il était question de concevoir un dispositif destiné à mesurer le couple de dévissage et le coefficient de frottement. La conception utilise le même principe que McCarthy (McCarthy, 1966) et Supachai (Supachai, 2000) ont opté pour conduire leurs expériences. Des adaptateurs ont été conçus pour rendre le système interchangeable et plus commode à manipuler, en plus de l'application du couple commandée électriquement au moyen d'un moteur électrique pas à pas. Le montage peut être considéré comme étant compact du moment que la manipulation à l'intérieur de l'enceinte thermique a été aisément effectuée malgré que l'espace en hauteur de cette dernière soit limité, ce qui a empêché de placer davantage de charges par dessus l'arbre instrumenté.

L'acquisition des données a été rapide et automatique par le biais du logiciel «LabView» (NASDAQ, 2004) et grâce à la convivialité de son interface graphique. Aussi, l'élaboration complète d'un dossier technique de fabrication a été établie et a été bénéfique au niveau de la mise à jour des modifications et améliorations afférentes au dispositif au fur et à mesure que les essais expérimentaux se déroulent.

Le résultat de calibrage des deux jauges a comme prévu prouvé que la relation entre la déformation normale et la force axiale est linéaire ainsi que celle entre la déformation angulaire et le moment de torsion comme il est déjà montré dans les équations (2.1) et (2.2).

La sensibilité de mesure de la déformation angulaire demeure très bonne et elle est de loin meilleure que celle de la jauge de déformation normale, bien que la présence de cette dernière ne soit qu'à titre de vérification puisque les masses appliquées sont connues.

CHAPITRE 3

CARACTÉRISATION DE LA GARNITURE

3.1 Introduction

Dans le but d'avoir un modèle numérique final qui représente réellement la fermeture au complet, il y a lieu d'identifier les propriétés mécaniques élastiques du matériau de la garniture élastomère. Dans un premier temps, des essais de compression sur des échantillons élastomères sont conduits pour déterminer d'une part les constantes de Mooney-Rivlin du matériau présentant un comportement hyperélastique, et d'autre part le coefficient de Poisson utilisant le principe de changement de volume. La détermination de ces constantes élastiques tient compte des effets de la température, du temps de cuisson et de la surface de contact des échantillons (à sec ou lubrifié) avec les platines de la machine de traction. Dans un second temps, en exploitant ces propriétés élastiques, tous les essais de compression réalisés seront reproduits en faisant une analyse structurale au moyen de la MÉF dans le but de valider le modèle en ce qui a trait à la géométrie déformée, au chargement et au matériau.

3.2 Essai de compression

Un composé formé d'une solution liquide élastomère est coulée dans un moule en aluminium (bon conducteur de la chaleur), placée par la suite au four à une température constante contrôlée de 205°C pour être polymérisée sur différentes périodes de temps t_c , et obtenir des échantillons cylindriques plats dont les dimensions sont présentées au Tableau 3.1. À titre d'information, la garniture qui est coulée au fond de la capsule métallique de la bouteille de bière est polymérisée à 205°C pour un temps de cuisson d'une minute 15 secondes. Évidemment, Cette garniture possède une section beaucoup plus faible que celle des échantillons, ce qui amène à effectuer plusieurs essais de polymérisation de ces échantillons sur différentes périodes de temps de cuisson pour pouvoir les comparer et déceler le temps de cuisson le plus approprié, c'est-à-dire, qui donne de meilleures propriétés élastiques, soit $t_c = 19$ min.

Tableau 3.1
Dimensions des échantillons

Dimensions des échantillons, mm	Temps de cuisson t_c , min	Température de cuisson
ϕ 25,4 x 12	19	205°C
	22	
	26	
ϕ 21,75 x 13,9	18	

Des essais de compression de ces échantillons sont conduits sur les machines de traction MTS (Machine Testing System, modèles 810 et 858) avec l'utilisation d'un extensomètre vidéo MMT (Messphysik Material Testing, modèle ME46) comme le montre la Figure 3.1.

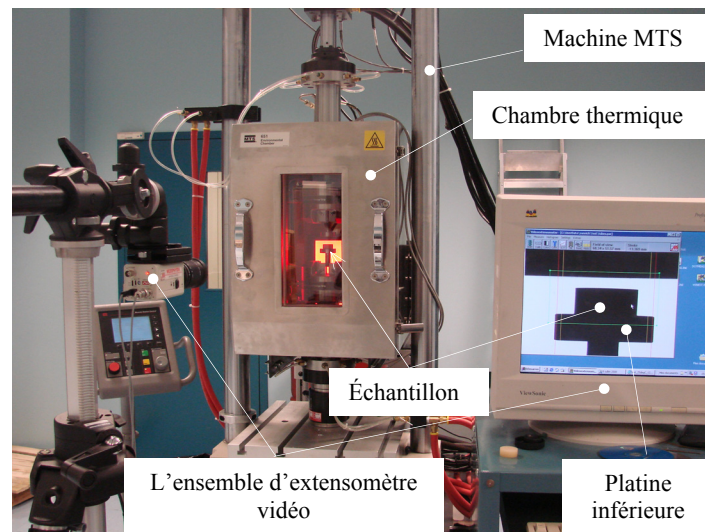


Figure 3.1 *Machine de traction et appareillage.*

Les échantillons testés à des températures $T_e = 30^\circ\text{C}$ et 37°C sont placés à l'intérieur d'une chambre thermique (Thermcraft, modèle LBO-18-11.25-12). Par contre, pour les essais qui se doivent d'être effectués à des températures $T_e = 0^\circ\text{C}$ et 6°C , seuls les échantillons seront portés à ces températures dans une enceinte frigorifique placée à part à proximité de la machine de traction. Aussitôt que les échantillons sont retirés de la chambre frigorifique,

seront placés entre les platines dont la température est de 22°C pour subir l'essai de compression conventionnelle. Ils sont également testés à sec et lubrifiés (lubrifiant : Loctite 767). La Figure 3.2 montre les courbes conventionnelles de compression pour six échantillons à sec pour différents temps de cuisson t_c et températures T_e .

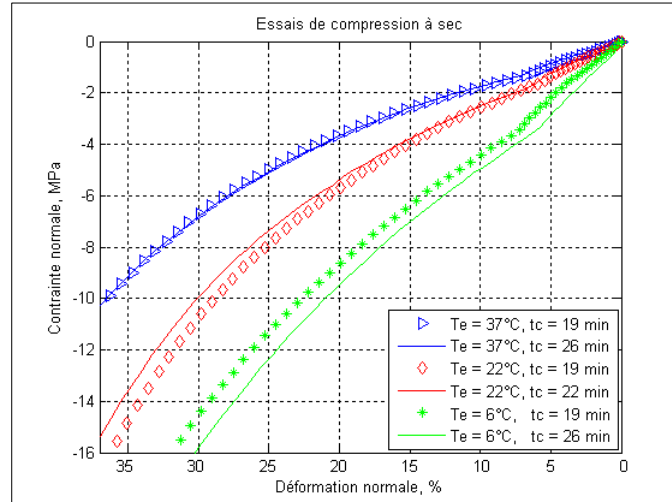


Figure 3.2 *Effet du temps de cuisson.*

Il est clair que le temps de cuisson n'a pas un effet considérable sur le comportement de l'échantillon élastomère, plus particulièrement à $T_e = 37^\circ\text{C}$. À la température $T_e = 6^\circ\text{C}$, la contrainte normale est légèrement plus élevée lorsque le temps de cuisson est plus long. Par contre, pour les essais à la température ambiante $T_e = 22^\circ\text{C}$, la contrainte normale est légèrement plus faible lorsque le temps de cuisson est plus long. En fait, seul l'échantillon est porté uniformément à la température de 6°C , les platines qui en font contact sont maintenues à la température ambiante de 22°C . Cette différence de température produit une perte d'énergie aux contacts échantillon-platines de manière à ce que les faces latérales deviennent plus molles qu'au centre de l'échantillon et par conséquent, se déforment davantage à cette interface. D'ailleurs, durant les essais de compression à ces basses températures, un effet tonneau inverse (concave) inhabituel apparaît à la paroi de l'échantillon comme montré sur la Figure 3.3. Bien que ces essais à basse température ne soient conduits dans une chambre thermique contrôlée, il n'en demeure pas moins qu'ils sont bénéfiques du moment qu'ils offrent grosso modo une idée assez claire de l'effet de température sur l'écrasement de

l'échantillon élastomère et permettent aussi d'évaluer les propriétés élastiques de ces échantillons avec les moyens du bord.

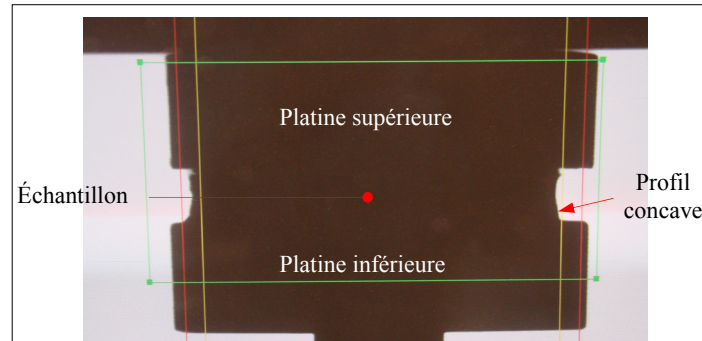


Figure 3.3 Profil concave de la paroi.

Similairement, d'autres essais ont été réalisés (*Voir* la Figure 3.4) mais cette fois-ci sur des échantillons secs et lubrifiés aux faces latérales faisant contact avec les platines. Il est tout à fait prévisible que la contrainte normale soit plus faible lorsque l'échantillon est lubrifié à l'exception de l'essai effectué à $T_e = 6^\circ\text{C}$, et ceci pour les mêmes raisons citées plus haut. Bizarrement, une cassure brusque aux alentours d'une déformation de 12% apparaît sur les courbes. Ceci est affirmativement dû au non parallélisme des deux faces d'appui des platines puisqu'elles sont meulées manuellement dans le but d'avoir au départ une bonne planéité et une meilleure rugosité arithmétique (bon fini de surface).

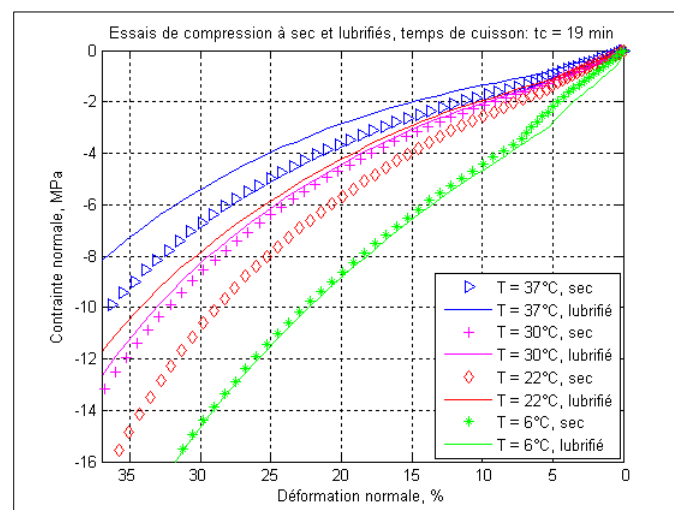


Figure 3.4 Effet de la lubrification des échantillons.

3.2.1 Détermination des constantes de Mooney-Rivlin

L'échantillon élastomère est de matériau hyperélastique, et quasi incompressible (volume conservé durant la déformation). Ce comportement non linéaire peut être décrit numériquement par le modèle de Mooney-Rivlin et Saunders (Rivlin et Saunders, 1951), qui ont formulé une loi se basant sur la fonction d'énergie de déformation W du matériau, en termes de premier et second invariant de déformation principale J_1 et J_2 . Un modèle simple à deux constantes est utilisé ici puisqu'il décrit adéquatement le comportement hyperélastique présenté par les diagrammes de compression conventionnelle (absence de point d'inflexion). En supposant que le matériau est isotrope (les mêmes propriétés mécaniques dans toutes directions en un point donné du matériau), l'équation ci-après montre le potentiel d'énergie de déformation avec un modèle à deux constantes :

$$W = C_1 (J_1 - 3) + C_2 (J_2 - 3) \quad (3.1)$$

$$J_1 = \lambda_1^2 + \lambda_2^2 + \lambda_3^2 \quad (3.2)$$

$$J_2 = \lambda_1^2 \lambda_2^2 + \lambda_2^2 \lambda_3^2 + \lambda_3^2 \lambda_1^2 \quad (3.3)$$

λ_i L'élongation principale dans la direction i

C_1, C_2 Les constantes du matériau en MPa

En réalisant un essai de compression uniaxiale (contrainte normale σ_i et déformation normale $(1+\lambda_i)$ dans la direction i uniquement), il est possible de déterminer les deux constantes C_1 et C_2 . En se référant à Champlaud (Champlaud, 2000) pour la suite du développement de la formulation, les deux constantes de Mooney-Rivlin sont calculées par le système d'équations linéaires à deux inconnues C_1 et C_2 , présentées ci-après :

$$\sum_{i=1}^{nm} \left(\frac{1}{\lambda_i^i} \right) C_1 + \sum_{i=1}^{nm} \left(\frac{1}{\lambda_i^i} \right)^2 C_2 = \sum_{i=1}^{nm} \left(\frac{1}{\lambda_i^i} \right) \frac{\sigma_i}{2 \left(\lambda_i - \frac{1}{\lambda_i^2} \right)} \quad \text{et} \quad (3.4)$$

$$nm C_1 + \sum_{i=1}^{nm} \left(\frac{1}{\lambda_i^i} \right) C_2 = \sum_{i=1}^{nm} \frac{\sigma_i}{2 \left(\lambda_i - \frac{1}{\lambda_i^2} \right)}$$

- σ_i : La contrainte normale basée sur la surface initiale dans la direction i
 nm : Le nombre de mesures expérimentales réalisées durant l'essai de compression

Un programme sur MatLab est conçu à cet effet pour résoudre ce système d'équations (*Voir annexe V, page 214 pour plus d'informations*). La Figure 3.5 montre le modèle de Mooney-Rivlin comparé au diagramme de compression conventionnelle. Il est également utile de remarquer l'absence de la cassure dans le diagramme étant donné que les faces des platines écrasant l'échantillon sont planes et parallèles comparativement à celles des platines utilisées durant les essais de compression des échantillons de diamètre égal à $\phi 25,4$ mm.

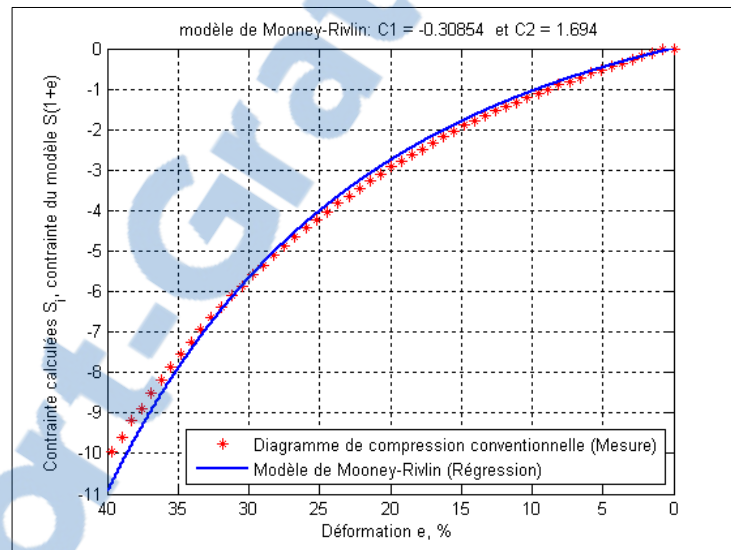


Figure 3.5 *Calcul des constantes de Mooney-Rivlin.*

L'échantillon cylindrique élastomère de dimensions $\phi 21,75 \times 13,9$ mm et dont le temps de cuisson $t_c = 18$ min est testé à sec à une température d'essai $T_e = 22^\circ\text{C}$. Les constantes de Mooney-Rivlin trouvées par régression linéaire après l'exécution du programme sont comme suit : $C_1 = -0,308$ et $C_2=1,694$. En traçant le diagramme de compression conventionnelle de cet échantillon, il est possible de s'apercevoir que la température d'essai puisse possiblement avoisiner $T_e = 45^\circ\text{C}$ comparativement à celles des échantillons de $\phi 25,40$ mm bien que l'essai soit effectué à $T_e = 22^\circ\text{C}$. Ceci s'explique évidemment par la disparité des volumes des échantillons. La Figure 3.6 montre les diagrammes de compression conventionnelle des

échantillons de dimensions $\phi 25,40$ mm et $\phi 21,75 \times 13,9$ mm. Il est facile de remarquer que la variation de température influence le comportement hyperélastique des échantillons. Plus cette dernière est élevée, plus mou devient le matériau et plus la contrainte est faible.

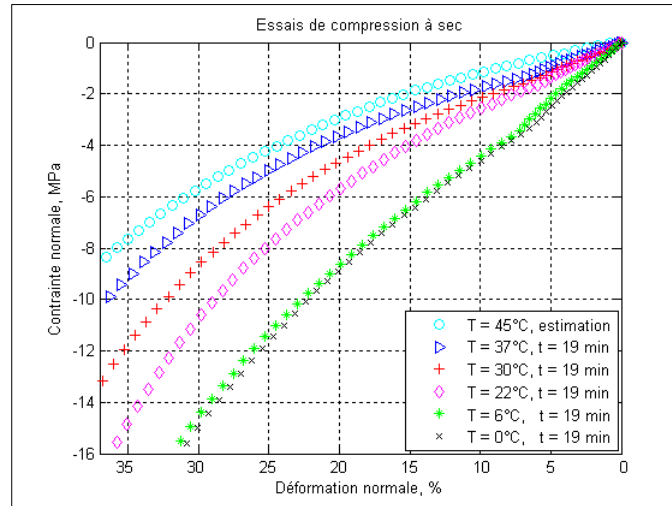


Figure 3.6 *Effet de la température sur la contrainte.*

Toutes les constantes de Mooney-Rivlin de ces échantillons, déterminées avec régression linéaire sont présentées au Tableau 3.2. Ils sont testés à sec ou lubrifiés et à diverses températures.

Tableau 3.2

Constantes de Mooney-Rivlin des échantillons

Température d'essai, T_e , °C	État de surface	Régression linéaire	
		C_1 , MPa	C_2 , MPa
0	Sec	7,464	-1,072
	Lubrifié	7,639	-1,434
6	Sec	7,069	-1,040
	Lubrifié	8,722	-2,166
22	Sec	-0,871	3,585
	Lubrifié	0,386	1,867
30	Sec	-0,445	2,680
	Lubrifié	-0,601	2,687
37	Sec	-0,186	1,989
	Lubrifié	-0,941	1,546
45	Sec	-0,309	1,694

3.2.2 Détermination du coefficient de Poisson

Similairement aux constantes de Mooney-Rivlin, le coefficient de Poisson constitue une autre propriété élastique importante. Les données expérimentales trouvées durant l'essai de compression (Voir Figure 3.4) en présence de l'extensomètre vidéo servent à déterminer cette constante élastique. À chaque écrasement de l'échantillon, dix diamètres à intervalles égaux et un diamètre moyen du contour sont mesurés. La Figure 3.7 illustre l'effet tonneau entre les deux enclumes de la machine de traction sous l'action de la compression. Les dix lignes horizontales sont équidistantes et coupent les deux contours de l'échantillon pour mesurer les coordonnées des points de rencontre à chaque étape d'écrasement.

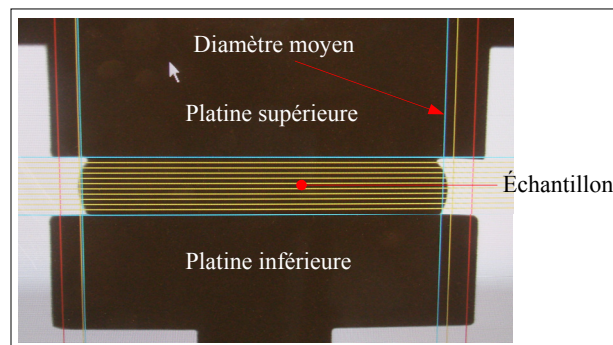


Figure 3.7 *Mesure des diamètres.*

En s'inspirant de Champlaud (Champlaud, 2000), le coefficient de Poisson est donné par :

$$v_j = \frac{\ln\left(\frac{D_{eq}}{D_o}\right)}{\ln\left(\frac{L_o}{L}\right)} \quad (3.5)$$

Où D_o et L_o sont respectivement le diamètre et la hauteur initiaux de l'échantillon, alors que L et D_{eq} sont la hauteur actuelle et le diamètre équivalent à un cylindre droit respectifs durant la compression. À chaque étape d'écrasement, le volume V est calculé en utilisant une interpolation cubique passant par les dix points de diamètre mesurés tout au long de la hauteur actuelle de l'échantillon. Ensuite, le diamètre équivalent à un cylindre droit D_{eq} est déterminé par la relation suivante :

$$D_{eq} = 2\sqrt{\frac{V}{\pi L}} \quad (3.6)$$

Pour le même échantillon dont il est question plus haut ($\phi 21,75 \times 13,9$ mm), les contours interpolés par une fonction cubique à chaque étape d'écrasement de l'échantillon sont présentés sur la Figure 3.8. À titre comparatif, ces contours sont aussi interpolés par une fonction quadratique, laquelle présente un coefficient de détermination aussi acceptable que celui trouvé par interpolation cubique (*Voir* annexe VI, page 217).

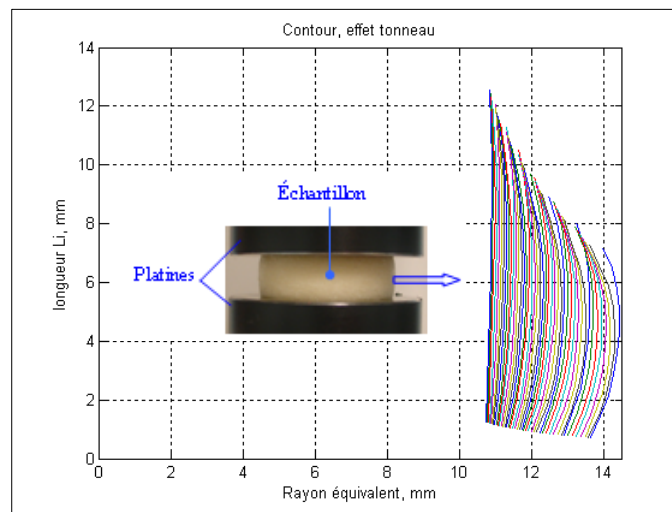


Figure 3.8 *Contour de l'échantillon durant l'essai de compression.*

Pour calculer le coefficient de Poisson, Champliaud et Lê (Champliaud et Lê, 2003) ont utilisé la méthode numérique de Newton-Raphson qui a l'avantage de converger avec une rapidité remarquable, plus particulièrement lorsque le point de départ est suffisamment proche de la racine (dans notre cas, le point de départ est de 0,5). Si nm est le nombre de mesures effectuées sur l'échantillon durant l'essai de compression, l'expression itérative pour rechercher la solution est alors donnée par :

$$v_{j+1} = v_j - \frac{\sum_{i=1}^{nm} \left[\frac{D_{eq}}{D_o} \ln\left(\frac{L_o}{L_i}\right) \left(\frac{L_o}{L_i}\right)^{v_j} \right] - \sum_{i=1}^{nm} \left[\ln\left(\frac{L_o}{L_i}\right) \left(\frac{L_o}{L_i}\right)^{2v_j} \right]}{\sum_{i=1}^{nm} \left[\frac{D_{eq}}{D_o} \left(\ln\left(\frac{L_o}{L_i}\right) \right)^2 \left(\frac{L_o}{L_i}\right)^{v_j} \right] - 2 \sum_{i=1}^{nm} \left[\left(\ln\left(\frac{L_o}{L_i}\right) \right)^2 \left(\frac{L_o}{L_i}\right)^{2v_j} \right]} \quad (3.7)$$

Le critère d'arrêt de la convergence de la solution est donné par :

$$|v_{j+1} - v_j| \leq 10^{-9} \quad (3.8)$$

Le coefficient de Poisson calculé en utilisant un diamètre équivalent à un cylindre droit est présenté sur la Figure 3.9 qui montre la variation du diamètre en fonction de la hauteur de l'échantillon comparativement à un matériau incompressible caoutchouteux ($v_{\text{caoutchouc}} = 0,5$).

Le coefficient de Poisson trouvé est de $\nu = 0,458$. Les coefficients de Poisson des autres échantillons de dimension $\phi 25,40$ mm pour différentes températures sont également déterminées (*Voir Annexe VII, page, 224*).

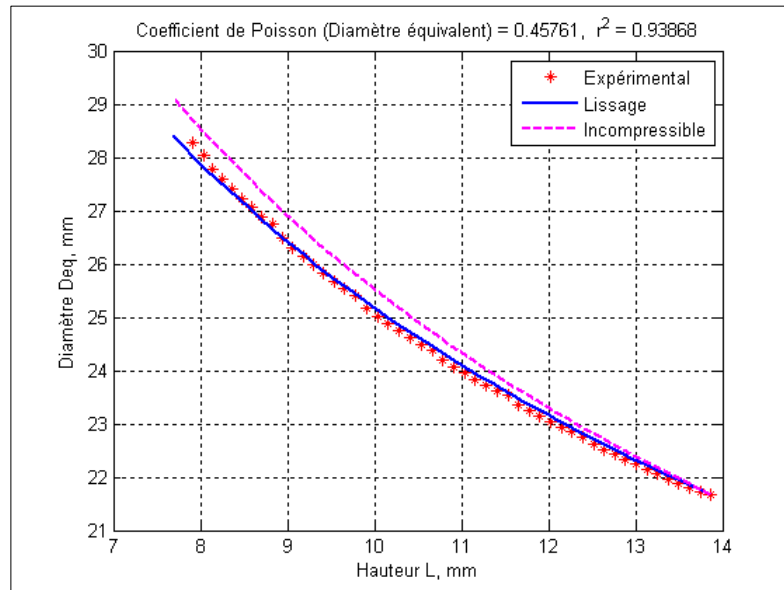


Figure 3.9 *Écrasement de l'échantillon, avec D_{eq} .*

Une approche simplifiée consiste à calculer le volume en considérant cette fois-ci la valeur moyenne des dix diamètres mesurés sur le contour de l'échantillon durant l'essai de compression. Elle donne un coefficient de Poisson égal à $\nu = 0,466$, comme il est montré sur la Figure 3.10. Sur une base de comparaison avec le coefficient de Poisson d'un matériau incompressible, il existe une différence de 1,6% entre les deux valeurs. Cette différence est minime et n'affecte pas significativement les contraintes dans le matériau lorsqu'il est déformé.

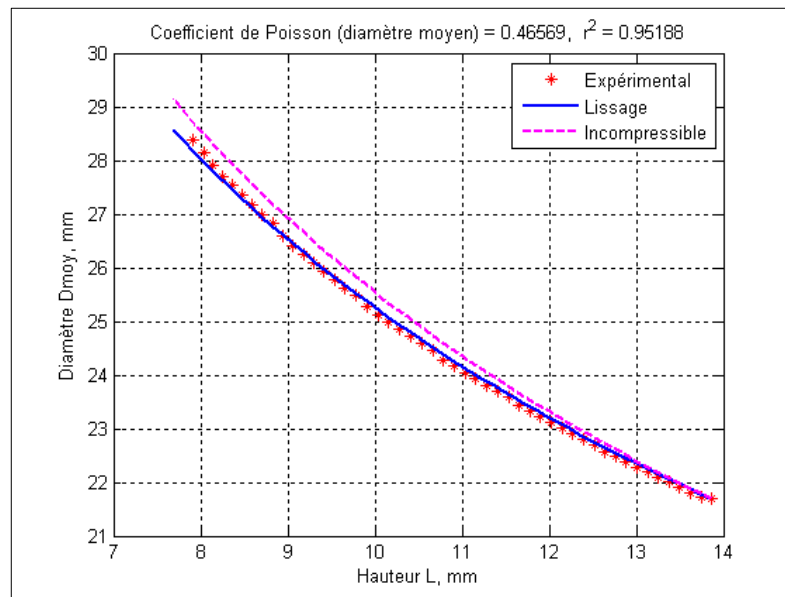


Figure 3.10 Écrasement de l'échantillon, avec D_{moy} .

Les coefficients de Poisson des différents échantillons testés à sec ou lubrifiés, et à diverses températures sont présentés sur la Figure 3.11 ci-après. D'abord, il est possible de remarquer un rapport de différence inférieur à 7% entre les coefficients de Poisson des échantillons testés à sec et avec lubrifiant, toutes températures confondues. Ceci peut être justifié par le frottement au contact platines-échantillon puisque le coefficient de Poisson est une propriété intrinsèque du matériau et ne peut changer, que l'échantillon soit lubrifié ou non. Ensuite, la température variant de 0°C à 37° est quasiment sans effet sur le coefficient de Poisson, un rapport de différence inférieur à 5% est rencontré dans les coefficients de Poisson de l'échantillon à sec, et 3% lorsqu'il s'agit des échantillons lubrifiés.

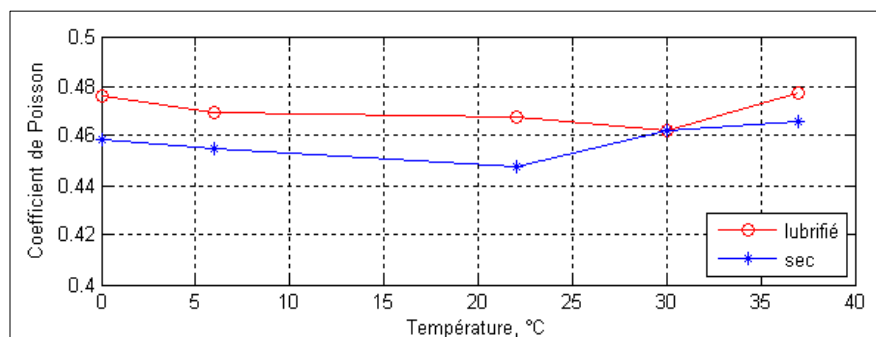


Figure 3.11 Variation du coefficient de Poisson, D_{eq} .

3.3 Modélisation de l'essai de compression par la MÉF

Les propriétés élastiques sont à présent déterminées expérimentalement, il est possible de bâtir un modèle numérique et reproduire les essais de compression conventionnelle à diverses températures de tous les échantillons. D'abord, les constantes de Mooney-Rivlin sont générées de nouveau en insérant les données expérimentales de l'essai de compression dans l'environnement «Ansys®» pour être comparées ensuite à celles obtenues numériquement utilisant la régression linéaire. Ensuite un simple modèle axisymétrique est bâti pour confirmer la validité de ces propriétés élastiques (constantes de Mooney-Rivlin et coefficient de Poisson). Aux l'interfaces de l'échantillon élastomère et des platines, des éléments de contact avec frottement sont considérés. De plus, le modèle subit de grandes déformations (50%), ce qui nécessite d'inclure la non linéarité géométrique en plus du comportement hyperélastique du matériau.

3.3.1 Détermination des constantes de Mooney-Rivlin

Le logiciel Ansys® (Ansys®, 2008a) est en mesure de générer l'ensemble des constantes de Mooney-Rivlin à partir des mesures expérimentales (compression uniaxiale) en respectant une certaine procédure à suivre. En ayant bâti un programme de langage de design paramétrique d'Ansys (LDPA) comprenant essentiellement les données expérimentales de l'essai de compression conventionnelle présentées selon une forme bien spécifique, le nombre de constantes de Mooney-Rivlin désiré et la commande Mooney (Ansys®, 2008b), il est possible de calculer les deux constantes. Vu la taille des données mesurées, il a été établi de concevoir un programme sur le logiciel «MatLab» dans le but d'arranger leur disposition selon la forme dictée par «Ansys®» (*Voir annexe VIII, page, 226 pour plus d'informations*). Lorsque exécuté, ce programme crée un fichier sous un format texte LDPA qui sera exécuté à son tour pour trouver les deux constantes de l'échantillon de dimensions $\phi 21,75 \times 13,9$ mm, à savoir, $C_1 = 0,583$ et $C_2 = 1,013$. Pour ce qui est des constantes de Mooney-Rivlin des autres échantillons de $\phi 25,4$ mm, elles sont présentées dans le Tableau 3.3 ci-après, calculées de deux façons différentes. Aussi, tous les coefficients de Poisson y sont affichés.

Tableau 3.3

Constantes de Mooney-Rivlin calculées avec la MÉF

Température d'essai T_e , °C	État de surface	Coefficient de Poisson, ν	MÉF		Régression linéaire	
			C_1	C_2	C_1	C_2
0	Sec	0,459	8,670	-1,959	7,464	-1,072
	Lubrifié	0,476	8,667	-2,165	7,639	-1,434
6	Sec	0,455	8,140	-1,833	7,069	-1,040
	Lubrifié	0,469	9,347	-2,626	8,722	-2,166
22	Sec	0,447	1,971	1,485	-0,871	3,585
	Lubrifié	0,467	2,175	0,555	0,386	1,867
30	Sec	0,462	2,007	0,904	-0,445	2,680
	Lubrifié	0,462	1,903	0,885	-0,601	2,687
37	Sec	0,466	1,675	0,645	-0,186	1,989
	Lubrifié	0,477	1,332	0,507	-0,941	1,546
45	Sec	0,458	0,583	1,013	-0,309	1,694

3.3.2 Modèle des éléments finis

Dans le but de s'assurer de la validité des coefficients de Poisson et des constantes de Mooney-Rivlin calculés, un modèle axisymétrique a été bâti avec des éléments hyperélastiques 2D «HYPER56», en profitant également de la symétrie de la géométrie et du chargement. De plus, étant donné les grandes déformations et la non linéarité géométrique, le maillage des éléments a été raffiné ainsi que l'incrément des déplacements imposés pour que les simulations puissent converger. Tous les essais de compression ont été reproduits en comparant les deux méthodes avec lesquelles les constantes de Mooney-Rivlin ont été calculées (*Voir* annexe IX, page 228, pour plus d'informations sur le programme LDPA de l'essai de compression). Le fait de proposer deux méthodes qui permettent de calculer ces constantes offre l'opportunité de choisir le modèle le plus fidèle possible. La Figure 3.12 montre les deux modèles de Mooney-Rivlin comparés au diagramme de compression conventionnelle de l'échantillon de $\phi 21,75 \times 13,9$ mm. Le modèle utilisant la MÉF simulé sans frottement concorde assez bien avec l'expérimental, et ce pour des déformations

normales inférieures à 25%. Par contre, pour les déformations plus grandes, le modèle de Mooney-Rivlin par régression s'éloigne davantage de l'expérimental comparativement au modèle utilisant «Ansys®» sans frottement (*Voir* annexe X, page 231, pour plus de détails en ce qui concerne la comparaison des modèles de Mooney-Rivlin des échantillons de ϕ 25,4 mm). Quant au modèle utilisant un CFS entre l'échantillon élastomère cylindrique et les platines en acier égal à $\mu_{sp} = 0,18$, il offre une meilleure concordance avec les mesures toutes déformations confondues. Ici, le CFS n'est pas quantifié expérimentalement, mais il a été varié dans les simulations jusqu'à avoir une meilleure concordance avec l'expérimental. Pour plus de rigueur, il convient d'évaluer expérimentalement le CFS à l'interface échantillon élastomère-platine en acier.

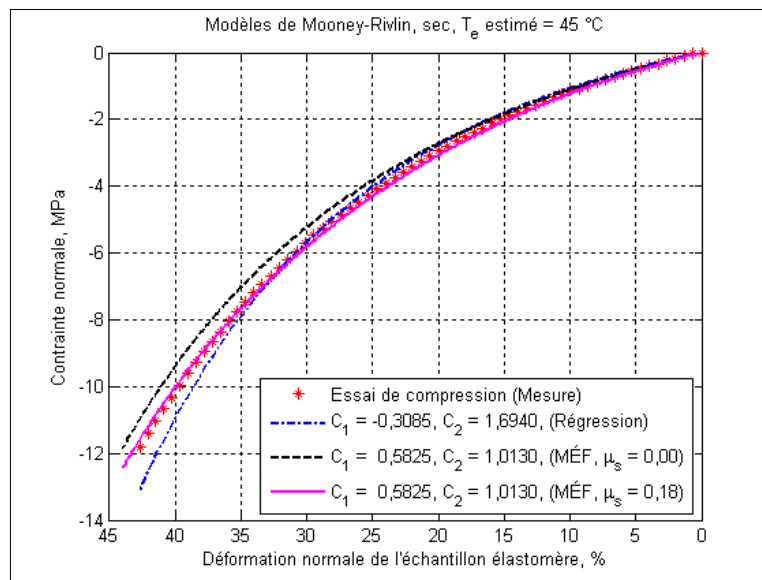


Figure 3.12 *Comparaison des modèles de Mooney-Rivlin.*

À titre de vérification, les deux constantes de Mooney-Rivlin calculées avec la régression linéaire sont injectées dans le modèle des éléments finis et les résultats obtenus sont comparés de nouveau avec l'expérimental comme montré sur la Figure 3.13. Il est clair que ces constantes calculées avec régression offrent une meilleure concordance avec l'expérimental en les utilisant dans le modèle des éléments finis avec ou sans frottement. Cependant, le modèle le plus fidèle reste celui dont les constantes de Mooney-Rivlin sont déterminées avec «Ansys®» d'après les résultats trouvés.

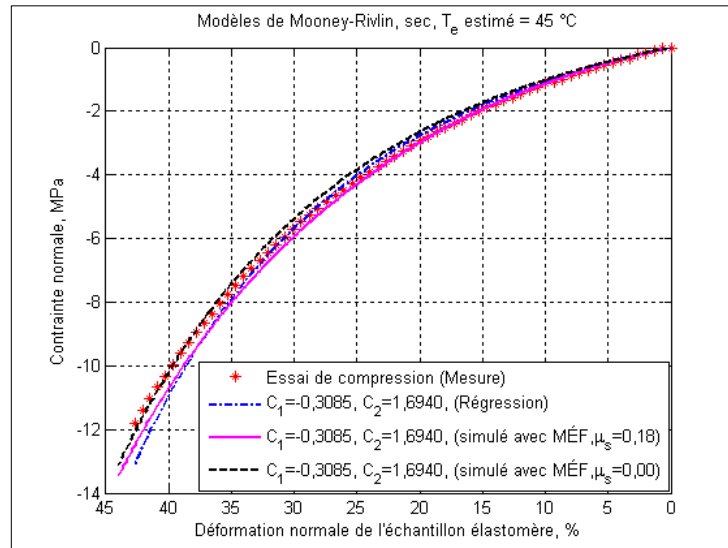


Figure 3.13 *Comparaison du modèle de Mooney-Rivlin avec régression.*

La Figure 3.14 montre le modèle axisymétrique des éléments finis utilisé pour reproduire les essais de compression. Les conditions frontières imposées à la partie inférieure de la moitié de l'échantillon désignent la symétrie, alors que celles en haut représentent le blocage radial de l'élément rigide 2D (TARGE169) et l'imposition d'un déplacement vertical de 3,05 mm vers le bas sur la moitié de l'épaisseur. Des éléments de contact flexibles (CONTA171) sont générés à la surface supérieure libre de l'échantillon. Cette paire de contact est utile pour déterminer les forces à l'interface surtout que la surface de l'échantillon augmente au fur et à mesure que la force normale devienne importante.

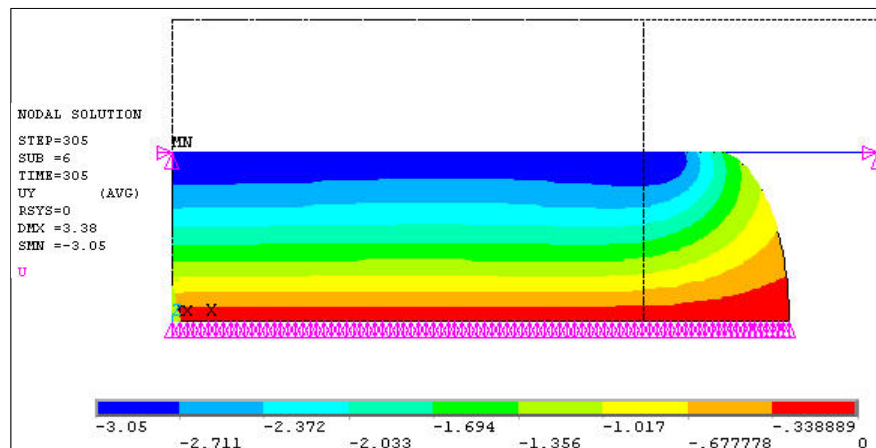


Figure 3.14 *Compression de l'échantillon élastomère cylindrique, MEF.*

3.4 Conclusion

Dans ce chapitre, les essais de compression ont été conduits à différentes températures, à sec ou lubrifié et avec des temps de cuisson variés. Il s'est avéré que le temps de cuisson n'a pas un effet considérable sur le comportement de l'échantillon cylindrique lorsque polymérisé à 205°C. Les constantes de Mooney-Rivlin ont été calculées avec deux méthodes numériques différentes à savoir, la MÉF et la régression linéaire. Les paramètres trouvés des modèles numériques, tirés de l'expérimentation, permettent de modéliser de façon très satisfaisante le comportement du matériau. Les coefficients de Poisson utilisant la méthode de changement de volume ont été déterminés, prouvant d'une part, que les échantillons testés sont quasiment incompressibles, et d'autre part, qu'ils ne dépendent presque pas de la température. Dans la partie expérimentale, un extensomètre vidéo est utilisé dans le but de s'en servir dans le calcul des coefficients de Poisson. Dans l'ensemble, les coefficients de Poisson accusent un rapport de différence inférieur à 5%, toutes températures confondues. Les modèles de Mooney-Rivlin à deux constantes, combinées avec ces coefficients de Poisson calculés, reproduisent convenablement les diagrammes de compression conventionnelle en utilisant la MÉF. Toutes ces propriétés élastiques déterminées à diverses températures seront exploitées ultérieurement dans le calcul du coefficient de frottement statique et également dans le modèle ultime de la capsule montée libre et de la fermeture au complet.

CHAPITRE 4

ÉTUDE DU FLUAGE D'UN JOINT ÉLASTOMÈRE

4.1 Introduction

Dans ce chapitre, le comportement de l'échantillon élastomère annulaire aux déformations de fluage est évalué. D'abord, une courte introduction est présentée avec quelques terminologies et définitions nécessaires à la compréhension de ce phénomène. Ensuite, des échantillons ont été préparés et taillés selon des dimensions d'encombrement proches de celles de la garniture réelle intégrée dans la capsule. Puis, des essais expérimentaux de fluage ont été conduits sur ces échantillons à différentes contraintes et températures. Par la suite, un modèle de fluage implicite, utilisant l'intégration d'Euler, est généré dans l'environnement Ansys permettant de reproduire toutes les mesures expérimentales, toutes températures et contraintes confondues. En dernier lieu, un modèle d'éléments finis est bâti pour reproduire les mesures de déformation de fluage et qui sert plus tard à évaluer le fluage de la fermeture au complet.

4.2 Fluage

Un autre comportement qui suscite autant d'intérêt que celui de l'hyperélasticité, qui est caractérisée précédemment, réside dans le fluage de la garniture. Comme il a déjà été vu dans la revue de la littérature, le couple de dévissage de la fermeture accuse une nette diminution dans le temps, et peut être accentué par l'élévation de la température. Le fluage et la relaxation de la fermeture sont à l'origine de la rétention du couple de dévissage. Ce comportement dépend amplement du matériau de la garniture élastomère plus particulièrement lorsque exposée à une température plus élevée. À présent, il y a lieu de présenter une brève introduction au fluage et quelques notions aidant à l'explication du comportement de ce phénomène. Comme il est connu, le fluage est la déformation continue d'un matériau dans le temps lorsqu'il est soumis à une contrainte constante σ_0 . Cette dernière, appliquée instantanément sur le matériau à un instant t_0 , produit à son tour une déformation instantanée qui sera retardée juste après, dans le temps comme montré sur la

Figure 4.1. Ce phénomène s'accroît lorsque la température du matériau est de plus en plus élevée.

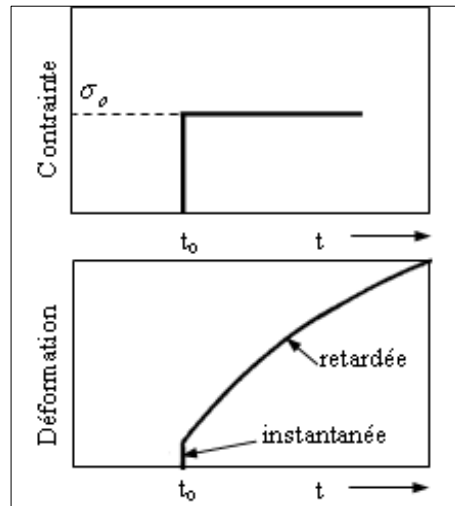


Figure 4.1 *Fluage.*

Sous forme mathématique, le fluage demeure plus complexe puisque le diagramme de fluage peut avoir jusqu'à trois étapes selon le matériau utilisé comme l'indique la Figure 4.2. Dans le premier stade, le taux de déformation diminue avec le temps et se produit sur une courte période. Le second stade possède un taux de déformation pratiquement constant. Dans le stade tertiaire, le taux de déformation augmente rapidement jusqu'à la rupture.

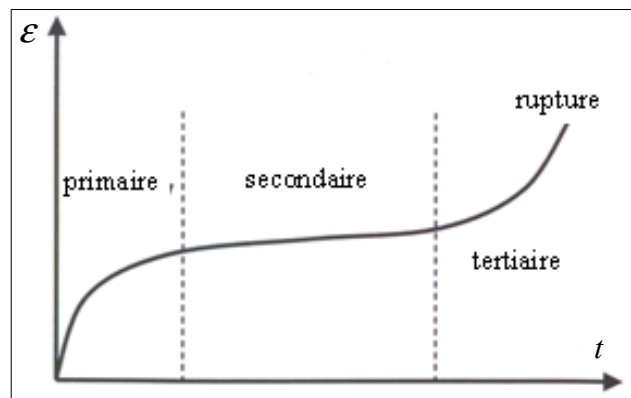


Figure 4.2 *Différentes étapes de fluage.*
(Tiré d'Ansys®, 2001)

Source : Cette figure sous forme graphique est tirée du manuel de formation de «Ansys», *Advanced Structural Nonlinearities, Implicit and Explicit Creep*, p. 4.9.



Dans l'ingénierie, les deux premières étapes de fluage sont souvent d'un plus grand intérêt. Les essais expérimentaux de fluage sont habituellement employés pour déterminer le taux de déformation minimum dans le fluage secondaire en vue d'en tenir compte lors des conceptions des systèmes. Le troisième stade qui est de courte durée concerne le début de la rupture et il est traité pour examen de la striction et des dommages.

4.3 Expérimentation

Pour conduire les essais de fluage, des échantillons élastomères annulaires ont été préparés puis taillés avec des emporte-pièces selon les dimensions $\phi 22 \times 1,5$ mm. La température et le temps de cuisson sont respectivement 205°C et $t_c = 1$ min 40 s. La durée des essais de fluage est de 24 heures et sont réalisés selon deux niveaux de contraintes 1,0 MPa et 2,6 MPa, et à cinq températures d'exposition, à savoir $T_e = 6^\circ\text{C}$, 15, 22, 30 et 45°C . L'acquisition des données exhibe une précision de $\pm 1^\circ\text{C}$ sur la température et $\pm 0,5$ N sur la force appliquée. La machine utilisée est de marque (EnduraTEC ELF 3200). La Figure 4.3 montre les déformations de fluage d'un échantillon élastomère pour une force constante $N_0 = 100$ N, soit une contrainte normale de $\sigma_0 = 1,0$ MPa.

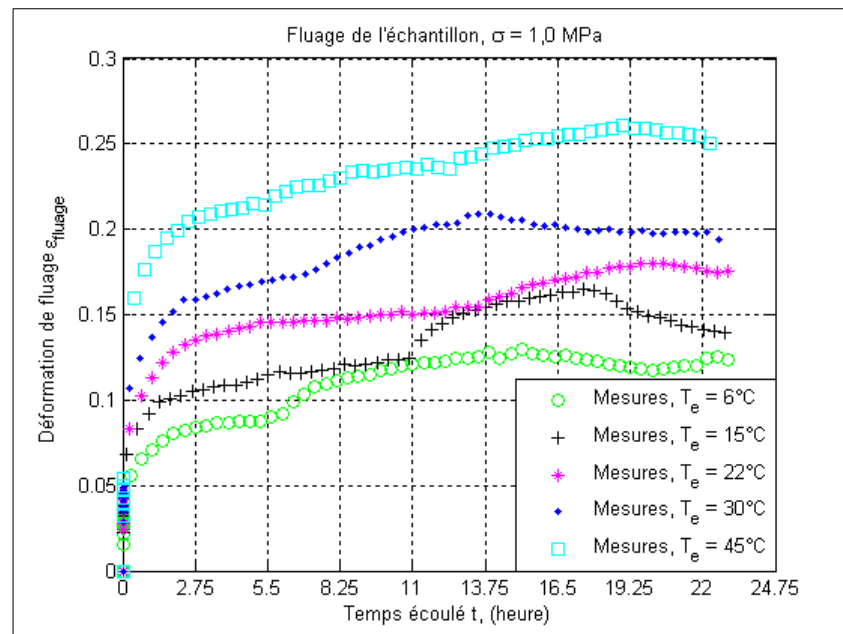


Figure 4.3 Essais de fluage, $N_0 = 100$ N.

Le chargement est supposé uniaxial, et la contrainte est calculée à partir de la géométrie initiale. Il est à remarquer que la déformation de fluage est plus importante lorsque la température augmente. À la température de 45°C, la déformation atteint 25% pour un temps écoulé de 24 heures. D'autres essais de fluage sont conduits à une autre contrainte, maintenue constante égale à $\sigma_0 = 2,6 \text{ MPa}$, et qui correspond à une force de $N_0 = 250 \text{ N}$ comme montré sur la Figure 4.4. La déformation de fluage augmente avec la température de manière plus accentuée lorsque la contrainte est plus élevée.

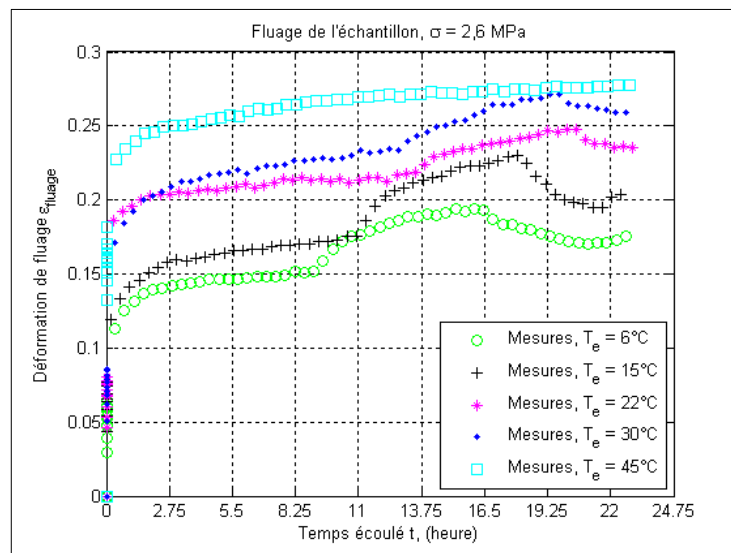


Figure 4.4 Essais de fluage, $N_0 = 250 \text{ N}$.

La Figure 4.5 montre l'effet de la contrainte sur les déformations du fluage de l'échantillon pour une température $T_e = 22^\circ\text{C}$. Une nette augmentation de la déformation avec la contrainte appliquée est constatée. Il est important de souligner la présence de légères irrégularités cycliques dans les mesures de fluage comme montré sur les diagrammes. Après un temps écoulé de dix heures, un changement brusque du taux de déformations apparaît dans les diagrammes, et ce n'est qu'après quelques heures écoulées (environ huit heures) que la fin de cette perturbation soit constatée. Ceci est possiblement dû à la non stabilité de la tension d'alimentation de la machine d'essai pendant les heures de pointe, c'est-à-dire, à 19 heures le soir et six heures le matin, en sachant que la majorité de ces essais ont débuté vers 10 heures du matin.

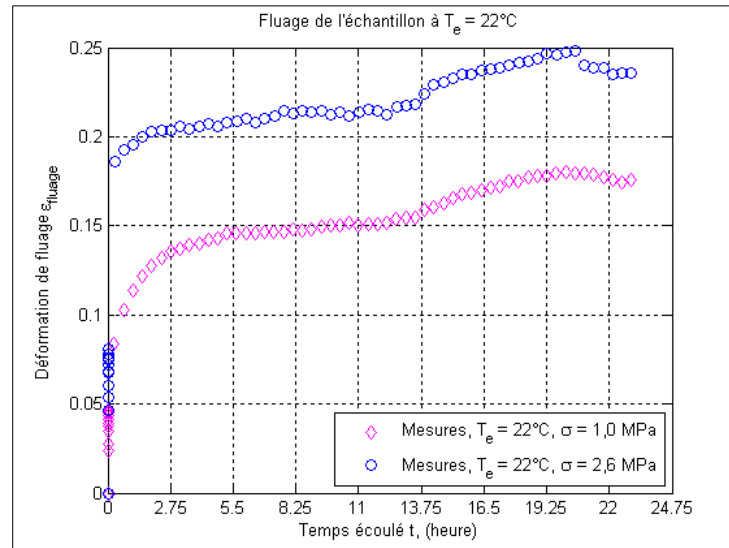


Figure 4.5 Effet des contraintes sur les déformations de fluage.

4.4 Modélisation par la MÉF

L'écroûissage-temps (Time hardening) suppose que le taux de déformation de fluage dépende uniquement du temps pour une température et contrainte données, durant le processus de fluage. Lorsque la contrainte change de σ_1 à σ_2 , les taux de déformation sont calculés aux points A et B avec le même temps écoulé comme montré sur la Figure 4.6.

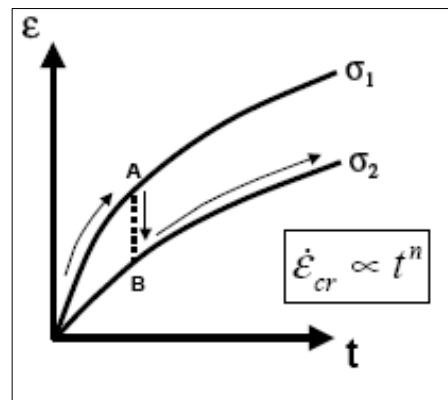


Figure 4.6 Écroûissage-temps.
(Tiré d'Ansys®, 2001)

Source : Cette figure sous forme de graphique est tirée du manuel de formation de «Ansys», *Advanced Strutral Nonlinearities, Implicit and Explicit Creep*, p. 4.12.

Le fluage implicite se rapporte à l'utilisation de l'intégration d'Euler, une méthode qui s'avère inconditionnellement stable et ne requiert pas d'incrément de temps très petits. Elle est recommandée dans «Ansys®» pour des raisons d'efficacité (rapidité de la convergence) et de précision. Dans le fluage implicite, les déformations élastiques $\epsilon_{\text{élastique}}$, plastiques $\epsilon_{\text{plastique}}$ et de fluage ϵ_{fluage} sont évaluées sur un état actuel de contrainte, mais elles sont calculées indépendamment l'une de l'autre. En général, la déformation totale est donnée par :

$$\epsilon = \epsilon_{\text{élastique}} + \epsilon_{\text{plastique}} + \epsilon_{\text{fluage}} \quad (4.1)$$

Ansys® (Ansys®, 2008c) propose 13 modèles de fluage implicite qui peuvent traiter de trois étapes de fluage primaire, secondaire ou les deux simultanément. Le choix de l'équation du modèle approprié dépend du type du matériau analysé et des paramètres des données expérimentales. Dans notre cas, les paramètres de temps, de températures, de contraintes et de déformations de fluage sont mesurés, ce qui correspond à deux modèles de fluage implicite disponibles dans la librairie d'Ansys® comme montré au Tableau 4.1.

Tableau 4.1

Modèles de fluage implicite et grandeurs mesurées

Modèle de fluage implicite	TBOPT	Symbole	creq	dcreq	time	seqv	temp
Modified Time Hardening	6	mtha	✓		✓	✓	✓
Prim + sec Time Hardening	11	psth	✓		✓	✓	✓

TBOPT	numéro du modèle de fluage
creq	déformation de fluage équivalente de von Mises
dcreq	taux de déformation de fluage
time	temps écoulé en s (seconde)
seqv	Contrainte équivalente de von Mises en MPa
temp	température d'exposition en K (Kelvin)

Le modèle 6 traite uniquement du fluage primaire et comporte quatre constantes. Il est donné par l'équation de fluage suivante :

$$\varepsilon_{\text{fluage}} = \frac{C_1 \sigma^{C_2} t^{(C_3+1)} e^{-C_4/T}}{(C_3 + 1)} \quad (4.2)$$

Quant au modèle 11, il est capable de représenter les deux étapes de fluage primaire et secondaire dont l'équation est composée de celle du modèle 6 augmentée de la déformation de fluage signifiant l'étape secondaire. En tout, il y a sept constantes à déterminer dans l'équation de fluage ci-après :

$$\varepsilon_{\text{fluage}} = \frac{C_1 \sigma^{C_2} t^{(C_3+1)} e^{(-C_4/T)}}{(C_3 + 1)} + C_5 \sigma^{C_6} t e^{(-C_7/T)} \quad (4.3)$$

4.4.1 Modèle de fluage implicite

À présent, en introduisant les points de mesures expérimentales, selon un format approprié, dans le module de préparation d'Ansys® (Ansys®, 2008b), il est possible de générer les constantes de l'équation et trouver le modèle de fluage concordant le mieux avec les mesures expérimentales. D'abord, à titre de validation, pour chacune des températures et contraintes appliquées, les constantes de l'équation (4.3) du modèle 11 sont générées (*Voir* Annexe XI, page 236 où les constantes de toutes les équations de fluage implicite sont présentées dans le Tableau 11.1). Pour ce qui est du modèle 6, il était dans l'impossibilité d'obtenir la convergence et générer les quatre constantes formant l'équation (4.2), et semble-t-il, il est difficile de signifier uniquement le fluage primaire pour les deux niveaux de contrainte et différentes températures. La Figure 4.7 et la Figure 4.8 montrent les régressions non linéaires des équations de fluage du modèle 11. Une bonne concordance est observée entre le modèle de fluage implicite et les mesures expérimentales malgré que les courbes de ces dernières soient légèrement irrégulières d'un diagramme à un autre. Ces comparaisons servent à s'assurer de la validité des modèles de fluage implicite exécutés individuellement pour chaque température, avant de vérifier le modèle de fluage global et générer les constantes de l'équation (4.3).

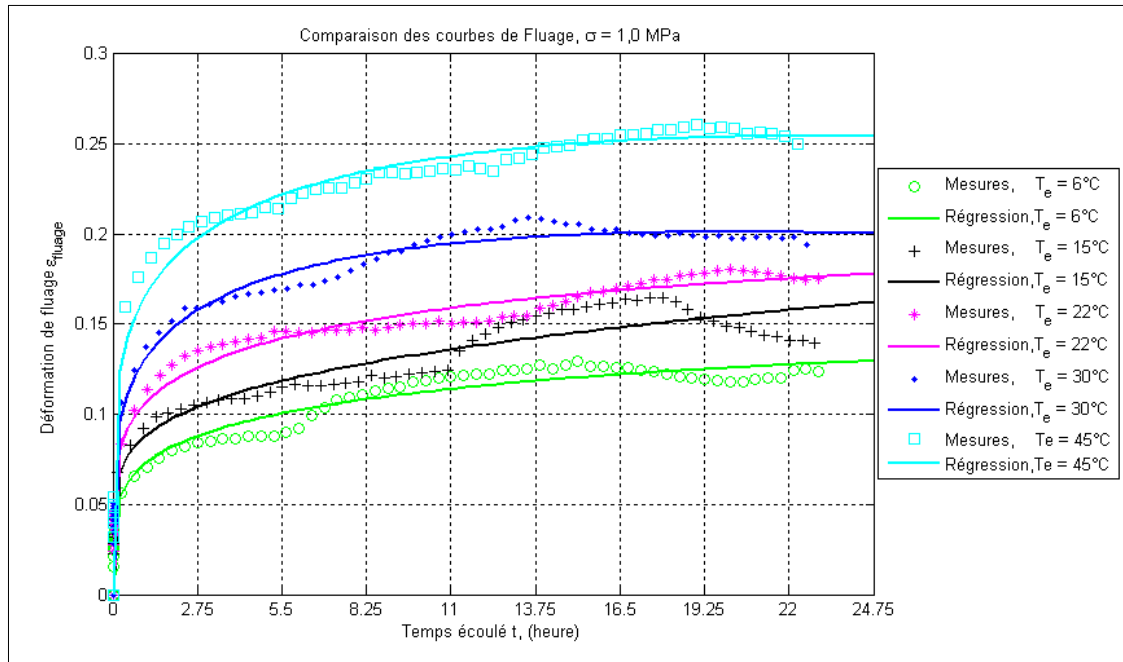


Figure 4.7 Comparaison de l'équation de fluage avec l'expérimental, $\sigma = 1,0$ MPa.

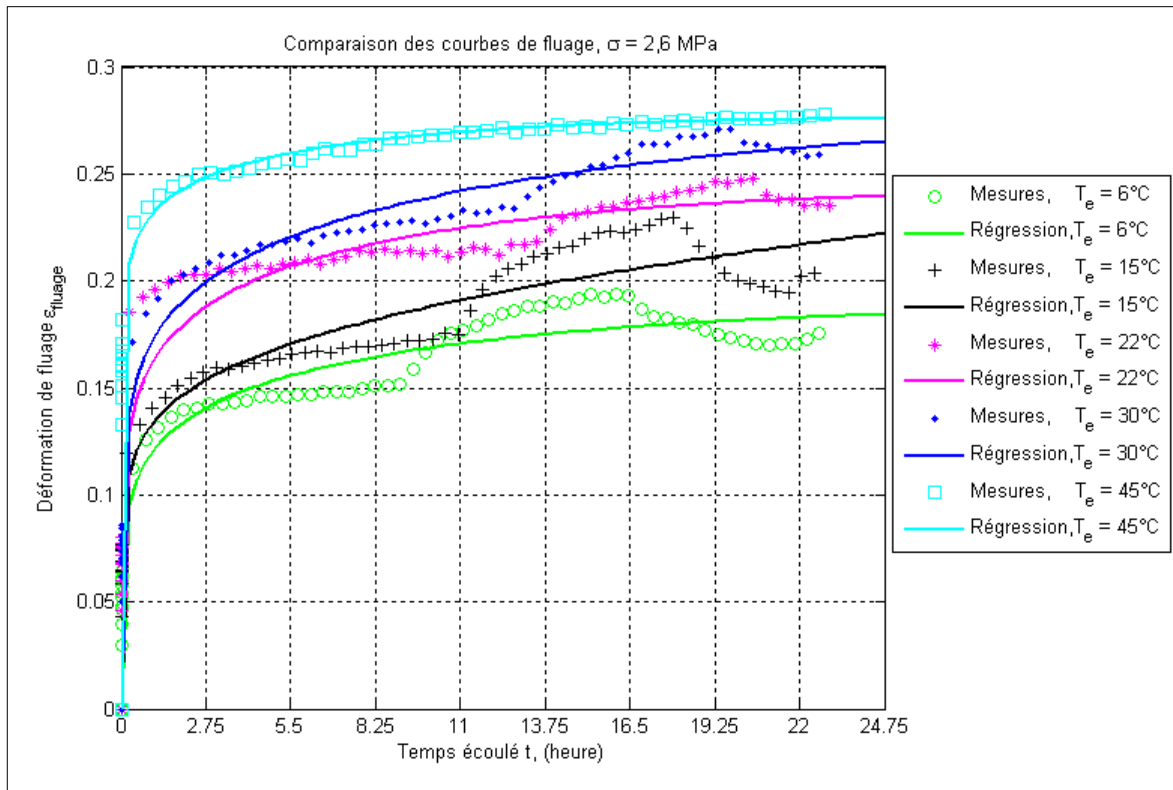


Figure 4.8 Comparaison de l'équation de fluage avec l'expérimental, $\sigma = 2,6$ MPa.

Maintenant que le modèle 11 représente convenablement les essais expérimentaux de fluage individuellement, tous les points de mesure expérimentaux à différentes températures et contraintes sont réintroduits dans le module de préparation de «Ansys®» pour générer les sept constantes de l'équation du modèle de fluage global comme montré au Tableau 4.2.

Tableau 4.2

Constantes du modèle de fluage implicite global

$C_1 = 1,541636$	$C_2 = 0,5314727$	$C_3 = -0,7846996$	$C_7 = 3,907387 \times 10^3$
$C_4 = 1,785380 \times 10^3$	$C_5 = -0,1148573$	$C_6 = 1,878410$	

À présent, il est possible de représenter graphiquement ce modèle par trois tracés surfaciques 3D. Le premier graphique montré sur la Figure 4.9 laisse voir d'une part le phénomène de fluage pendant un temps écoulé de $t = 23,6$ h, et d'autre part l'effet de la température sur la déformation de fluage.

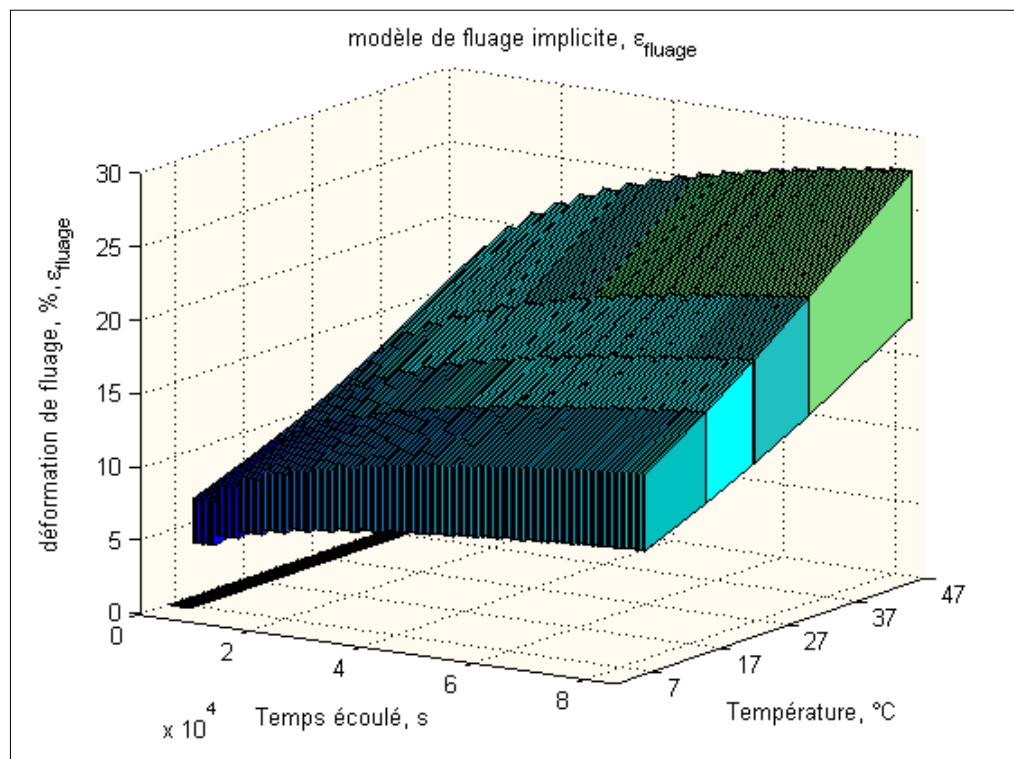


Figure 4.9 Représentation surfacique du modèle de fluage, ε , t , T_e

Le second graphique présenté à la Figure 4.10 montre l'effet de la contrainte équivalente de von Mises sur la déformation de fluage.

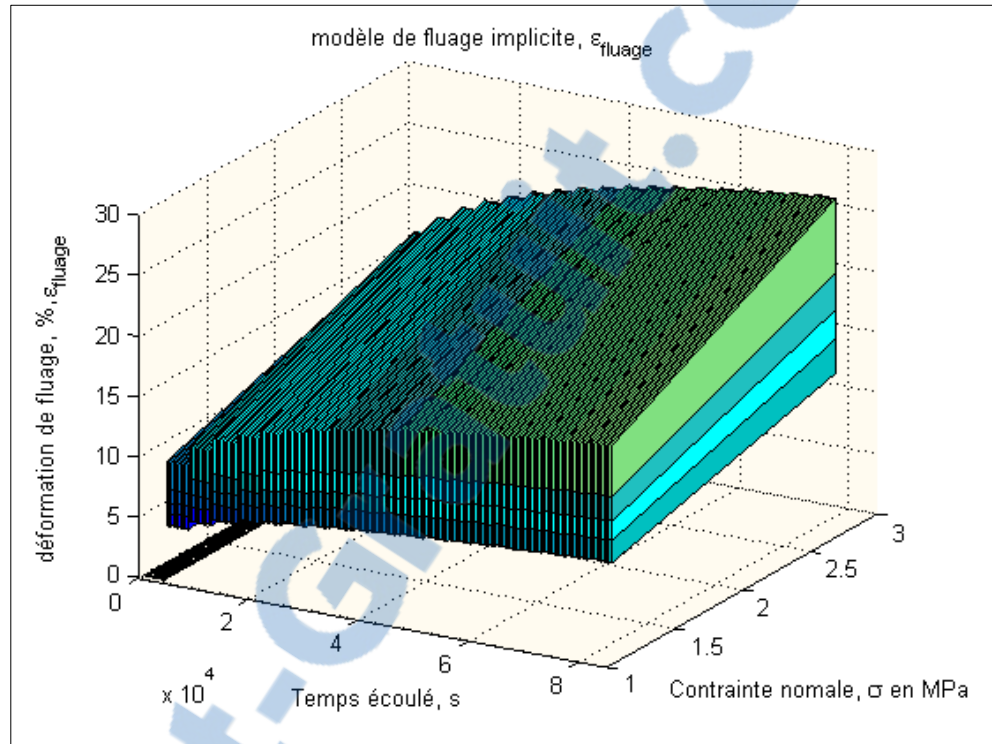


Figure 4.10 Représentation surfacique du modèle de fluage, ε , t , σ .

Pour ce qui est de la Figure 4.11, elle met en relief l'effet simultané de la contrainte équivalente et de la température sur la déformation. À première vue, le modèle semble répondre adéquatement aux mesures. Pour vérifier sa précision, une contrainte de 2,6 MPa, une température de 30°C et un temps écoulé de 16,5 h sont pris aléatoirement pour exemple. L'équation du modèle de fluage donne une déformation égale à $\varepsilon_{\text{fluage, modèle}} = 24,8\%$ comme montrée au Tableau 4.3. En se référant à la Figure 4.4, la déformation de fluage mesurée est de $\varepsilon_{\text{fluage, mesure}} = 25,8\%$. Un faible pourcentage d'erreur de 4,2% est obtenu et vient confirmer la précision de ce modèle. Un autre exemple de vérification est pris également pour le même temps écoulé que précédemment à des valeurs de température et de contrainte plus faibles égales respectivement à 6°C et 1,0 MPa. La déformation calculée avec l'équation du modèle est de $\varepsilon_{\text{fluage, modèle}} = 12,2\%$, alors que celle mesurée égale $\varepsilon_{\text{fluage, mesure}} = 12,6\%$, ce qui accuse

un faible pourcentage d'erreur de l'ordre de 3,2%. Ce modèle sert à évaluer plus tard le fluage de la garniture dans la fermeture au complet lorsque la capsule est sertie sur le goulot.

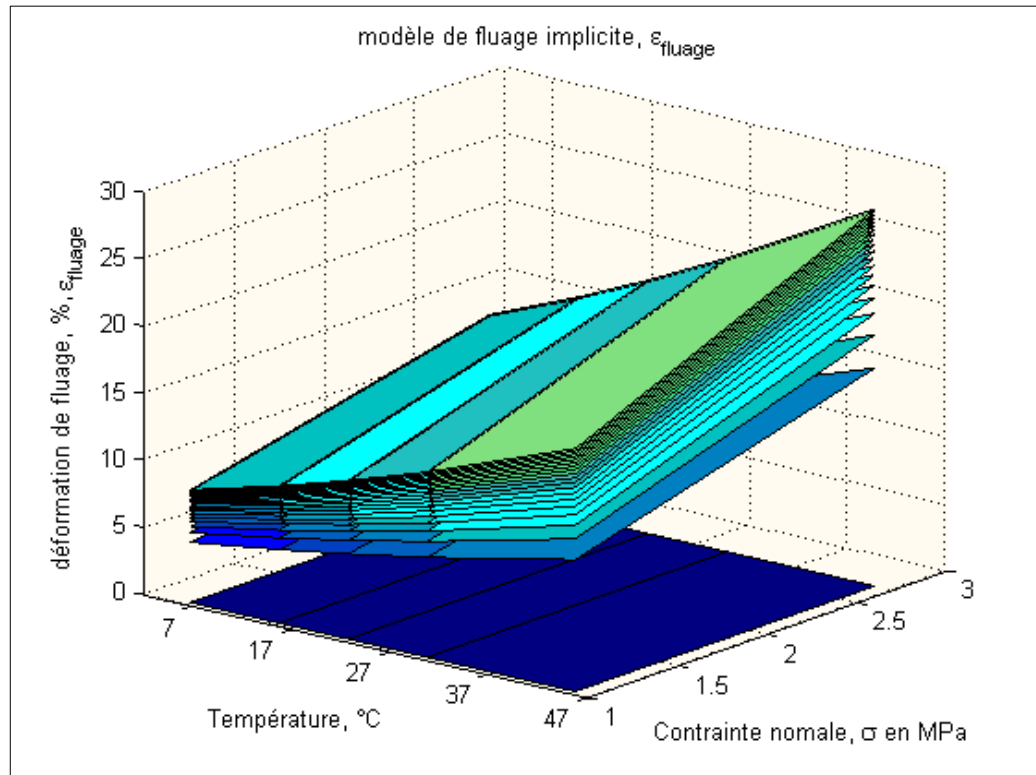


Figure 4.11 Représentation surfacique du modèle de fluage, ε , T_e , σ .

Tableau 4.3

Validité du modèle de fluage implicite global

$\sigma = 2,6 \text{ MPa}$ $T_e = 303,15 \text{ K}$ $t = 59\,400 \text{ s}$	Modèle de fluage implicite	$\varepsilon_{\text{fluage}} = \frac{C_1 \sigma^{C_2} t^{(C_3+1)} e^{(-C_4/T_e)}}{(C_3 + 1)} + C_5 \sigma^{C_6} t e^{(-C_7/T_e)} = 24,8\%$
	Mesures	$\varepsilon_{\text{fluage, mesure}} = 25,8\%$
$\sigma = 1,0 \text{ MPa}$ $T_e = 279,15 \text{ K}$ $t = 59\,400 \text{ s}$	Modèle de fluage implicite	$\varepsilon_{\text{fluage, modèle}} = 12,2\%$
	Mesures	$\varepsilon_{\text{fluage, mesure}} = 12,6\%$

4.4.2 Simulation du fluage (MÉF)

Dans cette section, les essais de fluage sont reproduits en utilisant les constantes des équations des modèles de fluage individuels (*Voir* annexe XI, page 236) et celui global dont les constantes sont présentées au Tableau 4.3. D'abord, il faut mentionner que le comportement hyperélastique de l'échantillon ne peut être considéré durant le processus de fluage. Les éléments appartenant à la famille «18x» sont recommandés dans le cadre de l'analyse du fluage implicite, plus particulièrement l'élément «Plane182». Ce dernier a la capacité de simuler les matériaux hyperélastiques complètement incompressibles. Ainsi, les deux constantes de Mooney-Rivlin sont remplacées par le module d'élasticité au début de fluage de l'échantillon pour être attribué au matériau de l'élément «Plane182». D'abord, en considérant les constantes des équations de fluage implicite générées précédemment, des simulations sont exécutées pour reproduire individuellement les diagrammes de fluage. Le modèle bâti est constitué par un échantillon élastomère annulaire de dimensions $\phi 22 \times 1,5$ mm. Étant donné la symétrie de la géométrie et du chargement, un modèle axisymétrique est discrétisé par des éléments finis sur la moitié de sa hauteur (*Voir* annexe XII, page 236 pour plus d'information dans le fichier LDPA de fluage). La Figure 4.12 montre les mesures expérimentales de déformation de fluage de von Mises de l'échantillon après un temps écoulé de $t = 23,6$ h pour une température $T_e = 30^\circ\text{C}$ et une contrainte égale à $\sigma_0 = 2,6$ MPa. La déformation est quasiment uniforme dans l'échantillon, soit une valeur moyenne de $\epsilon_{\text{fluage}} = 25,9\%$. La force imposée est appliquée à un nœud de l'élément rigide 2D (TARGE169) après avoir couplé ses deux nœuds verticalement et en maintenant un blocage radial. Un coefficient de frottement statique de 0,10 est utilisé dans toutes les simulations de fluage, si bien qu'une valeur différente de cette grandeur n'affecte quasiment en rien la déformation de fluage de l'échantillon. À titre d'exemple, pour une simulation de fluage à la température $T_e = 30^\circ\text{C}$ et à la contrainte $\sigma_0 = 2,6$ MPa, les déformations de fluage trouvées avec les deux coefficients de frottement statique 0,05 et 0,20 sont respectivement égales à 26,1% et 25,7%, et ce pour le même temps écoulé $t = 23,6$ h, soit une différence inférieure à 0,5%. Aussi, il est important de souligner la dépendance des déformations de fluage de l'histoire de l'application de la contrainte, c'est-à-dire, de l'incrément de temps.

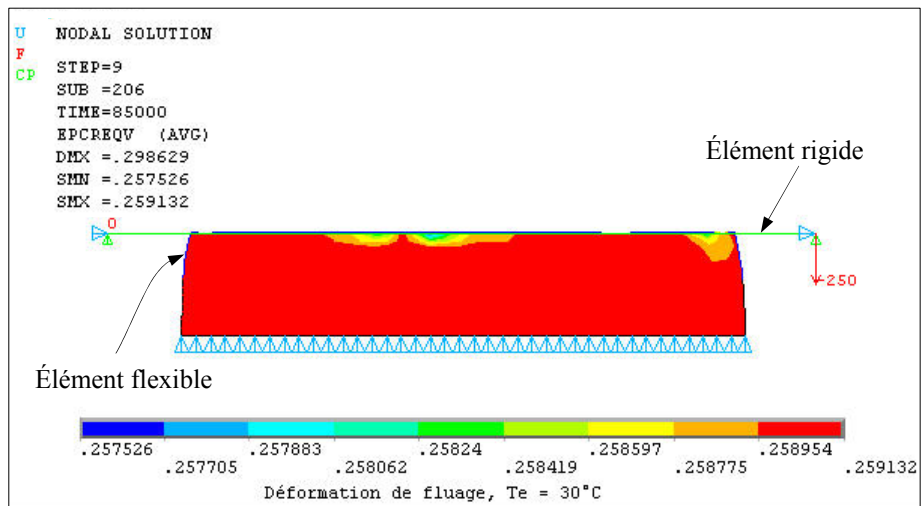


Figure 4.12 Déformation de fluage de von Mises avec la MÉF.

Pour ce qui est de la Figure 4.13 et de la Figure 4.14, elles montrent les déformations de fluage du modèle des éléments finis comparées avec celles mesurées expérimentalement pour différentes valeurs de températures et de contraintes.

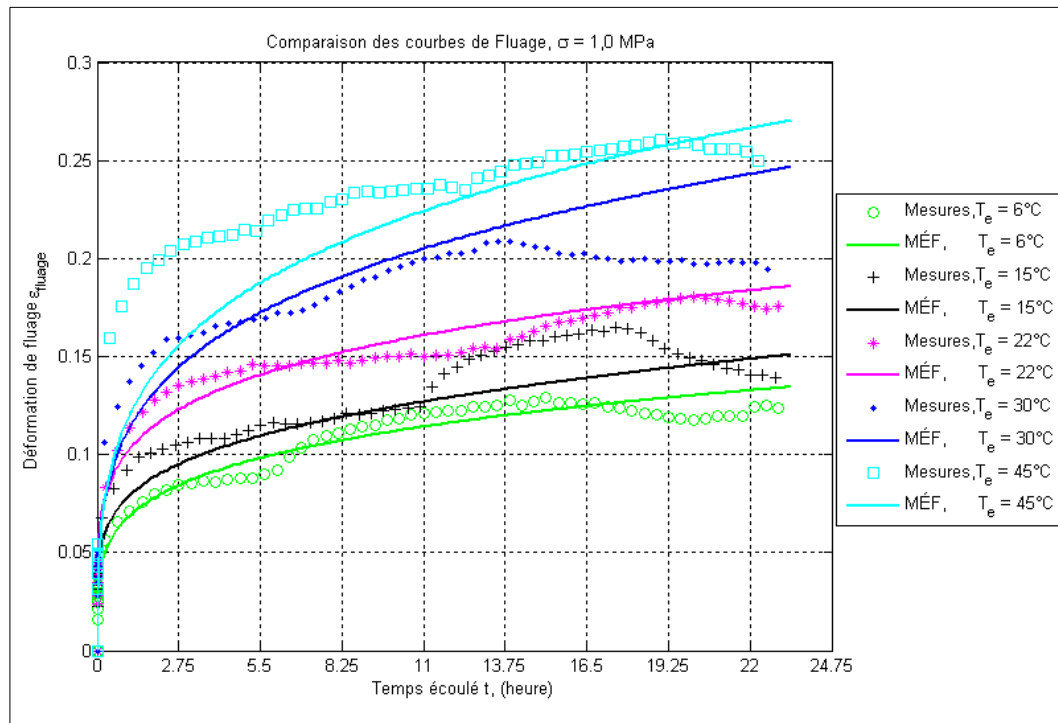


Figure 4.13 Comparaison de la MÉF avec l'expérimental, $\sigma = 1,0$ MPa.

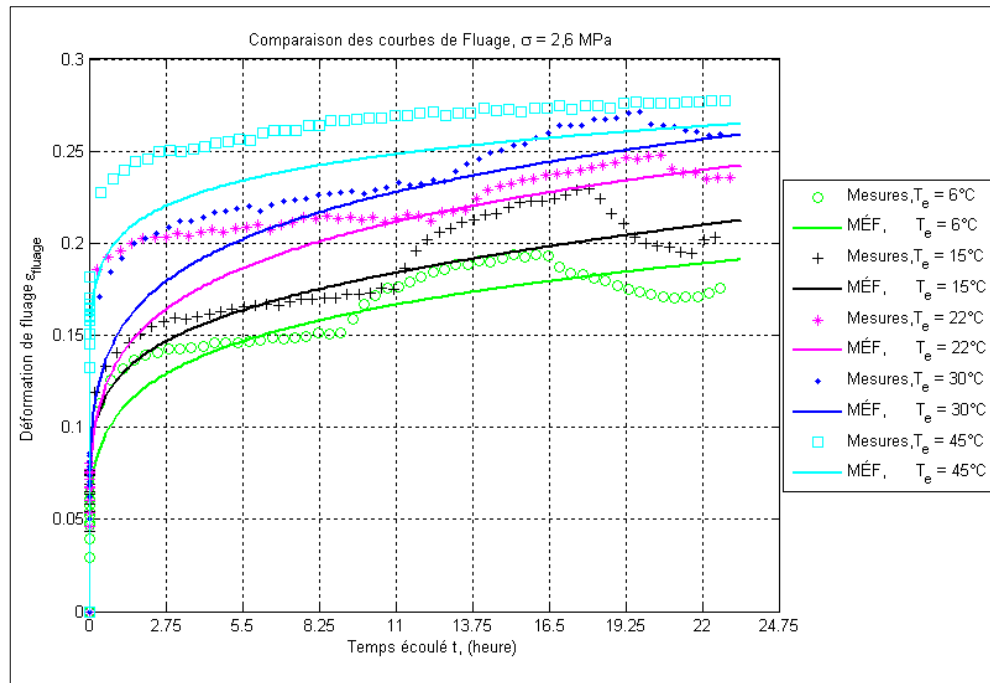


Figure 4.14 Comparaison de la MÉF avec l'expérimental, $\sigma = 2,6$ MPa.

Une bonne concordance est observée à l'exception de la simulation de fluage à la température $T_e = 45^\circ\text{C}$ correspondant à une contrainte de $\sigma_0 = 2,6$ MPa. Ceci peut être expliqué par le fait que la surface de contact entre l'échantillon et les platines augmente avec la force normale et avec la température, ce qui fait varier la contrainte équivalente de von Mises, alors que la contrainte calculée expérimentalement est basée sur la surface initiale de l'échantillon.

Par ailleurs, connaissant la déformation de fluage $\varepsilon_{\text{fluage}}$ et le niveau de contrainte σ_0 , il est possible d'évaluer le module d'élasticité de l'échantillon durant le processus de fluage à l'aide de la relation suivante :

$$E_{\text{fluage}} = \frac{\sigma_0}{\varepsilon_{\text{fluage}}} \quad (4.4)$$

La Figure 4.15 et la Figure 4.16 montrent les comparaisons du module de fluage du modèle par éléments finis avec l'expérimental. Ces diagrammes servent à évaluer la valeur du module d'élasticité de l'échantillon au début du fluage pour l'attribuer à l'élément

«PLANE182» dans le module de préparation du fichier LDPA. À titre d'exemple, pour une simulation de fluage à la température $T_e = 45^\circ\text{C}$, et la contrainte $\sigma_0 = 2,6 \text{ MPa}$, le module de fluage au début du fluage est environ égale à $E_{\text{fluage}} = 20 \text{ MPa}$.

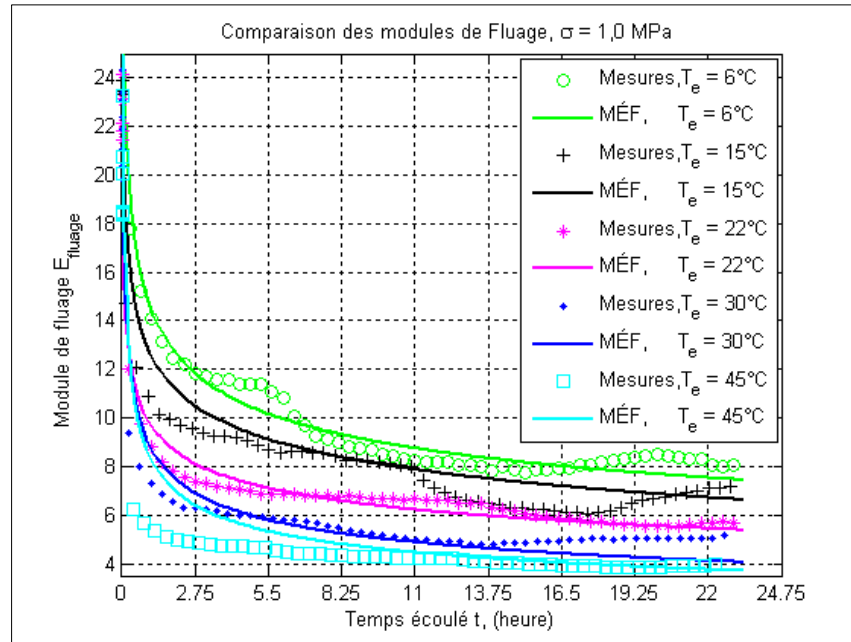


Figure 4.15 Comparaison du module de fluage, $\sigma = 1,0 \text{ MPa}$.

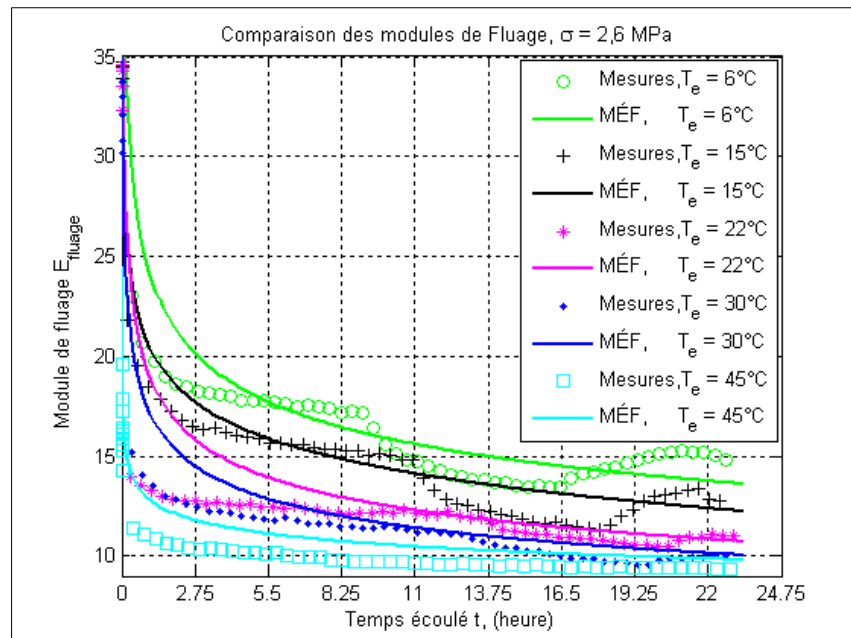


Figure 4.16 Comparaison du module de fluage, $\sigma = 2,6 \text{ MPa}$.

Après avoir validé les modèles de fluage individuellement, il est possible maintenant de passer à la deuxième étape qui réside dans la vérification du modèle de fluage implicite global dont les constantes sont montrées au Tableau 4.2. Les résultats obtenus par la MÉF sont acceptables toutes températures et contraintes confondues. La Figure 4.17 et la Figure 4.18 affichent une assez bonne concordance entre le modèle des éléments finis et les mesures expérimentales plus particulièrement pour les températures inférieures à $T_e = 30^\circ\text{C}$. Pour les températures plus élevées, le modèle de fluage des éléments finis ne permet pas d'atteindre les déformations mesurées pour un niveau de contrainte de $\sigma_0 = 1,0$ MPa, alors que ces déformations sont dépassées de beaucoup lorsqu'il s'agit de la contrainte $\sigma_0 = 2,6$ MPa, et ce pour la température $T_e = 45^\circ\text{C}$ uniquement. Ceci peut s'expliquer par le fait que la machine d'essai maintient constante une force normale, mais la contrainte équivalente de von Mises ne peut être constante du fait que la surface de contact entre l'échantillon et les platines varie dans le temps. Aussi, il est facile de remarquer que le modèle des éléments finis concorde mieux avec l'expérimental pour le niveau de contrainte $\sigma_0 = 2,6$ MPa que pour celui de $\sigma_0 = 1,0$ MPa.

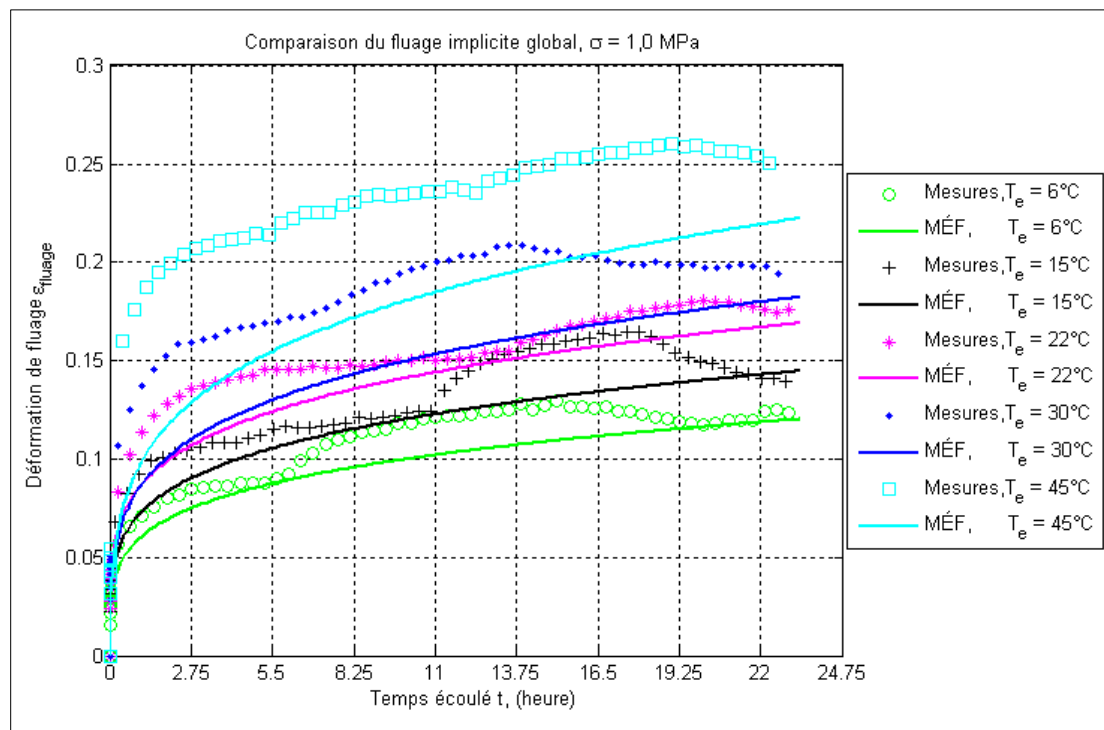


Figure 4.17 *Comparaison du fluage implicite global, $\sigma = 1,0$ MPa.*

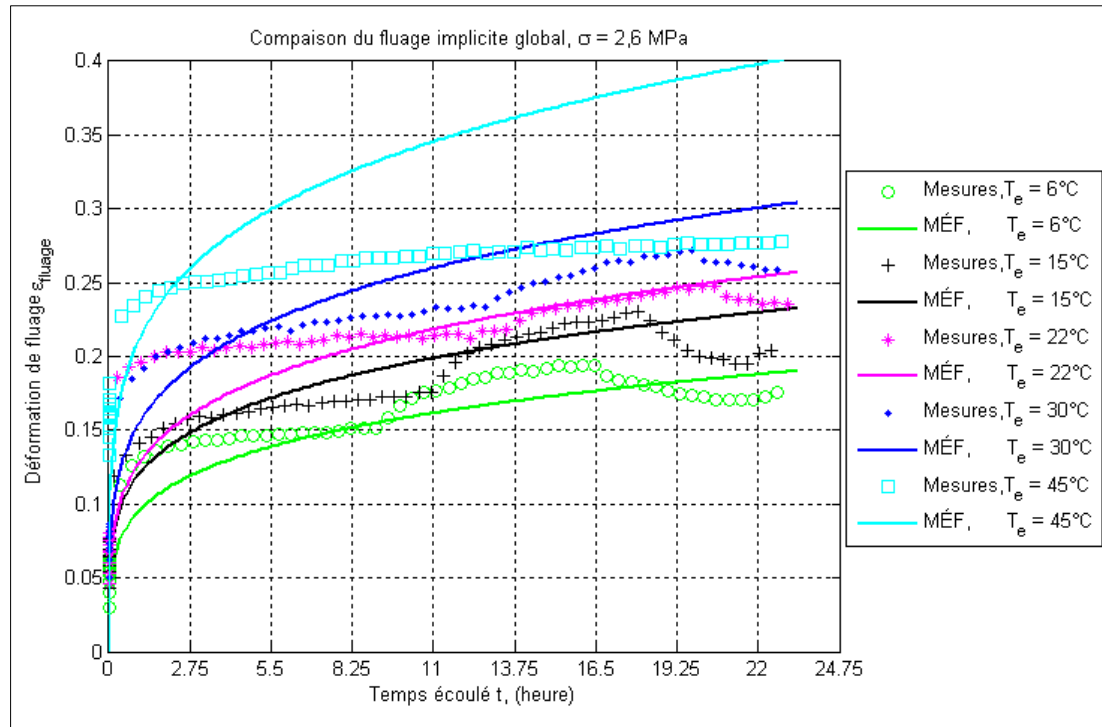


Figure 4.18 Comparaison du module de fluage global, $\sigma = 2,6$ MPa.

4.5 Conclusion

Dans ce chapitre, il était convenu de caractériser la garniture élastomère en ce qui a trait aux déformations dues au fluage. D'abord, une brève introduction du fluage est présentée mettant au clair quelques définitions pouvant aider à la compréhension du phénomène. Puis, des essais expérimentaux de fluage sont conduits à cinq différentes températures et à deux niveaux de contrainte sur un échantillon élastomère annulaire. De légères irrégularités cycliques durant le processus de fluage sont constatées dans les diagrammes expérimentaux pouvant être justifiées par la non stabilité de la tension d'alimentation de la machine pendant les heures de pointe. Ensuite, deux modèles de fluage implicite correspondant adéquatement aux paramètres mesurés sont tirés de la librairie d'Ansys® parmi les 13 modèles suggérés. Le premier modèle intitulé « modified time-hardening » possède quatre constantes. Il est destiné en occurrence au fluage primaire. Malheureusement, ce modèle n'a pas été en mesure de converger et représenter le comportement de l'échantillon aux déformations de fluage. Le second modèle à sept constantes, intitulé « primary-secondary time-hardening », répond

adéquatement à toutes les mesures de déformations de fluage pour toutes les températures et les niveaux de contraintes, une à la fois et globalement. Par la suite, un modèle des éléments finis est bâti pour reproduire les essais de mesure de déformation de fluage en utilisant les constantes du modèle global. Une assez bonne concordance avec l'expérimental est observée à l'exception des modèles simulés avec la température de 45°C. Les deux raisons majeures qui peuvent expliquer ce comportement résident d'une part dans l'hypothèse qui stipule que le chargement dans l'échantillon élastomère annulaire est uniaxial et d'autre part, dans le calcul de la contrainte normale basée sur la géométrie initiale de l'échantillon. Dans l'ensemble, compte tenu de la réponse satisfaisante du modèle de fluage global, il est possible d'évaluer le comportement en fluage de la fermeture au complet lorsque la capsule est sertie.

CHAPITRE 5

FROTTEMENT STATIQUE GARNITURE-GOULOT

5.1 Introduction

Une étape des plus importantes de la méthodologie de cette étude est la détermination du coefficient de frottement statique CFS. Il s'agit d'évaluer cette propriété entre la garniture et le goulot de la bouteille en verre. D'abord, une brève explication du frottement statique est introduite, plus particulièrement pour les matériaux caoutchouteux et élastomères. Ensuite, un échantillon élastomère annulaire est préparé pour être collé dans la rainure de l'adaptateur de joint (*Voir* Figure 2.11 du chapitre 2). Des essais expérimentaux sont alors réalisés, utilisant un montage placé à l'intérieur de l'enceinte thermique, pour mesurer le couple à diverses charges normales et températures, l'humidité étant maintenue constante à 50%. Une relation entre le couple de frottement statique mesuré, la force normale et le CFS est établie. Aussi, un modèle numérique utilisant la MÉF est bâti dans le but de reproduire tous les essais de couple de frottement statique de l'échantillon, de déplacement vertical et du CFS en fonction de la température.

5.2 Frottement

Le coefficient de frottement est une propriété de l'ensemble du système tribologique; il suffit de modifier un paramètre de ce système pour que le coefficient de frottement change (Gérald et Léo, 1998). Ils précisent aussi que les liaisons entre les chaînes, spécialement pour les polymères thermoplastiques, sont dues aux interactions de van der Waals ou forces de dipôles et à des ponts d'hydrogènes. À l'échelle macroscopique, la force de frottement est principalement causée par adhésion et déformation élastique (appelée aussi hystérésis de frottement), et elle est donnée par la relation suivante :

$$F_{\text{frottement}} = F_{\text{adhésion}} + F_{\text{déformation}} \quad (5.1)$$

La force d'adhésion dépend des effets de surface et se produit avec la formation et la rupture des liaisons intermoléculaires au niveau de l'interface, alors que la force de déformation élastique est causée par la recouvrance retardée dû au comportement viscoélastique des matériaux élastomères ou caoutchouteux (Roberts et Thomas, 1976).

Wriggers et Nettingsmeier (Wriggers et Nettingsmeier, 2004) démontrent expérimentalement que le CFS de l'élastomère dépend de la pression normale, de l'état des surfaces en contact (rugosité), de la température environnant et des propriétés du matériau (viscoélasticité).

Deladi *et al.* (Deladi et al., 2006) ajoutent aussi que la vitesse affecte le CFS en ce qui concerne les matériaux élastomères. Aussi, il est postulé que la loi de Coulomb n'est pas suffisante puisqu'elle stipule que le CFS est constant entre deux corps en contact, alors que ce n'est pas le cas du caoutchouc ou de l'élastomère (Meyer et Wollesen). Il serait peut être judicieux d'exclure les corps thermoplastiques élastomères en contact pour signifier la constance du CFS.

5.3 Expérimentation

La partie expérimentale consiste dans un premier temps à fabriquer des échantillons élastomères annulaires plats, de dimensions $\phi 22 \times 1,5$ mm, les coller avec une mince couche d'adhésif à la rainure du support en aluminium pour constituer l'adaptateur de joint. Le choix de ces dimensions est justifié par leur similitude de celles de la garniture initiale collée à la capsule métallique. Dans un second temps, le dispositif avec lequel seront conduits les essais expérimentaux est inséré à l'intérieur d'une enceinte thermique dont la température et l'humidité sont contrôlées (*Voir* Figure 2.1 du chapitre 2). Les températures d'essai T_e sont 0, 6, 15, 22, 30, 37 et 45°C, et les forces normales N appliquées sont 3 N, 8, 13, 30, 79, 127, 176, 225 et 274 N. La Figure 5.1 montre le montage expérimental ainsi que tous les dispositifs nécessaires. Il consiste à appliquer une force normale N en plaçant un poids au dessus de l'arbre instrumenté et faire tourner l'adaptateur de joint contre le verre plat. Une rosette de trois jauges collées sur la surface de l'arbre permet de mesurer la déformation

axiale et la déformation de cisaillement de l'arbre en fonction du temps. La déformation axiale sert à vérifier la force normale N appliquée alors que la déformation de cisaillement sert à mesurer le couple de torsion sur l'échantillon. Tous ces résultats seront enregistrés automatiquement en fonction de temps dans un fichier sous format texte. Ensuite, en examinant ce dernier, le couple maximum est décelé, constituant décidément le couple de frottement statique T_s ou appelé encore couple maximum de glissement. Ce couple correspond à la limite de déplacement δ_l et à la force de frottement statique F_s comme expliqué à la section 8 du chapitre 1.

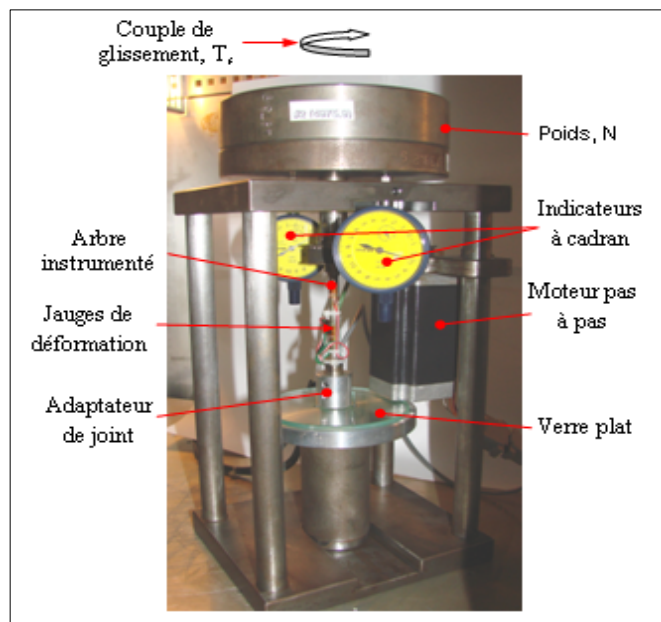


Figure 5.1 *Montage de mesure du couple de frottement statique.*

Placé dans l'enceinte thermique, le montage avec tous les dispositifs est ramené à la température uniforme désirée pour effectuer les mesures du couple de frottement statique en fonction de la force normale et du couple de frottement statique déclenchant le mouvement imminent de rotation de l'échantillon élastomère annulaire contre le verre plat. Les prises de mesure sont effectuées à des températures $T_e = 6^\circ\text{C}$, 15, 22, 30, 37 et 45°C . La Figure 5.2 montre le couple de frottement statique en fonction de la force normale appliquée sur l'échantillon pour différentes températures contrôlées. Chaque point de mesure correspond à une valeur moyenne de sept prises de mesure expérimentales, c'est-à-dire, sept impulsions de

mouvement de rotation de l'échantillon contre le verre. Une interpolation polynomiale quadratique est utilisée pour mettre en évidence l'allure des diagrammes en fonction de la température (Ces tendances sont présentées en trait continu). Cette figure révèle que le couple de frottement statique T_s croît avec la force normale N et diminue avec l'élévation de température. L'effet de cette dernière est si important sur ce couple statique, ce qui est prévisible puisque les propriétés de l'élastomère sont très sensibles au changement de température (dissipation de l'énergie interne).

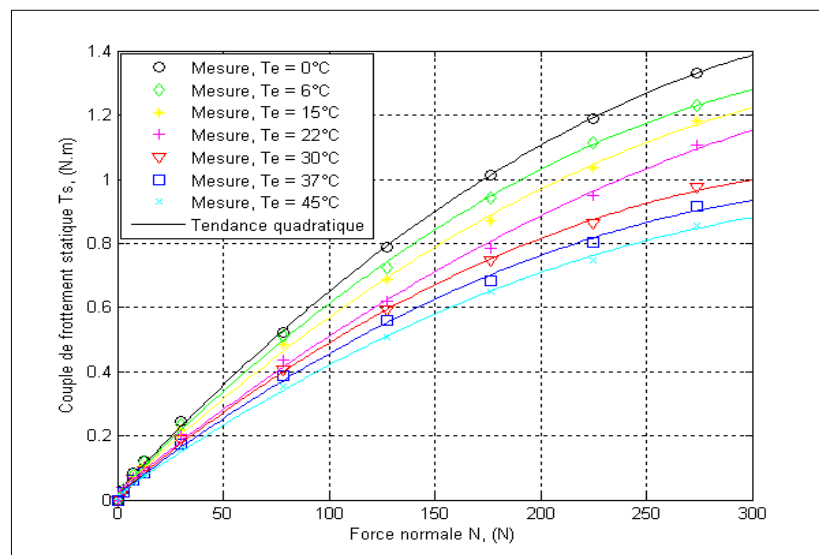


Figure 5.2 Effet de la force normale sur le couple de frottement statique.

À titre d'exemple, pour une force normale $N = 250$ N, la variation du couple de frottement statique est significative entre les deux températures extrêmes 0 et 45°C, soit quasiment une différence de 36%. Il en est de même pour la Figure 5.3 qui montre la variation du couple de frottement statique T_s en fonction de la pression p basée sur la surface initiale de contact. Cette représentation graphique est communément utilisée dans le calcul du frottement, particulièrement pour les matériaux thermoplastiques élastomères à cause de la variation de la surface de frottement en contact. Au fur et à mesure que la force normale N augmente, la surface effective de l'échantillon en contact avec le verre augmente aussi. Dans la Figure 5.3, l'aire est considérée constante, mais en réalité varie très légèrement étant donné que la paroi de l'échantillon est suffisamment mince (*Voir* section 3 ci-après de ce même chapitre).

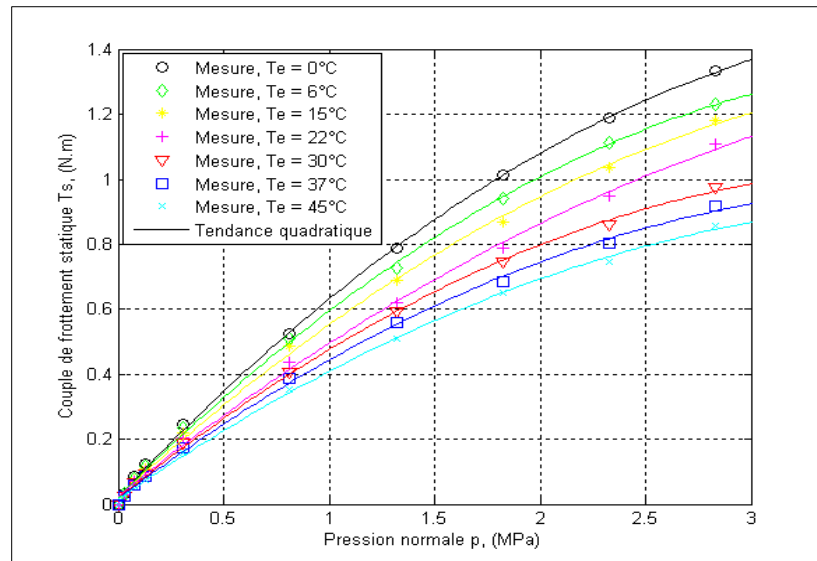


Figure 5.3 Effet de la pression normale sur le couple de frottement statique.

Un autre essai expérimental a été réalisé et consiste à prendre des mesures de déplacement vertical de l'échantillon annulaire suite à des forces normales appliquées. L'écrasement est mesuré au moyen de deux indicateurs à cadran (Mutitoyo, de précision $1\ \mu\text{m}$) fixés à la partie supérieure du montage. Lorsque le poids est appliqué au dessus de l'arbre instrumenté, il vient appuyer sur les palpeurs des deux indicateurs qui mesurent l'écrasement vertical de l'échantillon. Une valeur moyenne des lectures est calculée à chaque prise de mesure effectuée et ce pour les trois températures $T_e = 6^\circ\text{C}$, 22°C et 45°C . La prise de mesure est effectuée immédiatement après avoir placé manuellement le poids par-dessus l'arbre instrumenté avant que l'échantillon élastomère commence à fluer. Les diagrammes du couple de frottement statique en fonction de l'écrasement de l'échantillon élastomère sont alors tracés et montrés sur la Figure 5.4. Aussi, en ayant les points de mesures de couple de frottement statique et ceux de déplacement vertical, il est possible de les tracer comme montré sur la Figure 5.5. Ce comportement caractérise convenablement l'échantillon du moment qu'il tient compte à la fois du comportement hyperélastique du matériau et de ses propriétés élastiques (constantes de Mooney-Rivlin et coefficient de Poisson), du CFS μ_s entre le verre et l'échantillon élastomère en fonction de la pression normale p et de la température d'essai T_e (coefficient d'expansion thermique).

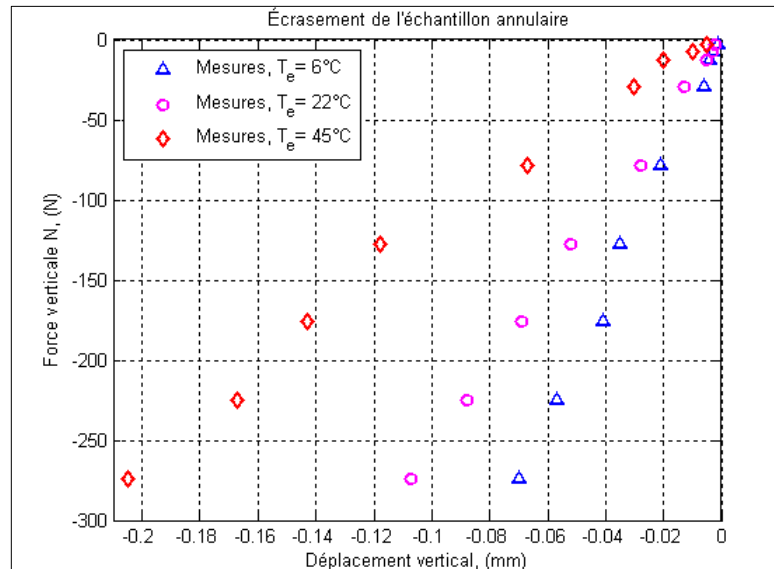


Figure 5.4 *Écrasement de l'échantillon.*

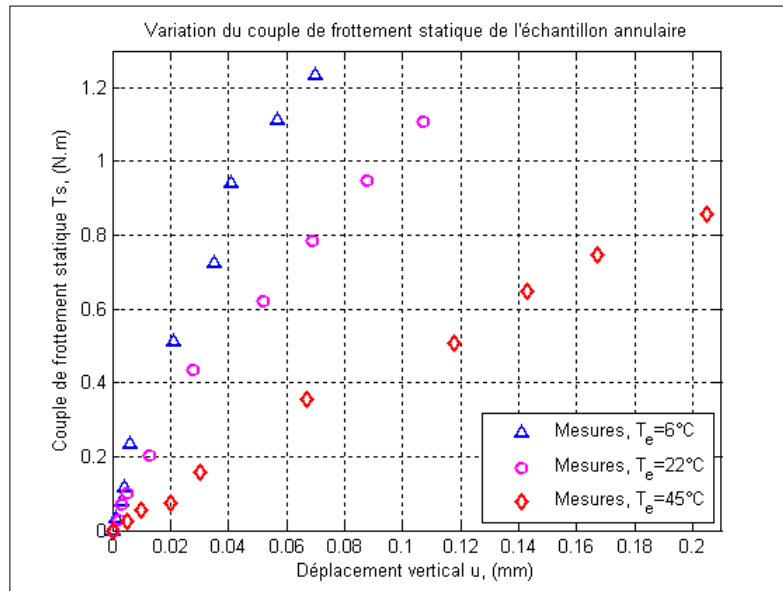


Figure 5.5 *Variation de T_s en fonction du déplacement vertical.*

5.3.1 Expression du coefficient de frottement statique CFS

Dans le but de bâtir une relation entre le couple de frottement statique mesuré T_s , la pression normale p et le CFS μ_s , des considérations ont été établies comme suit :

- ✓ L'aire initiale de l'échantillon est considérée comme étant constante et ne dépend pas de la pression normale. Les dimensions initiales de l'échantillon sont les suivantes :
 - Rayon interne : $r_i = 9,5 \text{ mm}$
 - Rayon externe : $r_e = 11 \text{ mm}$
 - Rayon moyen : $r_{\text{moy}} = 10,25 \text{ mm}$
 - Largeur de la paroi : $t = 1,5 \text{ mm}$
- ✓ Puisque l'échantillon exhibe une paroi mince $\left(\frac{r_{\text{moy}}}{t} > 5\right)$, la contrainte de cisaillement à travers cette paroi peut être considérée comme étant constante.
- ✓ La formulation est basée sur un élément de surface infinitésimale axisymétrique comme montré sur la Figure 5.6.

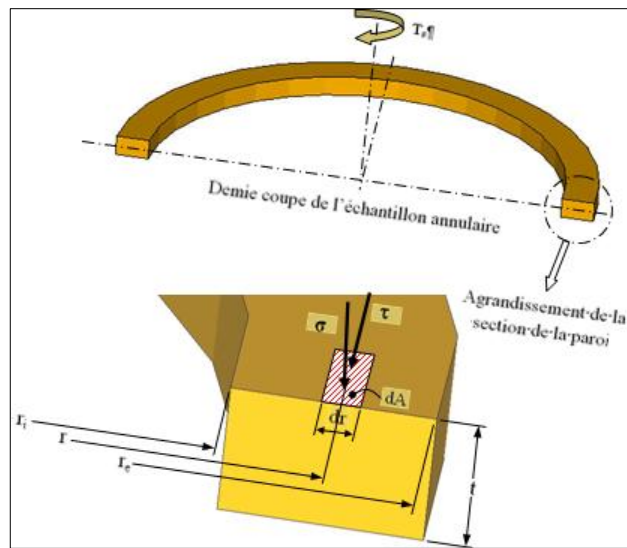


Figure 5.6 *Élément de surface.*

À présent, il est question d'établir une relation analytique entre les principales grandeurs, à savoir le couple de frottement statique T_s , la pression normale p et le CFS μ_s . Le couple de frottement statique, qui peut être appliqué sur un élément infinitésimal de surface dA en contact avec le verre plat, avant que le glissement se produise, est donné par :

$$T_s = \int_A \tau r dA \quad (5.2)$$

τ La contrainte de cisaillement à travers la surface élémentaire dA , en MPa

r Le bras de levier entre le centroïde de la surface élémentaire et l'axe de rotation de l'échantillon, en mm.

La surface élémentaire axisymétrique est égale à :

$$dA = 2\pi r dr \quad (5.3)$$

L'équation (5.2) devient :

$$T_s = 2\pi \tau \int_{r_i}^{r_e} r^2 dr \quad (5.4)$$

$$T_s = \frac{2\pi}{3} (r_e^3 - r_i^3) \tau \quad (5.5)$$

Si N est la force normale à la surface de l'échantillon, la contrainte normale σ ou la pression normale p est donnée par :

$$\sigma = p = \frac{N}{A} \quad (5.6)$$

A est l'aire de l'échantillon, elle est égale à :

$$A = \pi (r_e^2 - r_i^2) \quad (5.7)$$

Si μ_s est le CFS à l'interface échantillon-verre, la contrainte de cisaillement vaut :

$$\tau = \mu_s \sigma = \mu_s p \quad (5.8)$$

En substituant les équations (5.7) et (5.5) dans (5.4), le couple de frottement devient :

$$T_s = \frac{2}{3} \frac{r_e^2 + r_e r_i + r_i^2}{r_e + r_i} \mu_s N \quad (5.9)$$

De l'équation (5.5), le couple de frottement peut s'écrire en fonction de la pression normale :

$$T_s = \frac{2\pi}{3} (r_e^2 + r_e r_i + r_i^2) (r_e - r_i) \mu_s p \quad (5.10)$$

Le CFS peut s'écrire alors en fonction de la force normale ou encore de la pression normale:

$$\mu_s = \frac{3}{2} \frac{(r_e + r_i)}{(r_e^2 + r_e r_i + r_i^2)} \frac{T_s}{N} \quad (5.11)$$

$$\mu_s = \frac{3}{2\pi} \frac{1}{(r_e^2 + r_e r_i + r_i^2)(r_e - r_i)} \frac{T_s}{p} \quad (5.12)$$

T_s et p sont respectivement le couple de frottement statique mesuré et la pression normale calculée avec l'équation (5.5) à partir de la force normale N , qui est mesurée également. La surface de contact A de l'échantillon élastomère annulaire est maintenue constante. La détermination du CFS est une combinaison de la théorie avec l'expérimental ou encore une grandeur mesurée indirectement. À présent, il est possible de connaître le comportement du CFS en fonction de la pression ou de la force normale et par le fait même tracer les diagrammes comme il est montré sur la Figure 5.7 et la Figure 5.8. Il est à remarquer que le CFS diminue lorsque la force ou la pression normale augmente.

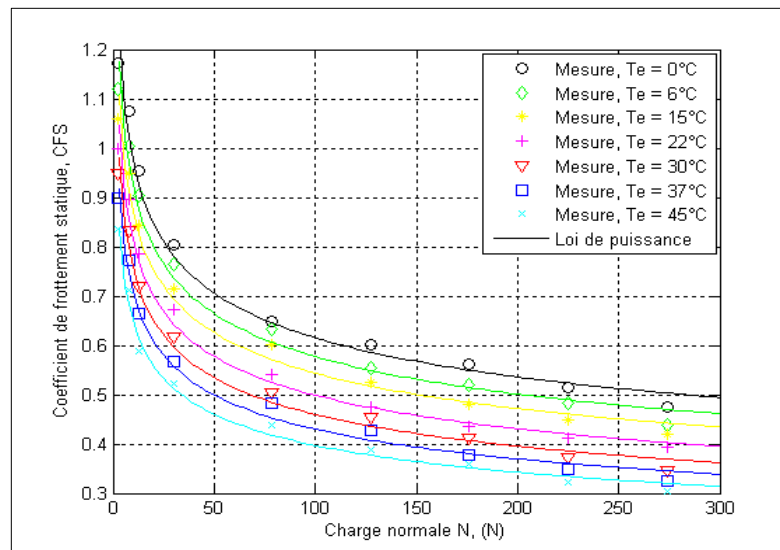


Figure 5.7 Effet de la force normale sur le CFS.

Ces essais ont été effectués avec un échantillon élastomère annulaire de même matériau que celui testé en compression (Voir Tableau 3.3 du chapitre 3). Une relation empirique souvent utilisée, caractérisée par la loi de puissance, est appliquée ici pour représenter le CFS en fonction de la pression normale p (Pietruszewska et Kowalski, 2005), elle est donnée par :

$$\mu_s = a p^n \quad (5.13)$$

Où a et n sont des constantes déterminées par l'analyse de la régression du CFS qui est calculé en fonction de la pression normale p . Cette tendance donne un meilleur coefficient de corrélation comparativement à ceux trouvés par les régressions quadratique et cubique.

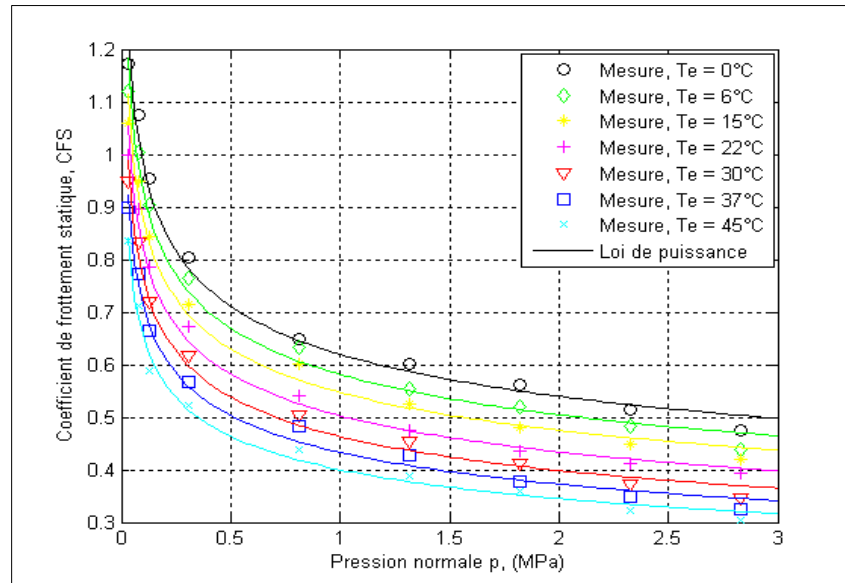


Figure 5.8 Effet de la pression normale sur le CFS.

Le Tableau 5.1 montre toutes les relations de régression exprimant le CFS en fonction de la pression normale p . Ces relations seront utilisées ultérieurement dans la modélisation de la garniture montée libre sur le goulot de la bouteille en verre en vue d'évaluer la contribution de la garniture dans le couple de dévissage de la fermeture.

Tableau 5.1

Relations de régression

Relation entre CFS et p μ_s	Température d'essai $T_e, ^\circ\text{C}$
$\mu_s = 0,6197 p^{-0,1989}$	0
$\mu_s = 0,5813 p^{-0,2036}$	6
$\mu_s = 0,5472 p^{-0,2034}$	15
$\mu_s = 0,5026 p^{-0,2118}$	22
$\mu_s = 0,4633 p^{-0,2168}$	30
$\mu_s = 0,4329 p^{-0,2166}$	37
$\mu_s = 0,3999 p^{-0,213}$	45

À présent, il est possible de tracer les diagrammes du CFS en fonction de la température et de la force normale comme montré sur la Figure 5.9. Cette dernière révèle que le CFS diminue quasiment linéairement lorsque la température et la force normale croient. Une régression linéaire représente convenablement cette tendance, et elle est signifiée par une ligne continue comme le montre la légende de la figure. Il est à remarquer également que les pentes de ces droites sont assez similaires.

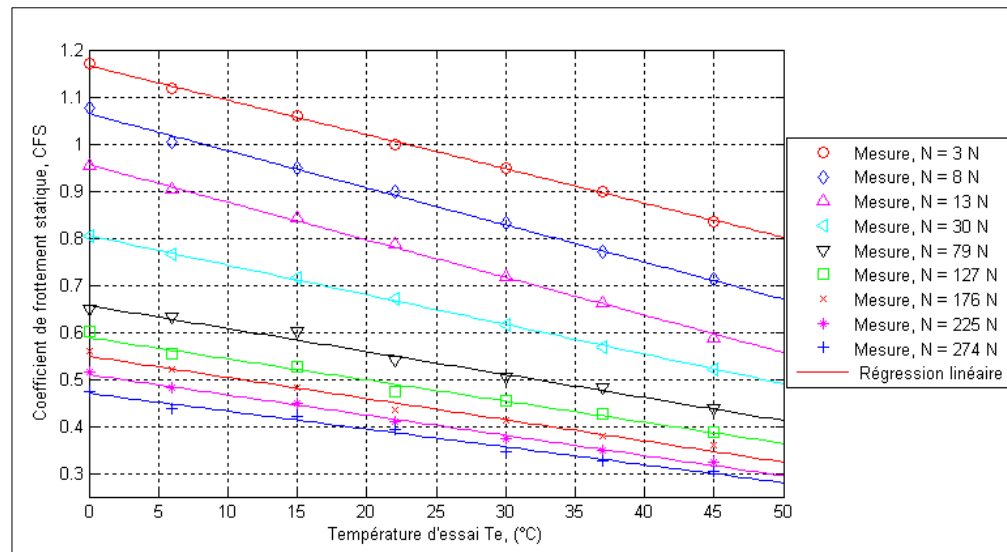


Figure 5.9 *Effet de la température sur le CFS.*

Un résumé de ces résultats expérimentaux est représenté par un tracé surfacique illustré sur la Figure 5.10, mettant en relief la variation du CFS en fonction de la force N selon la loi de puissance et en fonction de la température T_e selon une régression linéaire.

5.4 Modélisation

Pour valider le modèle par la MÉF, l'essai expérimental qui a consisté à mesurer le déplacement vertical en fonction de la force normale de l'échantillon annulaire est reproduit. La Figure 5.11 montre les diagrammes des forces normales en fonction du déplacement vertical de l'échantillon utilisant les coefficients de Poisson et les constantes de Mooney-

Rivlin tirées des essais de compression à diverses températures. Comparés aux essais expérimentaux, ces diagrammes trouvés avec la MÉF présentent une bonne concordance.

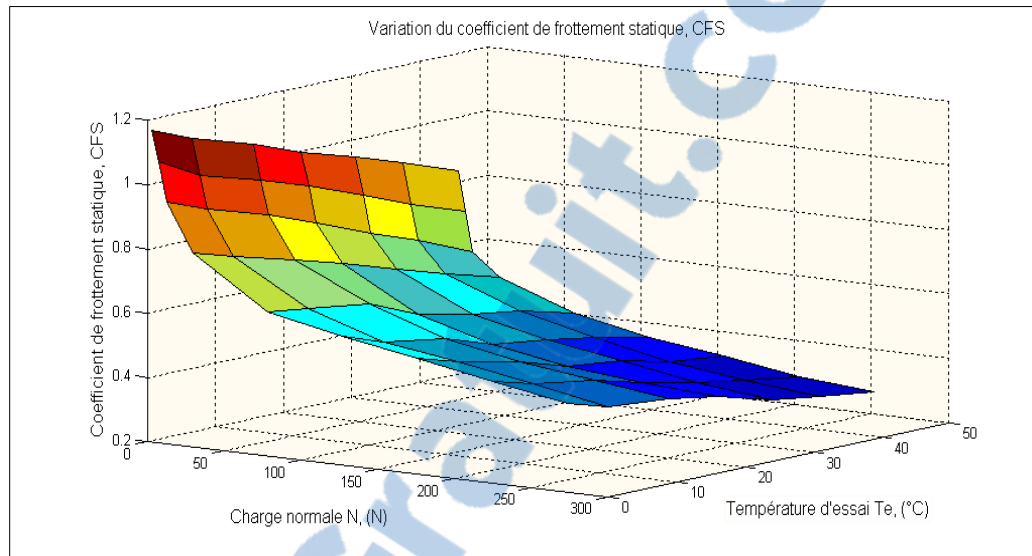


Figure 5.10 Effets de la force normale et de la température sur le CFS.

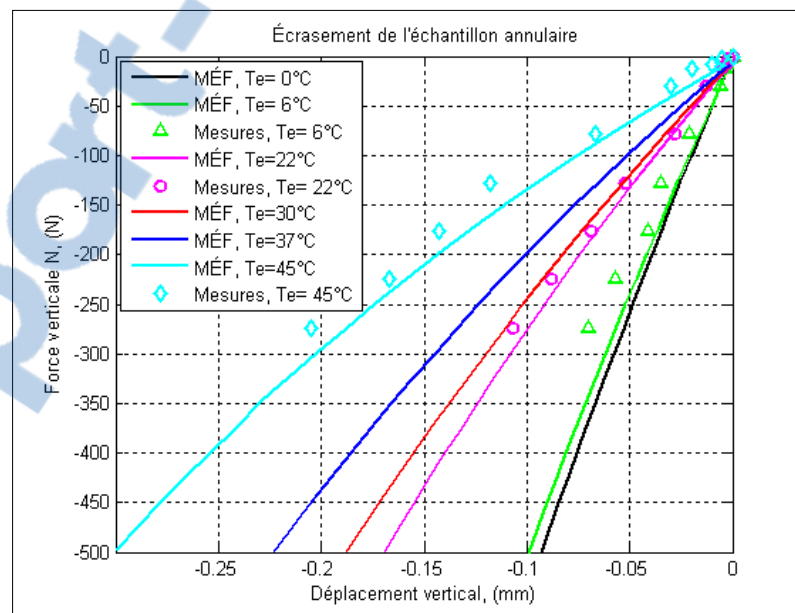


Figure 5.11 Déplacement vertical de l'échantillon annulaire.

Dans le modèle, le collage de l'échantillon dans la rainure du support en aluminium est discrétisé par un blocage radial et un couplage vertical de tous les nœuds des éléments

hyperélastiques se trouvant sur la face supérieure de l'échantillon pour appliquer par la suite la force verticale sur un de ces nœuds (nœud maître). Bien que cette discrétisation soit simple, une attention particulière y est accordée pour parvenir à un modèle représentatif de la réalité expérimentale. En effet, lorsque l'échantillon élastomère annulaire est collé dans la rainure dont la profondeur est de 0,20 mm, il est possible que l'adhésif à l'état liquide puisse remplir cette dernière, et par le fait même bloquer la paroi circonférentielle de l'échantillon, ce qui rend le déplacement radial de l'échantillon dans la rainure impossible. Des simulations sont alors exécutées avec et sans blocage des nœuds des parois de l'échantillon comme montré respectivement sur la Figure 5.12 et la Figure 5.13.

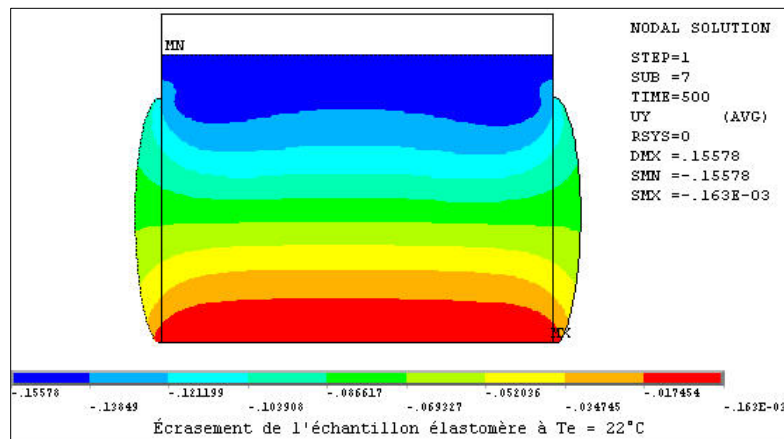


Figure 5.12 *Écrasement de l'échantillon annulaire, avec blocage latéral.*

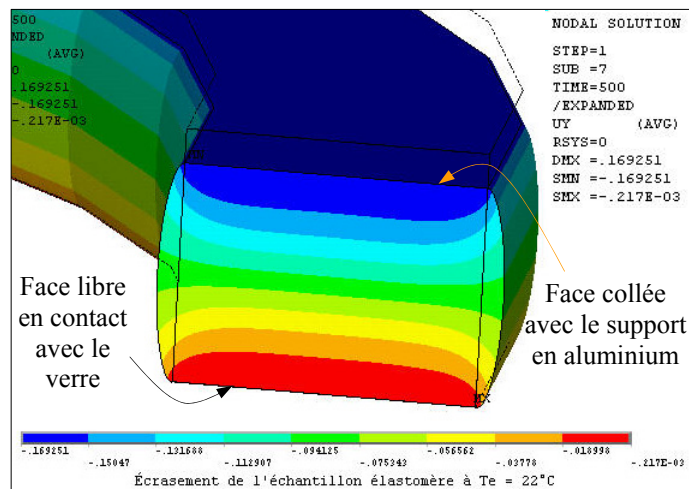


Figure 5.13 *Écrasement de l'échantillon annulaire, sans blocage latéral.*

Pour rechercher les conditions de fixation les plus adéquates, une comparaison du déplacement vertical en fonction de la force normale avec les mesures expérimentales est effectuée. La comparaison est limitée uniquement à la température de $T_e = 22^\circ\text{C}$ puisque l'aspect reste le même pour les autres températures. La Figure 5.14 prouve que lorsque les nœuds des parois ne sont pas bloqués latéralement, le modèle est plus approprié et présente une meilleure concordance avec l'expérimental.

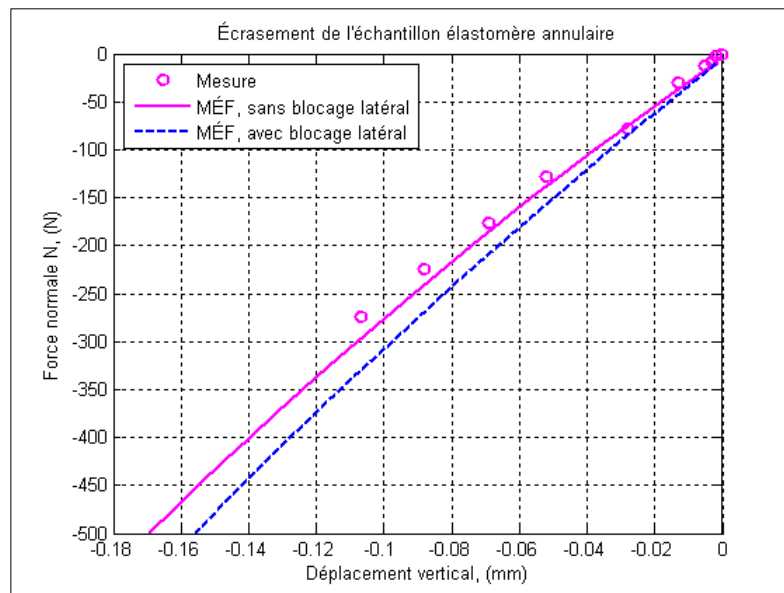


Figure 5.14 Comparaison des conditions de fixation, $T_e = 22^\circ\text{C}$.

Aussi, la surface de contact entre le verre plat et l'échantillon annulaire est considérée avec frottement dans toutes les simulations. En sachant que le CFS est variable en fonction de la pression (Voir Tableau 5.1), une boucle itérative de calcul a été effectuée dans le module de solution du fichier LDPA pour permettre d'ajuster le CFS en fonction de la pression normale en considérant la variation de la surface de contact entre l'échantillon et le verre et la force normale N avec comme critère de convergence la différence de pression, à savoir :

$$abs(pm - pmp) / pm \geq 0,01$$

pm La pression normale actuelle calculée avec la force normale et la surface de contact correspondante, en MPa.

pmp La pression normale initiale, en MPa

Cette géométrie non linéaire est aussi modélisée avec des éléments de contact à l'interface, entre le verre et l'échantillon, pour pouvoir déterminer les forces de contact (*Voir Annexe X, page 241 pour plus d'informations sur le fichier LDPA*). Tous les essais expérimentaux sont alors reproduits en utilisant la MÉF. D'abord, les diagrammes du couple de frottement statique en fonction de la force normale à diverses températures sont comparés avec ceux trouvés expérimentalement comme montré sur la Figure 5.15. Les résultats numériques sont assez similaires à ceux expérimentaux.

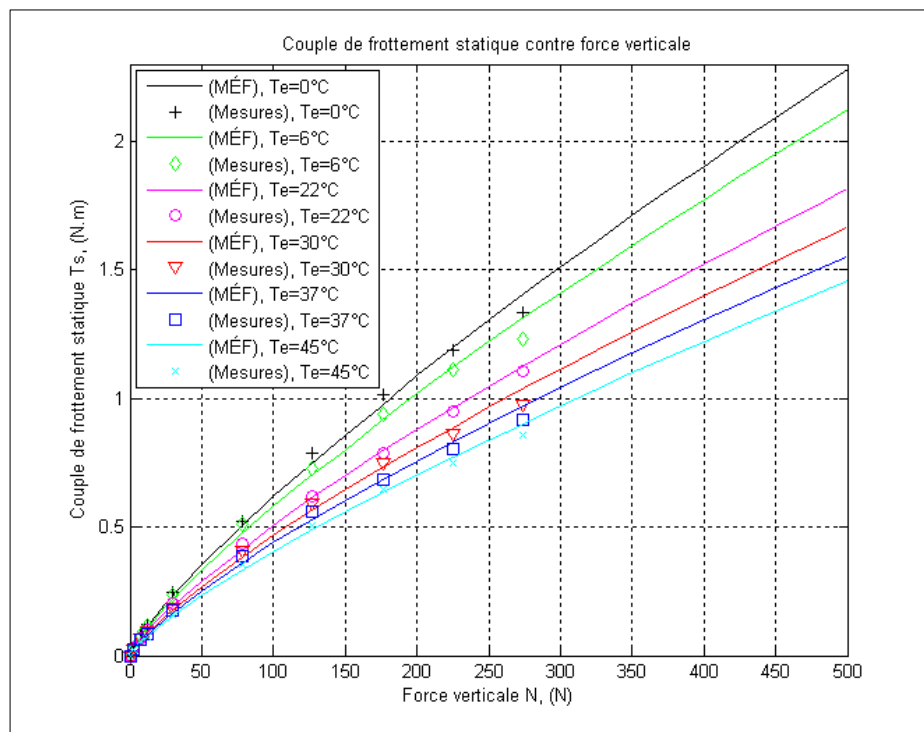


Figure 5.15 Comparaison des couples de frottement statique.

Ensuite, la variation du couple de frottement statique T_s en fonction de l'écrasement de l'échantillon à diverses températures est aussi déterminée avec la MÉF. La Figure 5.16 montre les diagrammes d'écrasement de l'échantillon annulaire en fonction du couple de frottement statique T_s , comparés avec ceux trouvés expérimentalement. Une bonne concordance est observée. Également, la Figure 5.17 affiche une comparaison des CFS en fonction de la pression. Ce résultat numérique est utile puisqu'il a été possible d'évaluer le

CFS en fonction de la pression normale p qui tient compte de la variation de la surface de contact, alors que lors des mesures expérimentales, il était difficile de quantifier cette variation, et par conséquent, la pression normale est calculée sur la base d'une surface invariable de l'échantillon en fonction de la force normale appliquée, ce qui peut justifier la différence dans les résultats numériques avec les mesures.

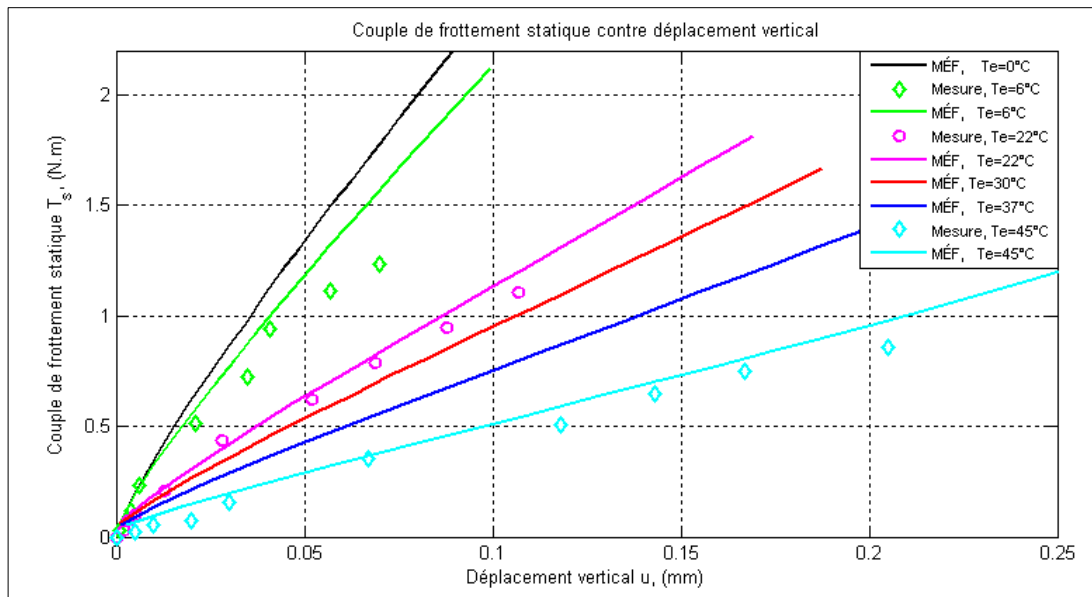


Figure 5.16 *Comparaison des couples de frottement statique.*

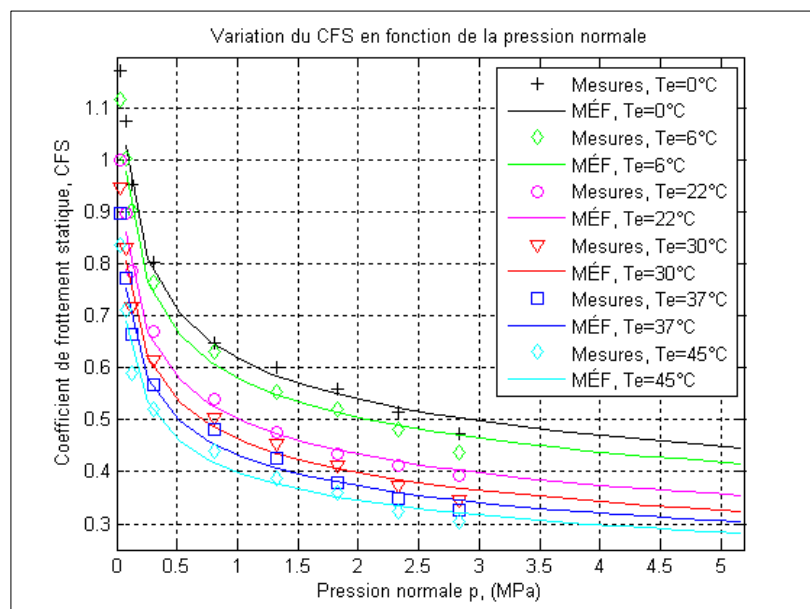


Figure 5.17 *Comparaison des CFS.*

À présent, il est possible de reproduire le graphique du CFS en fonction de la pression normale p et de la température T_e dans un tracé surfacique utilisant la MÉF comme montré sur la Figure 5.18. La Figure 5.19 affiche à son tour la variation du couple de frottement statique en fonction du déplacement de l'échantillon annulaire et de la température. Pour ce qui est de la Figure 5.20, elle montre le déplacement vertical en fonction de la pression normale et de la température.

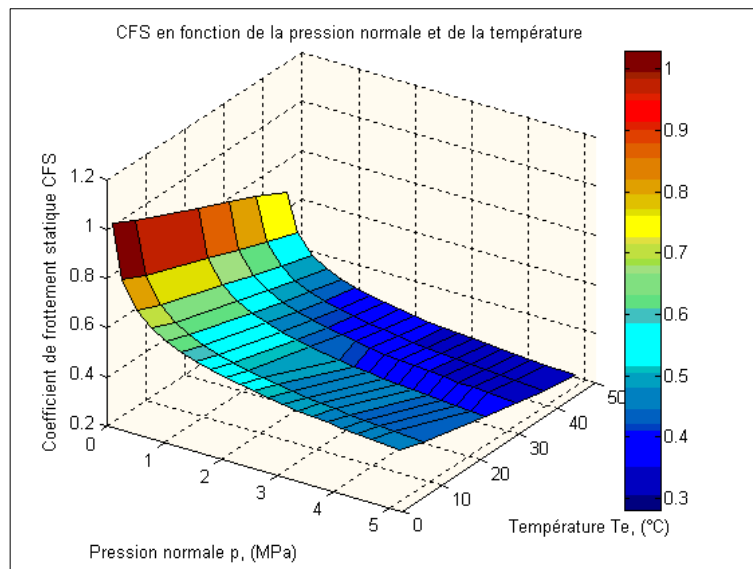


Figure 5.18 Effets de p et de T_e sur le CFS.

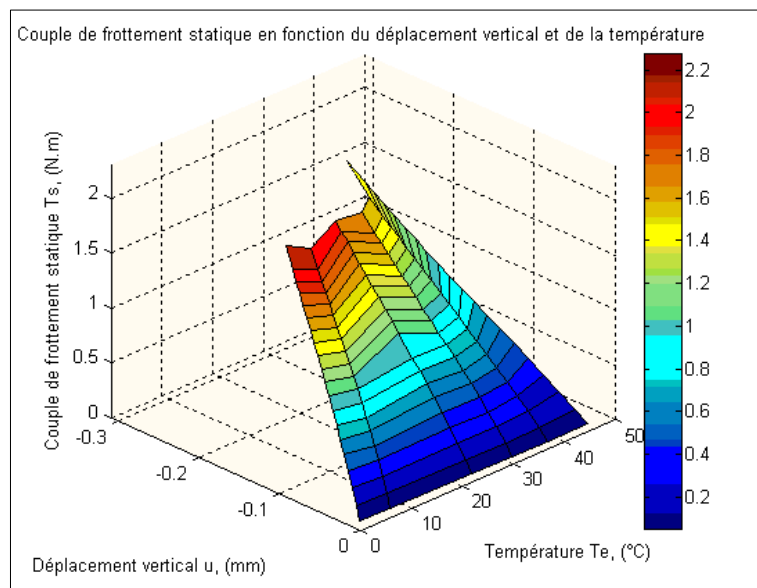


Figure 5.19 Effets de p et de T_e sur le couple de frottement statique.

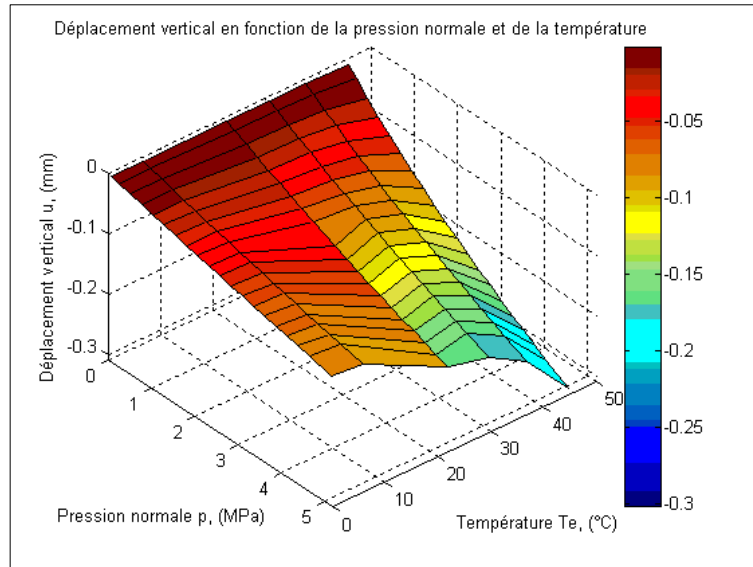


Figure 5.20 Effets de p et de T_e sur le déplacement vertical.

5.5 Conclusion

Dans ce chapitre, il a été question de déterminer le CFS de l'échantillon élastomère annulaire plat en contact avec le verre également plat. Le couple de frottement statique T_s est mesuré en fonction de la force normale N ou la pression normale p à des températures variant de $T_e = 0^\circ\text{C}$ à 45°C . Les résultats ont montré que la température affecte significativement le couple de frottement statique, plus particulièrement lorsque la pression est importante. Les résultats expérimentaux ont montré que, plus la température et la force normale sont élevées, plus le couple de frottement statique diminue.

Une relation analytique est formulée pour exprimer le CFS en fonction du couple de frottement statique et de la pression, avec l'hypothèse stipulant que la contrainte de cisaillement à travers la paroi soit constante. Cette supposition demeure logique du moment que la paroi de l'échantillon élastomère annulaire est suffisamment mince.

Le CFS est calculé à partir de la relation trouvée en se servant des données expérimentales de couple en fonction de la charge normale. Comme résultat, le CFS se trouve à être variable et

dépend amplement de la pression normale et également de la température. Cette dépendance est communément représentée par une relation empirique faisant appel à la loi de puissance.

Un modèle numérique est bâti pour reproduire l'écrasement de l'échantillon élastomère annulaire en fonction de la force normale en utilisant les propriétés élastiques de Mooney-Rivlin trouvées antérieurement au chapitre 3. Une bonne concordance est observée entre l'expérimental et les résultats numériques utilisant la MÉF.

Les résultats obtenus dans ce chapitre montrent bien l'utilité et l'intérêt que peut susciter cette étape d'évaluation du couple du frottement statique qui dépend considérablement de la température et de la pression normale.

CHAPITRE 6

MODÉLISATION

6.1 Introduction

Dans ce chapitre, il est question de mesurer le couple dans la garniture montée libre (capsule libre) sur le goulot de la bouteille en verre. Dans un premier temps, en ayant la capsule montée libre sur le goulot de la bouteille, des essais de mesure de couple de glissement maximum en fonction de la charge normale ont été réalisés à diverses températures similairement aux expériences de mesure de l'écrasement de la garniture annulaire traitées au chapitre précédent. Dans un second temps, un modèle numérique utilisant la MÉF est bâti pour reproduire les mesures expérimentales en se servant bien entendu de toutes les propriétés élastiques à diverses températures déterminées antérieurement. Dans un troisième temps, une formulation numérique utilisant également la MÉF faisant inclure les relations empiriques du CFS en fonction de la pression normale et permet de calculer le couple de glissement maximum. Ensuite, le couple de dévissage global est mesuré en fonction de la température et du temps après une opération de sertissage au moyen d'une écapsuleuse manuelle. Dans un dernier temps, la contribution de la garniture dans le couple global de dévissage en fonction de son écrasement et de la force verticale est déterminée et ce pour diverses températures. Aussi, le CFS au niveau du filetage avec la capsule (acier-verre) sera déduit à partir des formulations théoriques rencontrées dans le premier chapitre de cette étude et des relations numériques développées dans le chapitre précédent et éventuellement dans ce présent chapitre.

6.2 Expérimentation

D'une manière analogue à l'essai de mesure de l'écrasement de l'échantillon élastomère annulaire mais en remplaçant l'adaptateur de joint par celui de bouteille et l'adaptateur de capsule sertie par celui de la capsule montée libre, le dispositif de mesure du couple de

glissement est montré sur la Figure 6.1 (*Voir section 2.3.3 pour plus de détails sur l'adaptateur de capsule montée libre*).

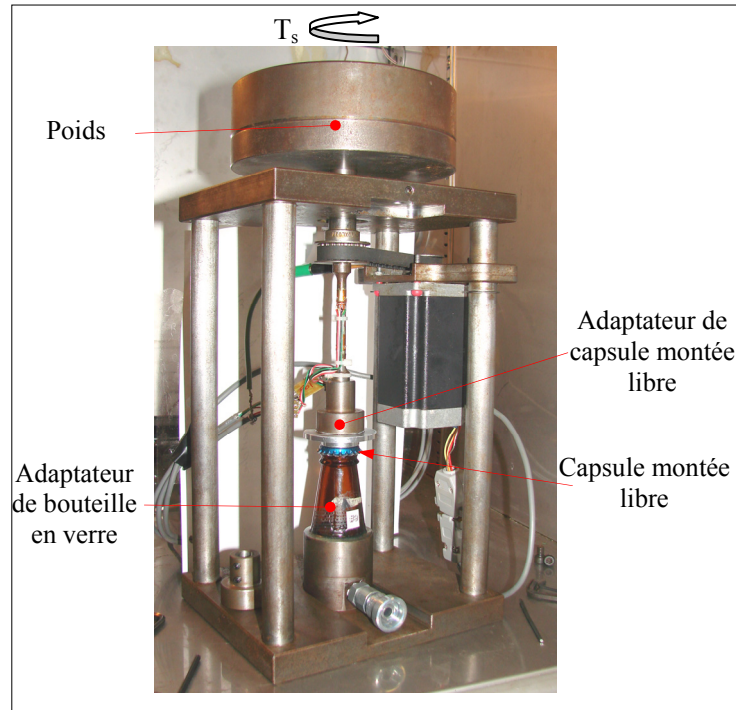


Figure 6.1 *Dispositif de mesure du couple de glissement.*

Placé dans l'enceinte thermique, le dispositif permet de mesurer le couple de glissement maximum T_s en fonction de la charge normale N à diverses températures T_e . La Figure 6.2 montre la variation du couple de glissement en fonction de la charge normale. La présence des lignes en trait continu, représentant les courbes de tendance quadratique, sert uniquement à mieux illustrer les diagrammes, pour toutes les figures d'ailleurs. Le couple de glissement dépend de l'équilibre statique et du CFS qui est fonction à son tour de la pression normale et du comportement hyperélastique du matériau. D'autres essais sont également conduits pour mesurer le déplacement vertical en fonction de la force normale et ce à diverses températures comme indiqué sur la Figure 6.3. Les prises de mesure de déplacement sont effectuées immédiatement après la mise en place du poids par-dessus l'arbre instrumenté qui vient écraser la garniture de la capsule montée libre contre le goulot en verre. Seule la garniture élastomère qui est en contact avec le goulot de la bouteille. Les deux indicateurs à cadran,

placés diamétralement opposés, affichent alors les déplacements verticaux u_v de l'ensemble constituant la fermeture. Une valeur moyenne des deux lectures des déplacements est alors calculée pour chaque masse appliquée.

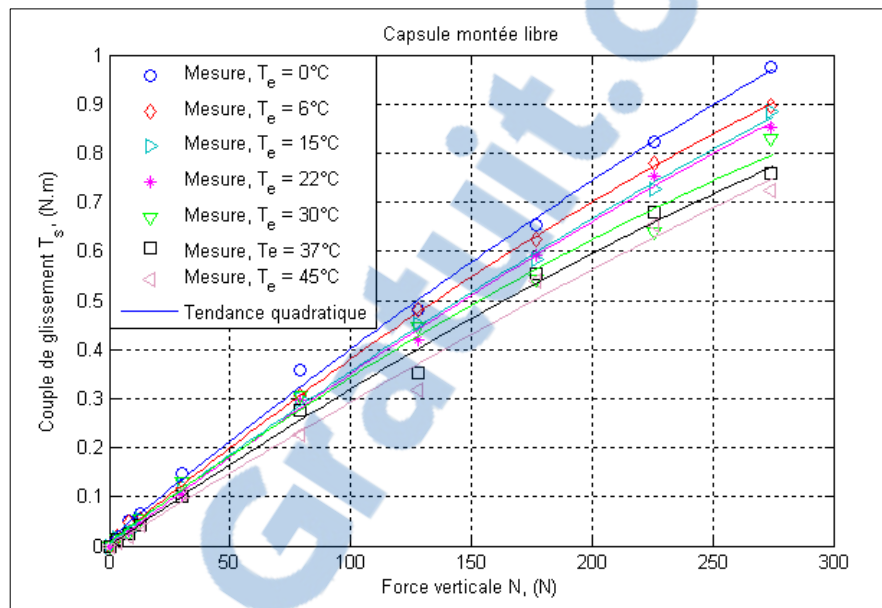


Figure 6.2 *Couple de glissement, capsule montée libre.*

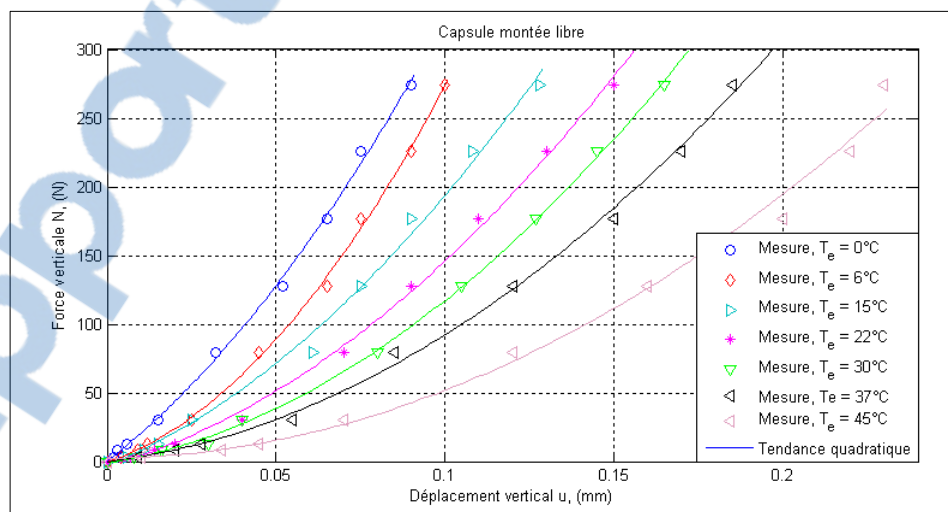


Figure 6.3 *Déplacement vertical, capsule montée libre.*

Il est intéressant de voir la dépendance de ces grandeurs entre elles. Le déplacement vertical u_v dépend de la température T_e , du CFS μ_s et du matériau de la garniture. Le CFS dépend à

son tour de la température T_e et de la pression p . Cette dernière est due à la force normale N et dépend de la surface de contact entre la garniture et le verre qui augmente au fur et à mesure que la force de contact devienne plus importante. À présent, il est possible d'exprimer le couple de glissement maximum T_s en fonction du déplacement vertical u . Le tracé des diagrammes est montré sur la Figure 6.4 qui dégage un comportement non linéaire dû à l'hyperélasticité de la garniture, aux éléments de contacts goulot-garniture, au frottement et au grand déplacement qui modifie la géométrie lorsqu'elle est écrasée.

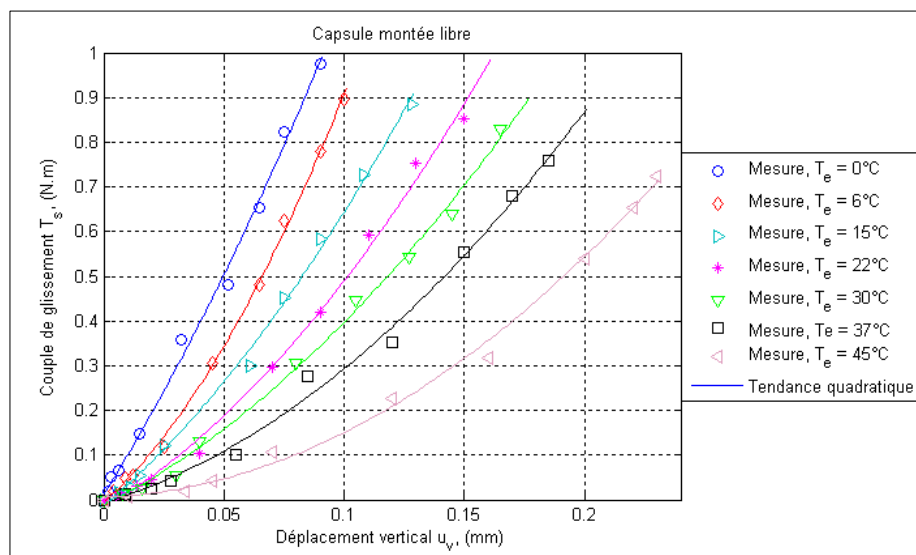


Figure 6.4 *Couple de glissement et déplacement vertical.*

6.3 Analyse par la MÉF

Les grandeurs mesurées expérimentalement du couple de glissement T_s et du déplacement vertical u de la garniture en fonction de la température T_e peuvent être aussi évaluées numériquement en utilisant la MÉF. En plus, cette dernière est bénéfique puisqu'elle permet d'éviter les coûts excessifs de conception et de confection des montages expérimentaux et de faire varier également dans les plus brefs délais les paramètres clés de conception telles que les propriétés du matériau de la garniture, la géométrie du goulot ou le profil du filetage. La MÉF sert aussi à mettre en exergue la distribution des forces de contact aux interfaces goulot-garniture et capsule-goulot. Primo, cette modélisation sert à reproduire tous les essais expérimentaux de la capsule montée libre pour s'assurer que toutes les propriétés mécaniques

mesurées offrent les mêmes résultats lorsque la MÉF est utilisée. Une fois le modèle numérique fiable, il est possible d'aller de l'avant pour modéliser la fermeture au complet en réalisant l'opération de sertissage, afin d'évaluer le couple de dévissage, objet du chapitre 7. Secondo, il y a lieu de montrer l'étendu de l'effet du CFS sur le couple de glissement. Ceci nécessite d'une part, de développer une formulation analytique combinée avec la MÉF pour exprimer cette relation et d'autre part, insérer cette dernière dans le modèle des éléments finis (fichier LDPA). Ainsi, il devient possible, comme tierce but, d'évaluer le couple de glissement maximum de la capsule montée libre sur le goulot de la bouteille en verre, à différentes températures.

Il est question de construire un modèle numérique se devant de répondre réellement au dispositif de mesure du couple de glissement utilisé lors des essais expérimentaux, aussi bien sur le plan de la géométrie que sur le plan des conditions frontières physiques. Pour ce faire, un modèle axisymétrique est bâti au départ sur «Ansys® classique» vu qu'il est représentatif moyennant quelques simplifications et rapide de convergence étant donné son nombre d'éléments réduits. Par la suite, un modèle 3D sur «Ansys® Workbench» est construit pour reproduire les essais expérimentaux aussi bien pour la mesure du couple de glissement de la capsule montée libre que le couple de dévissage de la fermeture au complet (les raisons de la modélisation 3D sont justifiées ultérieurement). D'abord, la géométrie de la garniture et de la capsule est obtenue par numérisation à haute résolution alors que celle du goulot de la bouteille en verre est redessinée à l'aide d'un microscope optique. Ensuite, les conditions frontières de température, de chargement et de blocage sont appliquées aux modèles. La discrétisation du modèle axisymétrique est contenue dans un fichier texte LDPA, alors que celle du modèle 3D est modélisée directement dans le module de modélisation Workbench.

6.3.1 Modèle axisymétrique 2D

D'abord, il faut mentionner que les géométries constituant ce modèle ne sont pas toutes axisymétriques 2 D par rapport à l'axe de révolution. En examinant la capsule qui contient 21 flûtes, un nombre impair, il est impossible de la représenter dans un modèle axisymétrique

2D. Il en est de même pour le goulot de la bouteille qui est muni d'un filetage à quatre entrées. La garniture, et le chargement externe signifié par une force verticale, exhibent par contre une entière symétrie 2D. Dans la modélisation de mesure du couple de glissement, la partie fileté n'y intervient. Par conséquent, si la jupe de la capsule est ignorée, la présence du modèle axisymétrique 2D peut être justifiée et il est bon de connaître l'effet de non symétrie de la capsule en comparant les résultats du modèle axisymétrique avec ceux du modèle 3D ultérieurement.

6.3.1.1 Géométries de la capsule et de la garniture

Vu la forme complexe de la géométrie de la garniture élastomère et de la capsule métallique, il a été envisagé au départ de numériser la moitié de la fermeture (*Voir* Figure 6.5) avec un numériseur à haute performance en ce qui a trait à la résolution dans le but de reproduire le profil de ces géométries avec une meilleure précision. Il y a lieu aussi de souligner que suite à une bonne lubrification de l'outil diamant et une avance de coupe appropriée, le bon état de surface obtenu de la capsule découpée a permis de reproduire avec précision les formes géométriques de la garniture et de la capsule. Cependant, il est utile de mentionner la présence de légères disparités dans les dimensions géométriques des quelques capsules examinées. Une valeur moyenne de toutes les grandeurs mesurées est établie.

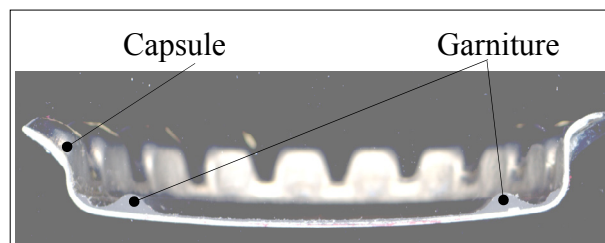


Figure 6.5 *Numérisation de la capsule.*

Ensuite, l'image est importée dans le logiciel «Pro/ENGINEER» (Pro/ENGINEER®, 2003) pour redessiner le contour de la garniture. Le dessin obtenu est alors exporté dans un fichier de format «IGES» (Initial Graphics Exchange Specification) en tant que géométrie surfacique pour être importée par après dans «Ansys® classique».

6.3.1.2 Géométrie du goulot de la bouteille en verre

Une dizaine de goulots a été coupée en deux moitiés égales à l'aide d'un outil diamant. Ensuite, ces dernières sont examinées avec un microscope optique avec un rapport d'amplification de 100/1 pour déterminer les dimensions du profil de la section et les caractéristiques des filets à quatre entrées. Bien qu'il soit constaté une disparité dans les tolérances dimensionnelles des quelques goulots examinés, il n'en demeure pas moins qu'une valeur moyenne de toutes les dimensions des formes géométriques mesurées soit assez représentative de la réalité. La Figure 6.6 montre en deux temps, le goulot de la bouteille en verre et la section de la paroi du goulot avec les cotations nécessaires.

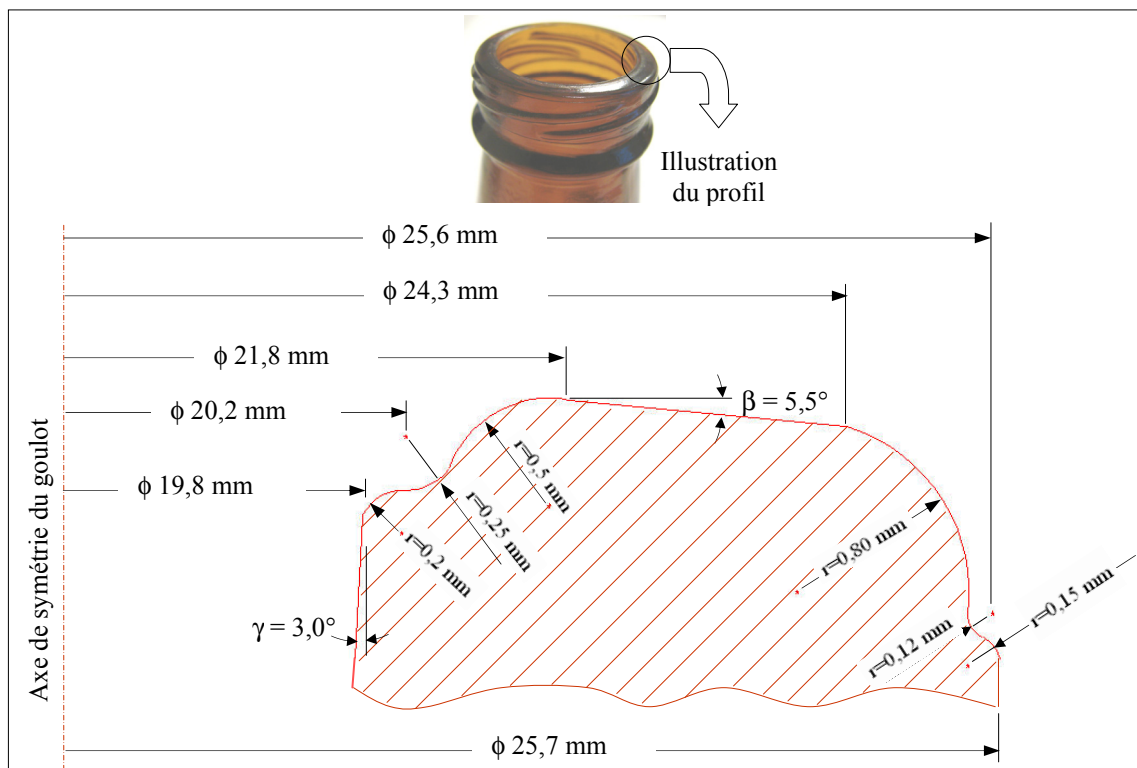


Figure 6.6 Profil du goulot de la bouteille en verre.

6.3.1.3 Géométrie de l'ensemble et modèle numérique

Comme il est montré à la Figure 6.7, l'ensemble à modéliser est constitué de la capsule collée à l'adaptateur de capsule montée libre sur le goulot de la bouteille en verre. La colle

universelle utilisée est l'adhésif «Loctite 401». L'épaisseur de l'adhésif est déterminée au moyen d'un indicateur à cadran (Mutitoyo, précision de $1\ \mu\text{m}$) placé au dessus de la capsule avant et après l'opération de collage.

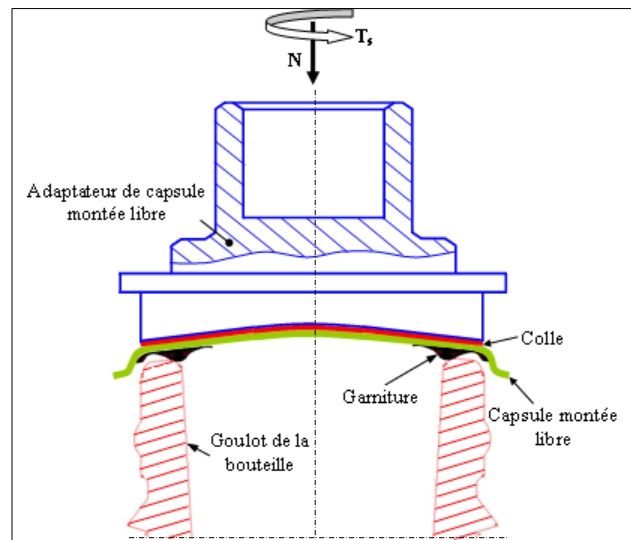


Figure 6.7 Ensemble à modéliser.

La Figure 6.8 montre le montage avec lequel l'épaisseur de l'adhésif est mesurée. Le support de la capsule montée libre est positionné avec un bloc en V qui est à son tour accoté contre une barre sur laquelle l'indicateur à cadran est maintenu fixe. Comme il est affiché sur la figure, l'épaisseur de la colle mesurée est égale à $0,05\ \text{mm}$. Les propriétés mécaniques et thermiques de cet adhésif sont tirées de (Loctite, 2006), alors que celles du goulot en verre, leur provenance est Wikipédia. Dans cette étude, les coefficients d'expansion thermique sont considérés constants et indépendants de la température.

Dans l'environnement «Ansys® classique», en supposant que la capsule est symétrique par l'omission de sa jupe, un modèle axisymétrique est discrétisé. D'abord, la garniture est maillée avec des éléments hyperélastiques «HYPER56» à quatre nœuds. Ce type d'éléments peut signifier le comportement hyperélastique par la considération des constantes élastiques de Mooney-Rivlin. Aussi, des éléments de contact sont créés entre le goulot de la bouteille et la garniture en leur attribuant un CFS, et ce pour évaluer les forces et la pression de contact à cette interface.

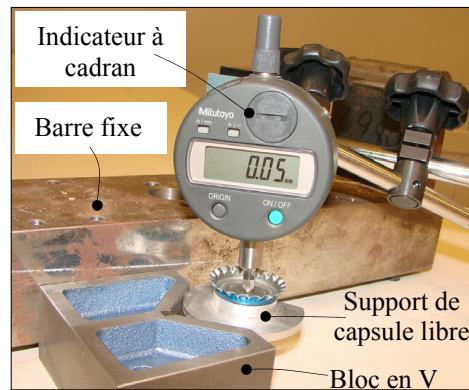


Figure 6.8 *Mesure de l'épaisseur de l'adhésif.*

Le goulot en verre est maillé avec des éléments «TARGE169» considérés dans cette analyse comme étant rigides, alors que la surface flexible du joint est maillée avec des éléments «CONTA171». En ce qui concerne la capsule et l'adhésif, ils sont maillés avec des éléments quadrilatères axisymétriques à quatre nœuds «PLANE42». L'adaptateur de capsule montée libre n'est pas modélisé dans cette analyse numérique et il est considéré très rigide par rapport au trio formé par la capsule, la garniture et l'adhésif. La Figure 6.9 montre le maillage des différents éléments du modèle.

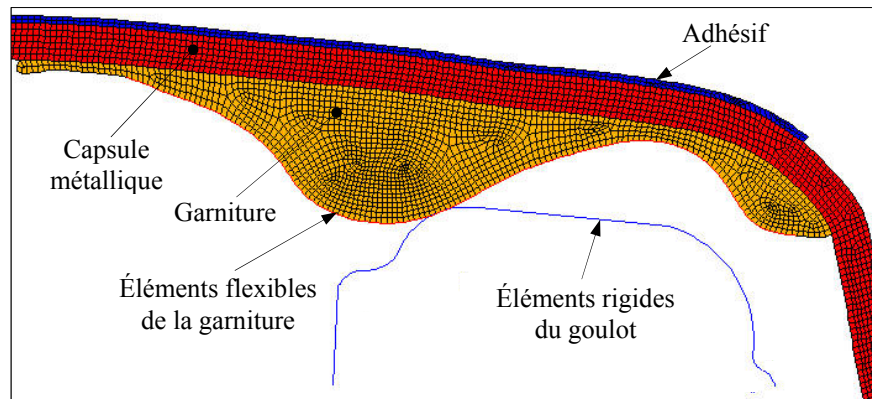


Figure 6.9 *Maillage des éléments.*

Le goulot de la bouteille en verre est maintenu fixe au socle du montage discrétisé par le blocage de tous les degrés de liberté de ses nœuds. Les nœuds se trouvant sur la face supérieure de l'adhésif sont bloqués radialement (*Voir* couleur magenta) et aussi couplés

verticalement (*Voir* couleur verte) afin d'appliquer une force verticale au nœud maître sur la face supérieure de l'adhésif comme montré sur la Figure 6.10. Aussi, une température uniforme est imposée à tous les nœuds du modèle avant l'application de la charge verticale pour simuler la température du montage à l'intérieur de l'enceinte thermique.

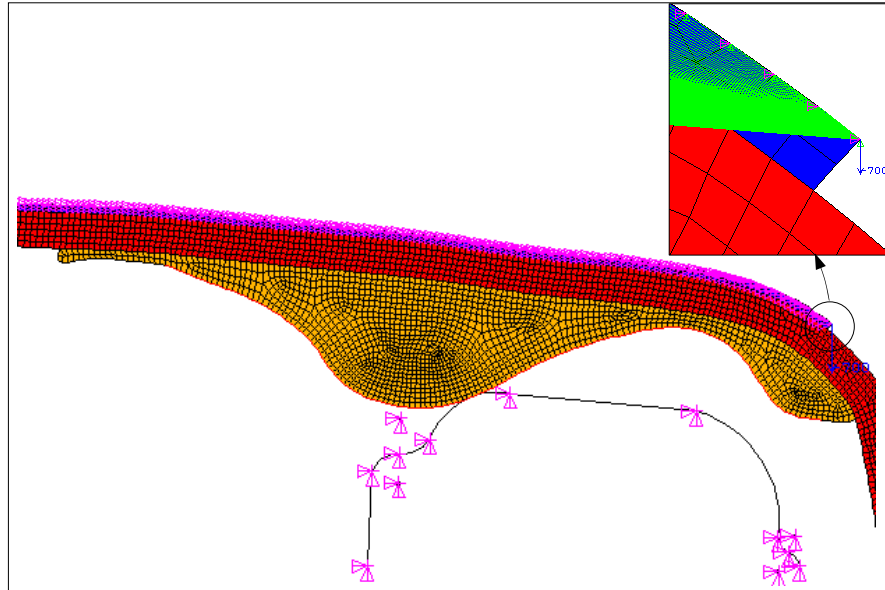


Figure 6.10 *Conditions frontières.*

6.3.1.4 Analyse par éléments finis

Un programme LDPA (*Voir* annexe X, page 241) a été bâti pour reproduire tous les essais expérimentaux et déterminer le couple de glissement T_s en fonction de l'écrasement de la garniture u_j et de la pression p à différentes températures d'essai T_e . D'abord, les propriétés élastiques et thermiques des matériaux des divers éléments constituant le modèle, évaluées à la température de 22°C, sont présentées dans le Tableau 6.1. Ensuite, des simulations ont été conduites en faisant varier le CFS à l'interface de la garniture avec le goulot en verre de zéro jusqu'à 1,3 pour élucider la plage pour laquelle le CFS affecte le comportement de la garniture. À présent, en examinant séparément chacune des composantes constituant la fermeture, il est possible de connaître la distribution des contraintes et des forces de contact entre la garniture et le goulot. La Figure 6.11 montre un exemple de distribution des contraintes équivalentes de von Mises dans la garniture suite à une force verticale

$N = 1100$ N, un CFS $\mu_s = 0,3$ et une température uniforme de référence $T_e = 22^\circ\text{C}$ (toutes les figures qui suivent utilisent ces paramètres). Ainsi, le déplacement total maximal est de l'ordre de $0,37$ mm. Il est situé à l'endroit de l'embouchure du goulot qui pousse la garniture radialement vers l'intérieur, au fur et à mesure que l'écrasement s'accroît.

Tableau 6.1

Propriétés élastiques et thermiques des éléments

Élément	Coefficient de Poisson, ν	Constantes de Mooney-Rivlin, C_1 et C_2 , [N/mm^2]	Module d'élasticité, E [kN/mm^2]	Coeff. d'expansion thermique, α $10^{-6}/^\circ\text{C}$
Garniture	0,447	$C_1 = 1,971, C_2 = 1,485$	-	40
Capsule	0,3	-	200	11,4
goulot	0,25	-	75	8,5
Adhésif	0,35	-	2,5	81

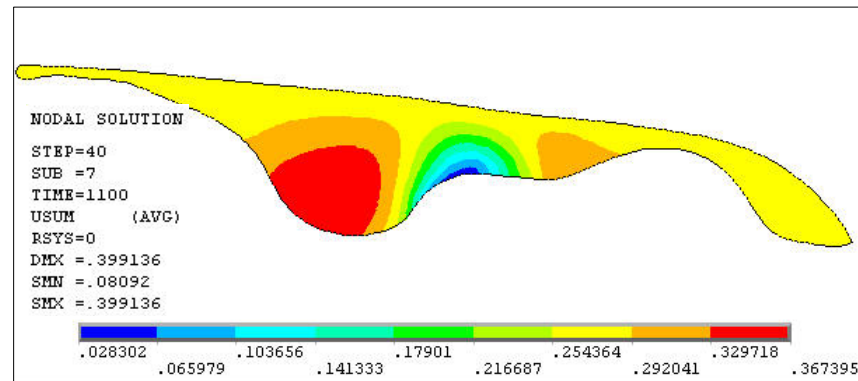


Figure 6.11 Déplacement total dans la garniture 2D.

6.3.2 Modèle 3D

Dans le but d'évaluer les contraintes de contact goulot-garniture, un modèle 3D par ÉF, avec des géométries non linéaires (grand déplacement), des éléments de contact et des matériaux non linéaires (comportements plastique de la capsule et hyperélastique de la garniture), est créé dans l'environnement «Ansys® Workbench». Ce modèle formé par un secteur angulaire de $8,571^\circ$ ($360^\circ/42$) sert à reproduire les essais expérimentaux de la capsule montée libre sur

le goulot de la bouteille en verre. Pour des raisons de symétrie 3D, le même modèle est utilisé, mais avec un secteur angulaire de 60° pour simuler l'opération de sertissage de la capsule, traitée ultérieurement dans le chapitre 7.

6.3.2.1 Modélisation 3D

D'abord, les composantes constituant la fermeture sont dessinées directement dans le modèleur de conception de Workbench. La géométrie de la capsule est assez complexe, ayant à sa partie inférieure des formes ondulées appelées dans ce présent document jupe, et à sa partie supérieure une surface elliptique comme montrée sur la Figure 6.12. Elle possède une mince épaisseur uniforme de 0,25 mm. Un secteur de $8,571^\circ$ est au départ dessiné, auquel une symétrie est effectuée pour être répété 21 fois et former la géométrie de la capsule.

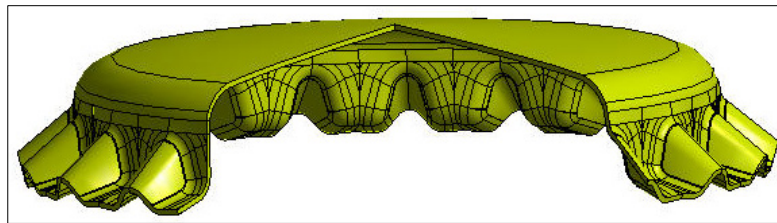


Figure 6.12 *Capsule métallique.*

Faite en élastomère, la garniture est également reproduite directement dans le modèleur de conception (*Voir* Figure 6.13).

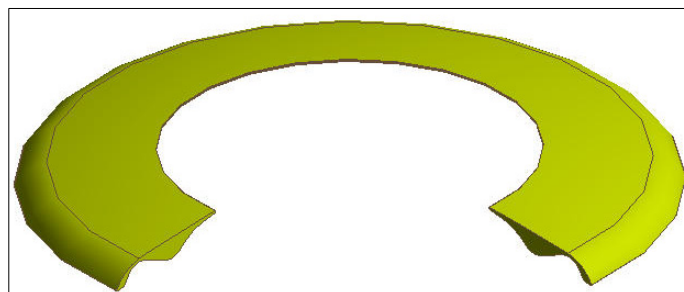


Figure 6.13 *Garniture.*

La partie supérieure de la garniture est elliptique et est collée sur la face intérieure de la capsule ayant la même forme. Ces deux géométries sont groupées par la suite en une seule

pièce pour avoir un maillage coïncident lors de la discrétisation. La géométrie du goulot de la bouteille en verre comprend deux endroits fonctionnels à savoir, la face supérieure sur laquelle s'accote la garniture, et son pourtour circonférentiel muni d'un filetage rond à quatre entrées permettant la retenue de la capsule après l'opération de sertissage. La Figure 6.14 montre la géométrie du goulot en verre. Les filets sont soigneusement raccordés avec la circonférence du goulot pour une vraie représentation de la géométrie.



Figure 6.14 *Goulot en verre.*

Aussi, l'adaptateur qui est solidaire à l'arbre instrumenté est modélisé et représenté sur la Figure 6.15. Sa partie inférieure qui est de forme elliptique aussi est collée à la capsule au moyen de l'adhésif «Loctite 401».

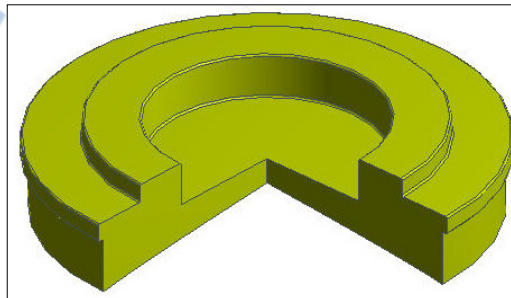


Figure 6.15 *Adaptateur.*

Un secteur angulaire de $8,571^\circ$ est utilisé dans ce modèle étant donné la symétrie de la fermeture. La Figure 6.16 montre l'assemblage du modèle 3D avec la présence notamment de l'adhésif entre l'adaptateur et la capsule pour entraîner cette dernière en rotation lors de mesure du couple de glissement de la garniture. Les propriétés des matériaux sont attribuées à toutes les composantes du modèle. Faite en acier, la capsule métallique exhibe un

comportement élastique parfaitement plastique. C'est le modèle à durcissement isotrope bilinéaire qui est utilisé pour la capsule. La contrainte d'écoulement de cette dernière est de 260 MPa, alors que son module tangent est nul.

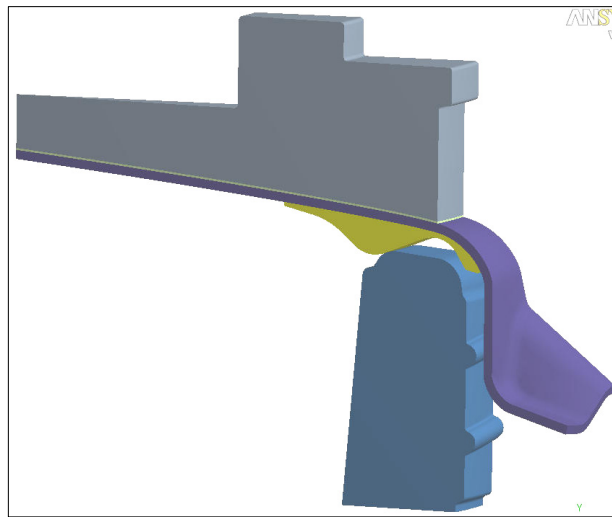


Figure 6.16 *Modèle 3D.*

6.3.2.2 Maillage du modèle 3D

La garniture et l'adhésif sont maillés avec le type d'éléments SOLID186 (Éléments quadratiques hexaèdres à 20 nœuds). Ces éléments ont la capacité de supporter le comportement hyperélastique et des déformations importantes avec la considération des constantes de Mooney-Rivlin. La capsule métallique, le goulot en verre et l'adaptateur sont maillés avec le type d'éléments SOLID187 (Éléments quadratiques tétraèdres à 10 nœuds). Ce type d'éléments est très approprié pour la modélisation avec maillage irrégulier. La Figure 6.17 montre le maillage de toutes les composantes constituant la fermeture. La surface supérieure cible du goulot est maillée avec le type d'éléments TARGE170 (Segment 3D), alors que la surface inférieure source de la garniture est maillée avec le type d'éléments CONTA174 (Contact surface à surface 3D à 8 nœuds) comme montré sur la Figure 6.18. Le frottement à cette interface est considéré. Les constantes réelles des éléments de contact sont établies de manière à éviter une pénétration importante de l'élément cible (rigide) dans celui source (flexible). En outre, puisque l'analyse est non linéaire, l'option recommandée pour le

contrôle de la forme des éléments est celle «agressive» offrant ainsi une qualité meilleure de l'élément avant la solution dans le but d'anticiper sa distorsion.

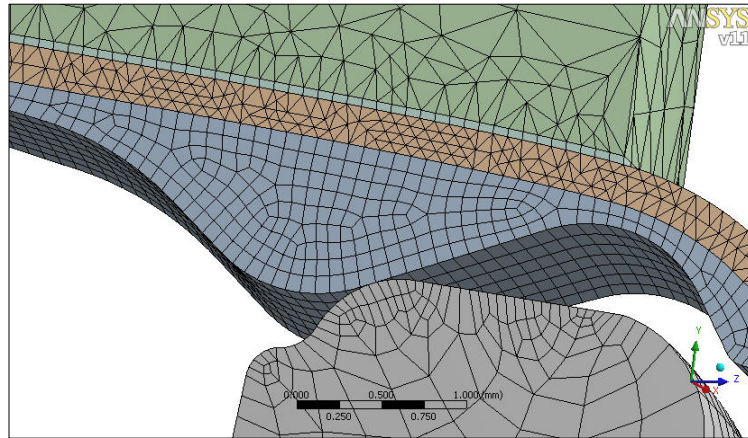


Figure 6.17 *Maillage du modèle.*

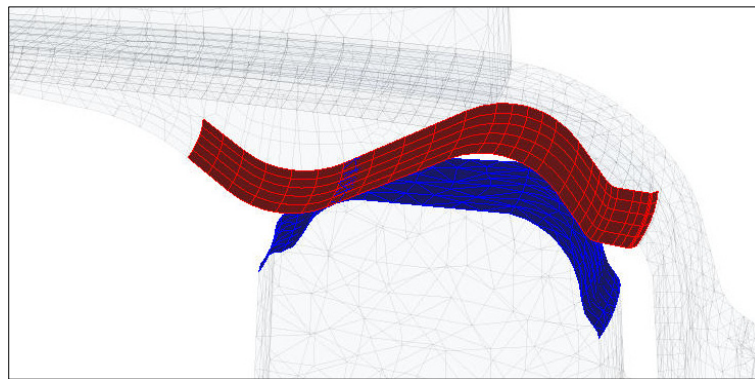


Figure 6.18 *Paire de contact goulot-garniture.*

Les étapes de chargement sont appliquées en imposant une pression sur le lamage de l'adaptateur avec des pas d'incrément assez faibles, et en bloquant les déplacements et les rotations de tous les nœuds de la face inférieure du goulot dans toutes les directions, signifié par la commande «support fixe». Une température uniforme est imposée à toutes les composantes du modèle pour simuler l'environnement du montage placé à l'intérieur de l'enceinte thermique, avant même de lancer les essais expérimentaux. Aussi, pour considérer la symétrie du secteur angulaire, les déplacements et les rotations de tous les nœuds des surfaces latérales des divers constituants sont bloqués dans les directions normales aux surfaces, en utilisant la commande «support sans frottement».

6.3.2.3 Analyse par éléments finis 3D

L'application d'une pression de 0,9 MPa sur le secteur angulaire de l'adaptateur engendre une force verticale égale à 26 N (de l'ordre de 1100 N pour les 42 secteurs angulaires) et un déplacement total maximum de 0,39 mm du modèle comme le montre la Figure 6.19. Cette simulation est exécutée pour une température $T_e = 22^\circ\text{C}$ et un coefficient de frottement égal à $\mu_s = 0,3$. Il est possible de remarquer que le déplacement maximal est localisé à l'embouchure du goulot. Le déplacement radial est non sans importance dans cette analyse.

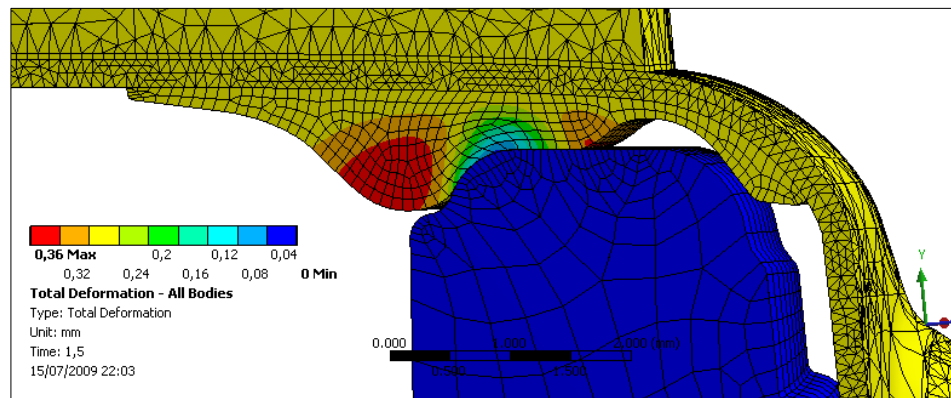


Figure 6.19 *Déplacement total de la fermeture.*

Pour ce qui est de la capsule métallique, elle n'accuse qu'un faible déplacement maximal vertical de l'ordre de 12/1000 mm qui se trouve à être au centre de la capsule comme le montre la Figure 6.20. Par contre, elle demeure la plus sollicitée en accusant une contrainte équivalente maximale de von Mises égale à 239 MPa comme montré sur la Figure 6.21.

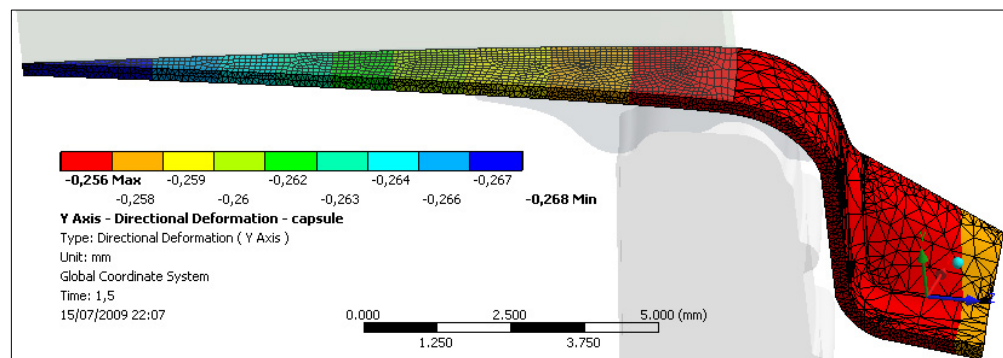


Figure 6.20 *Déplacement vertical de la capsule.*

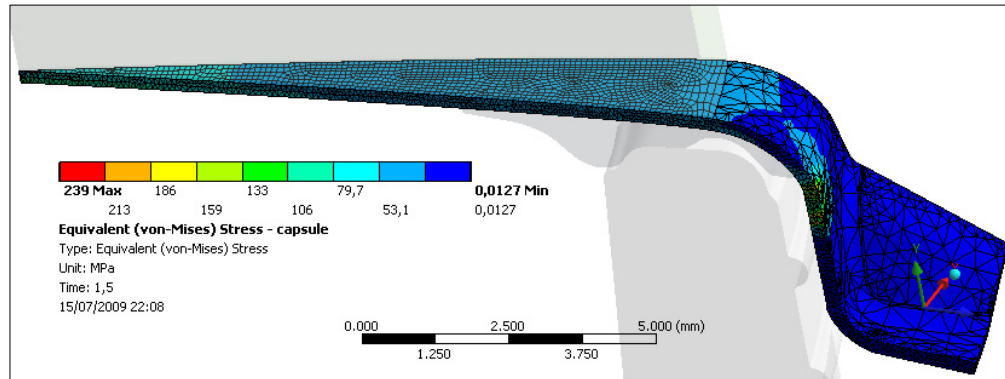


Figure 6.21 *Contraintes équivalentes dans la capsule.*

La garniture faisant contact avec le goulot montre une distribution de contrainte et de forces de contact non uniformes à cette interface. Le point le plus haut du goulot en verre, situé à un diamètre égal à 21,8 mm, constitue l'endroit dans la garniture où la contrainte équivalente est la plus élevée, soit 18 MPa comme montré sur la Figure 6.22.

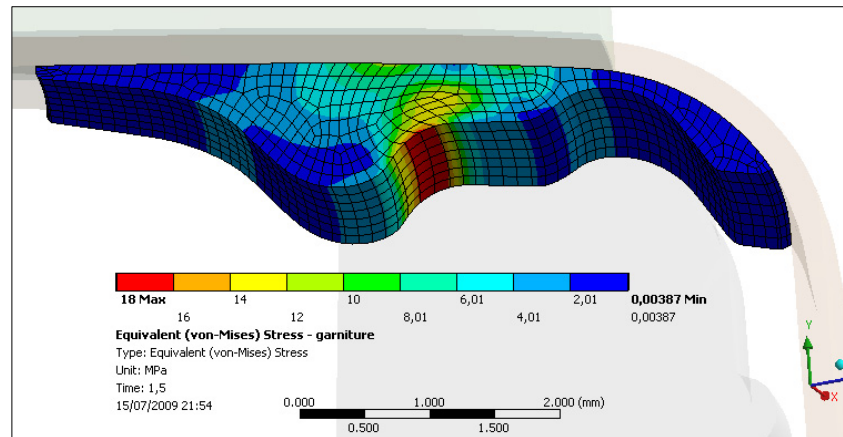


Figure 6.22 *Contraintes équivalentes dans la garniture.*

En ce qui concerne le déplacement vertical de la garniture, la Figure 6.23 montre qu'il est minimal au même emplacement que celui de la contrainte équivalente maximale. Par contre, il est maximal au niveau de l'embouchure du goulot, partie de la garniture qui n'est pas en contact avec le goulot. Cela est dû à la poussée radiale de l'arrondi et du congé du goulot au moment de l'écrasement de la garniture. Cette dernière a tendance à déborder sur le goulot étant donné son hyperélasticité et sa grande déformation.

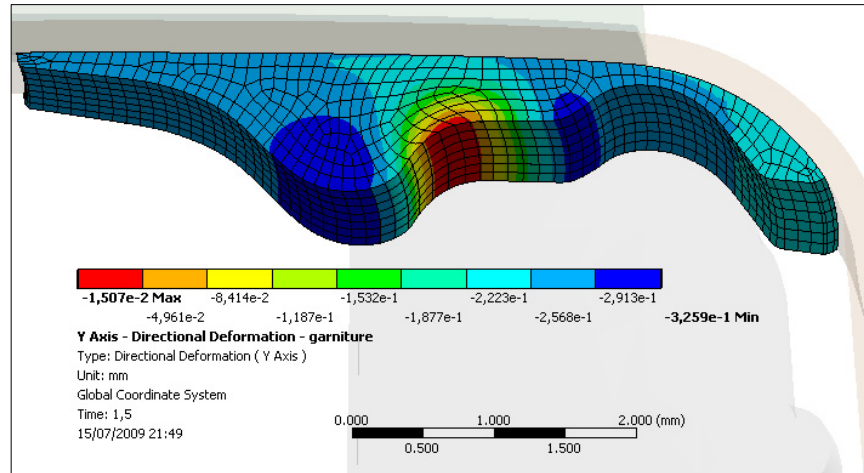


Figure 6.23 *Déplacement vertical dans la garniture.*

Pour ce qui est de la Figure 6.24 , elle révèle que le déplacement radial maximum en valeur absolue de la garniture est aussi important que celui vertical (0,15 mm contre 0,10 mm respectivement). Ceci constitue un résultat intéressant du moment que cette grandeur est difficile à mesurer. Ce comportement aide à maintenir une meilleure étanchéité.

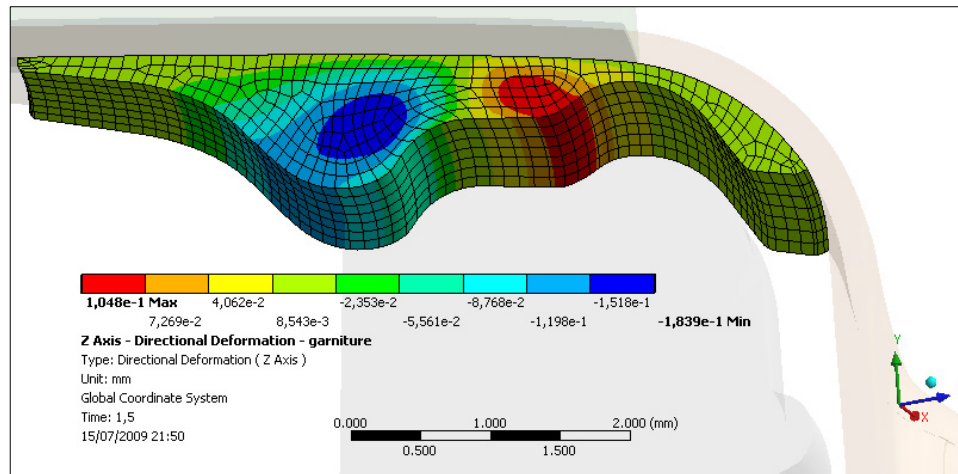


Figure 6.24 *Déplacement radial dans la garniture.*

À titre de comparaison, la Figure 6.25 montre un comportement similaire à celui du modèle axisymétrique 2D (*Voir* Figure 6.11). En effet, la garniture modélisée en 3D accuse un déplacement total maximal de 0,358 mm contre 0,367 mm pour un modèle axisymétrique 2D, soit une infime différence de 9×10^{-3} mm. Ceci confirme le fait que le modèle 2D est

assez représentatif de la réalité, tout en ayant comme avantage la rapidité d'exécution d'un nombre considérable de simulations compte tenu de la diversité des paramètres à faire varier dans cette étude.

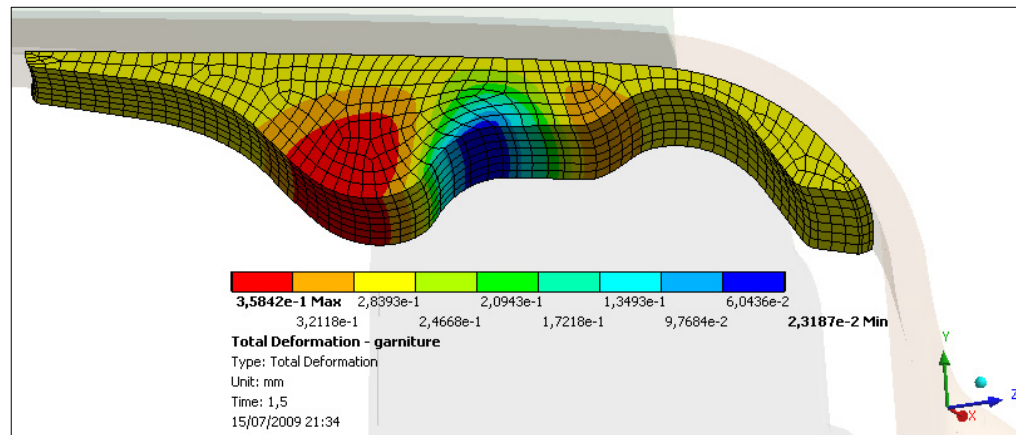


Figure 6.25 Déplacement total de la garniture 3D.

Pour ce qui est de l'adhésif, il exhibe une contrainte équivalente de von Mises assez faible, de l'ordre de 10,5 MPa, se trouvant à la même position radiale où la pression normale est appliquée sur l'adaptateur (Voir Figure 6.26). Ceci est prévisible étant donné la faible valeur de rigidité de l'adhésif qui est de l'ordre de 2,5 GPa.

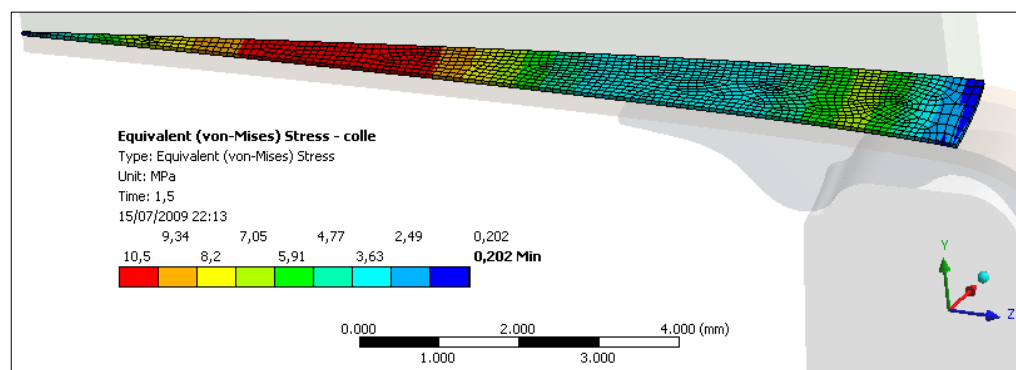


Figure 6.26 Distribution des contraintes dans l'adhésif.

L'adaptateur subit une contrainte équivalente maximale de 199 MPa, mais qui se trouve à être concentrée au fond du lamage à cause du fait qu'il y a présence d'un changement de section à proximité de la pression appliquée comme le montre la Figure 6.27.

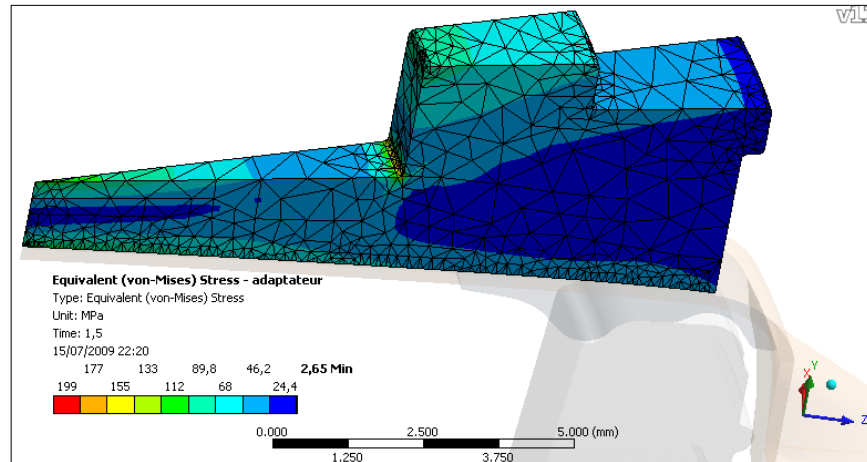


Figure 6.27 *Distribution des contraintes dans l'adaptateur.*

En ce qui concerne le goulot en verre, il ne se déplace que légèrement, soit $0,7 \cdot 10^{-3}$ mm, étant donné sa rigidité matérielle et géométrique (Voir Figure 6.28). Ceci justifie le choix d'un maillage rigide dans le goulot axisymétrique 2D, offrant en plus un temps d'exécution des simulations très réduit.

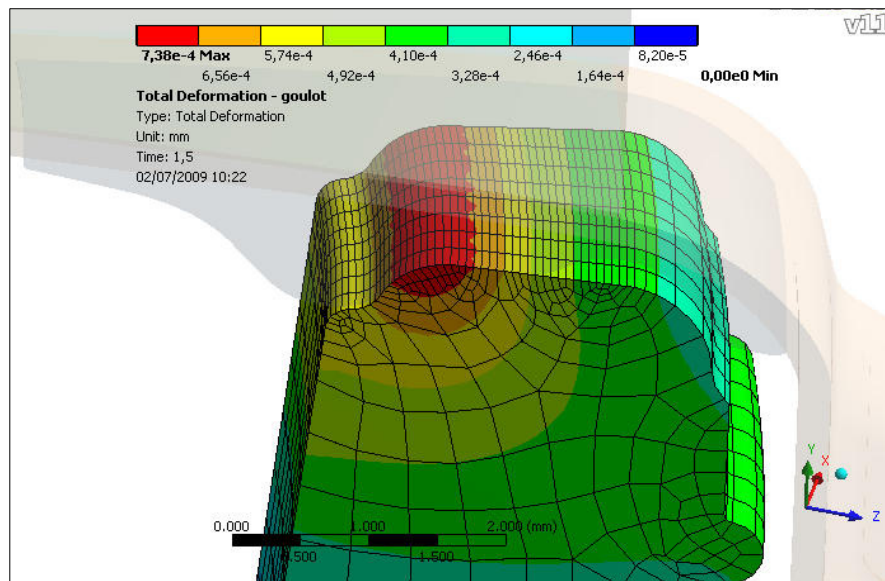


Figure 6.28 *Déplacement total du goulot.*

Aussi, la distribution de la pression de contact à l'interface goulot-garniture est déterminée comme le montre la Figure 6.29. Une nette variation radiale de la pression est observée. La

pression maximale, valant 23,5 MPa, est localisée à un rayon de 10,9 mm, soit à l'endroit le plus haut du goulot.

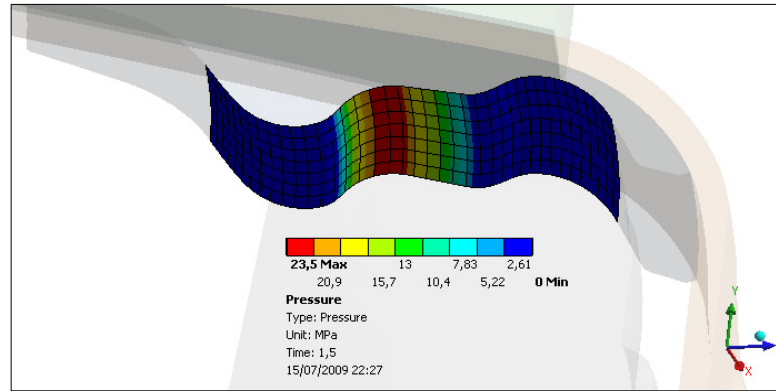


Figure 6.29 *Pression de contact goulot-garniture.*

6.3.3 Formulation numérique 2D

Les forces de contact aux nœuds à l'interface de la garniture et du goulot données par analyse par éléments finis sont utilisées pour déterminer le couple de glissement prédit. Dans chaque facette d'un élément ij (où i et j sont les nœuds identificateurs de la facette de l'élément), la pression p_{ij} utilisant la moyenne des composantes des deux forces normales à la facette \bar{n}_i et \bar{n}_j divisée par l'aire de chaque facette A_{ij} est déterminée. Sachant que le CFS est exprimé en fonction de la pression (*Voir* Tableau 5.1 du chapitre 5), le couple de glissement T_k dans chaque facette ij peut être alors calculé de la même manière que dans l'équation (5.2) en considérant la contrainte de cisaillement τ comme étant uniforme sur la facette ij :

$$T_k = \int_A \tau r dA \quad (6.1)$$

La contrainte de cisaillement peut être exprimée en fonction du coefficient de frottement statique et de la pression dans chaque facette ij comme suit :

$$\tau = \mu_{ij} p_{ij} \quad (6.2)$$

$$T_k = \int_A \mu_{ij} p_{ij} r dA \quad (6.3)$$

$$T_k = \mu_{ij} p_{ij} \int_A r dA \quad (6.4)$$

Sachant que l'aire d'une facette axisymétrique de longueur L_{ij} est égale à :

$$dA = 2\pi r dL \quad (6.5)$$

Le couple de glissement dans chaque élément peut s'exprimer ainsi :

$$T_k = 2\pi \mu_{ij} p_{ij} \int_{L_{ij}} r^2 dL \quad (6.6)$$

r est le bras de levier qui varie entre le rayon intérieur r_i au nœud i et le rayon extérieur r_j au nœud j de l'échantillon élastomère annulaire. Il peut être exprimé matriciellement par :

$$r = \begin{bmatrix} 1 - L/L_{ij} & L/L_{ij} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} r_i \\ r_j \end{bmatrix} \quad (6.7)$$

$$\int_{L_{ij}} r^2 dL = \int_{L_{ij}} \begin{bmatrix} r_i & r_j \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 1 - L/L_{ij} \\ L/L_{ij} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 1 - L/L_{ij} & L/L_{ij} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} r_i \\ r_j \end{bmatrix} dL \quad (6.8)$$

$$\int_{L_{ij}} r^2 dL = \begin{bmatrix} r_i & r_j \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 1/3 & 1/6 \\ 1/6 & 1/3 \end{bmatrix} L_{ij} \begin{bmatrix} r_i \\ r_j \end{bmatrix} \quad (6.9)$$

$$\int_{L_{ij}} r^2 dL = \frac{L_{ij}}{3} \begin{bmatrix} r_i & r_j \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 1 & 1/2 \\ 1/2 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} r_i \\ r_j \end{bmatrix} \quad (6.10)$$

$$\int_{L_{ij}} r^2 dL = \frac{L_{ij}}{3} (r_i^2 + r_i r_j + r_j^2) \quad (6.11)$$

Le couple de glissement dans chaque facette de l'élément ij est égal à :

$$T_k = \frac{2\pi}{3} \mu_{ij} p_{ij} L_{ij} (r_i^2 + r_i r_j + r_j^2) \quad (6.12)$$

Si n_e est le nombre de facettes de l'élément en contact avec le goulot en verre à chaque étape d'écrasement, le couple de glissement maximum dans la garniture élastomère peut s'écrire alors :

$$T_s = \sum_{k=1}^{n_e} T_k \quad (6.13)$$

Un programme fait dans le logiciel «MatLab» calcule ce couple de glissement T_s à partir des résultats trouvés par la MÉF comme décrit précédemment (Voir annexe XV, page 252). La Figure 6.30 illustre la formulation par un schéma montrant les composantes de forces normales et tangentielles à la surface élémentaire dA .

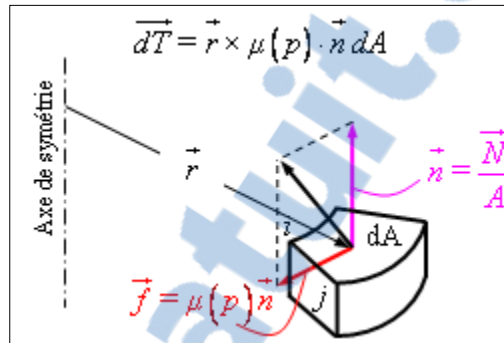


Figure 6.30 Composantes de forces.

6.4 Comparaison des résultats de la MÉF avec les mesures

D'abord, il est envisagé d'évaluer le seuil pour lequel le CFS a un effet sur le comportement de la garniture. La Figure 7.31 montre la pression de contact entre le goulot et la garniture en fonction de l'écrasement de cette dernière, et ce pour $T_e = 22^\circ\text{C}$. Il est facile de remarquer que pour les CFS supérieurs à 0,7, les pressions de contact sont quasiment confondues et restent inchangées. Par conséquent, seuls les CFS inférieurs à 0,7 sont utilisés dans la présente étude. Les autres diagrammes à différentes valeurs de température T_e sont aussi tracés (Voir annexe XVI, page 267). Il est déjà montré dans le chapitre 5 à la Figure 5.8 et au Tableau 5.1 que les relations entre le CFS et la pression de contact sont régies par la loi de puissance. Dans «Ansys® Workbench», il est difficile de considérer le CFS variable en fonction de la pression. Par conséquent, en se basant sur les relations du CFS du Tableau 5.1, et en faisant plusieurs simulations à différentes températures et CFS, il est possible de calculer la valeur moyenne du CFS à chaque écrasement de la garniture. À titre d'exemple, pour déterminer le CFS moyen à la température $T_e = 22^\circ\text{C}$, des simulations à des valeurs de μ_s variant de 0,1 jusqu'à 0,7 sont exécutées, et la pression de contact dans la garniture est déterminée. En utilisant la relation régie par la loi de puissance, les CFS sont calculés à

chaque valeur de pression. Ensuite, une valeur moyenne des CFS est compilée puis elle est comparée à celle avec laquelle la simulation est effectuée. Le CFS est retenu lorsque les deux valeurs sont similaires comme montré au Tableau 6.2, dans les deux cellules colorées, soit un CFS égal à trois.

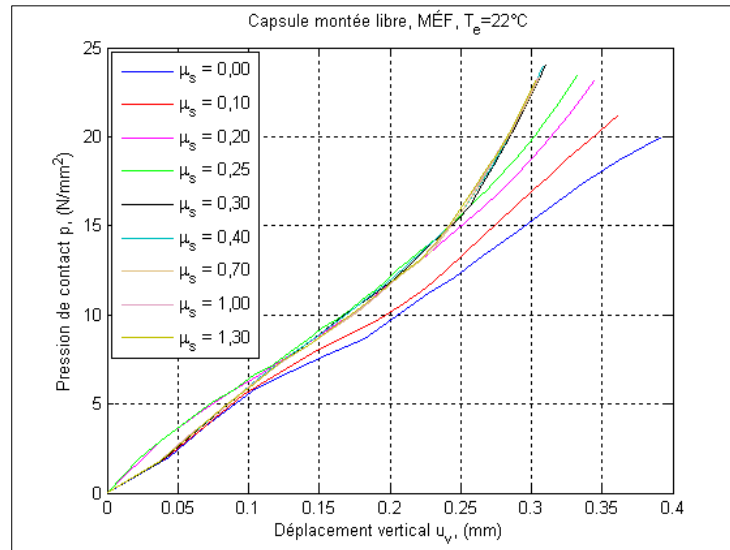


Figure 6.31 *Pression de contact dans la garniture, $T_e = 22^\circ\text{C}$.*

Tableau 6.2

CFS moyen, $\mu_{s, \text{moyen}}$, pour $T_e = 22\text{ C}$

Relation entre CFS μ_s et la pression p	Température d'essai $T_e, ^\circ\text{C}$	CFS utilisé dans la simulation	CFS moyen $\mu_{s, \text{moyen}}$
$\mu_s = 0,5026 p^{-0,2118}$	22	0,10	0,29
		0,20	0,28
		0,30	0,30
		0,40	0,29
		0,70	0,29

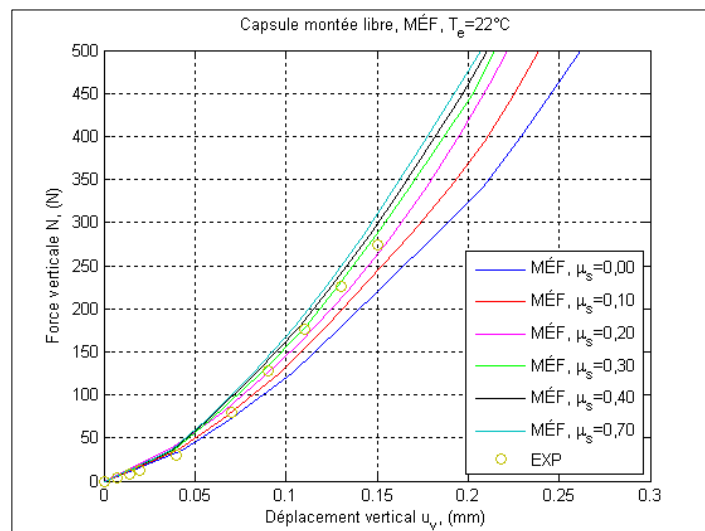
Tous les CFS moyens correspondant aux relations régies par la loi de puissance sont regroupés dans le Tableau 6.3, et ce à toutes les températures. Un seuil de CFS variant de 0,24 jusqu'à 0,37 est obtenu pour un intervalle de température de 0° à 45°C . Cette approche reste une bonne technique puisqu'elle fait intervenir la pression de contact et la température.

Tableau 6.3

CFS moyen de la garniture-verre, μ_s , moyen

Relation entre CFS μ_s et la pression p	Température d'essai T_e , °C	CFS moyen μ_s , moyen
$\mu_s = 0,6197 p^{-0,1989}$	0	0,37
$\mu_s = 0,5813 p^{-0,2036}$	6	0,33
$\mu_s = 0,5472 p^{-0,2034}$	15	-
$\mu_s = 0,5026 p^{-0,2118}$	22	0,30
$\mu_s = 0,4633 p^{-0,2168}$	30	0,27
$\mu_s = 0,4329 p^{-0,2166}$	37	0,25
$\mu_s = 0,3999 p^{-0,213}$	45	0,24

À présent, il est possible de valider le modèle bâti par la MÉF en reproduisant les essais expérimentaux qui consistent en la mesure du déplacement vertical de la garniture u_v en fonction de la force verticale N et de la température T_e . À cet effet, les diagrammes des déplacements verticaux de la garniture en fonction des forces verticales sont tracés, et ce à différentes valeurs de CFS. La Figure 6.32 montre l'écrasement de la garniture en fonction des forces verticales pour $T_e = 22^\circ\text{C}$. Les graphiques pour les CFS supérieurs à 0,7 ne sont pas présentés puisque ces derniers sont sans effet sur les déplacements.

Figure 6.32 Déplacement vertical, $T_e = 22^\circ\text{C}$.

Il est possible de remarquer qu'il y a une bonne concordance entre la MÉF et les mesures, et ce pour $T_e = 22^\circ\text{C}$ et $\mu_s = 0,30$. Il en est de même pour les autres diagrammes tracés à différentes valeurs de température T_e (Voir annexe XVII, page 273). Le comportement des déplacements verticaux en fonction des forces verticales est aussi évalué comme montré sur la Figure 6.33. Une assez bonne concordance entre les mesures et la MÉF est observée.

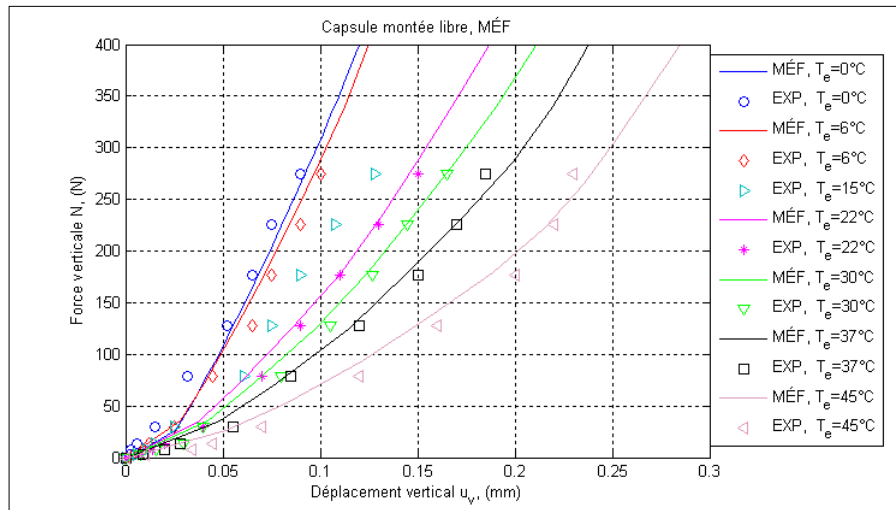


Figure 6.33 Comparaison des déplacements, $\mu_s = 0,3$.

Le couple de glissement de la garniture sur le goulot de la bouteille est une grandeur cruciale dans la présente étude. À chaque force normale N appliquée correspond un déplacement u et un couple de glissement T_s . À présent, il est possible d'évaluer ce couple sans avoir à recourir à une analyse dynamique de la fermeture. En effet, en choisissant un système de coordonnées local de sorte que les moments des forces dans la garniture soient nuls par rapport aux axes y et z , la somme des moments de ces forces par rapport à l'axe x devient maximal. Bien entendu, ce couple est obtenu en multipliant les forces verticales parallèles à l'axe y par les bras de levier radiaux. En appliquant la loi de Coulomb qui stipule que la force de frottement est égale à la force normale multipliée par le CFS moyen, le couple de glissement autour de l'axe y est alors calculé. Cette formulation est pareille à celle vue au paragraphe 6.3.3. Ansys calcule le moment de toutes les forces par rapport à l'axe x à chaque écrasement de la garniture. La Figure 6.34 montre la variation du couple de glissement en fonction de l'écrasement de la garniture. Une assez bonne concordance est observée, pour les

températures allant jusqu'à 30°, entre la MÉF et les mesures. Au delà de 30°C, une légère disparité est constatée due possiblement à l'effet amortisseur de la garniture.

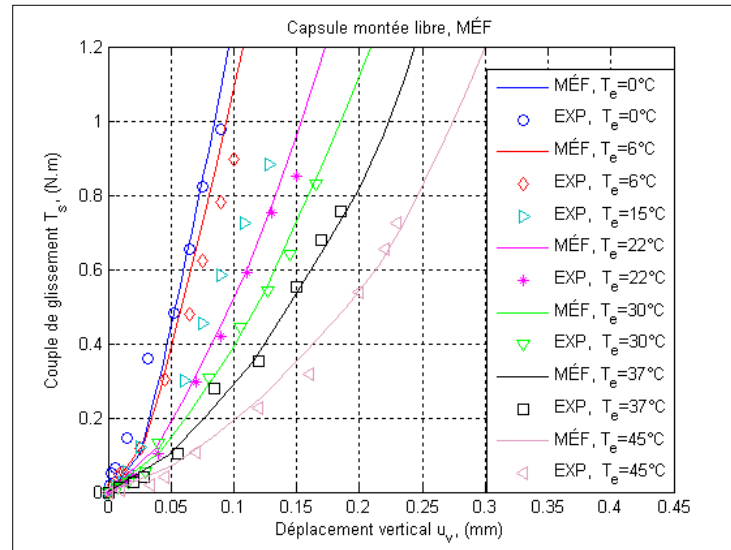


Figure 6.34 Comparaison des couples de glissement.

À présent, le couple de glissement de la garniture sur le goulot en fonction de la force verticale est déterminé. Une assez bonne similarité est observée entre la MÉF et les mesures. Aussi, il est facile de constater le comportement non linéaire entre le couple et la force.

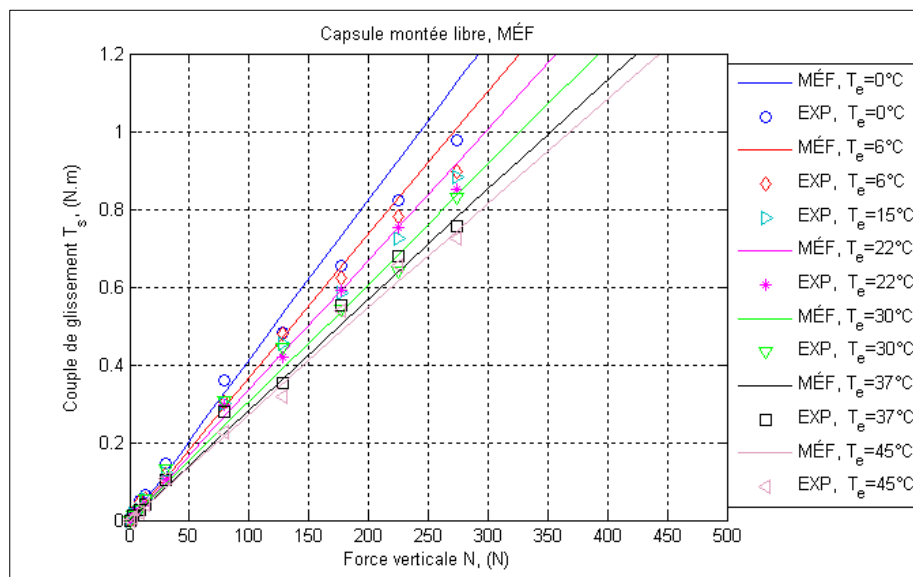


Figure 6.35 Comparaison des couples de glissement.

6.5 Conclusion

Dans ce chapitre, il était question de réaliser des essais expérimentaux et de bâtir un modèle numérique axisymétrique formé par le trio capsule, adhésif et garniture pour reproduire les essais expérimentaux. D'abord, les mesures de couple de frottement statique T_s et d'écrasement de la garniture en fonction de la force normale N et de la température T_e ont été réalisées. Ensuite, un modèle axisymétrique 2D et un modèle 3D utilisant la MÉF sont construits et comparés. En ce qui concerne le modèle 3D, toutes les géométries constituant la fermeture sont directement créées dans le modeleur de conception d'Ansys® Workbench. Des éléments de contact avec frottement, des grands déplacements et déformations et une non linéarité aussi bien géométrique que matérielle font partie intégrante dans cette étude. Ensuite, les conditions frontières du modèle sont établies de manière à ce qu'elles reflètent la réalité physique de la fermeture. Une valeur moyenne de CFS est calculée en se basant sur la pression de contact trouvée par la MÉF et la relation des CFS en fonction de la pression trouvée expérimentalement, et ce à différentes valeurs de températures. La distribution des contraintes équivalentes est par conséquent évaluée dans chacune des composantes constituant le modèle. Les déplacements aussi bien verticaux que radiaux sont déterminés. Les diagrammes qui lient le couple de glissement, le déplacement vertical et la force verticale sont établis en utilisant la MÉF.

Une formulation combinant la théorie et la MÉF est bâtie en considérant la pression normale à chaque élément fini axisymétrique ij de la garniture en contact avec le goulot en verre pour lui attribuer le CFS approprié et déterminer par la suite le couple de glissement selon les équations (6.12) et (6.13).

Tous les résultats trouvés par la MÉF de la capsule montée libre sont présentés et comparés avec ceux mesurés. Somme toute, une assez bonne concordance entre les résultats expérimentaux et ceux par la MÉF est observée.

CHAPITRE 7

COUPLE DE DÉVISSAGE

7.1 Introduction

Ce dernier chapitre traite de l'évaluation du couple de dévissage de la capsule métallique. Lorsque la capsule métallique est sertie, elle reste en contact avec le filetage du goulot en verre, alors que la garniture intégrée au fond de la capsule s'accote sur la face supérieure du goulot. Par conséquent, en défaisant la capsule avec un moment T_d (couple de dévissage), une partie du couple résistant est encaissée par le contact goulot-garniture T_g (couple dû à la garniture élastomère) et l'autre partie du couple est retenue par le contact goulot-capsule T_f (couple dû au filetage). Étant donné les différents dans la nature des contacts et des matériaux, il y a lieu de souligner que ces deux couples ne sont pas égaux. À présent, le couple de dévissage peut être exprimé de la sorte :

$$T_d = T_g + T_f \quad (7.1)$$

Dans le but d'évaluer ces couples, différentes étapes sont réalisées dans ce chapitre. D'abord, des mesures du couple de dévissage de la capsule sont effectuées. Ensuite, l'écrasement de la capsule lorsqu'elle est sertie est aussi mesuré. Puis, un modèle 3D par éléments finis est bâti afin de simuler l'opération de sertissage de la capsule métallique sur le goulot. La contribution de la garniture et du filetage au couple de dévissage est évaluée. En outre, l'effet sur le couple de quelques paramètres clés inhérents à la fermeture est examiné.

7.2 Mesure du couple de dévissage immédiat

Le même montage qui a servi à mesurer le couple de glissement de la capsule montée libre sur le goulot, faisant l'objet du chapitre 6, est utilisé pour mesurer le couple de dévissage moyennant un adaptateur de capsule sertie pour pouvoir la défaire en appliquant un couple T_d comme montré sur la Figure 7.1. Le montage est inséré dans une enceinte thermique pour mesurer le couple à différentes températures T_e , et ce pour une humidité égale à 50% pour

tous les essais réalisés. Également, une température uniforme de référence est imposée avant de lancer les essais. L'opération de sertissage des capsules est aussi effectuée à l'intérieur de l'enceinte thermique.

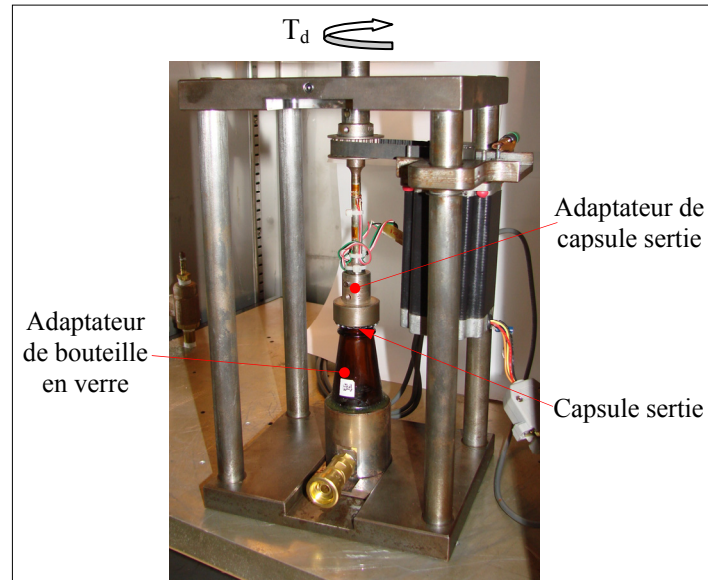


Figure 7.1 *Dispositif de mesure du couple de dévissage.*

La mesure du couple est immédiate, c'est-à-dire juste après le sertissage de la capsule, et une demi-douzaine de prises de mesure est effectuée à chaque température. Ensuite, les valeurs moyennes sont calculées comme montrées au Tableau 7.3.

Tableau 7.1

Couples de dévissage immédiat mesurés

Température [°C]	Couple de dévissage [N·mm]
0	825,0
6	810,0
15	798,0
22	784,0
30	778,7
37	765,0
45	750,0

La Figure 7.2 fait voir l'allure du comportement du couple de dévissage mesuré en fonction de la température d'essai. Si la température de 22°C est prise comme référence, il est possible de remarquer que le couple peut fluctuer de $\pm 5\%$ entre les deux températures extrêmes, 0°C et 45°C. Plus la température est importante, plus le couple de dévissage diminue. Ceci peut s'expliquer par le comportement du matériau de la garniture élastomère puisqu'elle devient plus molle à température plus élevée, étant donné sa faible rigidité.

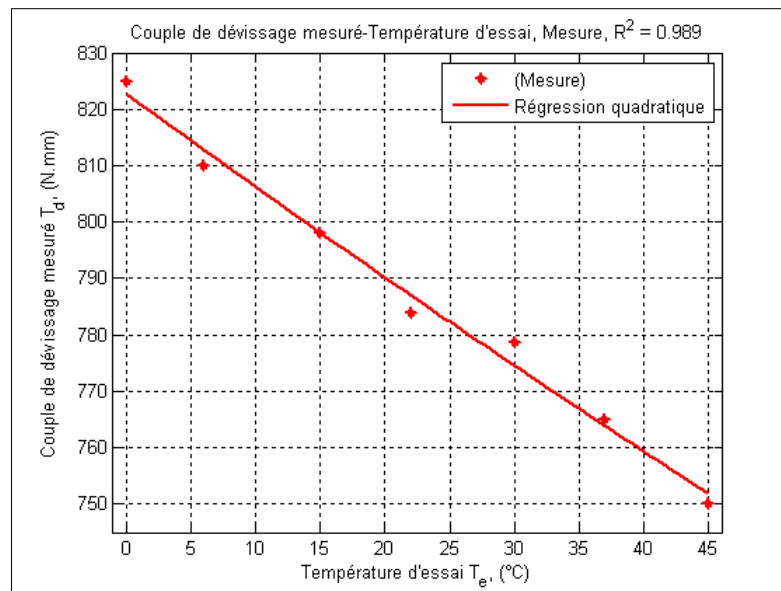


Figure 7.2 Effet de la température sur le couple de dévissage.

7.3 Analyse par éléments finis

Une attention particulière est accordée à la modélisation ultime de la fermeture par éléments finis. Il s'agit de reproduire l'opération de sertissage de la capsule métallique sur le goulot en verre. À cet effet, plusieurs paramètres sont à considérer pour mieux réussir la discrétisation. D'abord, il y a présence des éléments de contact à quatre endroits différents de la fermeture, et qui sont opérationnels simultanément. Ensuite, la pression appliquée sur la capsule par l'intermédiaire du plongeur au moment du sertissage et la pressurisation de l'intérieur du goulot influencent considérablement le couple de dévissage. En outre, La non linéarité géométrique et matérielle du modèle ne fait que rendre le problème plus difficile en ce qui a trait à la convergence du modèle.

7.3.1 Modélisation 3D

Dans le but d'évaluer le couple de dévissage de la capsule, un modèle 3D, semblable à celui utilisé dans la modélisation de la capsule montée libre sur le goulot, est construit. Le goulot, la capsule et la garniture restent inchangés. L'ajout d'un plongeur et d'un sertisseur à ces composantes permet de réaliser l'opération de sertissage de la capsule. En effet, le plongeur qui est en contact avec la capsule subit une pression qui peut varier de 0,5 MPa jusqu'à 1,0 MPa et vient s'accoter au dos de la capsule qui à son tour écrase la garniture contre le goulot en verre. Ensuite, un déplacement vertical de 6 mm est imposé au sertisseur pour descendre et rabattre la jupe de la capsule qui vient s'incruster dans le filetage, et ce en maintenant constante la pression sur le plongeur. Après quoi, le sertisseur regagne sa position initiale et la pression sur le plongeur fut supprimée pour laisser place à une pression de 0,5 MPa à l'intérieur de la bouteille. La Figure 7.3 montre un secteur angulaire de 60° formé par les différentes composantes du modèle avec l'imposition des conditions frontières de pression et de blocage.

À présent, les étapes nécessaires à effectuer l'opération de sertissage de la fermeture, qui est discrétisée par un modèle axisymétrique 3D, tiennent compte de l'ordre chronologique, plus particulièrement de l'étape de pressurisation du goulot de la bouteille, qui est volontairement établie en dernier lieu pour avoir des résultats de couple indépendants de la pressurisation. Ces étapes sont présentées comme suit :

Étape1 : Descente du plongeur par l'imposition d'une pression normale au plongeur. Quatre valeurs de pression sont appliquées à savoir, 0,5 MPa, 0,7, 0,9 et 1,0 MPa, pour examiner l'effet de la variation de la pression du plongeur sur le couple de dévissage, sur l'écrasement de la capsule sertie et sur la force de sertissage.

Étape2 : Descente du sertisseur (course de 6 mm pendant laquelle la pression du plongeur est maintenue constante).

Étape3 : Montée du sertisseur (même course effectuée que lors de la descente).

Étape4 : Suppression de la pression du plongeur p_p .

Étape5 : Pressurisation à $p_g = 0,5$ MPa de l'intérieur du goulot en verre.

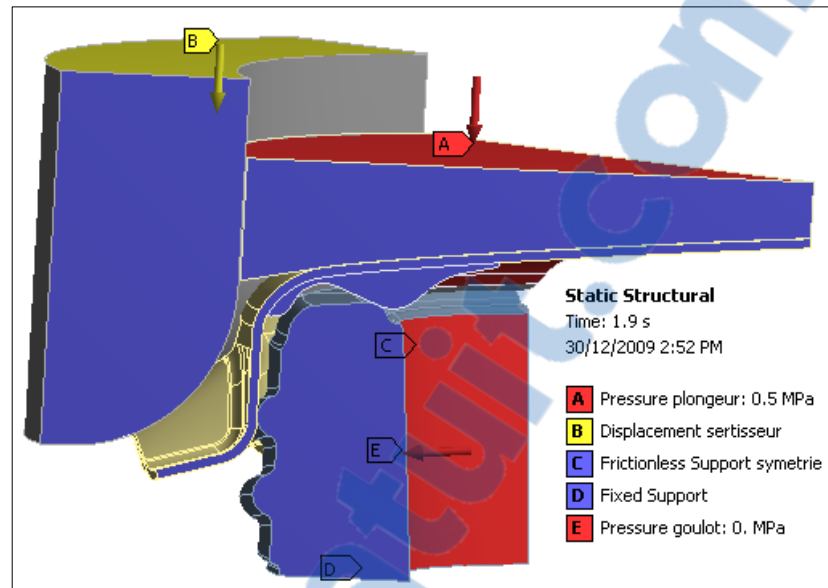


Figure 7.3 *Conditions frontières du modèle.*

Étant donné la lourdeur du modèle, six secteurs angulaires de 60° sont discrétisés séparément pour ensuite les superposer et former la fermeture au complet. La garniture, le plongeur et le sertisseur sont des géométries obtenues par révolution, et donc sont symétriques peu importe le secteur angulaire. Par contre, le goulot qui est muni d'un filetage à quatre entrées demeure la seule problématique, et se doit, en réalité, d'être modélisé au complet à cause de la non symétrie du filetage et de capsule lorsque assemblés ensemble. Malheureusement, vu la lourdeur du temps d'exécution des simulations par la MEF, il a été dans l'impossibilité de couvrir toute la plage de températures d'essai, et l'analyse par éléments finis est limitée à $T_e = 22^\circ\text{C}$ et 37°C . À présent, il est envisagé de décrire la géométrie des composantes clés de la fermeture. La Figure 7.4 laisse voir les six secteurs angulaires placés les uns contre les autres. Il est possible de remarquer la succession des filets d'un secteur à un autre jusqu'à ce qu'un tour complet serait accompli. Pour mettre au clair la disposition des filets à quatre entrées, uniquement la capsule et la garniture sont affichées. Il est bon de remarquer une similarité deux à deux des secteurs, 1 et 4, 2 et 5, 3 et 6.

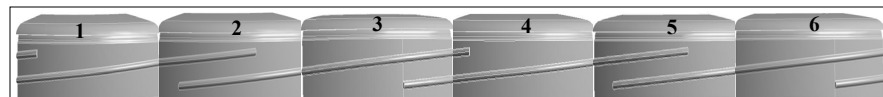


Figure 7.4 *Six secteurs angulaires discrétisés.*

Cependant, ce n'est pas le cas pour les secteurs de la capsule. De part et d'autre des plans de symétrie, la jupe de la capsule n'est pas pareille, tantôt la lèvre est descendante pour former un creux, tantôt elle est montante pour avoir une saillie. La Figure 7.5 montre les deux secteurs de la capsule correspondant aux goulots identiques 1 et 4. Il en est de même pour les paires de secteur 2 et 5, 3 et 6. Donc, l'analyse d'un secteur de 60° n'exhibe pas un comportement symétrique, et il faut absolument superposer les résultats de six secteurs.

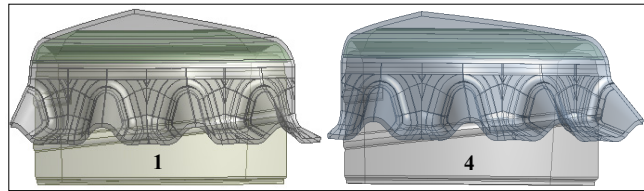


Figure 7.5 *Dissemblance des secteurs angulaires.*

7.3.2 Paires de contact

L'opération de sertissage utilise quatre paires de contact aux interfaces plongeur-capsule, garniture-goulot, sertisseur-capsule et goulot-capsule. Des CFS moyens y sont attribués et sont montrés au Tableau 7.2. Les Figure 7.6, Figure 7.7, Figure 7.8 et Figure 7.9 affichent les quatre régions de contact. Le plongeur, le sertisseur, et le goulot sont considérés comme étant des éléments cibles (couleur bleue), alors que la capsule et la garniture sont des éléments sources (couleur rouge). Il est utile de souligner que durant la descente et la remontée du sertisseur, tous ces régions de contact sont fonctionnelles simultanément, en plus des grandes déformations élastiques de la garniture et plastiques de la capsule. Par conséquent, un choix judicieux des facteurs de rigidité normale de contact et un faible pas d'incrément s'imposent.

Tableau 7.2

CFS assignées aux paires de contact

Paire de contact	CFS moyen
Plongeur-capsule (acier-acier)	0,15
Garniture-goulot (élastomère-verre)	<i>Voir</i> Tableau 6.3, page 138
Sertisseur-capsule (laiton-acier)	0,05
Goulot-capsule (verre-acier)	0,5

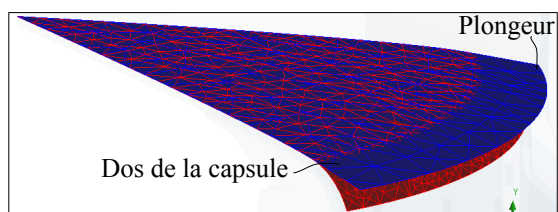


Figure 7.6 *Paire de contact plongeur-capsule.*

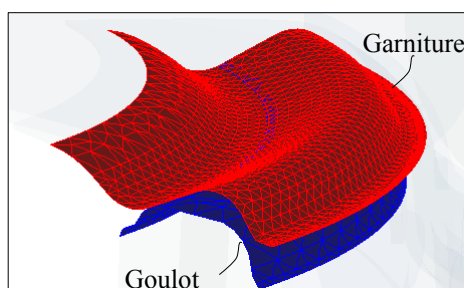


Figure 7.7 *Paire de contact garniture-goulot.*

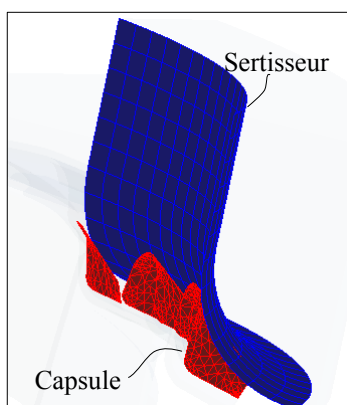


Figure 7.8 *Paire de contact sertisseur-capsule.*

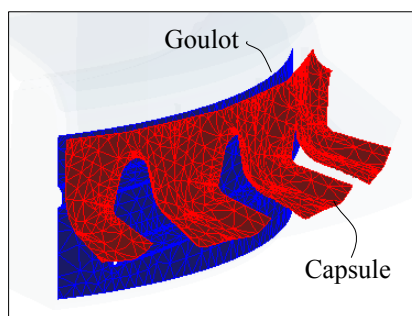


Figure 7.9 *Paire de contact goulot-capsule.*

Pour ce qui est du maillage, il reste le même que celui du modèle utilisé pour prédire le couple de glissement. Le sertisseur et le plongeur sont maillés avec des éléments SOLID187. Le maillage est raffiné à l'occasion dans ces régions, plus particulièrement lorsqu'il s'agit des CFS des plus élevés. Aussi, la relevance est ajustée pour améliorer l'aspect de l'élément en ce qui concerne la distorsion. La Figure 7.10 donne un aperçu sur le maillage de toutes les composantes du modèle. Un maillage plus raffiné est prioritairement associé à la capsule et la garniture étant donné d'une part, qu'elles constituent les pièces les plus concernées dans cette étude et ça permet de réduire la taille du modèle d'autre part.

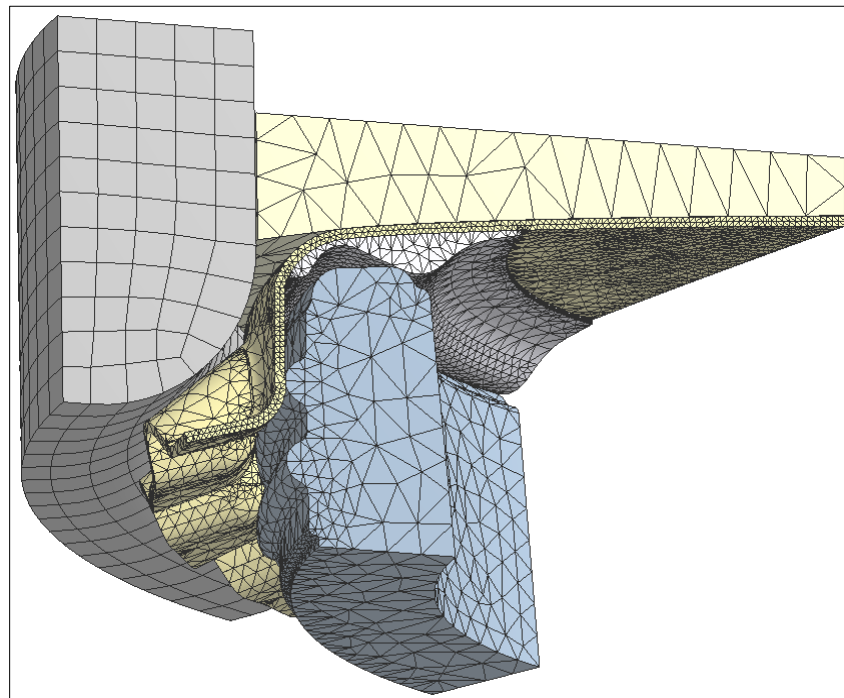


Figure 7.10 *Maillage du modèle inhérent au sertissage.*

7.3.2.1 Déformation de la jupe de la capsule

Toutes les analyses structurales de la fermeture qui succèdent sont faites sur le secteur angulaire de 60° «2», à une température $T_e = 22^\circ\text{C}$, à une pression du plongeur de $p_p = 0,9 \text{ MPa}$, à moins d'indications contraires. La Figure 7.11 montre la capsule sertie sur le filetage du goulot. Un déplacement vertical maximal de 2,6 mm est localisé à la partie inférieure de la jupe de la capsule.

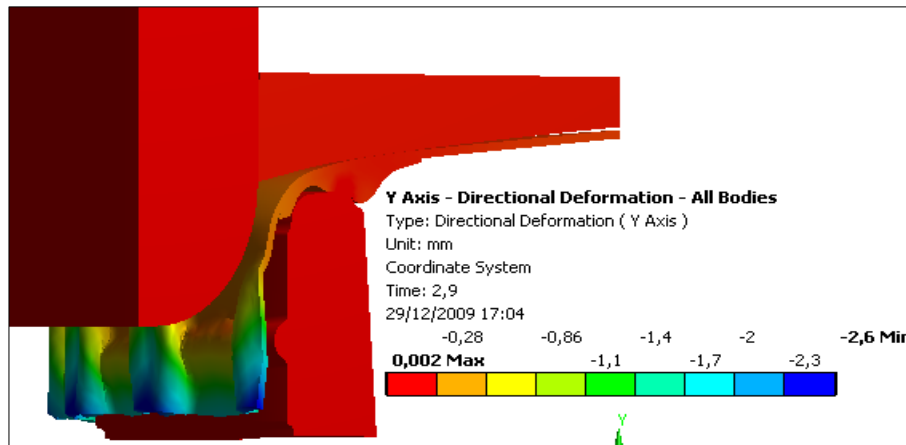


Figure 7.11 *Déplacement vertical de l'ensemble.*

Malgré la dissemblance des secteurs angulaires signifiant une non symétrie entre-eux, la répartition des déplacements est quasiment similaire pour tous les secteurs angulaires, aussi bien pour le trio formé par la capsule-garniture-goulot qu'au niveau de la jupe de la capsule, qui peut être considéré l'endroit le plus susceptible de faire la différence quant au déplacement d'un secteur à un autre. Mais, il s'avère que la disposition différente des filets et de la capsule d'un secteur à un autre n'a pas affecté la répartition des déplacements. En examinant la capsule, il est possible de remarquer que la flûte est déformée de manière à ce que la saillie soit pliée et transformée en un creux pour former deux crêtes de part et d'autre de la flûte comme le montre la Figure 7.12. Ceci permet avantageusement d'augmenter l'adhérence entre la main et la capsule lors de son ouverture. Pour des fins d'analyse comparatives de la déformation au niveau de la jupe, une capsule sertie au laboratoire à l'aide d'une écapsuleuse manuelle (*Voir* Figure 7.13) ainsi qu'une autre capsule sertie automatiquement à l'usine de production de bière (*Voir* Figure 7.14) sont examinées en prenant des photos numériques. Une véritable ressemblance est rencontrée à un détail près. Une très mince différence est constatée au niveau de la lèvre inférieure de la capsule qui se trouve à être légèrement bombée en ce qui concerne la capsule sertie manuellement. Le modèle 3D par éléments finis, illustré par la Figure 7.15, dégage quant à lui une assez bonne similarité avec ces dernières, plus particulièrement avec la capsule sertie manuellement. À noter que le sertisseur utilisé dans l'analyse par éléments finis est identique à celui monté dans l'écapsuleuse manuelle quant à sa forme géométrique et ses dimensions.

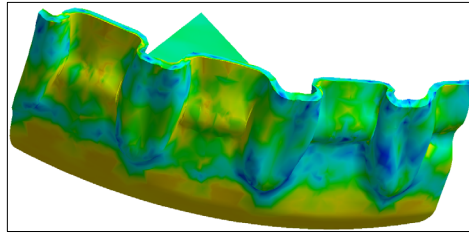


Figure 7.12 *Allure de la flûte déformée.*



Figure 7.13 *Capsule sertie manuellement.*

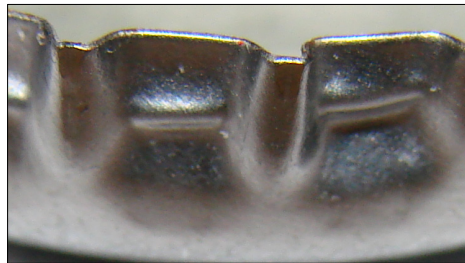


Figure 7.14 *Capsule sertie automatiquement.*

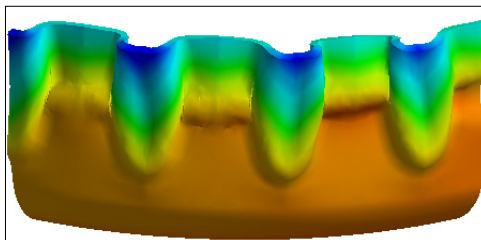


Figure 7.15 *Sertissage obtenu avec la MÉF.*

7.3.2.2 Déplacement des secteurs angulaires

Puisque l'analyse est faite sur les six secteurs séparément, il a fallu d'abord s'assurer que le déplacement vertical de chaque secteur est pareille ou presque. Si elles existent, les disparités

se veulent envisagées au niveau des bords du secteur, là où les conditions de symétrie sont établies. À présent, les secteurs «1» et «2» qui sont adjacents, les Figure 7.16 et Figure 7.17 élucident cette situation en examinant les déplacements verticaux minimums des deux secteurs accusent une différence de l'ordre de $4/10\ 000$ mm (0,00162 contre 0,00204 mm).

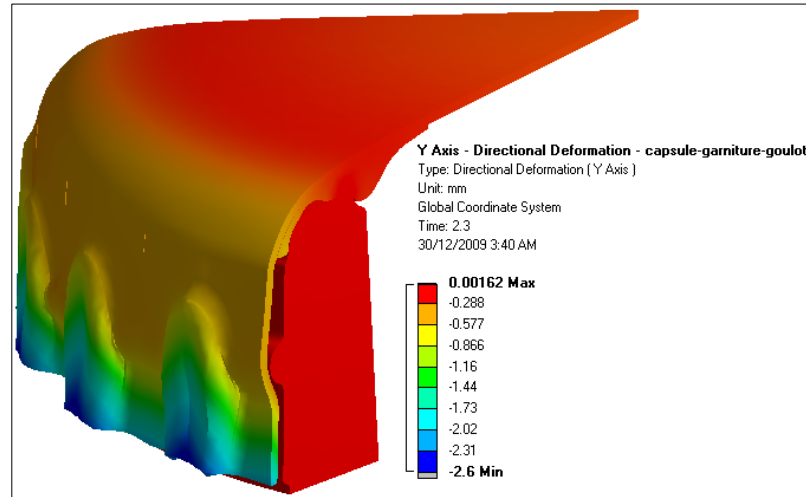


Figure 7.16 *Déplacement vertical du secteur «1».*

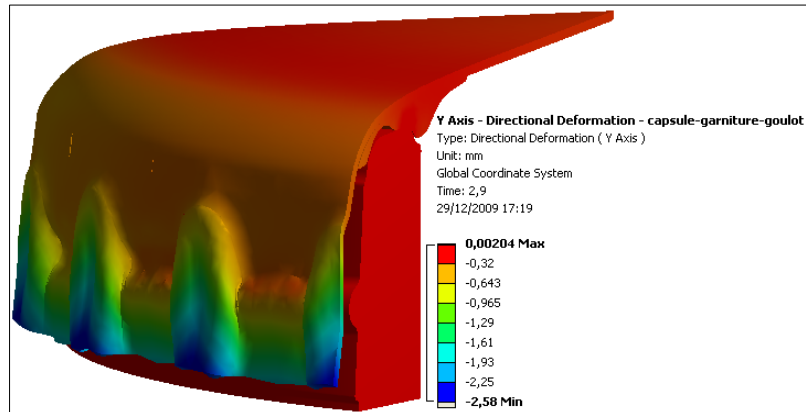


Figure 7.17 *Déplacement vertical du secteur «2».*

Vu sa ressemblance au secteur «1», le secteur «4» est également examiné comme le montre la Figure 7.18 (*Voir Annexe XVIII page 276, pour les autres secteurs*). Tous secteurs confondus, et à l'exception de l'extrémité inférieure de la jupe de la capsule, la plus grande différence rencontrée ne dépasse pas $1/1000$ mm. Ceci semble rassurant et peut renforcer l'idée d'avoir appliqué le principe de superposition des couples de de tous les secteurs.

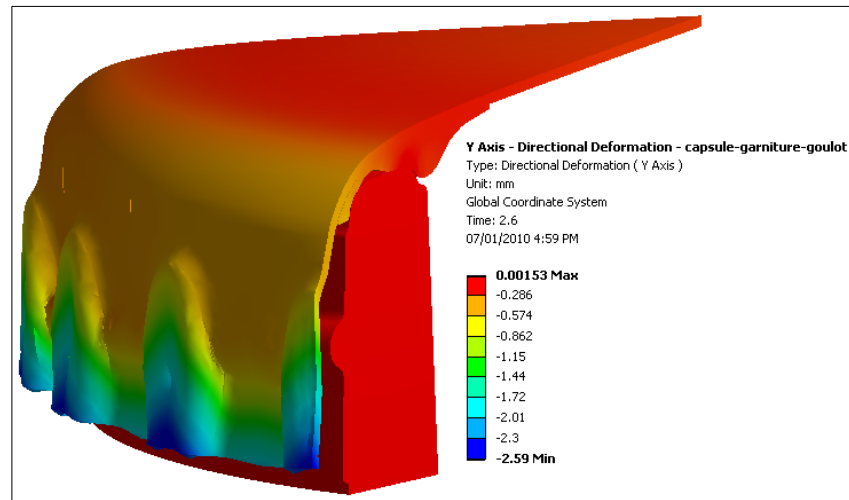


Figure 7.18 *Déplacement vertical du secteur «4».*

7.3.2.3 Dissemblance des secteurs angulaires

En examinant les secteurs angulaires séparément, les résultats sont totalement différents si bien que l'apparence soit de grande ressemblance. D'abord, tel qu'il est, le secteur n'est pas axisymétrique 3D étant donné la présence du filetage. Ensuite, en vue de comparaison, deux exemples sont présentés pour montrer que chacun des deux secteurs n'affiche guère les mêmes résultats. D'abord, la Figure 7.19 et la Figure 7.20 illustrent une répartition des contraintes complètement différente en comparant les deux secteurs adjacents «1» et «2».

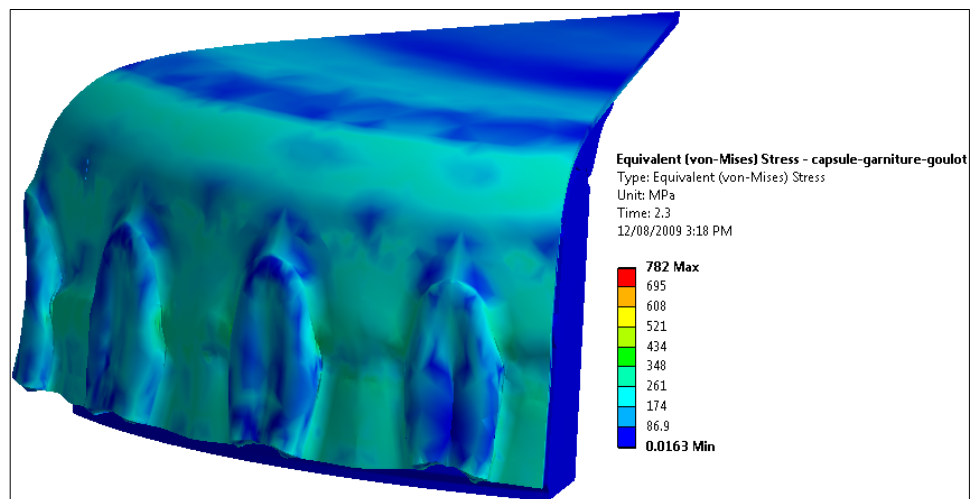


Figure 7.19 *Contraintes équivalentes, secteur «1».*

Il en est de même pour leurs intensités maximales qui se trouvent à être dans le goulot et non pas dans la capsule à savoir, 782 MPa pour le secteur «1» et 589 MPa pour le secteur «2».

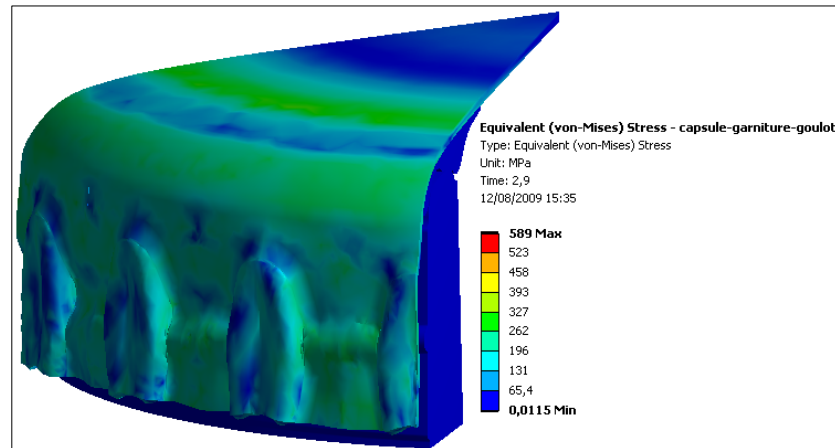


Figure 7.20 *Contraintes équivalentes, secteur «2».*

Pour une réflexion plus éclairée, il est préconisé d'afficher les contraintes de von Mises dans la capsule seule comme le montrent les deux Figure 7.21 et Figure 7.22. La contrainte équivalente maximale atteint une valeur de 348 MPa dans la capsule du secteur «1». Elle est située au niveau du filet inférieur de la capsule.

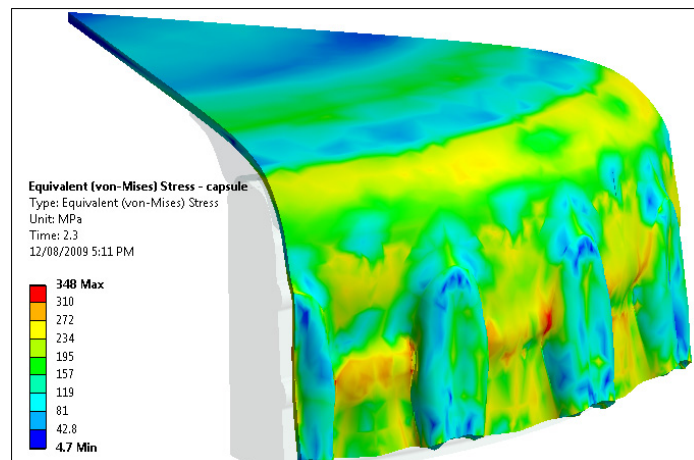


Figure 7.21 *Contraintes équivalentes dans la capsule, secteur «1».*

Pour ce qui est du secteur «2», la contrainte équivalente maximale qui s'élève à 325 MPa se trouve à être localisée au dos de la capsule, à la même position radiale que celle de la

pression maximale de contact goulot-garniture. La flexion due à la déformation de la jupe fait en sorte que la partie centrale supérieure de la capsule baisse et la surface de contact de la capsule avec le plongeur diminue et devient beaucoup plus établie dans la zone où la contrainte de von Mises est maximale comme montré sur la Figure 7.22.

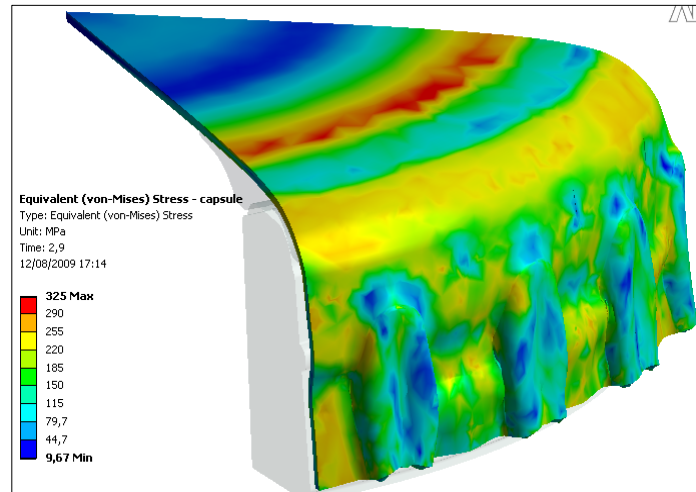


Figure 7.22 Contraintes équivalentes dans la capsule, secteur «2».

Il est pertinent d'examiner la capsule du secteur «4» qui exhibe à son tour une contrainte équivalente maximale différente à savoir, 315 MPa comme l'indique la Figure 7.23. Elle est située au même endroit que la capsule du secteur «2». Il en est de même pour la capsule du secteur «6», elle possède la même répartition de contraintes (*Voir* Annexe XVIV page 279, pour les autres secteurs).

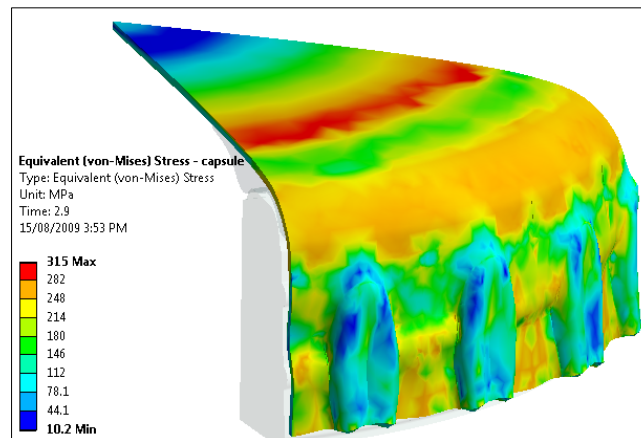


Figure 7.23 Contraintes équivalentes dans la capsule, secteur «4».

À présent, il est important de noter les grandes déformations plastiques de la capsule plus particulièrement au niveau du filetage comme montré sur la Figure 7.24. Une déformation permanente de 112% est rencontrée dans cette capsule du secteur «2». Il est facile aussi de remarquer que la jupe de la capsule s'incruste convenablement dans le filet inférieur comparativement à celui supérieur. Ceci peut s'expliquer par l'arrêt du filet supérieur à mi-chemin et n'aboutissant pas à l'extrémité droite du secteur (Voir configuration du filetage à la Figure 7.4). La répartition des déformations plastiques de von Mises dans la capsule de chacun des secteurs est affichée à l'annexe XX page 282.

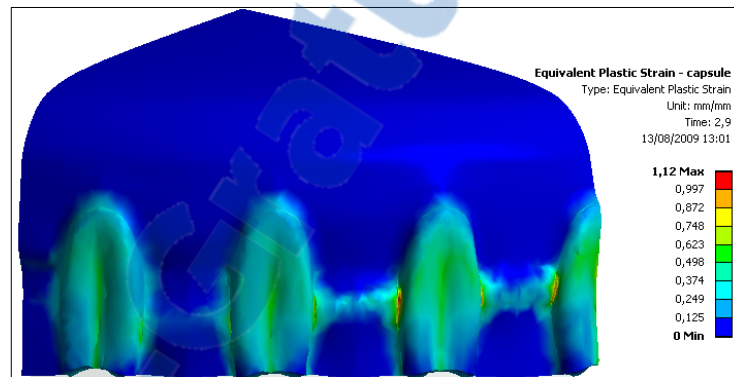


Figure 7.24 Déformations plastiques dans la capsule.

Pour ce qui est de la garniture, les contraintes équivalentes de von Mises sont beaucoup plus faibles que celles dans la capsule compte tenu de l'hyperélasticité de la garniture (faible rigidité). La Figure 7.25 montre la contrainte maximale qui est de l'ordre de 9 MPa, localisée au niveau de l'embouchure du goulot.

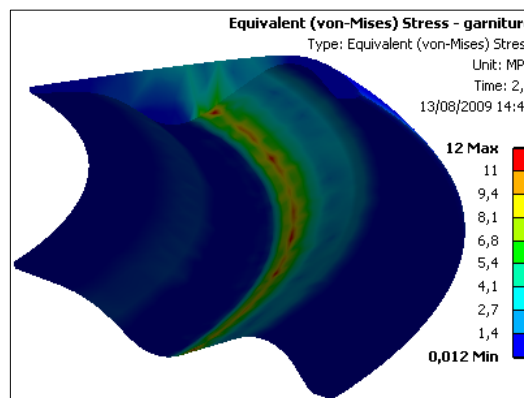


Figure 7.25 Contraintes équivalentes dans la garniture.

Le déplacement vertical maximal, après avoir serti la capsule est de l'ordre de 0,37 mm (*Voir* Figure 7.26). Il est localisé à l'extrémité droite de la garniture. Ceci peut s'expliquer par le fait que le filet inférieur ne débute pas à partir de l'extrémité gauche du secteur, ce qui laisse la capsule fléchir sans rencontrer d'obstacle et entraîner davantage la garniture vers le bas.

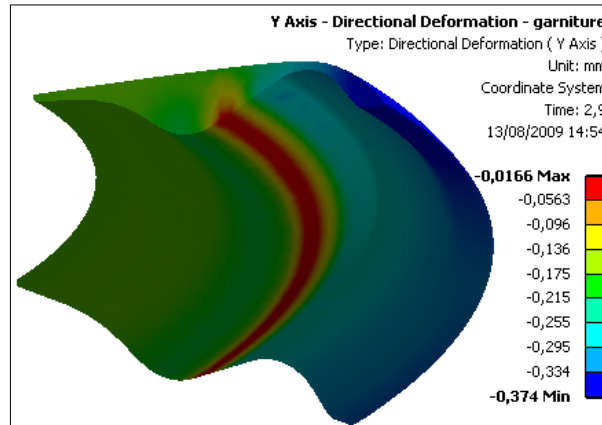


Figure 7.26 *Déplacement vertical dans la garniture.*

Le déplacement maximal radial moyen de la garniture est non sans importance puisqu'il est de l'ordre de 0,12 mm (*Voir* Figure 7.27). Il est localisé à l'endroit de l'embouchure du goulot qui la pousse radialement au moment de l'écrasement.

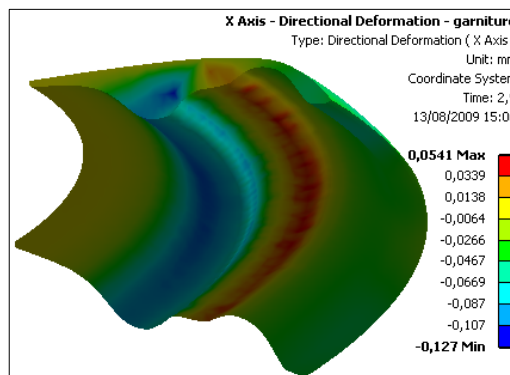


Figure 7.27 *Déplacement radial dans la garniture.*

En ce qui concerne le goulot, le déplacement total maximal qui atteint $1,6 \times 10^{-3}$ mm se trouve à être dans le filet inférieur, à deux endroits distincts. Le filet supérieur subit à son tour un déplacement plus faible que celui du filet inférieur comme l'indique la Figure 7.28.

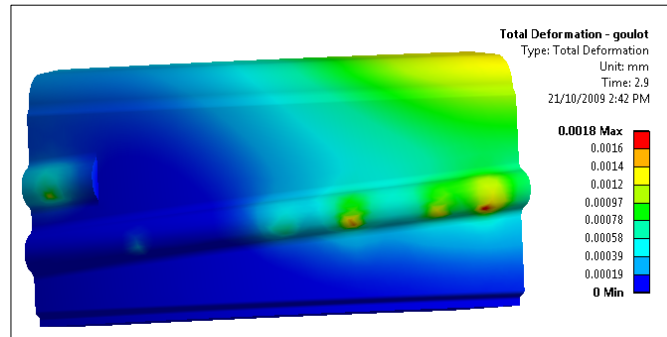


Figure 7.28 *Déplacement total dans le goulot, secteur «4».*

La contrainte équivalente maximale reste concentrée dans le filet inférieur à deux endroits différents et vaut 156 MPa, à l'encontre du filet supérieur, court soit-il, qui subit des contraintes plus faibles comme le montre la Figure 7.29.

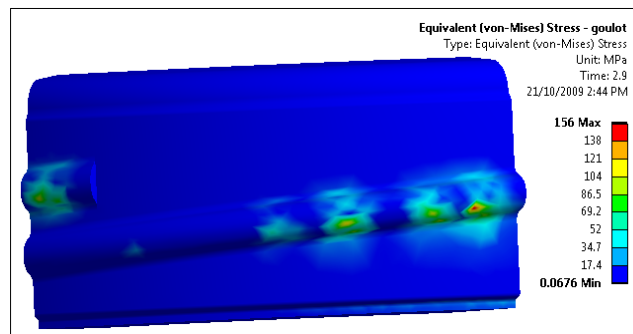


Figure 7.29 *Contraintes équivalentes dans le goulot, secteur «4».*

7.3.3 Mesure de l'écrasement de la fermeture

Afin de comparer le couple de dévissage, trouvé par la MÉF avec celui trouvé par les mesures, deux grandeurs peuvent être quantifiées et considérées comme indices, soit la profondeur de l'écrasement de la fermeture, soit la valeur de la pression sur le plongeur. Malheureusement, le sertissage de la capsule se fait manuellement, et il est difficile de mesurer cette force qui est obtenue en fait en imposant un déplacement vertical du plongeur par la manœuvre du levier de l'écapsuleuse. Aussi, cette dernière est dépourvue d'un dispositif permettant la mesure du déplacement du plongeur, donné par l'écrasement de la garniture et aussi de la capsule qui est déformée plastiquement. Par conséquent, dans la

présente étude, il y a eu recours à deux méthodes expérimentales basées sur le déplacement de la fermeture et sur la géométrie déformée. La première consiste en la mesure de l'écrasement de la fermeture immédiatement après l'opération de sertissage manuelle comme le montre la Figure 7.30 où la succession des étapes de mesure est indiquée, alors que la seconde, plus commode soit-elle, réside dans la prise de l'image du profil de la fermeture pour des fins de comparaison avec celle générée par la MÉF.

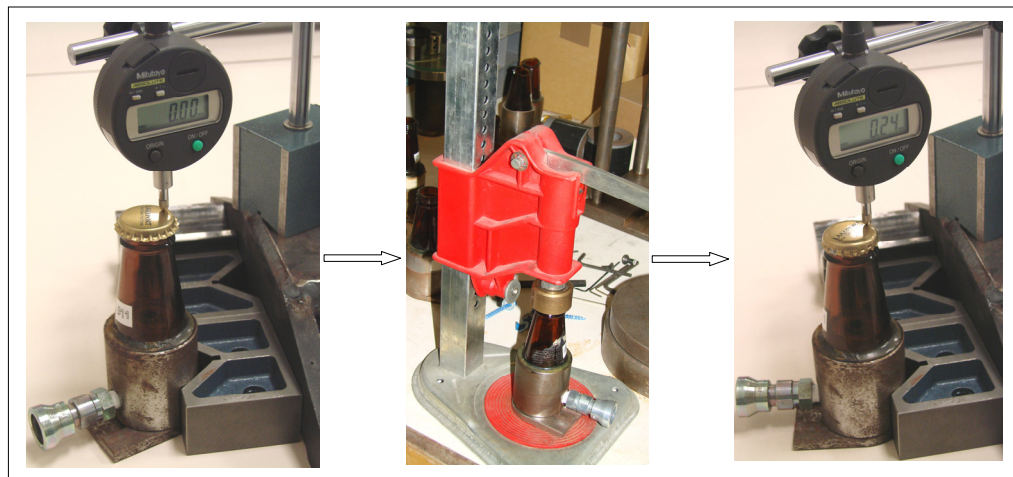


Figure 7.30 *Mesure de l'écrasement de la fermeture.*

Les mesures ont été effectuées à trois endroits du dos de la capsule en y plaçant un palpeur d'un comparateur à cadran. Au départ, la capsule est montée libre sur le goulot de la bouteille, le palpeur est accoté sur le dos de la capsule et remis à zéro. Ensuite, après avoir serti la capsule, la bouteille est posée sur le même référentiel et la profondeur de l'écrasement est mesurée, et ce à trois endroits différents disposés de 120° . Le Tableau 7.3 montre une dizaine de capsules serties dont l'écrasement vertical est mesuré à trois points différents. Ensuite, une moyenne de toutes les mesures est calculée, soit 0,24 mm. Cette méthode reste assez précise bien que l'écrasement ne soit uniforme au niveau du dos de la capsule étant donné la déformation plastique de la capsule. Pour ce qui est de seconde méthode, elle consiste d'abord à découper un secteur angulaire de la fermeture (*Voir* Figure 7.31). Afin d'éviter d'affecter la rigidité de la fermeture et modifier l'écrasement de la capsule sertie, le secteur découpé se doit d'être le plus réduit possible, assez suffisant pour permettre la prise de deux photos numériques dans le plan des profils.

Tableau 7.3

Écrasement moyen de la fermeture, $T_e = 22^\circ\text{C}$.

Capsule	Écrasement, [mm]			Écrasement moyen, [mm]
	Points de mesure			
	1	2	3	
1	0,22	0,22	0,27	0,24
2	0,22	0,21	0,27	0,23
3	0,25	0,22	0,27	0,25
4	0,27	0,22	0,27	0,25
5	0,20	0,24	0,23	0,22
6	0,29	0,29	0,22	0,27
7	0,28	0,27	0,18	0,24
8	0,21	0,25	0,20	0,22
9	0,29	0,21	0,24	0,25
10	0,28	0,20	0,25	0,24
			Écrasement moyen	0,24 mm



Figure 7.31 Fermeture découpée.

Par conséquent, en ayant mesuré le couple de dévissage de la capsule (Voir Tableau 7.1), en ayant quantifié son écrasement vertical (Voir Tableau 7.3), et en comparant le profil écrasé de la fermeture des photos numériques avec celui trouvé avec la MÉF, il a été possible de valider le modèle par éléments finis. En effet, une simulation du secteur «4», exécutée avec une pression sur le plongeur $p_p = 0,9 \text{ MPa}$ et à une température $T_e = 22^\circ\text{C}$, donne des résultats comparables comme montré sur la Figure 7.32, bien que la comparaison soit faite ici d'un secteur angulaire de 60° avec une fermeture au complet (Mesure expérimentale).

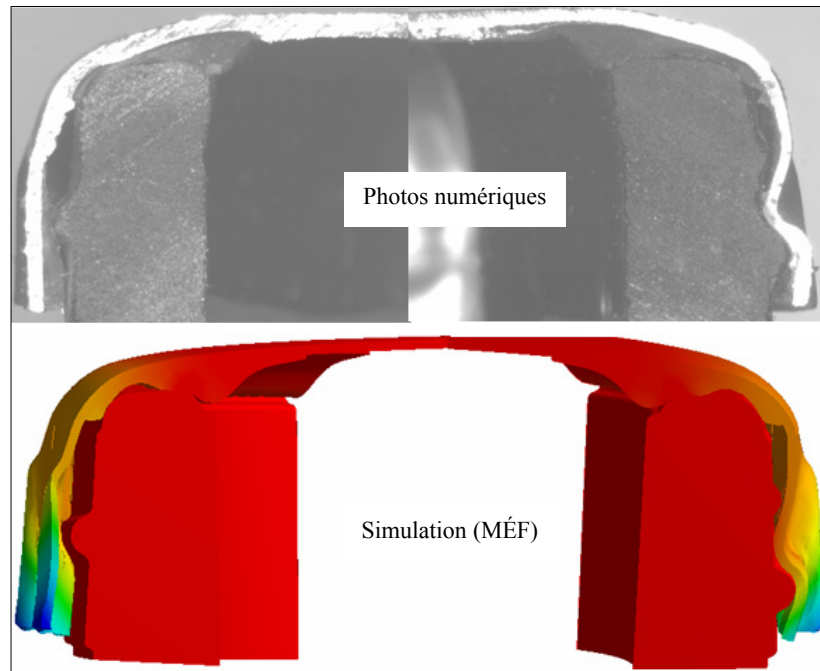


Figure 7.32 *Comparaison de la MÉF avec les mesures.*

Pour vérifier encore l'écrasement évalué avec la MÉF et le comparer à celui mesuré, il a été envisagé de mesurer directement le déplacement vertical de la capsule sertie. En se servant de la règle graduée de «Workbench», et en faisant afficher la déformée à l'échelle réelle, il a été possible de positionner le modèle latéralement et mesurer l'écrasement de la capsule sertie. En effet, après une amplification de 500 fois, la différence de hauteur entre le modèle avant sertissage et la déformée a été évaluée, et ce à un positionnement radial précis, identique à celui du palpeur du comparateur à cadran (*Voir* Figure 7.30). Le secteur «4», qui présente la part du lion quant au couple de dévissage, est utilisé pour quantifier cet écrasement comme le montre la Figure 7.34. Les valeurs des écrasements sont évaluées à différentes pressions du plongeur à savoir, $p_p = 0,5$ MPa, 0,7, 0,9 et 1,0 MPa. Il est pertinent de noter que l'écrasement du dos de la capsule sertie n'est pas du tout un simple décalage uniforme, mais plutôt aléatoire comme le montre la Figure 7.33. À titre d'exemple, la valeur de l'écrasement du secteur sertie «4», avec une pression du plongeur $p_p = 0,7$ MPa, est donnée par la différence des hauteurs mesurées avant et après le sertissage, soit 0,24 mm comme montré sur la Figure 7.34.

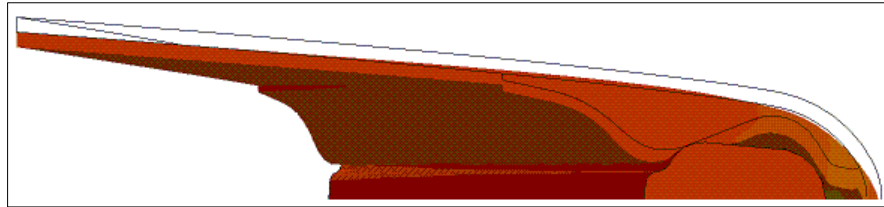


Figure 7.33 Profil du dos de la capsule sertie, $p_p = 0,7 \text{ MPa}$.

Toutes les mesures sont prises avec la même référence radiale, positionnée par rapport au diamètre inférieur du goulot qui est situé au même niveau que la règle graduée se trouvant dans l'espace de travail de Workbench.

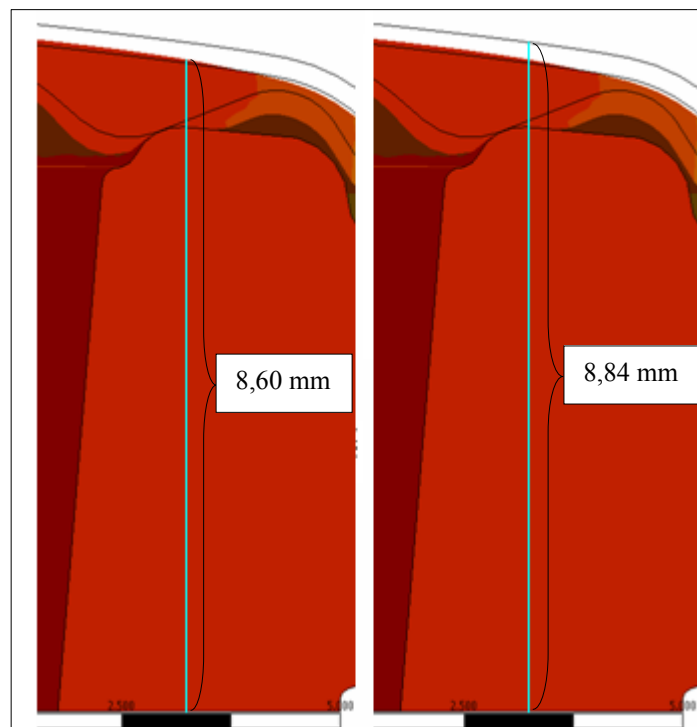


Figure 7.34 Mesure de l'écrasement, $p_p = 0,7 \text{ MPa}$.

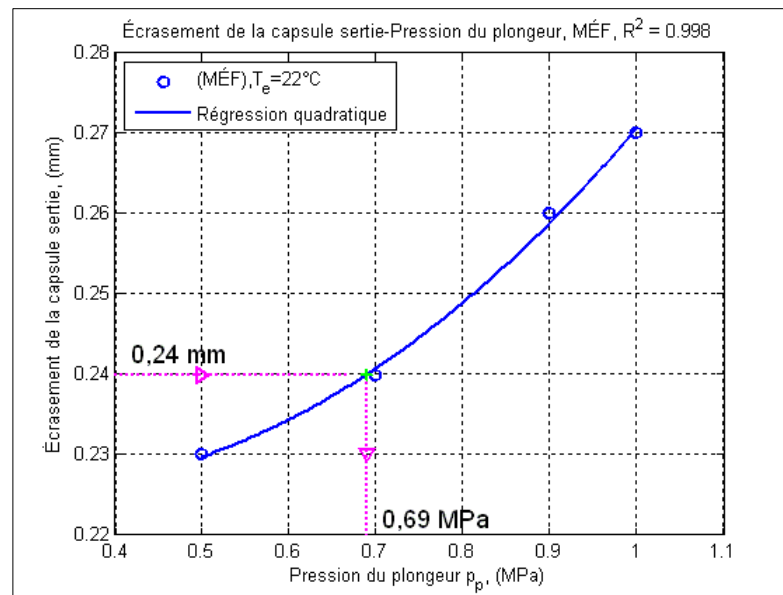
Les résultats obtenus sont présentés au Tableau 7.4. Ils montrent que l'augmentation de la pression du plongeur a un effet non négligeable sur l'écrasement de la capsule en le faisant accentuer comme le révèle la Figure 7.35. En examinant cette dernière, il est constaté un comportement non linéaire signifié adéquatement par une régression quadratique dont le coefficient de détermination est proche de l'unité.

Tableau 7.4

Écrasement de la capsule sertie, secteur «4», MÉF.

Pression du plongeur p_p , [MPa]	0,5	0,7	0,9	1,0
Écrasement [mm]	0,23	0,24	0,26	0,27

En se servant des résultats obtenus avec la MÉF, présentés sur la Figure 7.35, l'écrasement mesuré de la capsule sertie qui est de 0,24 mm (Voir Tableau 7.3) correspond à présent à une pression du plongeur de l'ordre de 0,7 MPa, ce qui constitue une information pertinente du moment qu'il n'est pas facile de quantifier cette grandeur expérimentalement.

Figure 7.35 Écrasement de la capsule sertie en fonction de p_p .

7.4 Couple de dévissage

À présent, en ayant vérifié la ressemblance entre les résultats du modèle par éléments finis avec les mesures expérimentales, il est possible d'évaluer le couple de dévissage de la capsule sertie. Dans cette analyse, deux températures d'essai sont examinées à savoir, $T_e = 22^\circ\text{C}$ et 37°C . Avec cette dernière, les simulations sont exécutées uniquement avec une pression du plongeur de 0,9 MPa, ce qui empêche d'établir une comparaison avec les

mesures. À présent, les couples dus aussi bien à la garniture T_g , qu'au filetage T_f , sont affichés au Tableau 7.5. Le couple de dévissage dans chaque secteur, dénoté par T_{ds} , est également calculé. Pour ce qui est de la température de 22°C, quatre valeurs de pression du plongeur sont utilisées à savoir, 0,5 MPa, 0,7, 0,9 et 1,0 MPa. Le choix de la plage de ces pressions, qui sont maintenues constantes durant les étapes de descente et de remontée du sertisseur, est justifié par la valeur de l'écrasement de la capsule mesurée expérimentalement. L'effet de la température est ressenti ici en observant une légère augmentation du couple de dévissage immédiat lorsque la température est plus basse. Il est logique de penser que, pour une pression du plongeur $p_p = 0,9$ MPa, le couple de dévissage prédit à 22°C est plus élevé que celui prédit à 37°C, soit 867,6 N·mm contre 854,6 N·mm respectivement. Il est aussi pertinent de savoir que le couple dû au filetage demeure non sans importance et représente 27% et 33% du couple de dévissage total aux températures respectives $T_e = 22^\circ\text{C}$ et 37°C .

Tableau 7.5

Couple dans les secteurs angulaires, $p_p = 0,9$ MPa.

n° du secteur	Température d'essai, °C T_e	Couple dû à la garniture, T_g [N·mm]	Couple dû au filetage, T_f [N·mm]	Couple de dévissage par secteur, T_{ds} [N·mm]	Rapport par secteur, % T_f/T_{ds}
1	22	174,5	3,8	178,3	2
	37	79,0	30,6	109,6	28
2	22	60,8	41,0	101,8	40
	37	138,7	20,6	159,3	13
3	22	103,6	79,5	183,1	43
	37	89,9	69,7	159,6	44
4	22	108,0	103,8	211,8	49
	37	96,7	72,8	169,5	43
5	22	83,8	3,4	87,2	4
	37	81,1	26,0	107,1	24
6	22	101,8	3,6	105,4	3
	37	89,5	60,0	149,5	40
Total	22	632,5	235,1	$T_d = 867,6$	27
	37	574,9	279,7	$T_d = 854,6$	33

Ce résultat constitue une information intéressante et vient consolider ce qui a été développé dans les fermetures filetés CT, traitées antérieurement dans la revue de littérature, mais cette fois-ci en considérant les grandes déformations et la plasticité de la capsule, la géométrie réelle de la garniture, et son hyperélasticité. Il est cependant utile de constater une différence de couple dans chaque secteur, et que c'est le secteur «4» qui possède la part du lion. Comme déjà vu dans la section précédente, l'écrasement de la capsule sertie dépend de la pression du plongeur p_p . Ceci affecte aussi le couple de dévissage puisque la surface de contact formée par la paire garniture-goulot est influencée par la variation de la pression du plongeur. Par conséquent, il est possible d'exprimer l'écrasement de la capsule en fonction du couple de dévissage comme le montre la Figure 7.36. Cette relation exhibe un comportement pouvant être signifié par une régression linéaire dont le coefficient de détermination avoisine l'unité. Une très bonne concordance est rencontrée entre la MÉF et les mesures. En effet, pour un écrasement de 0,24 mm, le couple de dévissage évalué avec la MÉF est de l'ordre de 815,1 N·mm contre un couple mesuré de 784,0 N·mm, accusant ainsi un pourcentage d'erreur d'environ 4%, et ce pour une température de 22°C. Il est pertinent de comprendre l'utilité de la présence de la pression du plongeur lors de l'opération de sertissage, si ce n'est que pour éviter le bombage du dos de la capsule et maîtriser en fin de compte la valeur du couple d'une capsule sertie à une autre.

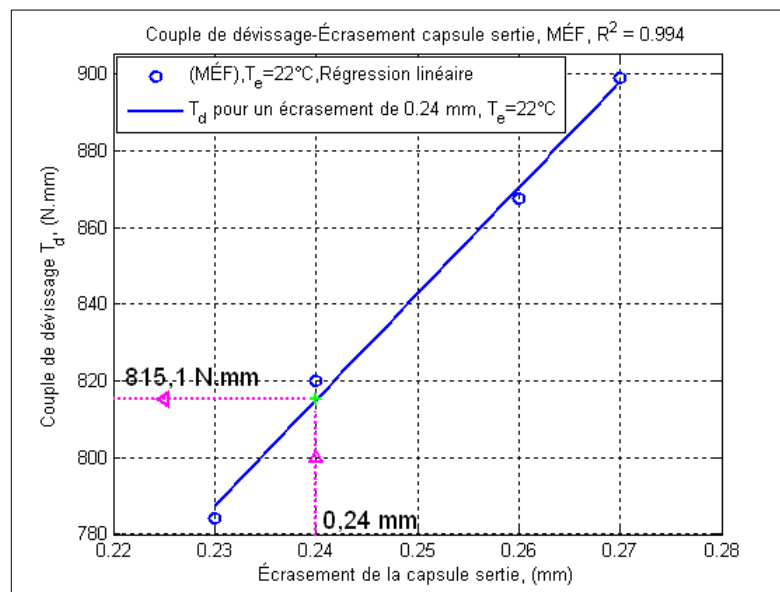


Figure 7.36 Effet de l'écrasement de la capsule sertie sur le couple.

7.4.1 Force de sertissage

Lors de l'opération de sertissage, un déplacement vertical du sertisseur est imposé afin de rabattre la jupe de la capsule. L'analyse par éléments finis permet d'évaluer facilement la force de sertissage durant toutes les étapes (Voir Figure 7.37), et ce pour une pression du plongeur de 0,9 MPa et une température de 22°C. Elle est maximale durant l'étape de la descente du sertisseur en atteignant une valeur de 433 N.

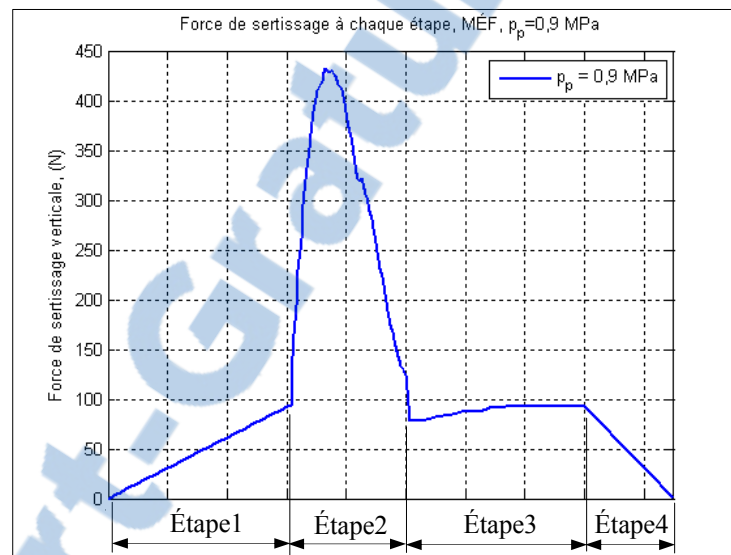


Figure 7.37 Force de sertissage, secteur «2».

D'un secteur à un autre (Voir Tableau 7.6), la force de sertissage maximale reste comprise dans une fourchette de $\pm 9 \text{ N}$, accusant ainsi une faible variation, ce qui peut renforcer l'idée d'utiliser la méthode de superposition quant à l'addition de toutes les forces maximales de sertissage. La force totale maximale de sertissage pour l'ensemble des secteurs, durant la descente du sertisseur, est de l'ordre de 2 583 N. Il est clair que la température n'affecte en rien la force de sertissage qui reste quasiment inchangée que ce soit pour chaque secteur ou pour la fermeture au complet. Il convient également de souligner que la force de sertissage maximale dépend amplement de la pression du plongeur comme le montre le Tableau 7.8, où les forces de sertissage maximales verticales sont affichées en fonction des pressions du plongeur. La Figure 7.38 montre une tendance non linéaire de cette relation moyennant une régression quadratique dont le coefficient de détermination avoisine l'unité. L'augmentation

de la pression du plongeur a un effet considérable sur la force de sertissage maximale verticale, ce qui cause un écrasement plus accentué et par le fait même un rapprochement de la préforme de la capsule au filet supérieur du goulot. Le rabattement de la jupe devient alors plus difficile, et par conséquent, la force de sertissage se veut davantage plus grande pour pouvoir incruster la tôle dans les filets. Tout porte à croire qu'en présence d'une pression importante du plongeur, la surface des filets en contact avec la capsule devient plus grande.

Tableau 7.6

Force de sertissage maximale, $p_p = 0,9$ MPa.

n° du secteur	Force verticale maximale de sertissage à $T_e = 22^\circ\text{C}$, [N]	Force verticale maximale de sertissage à $T_e = 37^\circ\text{C}$, [N]
1	429,7	425,9
2	431,9	432,9
3	432,8	434,1
4	419,0	419,7
5	432,0	433,0
6	437,1	437,3
Total	2582,5	2582,9

Tableau 7.7

Force de sertissage maximale, $T_e = 22^\circ\text{C}$.

n° du secteur	Force verticale maximale de sertissage, [N]			
	Pression du plongeur p_p , [MPa]			
	0,5	0,7	0,9	1,0
1	387,6	400,0	429,7	440,3
2	391,1	410,9	431,9	441,8
3	391,0	410,5	432,8	443,2
4	381,0	398,6	419,0	429,3
5	392,0	411,9	432,0	442,5
6	395,8	411,2	437,1	447,3
Total	2338,5	2443,1	2582,5	2644,4

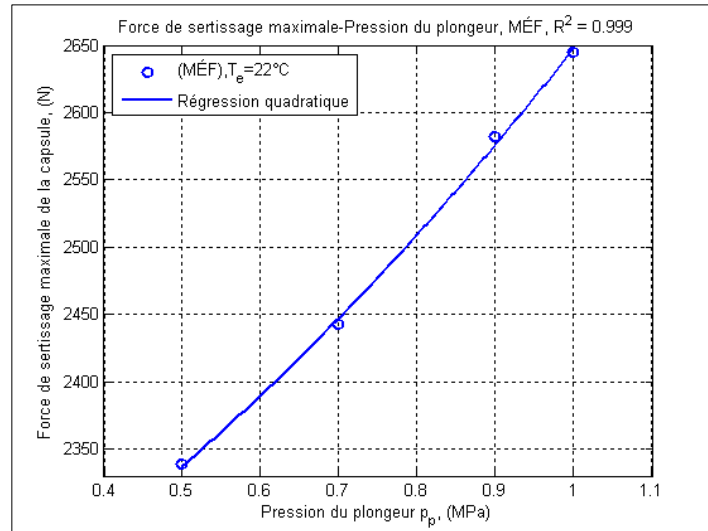


Figure 7.38 Effet de la pression du plongeur sur la force de sertissage.

À présent, pour élucider la rigidité de la garniture, il est possible d'exprimer l'évolution de la force verticale de sertissage en fonction de l'écrasement maximal de la garniture comme le montre la Figure 7.39, et ce pour le secteur «2» à la température de 22°C. Il est aussi pertinent de remarquer le retour élastique de la garniture durant la troisième étape, laissant dégager un retrait d'environ 4/100 mm comme montré à droite en bas de la figure, représenté par un palier. La quatrième étape, qui réside dans la suppression de la pression du plongeur, est signifiée par une droite marquant également un retrait vertical d'environ 2/100 mm.

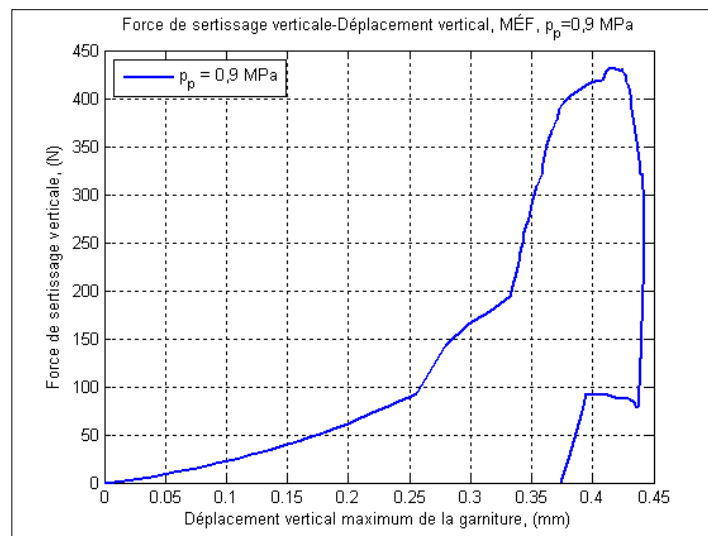


Figure 7.39 Force de sertissage-déplacement de la garniture.

Par ailleurs, il est aussi possible d'exprimer le couple en fonction de la force maximale verticale de sertissage comme montré sur la Figure 7.40. Plus la pression du plongeur sur le dos de la capsule est importante, plus ça prend davantage de force pour sertir la capsule, surtout à proximité de la préforme au dos de la capsule qui présente une rigidité supérieure, ce qui engendre un couple plus important étant donné la surface de contact augmentée entre la garniture et le goulot. Similairement à la force de sertissage, le comportement non linéaire le mieux approprié se veut quadratique de coefficient de détermination proche de l'unité.

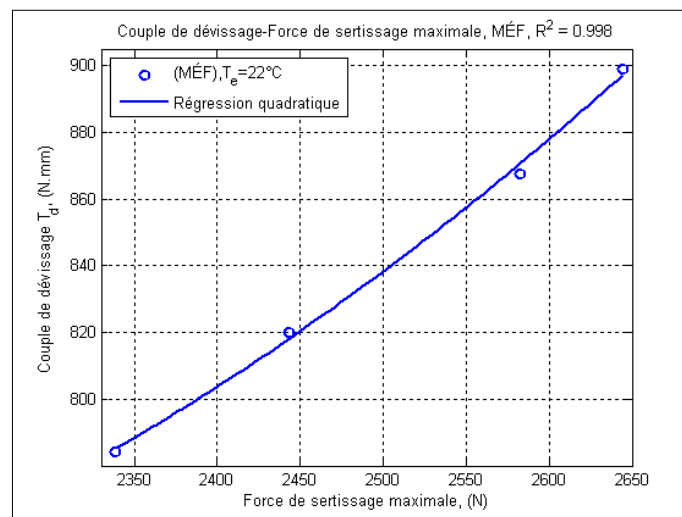


Figure 7.40 *Couple de dévissage-Force maximale de sertissage.*

7.4.2 Effet de la pression du plongeur p_p sur le couple

De la même manière que le couple de dévissage ait été exprimé en fonction de l'écrasement de la capsule sertie, il peut est aussi être représenté en fonction de la pression du plongeur comme montré au Tableau 7.8. La contribution du couple dû au filetage dans chaque secteur est aussi affichée pour toutes les pressions du plongeur. Sur l'ensemble de la fermeture, le rapport de couple dû au filetage est de l'ordre de 27% toute pression du plongeur confondue (*Voir* Tableau 7.9). Cette contribution reste non négligeable et peut justifier la présence de quatre filets sur le goulot. L'ouverture peut être plus rapide pour un nombre de filets supérieurs, par contre le couple devient plus important puisque la surface de contact, entre la garniture et le goulot, serait augmentée. Il est également clair que le couple croît avec la pression du plongeur. Cette augmentation exhibe un comportement non linéaire caractérisé

par une régression quadratique de coefficient de détermination proche de l'unité, comme montré sur la Figure 7.41. Bien que la force verticale due à la pression du plongeur soit beaucoup plus faible que celle de sertissage, elle affecte par contre le couple de dévissage.

Tableau 7.8

Couple dans les secteurs angulaires, $T_e = 22^\circ\text{C}$.

n° du secteur	Pression sur le plongeur p_p [MPa]	Couple dans la garniture T_g [N·mm]	Couple dans le filetage T_f [N·mm]	Couple de dévissage par secteur, T_{ds} [N·mm]	Rapport par secteur, % T_f/T_{ds}
1	0,5	126,9	4,1	131,0	3
	0,7	151,9	2,7	154,6	2
	0,9	174,5	3,8	178,3	2
	1,0	186,0	4,6	190,6	2
2	0,5	56,4	29,7	86,1	34
	0,7	62,4	33,9	96,3	35
	0,9	60,8	41,0	101,8	40
	1,0	61,1	40,3	101,4	40
3	0,5	92,4	83,6	176,0	48
	0,7	95,1	74,4	169,5	44
	0,9	103,6	79,5	183,1	43
	1,0	105,9	79,5	185,4	43
4	0,5	102,6	77,1	179,7	43
	0,7	104,4	75,0	179,4	42
	0,9	108,0	103,8	211,8	49
	1,0	109,1	111,4	220,5	51
5	0,5	73,9	18,5	92,4	20
	0,7	84,4	21,3	105,7	20
	0,9	83,8	3,4	87,2	4
	1,0	87,0	5,5	92,5	6
6	0,5	103,8	6,1	109,9	6
	0,7	110,1	4,6	114,7	4
	0,9	101,8	3,6	105,4	3
	1,0	105,3	3,2	108,5	3

Tableau 7.9

Couple de dévissage dans la fermeture, $T_e = 22^\circ\text{C}$.

Pression sur le plongeur p_p [MPa]	Couple dans la garniture T_g [N·mm]	Couple dans le filetage T_f [N·mm]	Couple de dévissage T_{ds} [N·mm]	Rapport, % T_f/T_{ds}
0,5	555,2	219,1	774,3	28
0,7	608,3	211,9	820,2	26
0,9	632,5	235,1	867,6	27
1,0	654,4	244,5	898,9	27

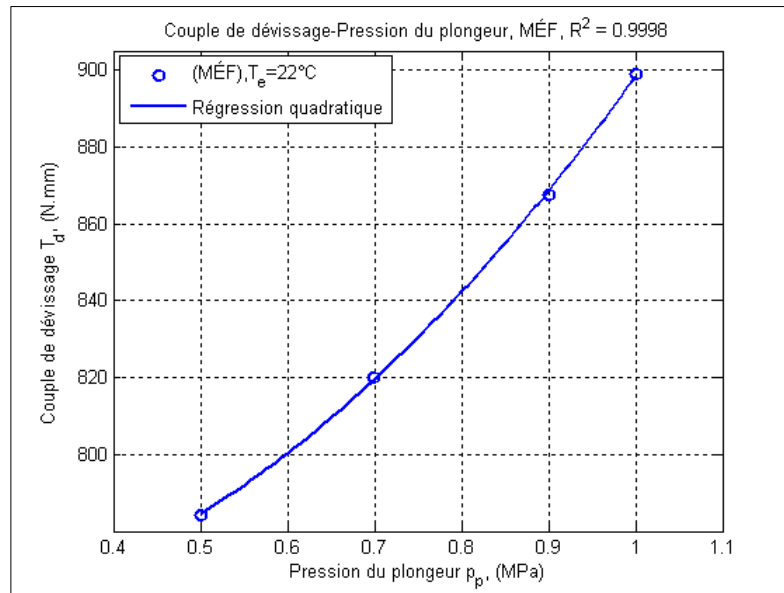


Figure 7.41 *Effet de la pression du plongeur sur le couple de dévissage.*

7.4.3 Effet du matériau de la capsule sur le couple

Dans le but d'évaluer l'effet du matériau de la capsule sur le couple de dévissage, il a été envisagé de remplacer l'acier par un alliage d'aluminium dont les propriétés élastiques sont montrées au Tableau 7.10.

Tableau 7.10

Propriétés de la capsule en aluminium.

	Module d'Young [GPa]	Coefficient de Poisson	Coefficient de dilatation thermique, [1/°C]	Limite élastique [MPa]
Acier	200	0,30	12 e-6	280
Aluminium	71	0,33	23 e-6	280

D'abord, l'écrasement du trio capsule-garniture-goulot est montré sur la Figure 7.42 laissant dégager un déplacement vertical maximal de 2,51 mm situé au niveau de la jupe, soit une différence de 8/100 mm, comparativement au trio dont la capsule est faite en acier (*Voir* Figure 7.16).

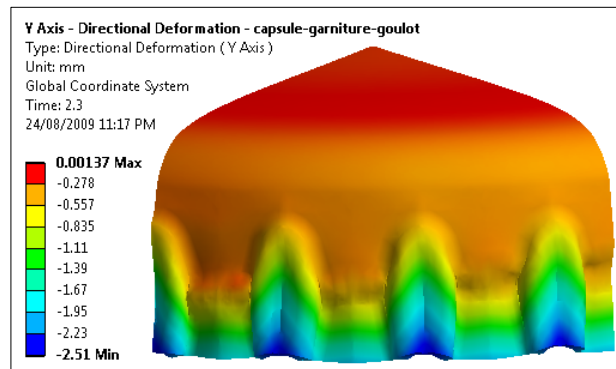


Figure 7.42 Déplacement vertical du secteur «1», capsule en aluminium.

Pour le reste du trio, une très bonne ressemblance est rencontrée. La simulation est effectuée avec une pression du plongeur $p_p = 0,9$ MPa et $T_e = 22^\circ\text{C}$. Pour ce qui est des contraintes affichées sur la Figure 7.43, elles sont plus importantes dans la capsule en aluminium que celles dans la capsule en acier (Voir Figure 7.21), et la contrainte équivalente maximale est de l'ordre de 393 MPa dans l'aluminium contre 348 MPa dans l'acier.

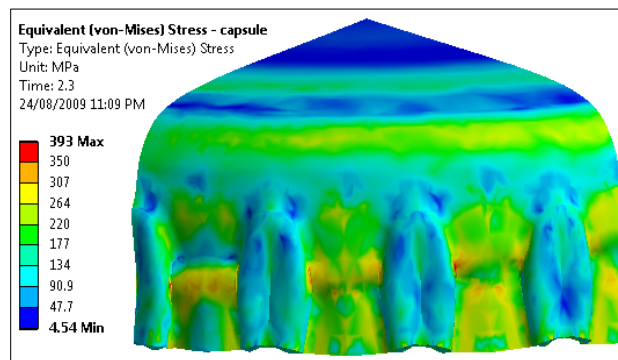


Figure 7.43 Contraintes équivalentes dans la capsule en aluminium, secteur «1».

En ce qui concerne le couple de dévissage, il est amplement affecté par le matériau de la capsule en aluminium comme le montre le Tableau 7.11. Le couple de dévissage de la capsule en aluminium s'avère plus élevé, soit une augmentation de 23% si l'acier est pris comme référence. La rigidité et le coefficient de Poisson de la capsule restent à priori les grandeurs principales qui sont à l'origine de ce différent, influençant ainsi le comportement de la paire de contact garniture-goulot. La force de sertissage est par contre légèrement

modifiée et accuse une augmentation de 3%. Pour une comparaison plus complète, il est proposé d'étendre l'analyse à tous les secteurs pour pouvoir évaluer avec certitude le couple de dévissage lorsque la capsule est faite en aluminium.

Tableau 7.11

Effet du matériau de la capsule sur le couple, secteur «1».

Matériau de la capsule	Couple dû à la garniture T_g , [N·mm]	Couple dû au filetage T_f , [N·mm]	Couple de dévissage par secteur T_{ds} , [N·mm]	Force de sertissage, [N]
Acier	174,5	3,8	178,3	429,7
Aluminium	219,2	0,8	220,0	441,5

7.4.4 Effet de la pressurisation du goulot sur le couple

Comme il est mentionné dans la revue de littérature, le liquide injecté dans la bouteille est pressurisé avec du dioxyde de carbone pour garder le produit frais. Dans l'analyse par éléments finis, cette opération se trouve à être la dernière étape durant l'opération de sertissage. Bien que les mesures de fuite ne fassent partie de la présente étude, et ne soient réalisées, il n'en demeure pas moins que le modèle par éléments finis tienne compte de cette étape. L'absence des mesures de fuite a fait de sorte que l'analyse soit limitée à une seule valeur de pressurisation du goulot à savoir, $p_g = 0,5$ MPa. D'abord, le Tableau 7.12 montre les couples avant et après pressurisation, et ce pour les deux températures 22°C et 37°C et la pression du plongeur de 0,9 MPa. Ceci permet d'observer que le couple par secteur est affecté suite à cette opération. En effet, la pressurisation du goulot tente d'écarter la capsule du goulot et tend à diminuer la pression de contact goulot-garniture et par le fait même celle de contact des filets avec la capsule, ce qui fait diminuer le couple de dévissage. Le Tableau 7.13 montre à son tour les couples dans la fermeture au complet. Il est possible de remarquer un rapport de différence de 22% dans les couples avant et après pressurisation. Après quoi, l'effet de la pressurisation du goulot sur les couples par secteur est examiné, et ce pour toutes les pressions du plongeur comme montré au Tableau 7.14. Il est clair que le couple par

secteur est nettement diminué suite à la pressurisation. Ceci peut s'expliquer par la poussée de la capsule sertie vers l'extérieur, ce qui cause une diminution de la surface de contact entre la garniture et le goulot.

Tableau 7.12

Couple dans les secteurs après pressurisation, $p_p = 0,9$ MPa.

n° du secteur	T_e , [°C]	Couple dû à la garniture, T_g [N·mm]		Couple dû au filetage, T_f [N·mm]		Couple de dévissage par secteur, T_{ds} , [N·mm]	
		$p_g = 0,5$ MPa	$p_g = 0$	$p_g = 0,5$ MPa	$p_g = 0$	$p_g = 0,5$ MPa	$p_g = 0$
1	22	154,8	174,5	5,5	3,8	160,3	178,3
	37	74,2	79	27,2	30,6	118,7	109,6
2	22	55,6	60,8	39,1	41,0	94,7	101,8
	37	57,2	138,7	42,3	20,6	99,5	159,3
3	22	64,1	103,6	61,4	79,5	125,5	183,1
	37	59,1	89,9	57,4	69,7	116,5	159,6
4	22	64,6	108,0	80,0	103,8	144,6	211,8
	37	61,2	96,7	61,8	72,8	123,0	169,5
5	22	74,1	83,8	6,7	3,4	80,8	87,2
	37	93,3	81,1	20,5	26,0	113,8	107,1
6	22	61,8	101,8	5,2	3,6	67	105,4
	37	56,5	89,5	53,5	60,0	132,8	149,5

Tableau 7.13

Couples dans la fermeture après pressurisation, $p_p = 0,9$ MPa.

Température d'essai, T_e [°C]	Couple dû à la garniture, T_g [N·mm]		Couple dû au filetage, T_f , [N·mm]		Couple de dévissage, T_d [N·mm]	
	$p_g = 0,5$ MPa	$p_g = 0$	$p_g = 0,5$ MPa	$p_g = 0$	$p_g = 0,5$ MPa	$p_g = 0$
22	475,0	632,5	197,9	235,1	$T_d = 672,9$	$T_d = 867,6$
37	401,5	574,9	262,7	279,7	$T_d = 664,2$	$T_d = 854,6$

Tableau 7.14

Couples dans le secteur après pressurisation du goulot, $T_e = 22\text{ C}$.

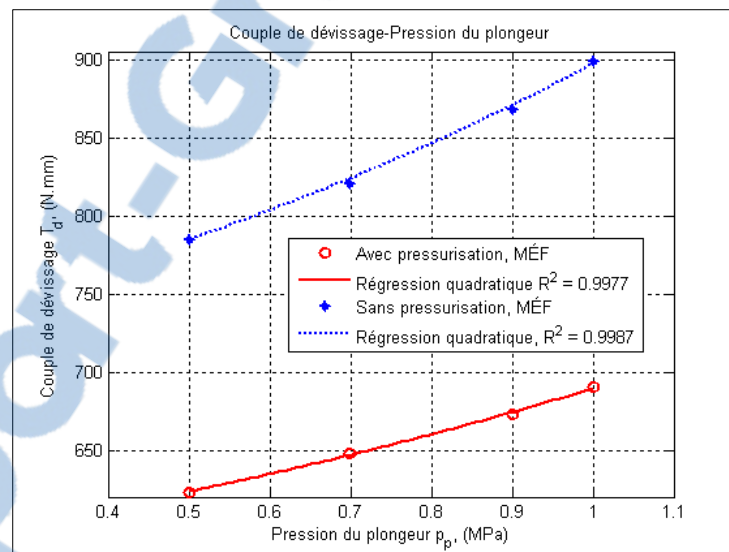
n° du secteur	Pression du plongeur, p_p [MPa]	Couple dû à la garniture, T_g [N·mm]		Couple dû au filetage, T_f [N·mm]		Couple de dévissage par secteur, T_{ds} [N·mm]	
		Avec pression	Sans pression	Avec pression	Sans pression	Avec pression	Sans pression
1	0,5	127,6	126,9	4,3	4,1	131,9	131,0
	0,7	143,5	151,9	4,1	2,7	147,6	154,6
	0,9	154,8	174,5	5,5	3,8	160,3	178,3
	1,0	163,9	186,0	5,7	4,6	169,6	190,6
2	0,5	52,4	56,4	10	29,7	62,4	86,1
	0,7	57,9	62,4	15,5	33,9	73,4	96,3
	0,9	64,1	60,8	61,4	41,0	125,5	101,8
	1,0	59,4	61,1	30,2	40,3	89,6	101,4
3	0,5	57,7	92,4	73,8	83,6	131,5	176,0
	0,7	59,5	95,1	70,1	74,4	129,6	169,5
	0,9	55,6	103,6	39,1	79,5	94,7	183,1
	1,0	65,5	105,9	68,6	79,5	134,1	185,4
4	0,5	77,1	102,6	62,6	77,1	139,7	179,7
	0,7	62,7	104,4	62,5	75,0	125,2	179,4
	0,9	64,6	108,0	80,0	103,8	144,6	211,8
	1,0	65,0	109,1	80,2	111,4	145,2	220,5
5	0,5	72,8	73,9	15,0	18,5	87,8	92,4
	0,7	78,2	84,4	19,4	21,3	97,6	105,7
	0,9	74,1	83,8	6,7	3,4	80,8	87,2
	1,0	74,2	87,0	10,0	5,5	84,2	92,5
6	0,5	65,7	103,8	5,2	6,1	70,9	109,9
	0,7	70,5	110,1	3,9	4,6	74,4	114,7
	0,9	61,8	101,8	5,2	3,6	67	105,4
	1,0	63,5	105,3	4,1	3,2	67,6	108,5

Ensuite de ça, les couples de dévissage avec et sans pressurisation sont affichés au Tableau 7.15 pour des fins de comparaison. La Figure 7.44 montre l'effet de la pressurisation de l'intérieur du goulot sur le couple, en considérant une régression quadratique.

Tableau 7.15

Couple de dévissage après pressurisation du goulot, $T_e = 22\text{ C}$.

Pression du plongeur, p_p [MPa]	Couple dû à la garniture, T_g [N·mm]		Couple dû au filetage, T_f [N·mm]		Couple de dévissage, T_d [N·mm]	
	Avec pression	Sans pression	Avec pression	Sans pression	Avec pression	Sans pression
0,5	453,3	555,2	170,9	219,1	623,3	774,3
0,7	472,3	608,3	175,5	211,9	647,8	820,2
0,9	475,0	632,5	197,9	235,1	672,9	867,6
1,0	491,5	654,4	198,8	244,5	690,3	898,9

**Figure 7.44** Effet de la pressurisation sur le couple de dévissage.

Par ailleurs, il est possible de comparer le couple de dévissage prédit par la MÉF à la température $T_e = 22^\circ\text{C}$ et à la pression de 0,7 MPa avec les mesures. Une bonne concordance est observée avec un pourcentage d'erreur de l'ordre de 4% comme montré sur la Figure 7.45. Évidemment, la comparaison exclut la température $T_e = 37^\circ\text{C}$ pour laquelle les couples de dévissage ne sont prédits que pour une pression du plongeur de 0,9MPa. Il était plausible d'exécuter les simulations à une pression du plongeur de 0,7MPa.

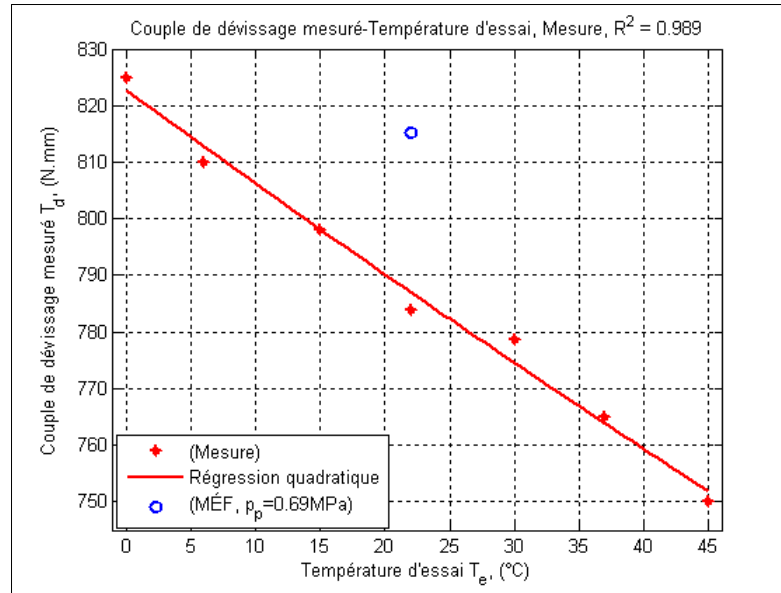


Figure 7.45 Comparaison du couple de dévissage prédit avec les mesures.

7.5 Conclusion

Dans ce chapitre, il est demandé d'effectuer l'opération de sertissage de la capsule et déterminer le couple de dévissage. D'abord, des essais expérimentaux permettant de mesurer le couple de dévissage à différentes températures sont réalisés. Ensuite, une modélisation 3D utilisant la MÉF est établie pour reproduire l'opération de sertissage. Des paires de contact sont dessinées avec des CFS appropriés à chacune des composantes constituant la fermeture.

Pour ce qui est du maillage, il est raffiné à l'occasion dans les régions où les CFS sont plus élevés. Après quoi, une comparaison des déformations externes des capsules serties automatiquement et manuellement a été concluante avec celle des déformations trouvées numériquement. Aussi, une autre comparaison au niveau des déformations à l'interne de la fermeture est effectuée pour montrer une vraie ressemblance entre la MÉF et les mesures.

Le couple de dévissage se veut amplement dépendant de la pression du plongeur, et il a été évalué d'une part, aux pressions du plongeur à 0,5 MPa, 0,7, 0,9 et 1,0 MPa, pour la température $T_e = 22^\circ\text{C}$, et d'autre part pour une pression du plongeur de 0,9 MPa pour la

température de $T_e = 37^\circ\text{C}$. Le couple trouvé par la MÉF qui présente une bonne concordance avec les mesures correspond à une pression du plongeur de 0,69 MPa, laquelle n'a pu être quantifiée expérimentalement lors de l'opération de sertissage utilisant l'écapsuleuse manuelle. La contribution dans le couple de dévissage aussi bien de la garniture que du filetage est établie. Des rapports de 27% et 33%, représentant la contribution des filets par rapport au couple de dévissage, sont évaluées aux températures respectives de 22°C et 37°C . Par ailleurs, la variation de quelques paramètres de la fermeture a été de mise afin d'évaluer leurs effets sur le couple de dévissage principalement, et sur la force de sertissage secondairement, qui reste aussi une grandeur non sans importance. La force de sertissage est exprimée aussi en fonction de l'écrasement de la garniture

En ce qui concerne la pressurisation du goulot, il a été montré que le couple de dévissage est atténué par cette dernière. Enfin, les mesures de pression de fuite s'avèrent nécessaires pour voir l'impact de la pression à l'intérieur du goulot sur le couple.

CONCLUSION

L'objectif de cette recherche était d'étudier expérimentalement et analyser par éléments finis le couple de dévissage d'une capsule métallique sertie sur un contour fileté. Les résultats trouvés dégagent tant de succès aussi bien du côté expérimental que numérique. D'abord, le coefficient de frottement statique (CFS), à l'interface garniture-goulot, s'est avéré variable et dépend de la pression de contact et de la température. La relation la mieux appropriée relatant ce comportement est régie par la loi de puissance.

Secundo, les propriétés mécaniques de la garniture élastomère sont déterminées. Des essais de compression conventionnelle ont permis de valider le comportement hyperélastique de la garniture. Un extensomètre vidéo est également utilisé pour calculer le coefficient de Poisson. Le modèle de Mooney-Rivlin à deux constantes se veut adéquat pour signifier ce comportement non linéaire, et ce à différentes valeurs de températures à savoir, 0°C, 6, 15, 22, 30, 37 et 45°C. Puisqu'il est difficile de considérer le frottement statique variable dans l'environnement «Ansys®», une valeur moyenne des CFS est déterminée à chaque température, en considérant les pressions de contact dans la garniture.

Tertio, des essais expérimentaux ont été réalisés pour examiner le comportement du matériau de la garniture aux déformations de fluage et ce, à deux niveaux de contraintes 1 MPa et 2,6 MPa, et aux mêmes températures citées plus haut. Le modèle de fluage implicite qui s'intitule «primaire secondaire écrouissage-temps» à sept constantes est retenu. Il servira à évaluer le couple de dévissage dans le temps, compte tenu du fluage de la garniture.

Enfin, les derniers résultats de cette étude résident dans la détermination du couple de dévissage, et ce à différentes températures. Un modèle par éléments finis est bâti pour reproduire avec pertinence l'opération de sertissage de la capsule. Il en ressort que le couple dû au filetage s'avère non sans importance comparativement à celui dans la garniture et représente 27 % et 33% du couple de dévissage évalué respectivement aux températures 22°C et 37°C, toutes pressions du plongeur confondues. La comparaison du couple de

dévisage prédit par éléments finis avec celui mesuré a été concluante. Le couple de dévisage trouvé est de 815,1 N·mm pour un écrasement vertical de la capsule sertie de 0,24 mm et une température de 22°C. Ce qui correspond à une pression du plongeur de 0,69 MPa. Un pourcentage d'erreur de 4% est accusé au couple de dévisage prédit par éléments finis par rapport aux mesures.

Cette étude est parvenue également à ressortir et dessiner la répartition des contraintes et des déplacements à travers toutes les composantes de la fermeture. Les grandes déformations plastiques dans la capsule sont aussi déterminées. En outre, la modification de quelques paramètres clés dans la fermeture a été au rendez-vous. La pression du plongeur sur la capsule ainsi que la pressurisation du goulot affectent significativement le couple de dévisage. Pour une pression du plongeur variant de 0,5 MPa à 1 MPa, une variation du couple de dévisage de l'ordre de 16% est relevée à une température de 22°C. Il en est de même pour le matériau de la capsule lorsqu'il a été remplacé par de l'aluminium. Également, il a été possible d'exprimer le couple de dévisage en fonction de la pression du plongeur, et de l'écrasement de la capsule sertie, deux relations qui se veulent pertinentes.

Le modèle numérique bâti tient compte de la pressurisation du goulot, il ne reste donc qu'à réaliser les mesures de fuite afin d'évaluer expérimentalement et numériquement la pression de fuite en fonction du couple de dévisage, et ce à différentes températures pour lesquelles les propriétés de la garniture sont identifiées.

En ayant à notre portée un modèle d'éléments finis précis et fiable, il est possible maintenant comme prochaine étape d'optimiser le couple de dévisage, ainsi de pouvoir réduire la masse de la capsule et surtout opter pour un matériau recyclable pour la garniture.

Le paramètre clé de l'opération de sertissage est la pression exercée par le plongeur, qui permet de contrôler le couple de dévisage d'une capsule sertie. Ce résultat est d'un grand intérêt pour l'industrie de distribution de produits alimentaires gazéifiés.

RECOMMANDATIONS

Afin d'élargir le travail entrepris dans cette investigation, il y a lieu d'envisager des améliorations et des possibilités de poursuivre et éventuellement approfondir ladite recherche. D'abord, des suggestions concernant l'aspect technique du montage expérimental se veulent utiles et pertinentes pour assurer une meilleure répétitivité et précision des mesures, à savoir :

- Placer une cellule de charge à l'extrémité inférieure de l'arbre instrumenté pour mesurer le moment de torsion.
- Ajouter un palier à la partie inférieure de l'arbre instrumenté pour éviter que le centre de rotation de ce dernier soit déplacé lors de l'application du couple pour ouvrir la capsule. Ce palier doit être placé juste avant la cellule de charge.
- Accoter les palpeurs des comparateurs à cadran contre une surface de référence appartenant aux adaptateurs de joint ou de couple dépendamment de l'expérimentation.

Bien que le modèle 3D par éléments finis, concrétisé par un secteur angulaire de 60°C, soit fiable, il n'en demeure pas moins qu'une extension angulaire jusqu'à un tour complet serait préconisée. Ceci évitera les fluctuations qui peuvent survenir à la superposition des secteurs plus particulièrement en ce qui concerne la capsule. En outre, veiller à réduire le temps d'exécution des simulations constitue également un défi qui se veut indispensable pour pouvoir achever les analyses inhérentes aux autres températures à savoir, 0°C, 6, 30 et 45°C. Une machine de calcul puissante s'impose dans ce cas afin de pouvoir présenter des livrables dans les meilleurs délais.

À présent, il est envisagé de proposer les grandes lignes à entreprendre afin de poursuivre et d'approfondir cette étude. Voici une liste non exhaustive de ces actions :

- Réaliser des essais expérimentaux pour exprimer la pression de fuite dans la bouteille en fonction du couple de dévissage. Le stand est déjà conçu et il est prêt pour être opérationnel. Le modèle par éléments finis contient déjà cette étape de pressurisation à l'intérieur du goulot pour la comparer aux mesures de pression de fuite.

- Il est pertinent de caractériser la capsule et surtout la garniture thermiquement par la réalisation des essais expérimentaux afin de déterminer leurs coefficients de dilatation thermique en fonction de la température.
- Optimiser la masse de la capsule (épaisseur, matériau) tout en considérant sa résistance, sa rigidité et l'étanchéité de la fermeture. Cette action engendrera des économies sans égal étant donné la quantité astronomique des fermetures produites.
- Il est également envisageable de modifier la géométrie et le matériau de la garniture en vue d'optimiser la paire couple-étanchéité. Par la même occasion, il serait opportun de réduire la pression sur l'environnement pour intégrer un nouveau produit recyclable et surtout facilement dissociable de la capsule métallique.
- À la suite de cette étude qui a permis de mettre en relief la nette contribution du filetage dans le couple de dévissage comparativement à celle de la garniture, il serait fortement préconisé d'optimiser la géométrie des filets par la modification de son profil, de l'angle d'hélice ou même du pas, ou encore le nombre d'entrées du filetage.
- Une analyse dynamique de l'application du couple de dévissage se doit d'être tenue pour prendre en compte le moment cinétique de la fermeture et reproduire adéquatement les mesures expérimentales.
- Une analyse de fluage de la garniture se doit d'être effectuée pour évaluer le couple de dévissage dans le temps. Le modèle de fluage implicite à sept constantes est déjà défini.

ANNEXE I

PANNEAU FRONTAL, SCHÉMAS BLOC ET ÉLECTRIQUES

Pour plus d'informations concernant l'instrumentation du dispositif qui sert pour les deux essais expérimentaux, vous trouvez ci-après le panneau frontal complet, le schéma bloc, les schémas électriques et d'information.

VISUALISATION DU COUPLE ET DE LA FORCE

VISUALISATION DE L'HUMIDITÉ ET DE LA TEMPÉRATURE

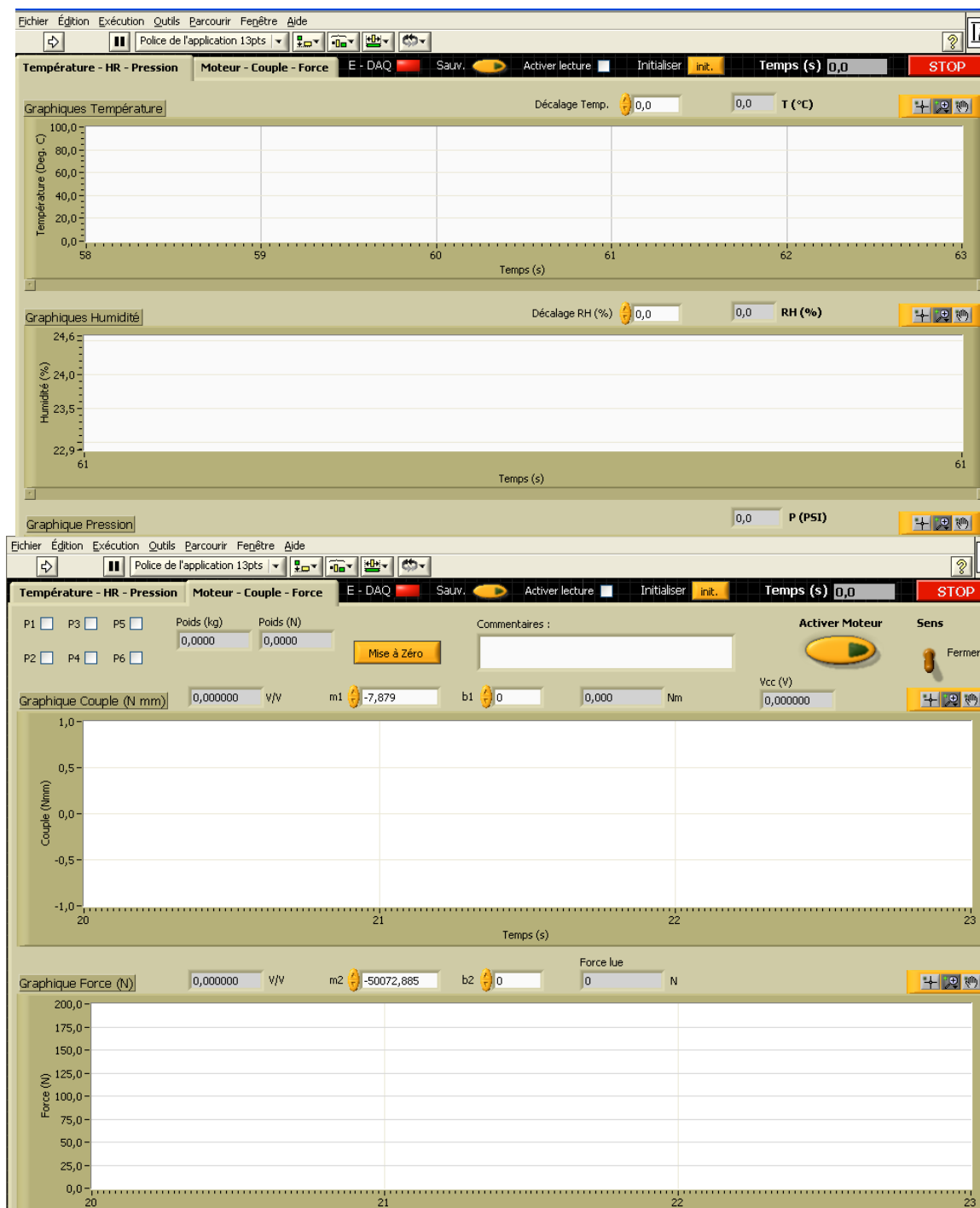
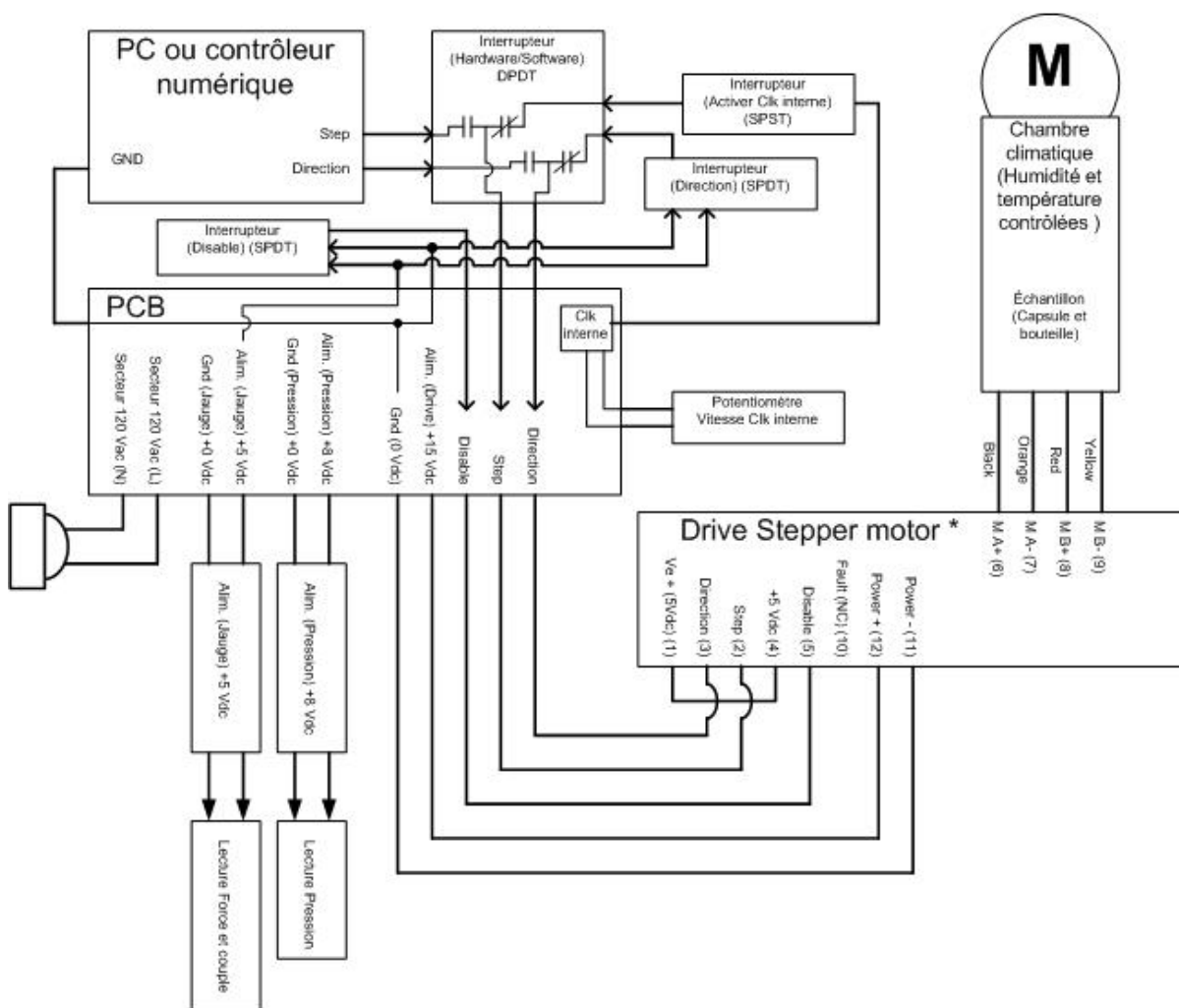
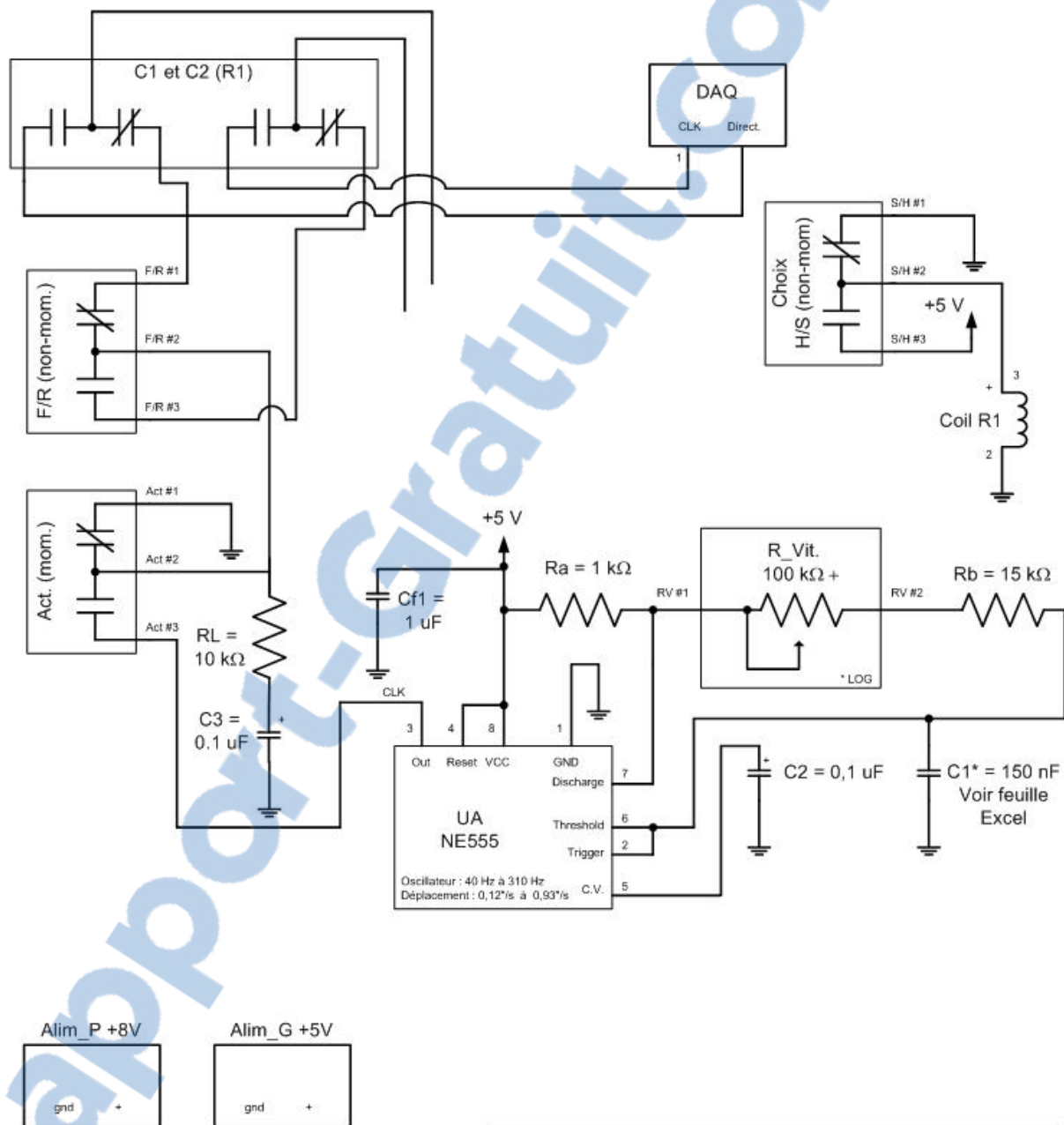


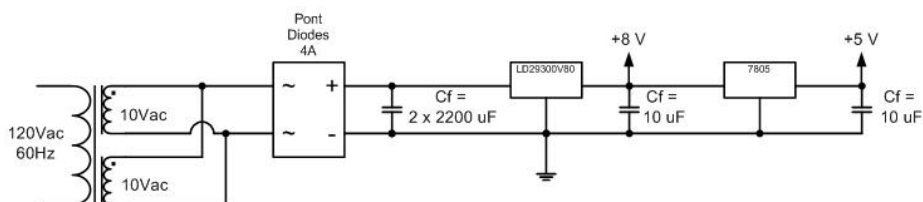
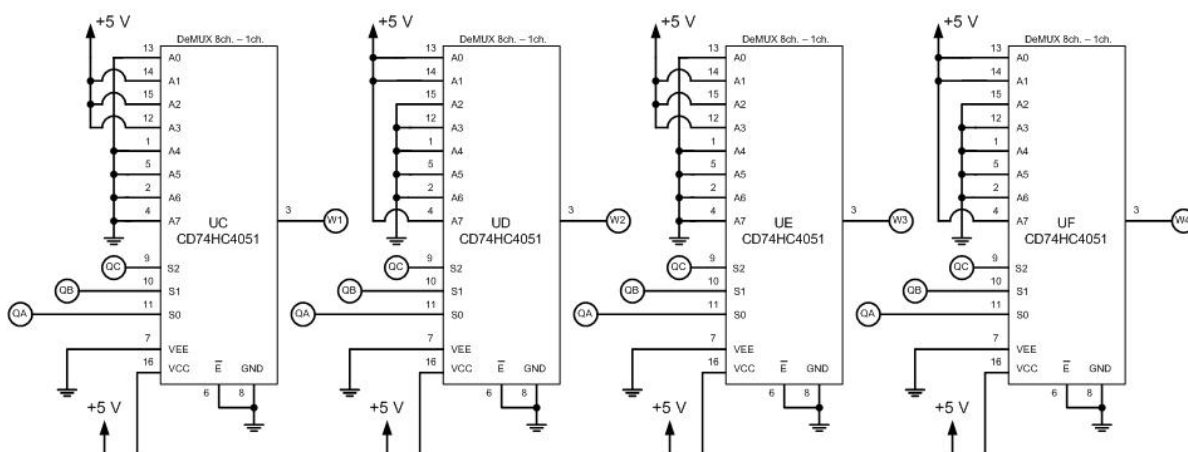
Schéma Bloc



Circuit électrique



Circuit électrique (suite)



* Note : 4 DELs témoins ont été ajoutées aux sorties W1 à W4 des multiplexeurs
 2 DELs témoins ont été ajoutées aux entrées « Up , Down » du compteur
 Ils ne sont pas sur le plan actuel
 Quelques condensateurs de filtrages ont aussi été ajoutés

Step Motor Control – PCB V1.3 (Capsule de bouteille de bière)
 M. Drouin
 25/09/2005
 Page 2 / 3 (CIRCUIT)

Informations

Entrées et sorties PCB V1-3 « Capsule de bouteille de bière »

Noms sur PCB, No de pin du connecteur (Provenance)	Nos des fils à l'int. de la boîte et leurs couleurs	Descriptions
Live (Secteur)	Noir	Alim. 120 Vac
Neutral (Secteur)	Blanc	Retour 120 Vac
Wout #1 (Step M.)	Blanc	Signal de retour en tension pour le W1 du Stepping motor (Blanc)
Wout #2 (Step M.)	Blanc	Signal de retour en tension pour le W2 du Stepping motor (Vert)
Wout #3 (Step M.)	Blanc	Signal de retour en tension pour le W3 du Stepping motor (Bleu)
Wout #4 (Step M.)	Blanc	Signal de retour en tension pour le W4 du Stepping motor (Gris)
Wout #5 (Step M.)	Blanc	VCC Signal du Stepping motor (orange)
R_Vit. #1 (Pot 100k+)	Blanc	1er côté du potentiomètre pour la vitesse
R_Vit. #2 (Pot 100k+)	Blanc	2e côté du potentiomètre pour la vitesse
Activer #1 (SW1)	Blanc	Interrupteur SW1 , côté mom. (Active un pas)
Activer #2 (SW1)	Blanc	Pôle Interrupteur SW1
Activer #3 (SW1)	Blanc	Interrupteur SW1 , côté non-mom. (active le CLK)
F/R #1 (SW2)	Blanc	Interrupteur SW2 , non-mom. (Foward)
F/R #2 (SW2)	Blanc	Pôle Interrupteur SW2
F/R #3 (SW2)	Blanc	Interrupteur SW2 , non-mom. (Reverse)
DAQ #1 (NI-DAQ, DIO)	Blanc	Signal d'entrée en tension pour le contrôle software (Foward, placer Reverse à 5V)
DAQ #2 (NI-DAQ, DIO)	Blanc	Signal d'entrée en tension pour le contrôle software (Reverse, placer Foward à 5V)
Alim_P +8V #1 et #2	Blanc	Alimentation +8V pour capteurs de pressions
Alim_G +5V #1 et #2	Blanc	Alimentation +5V pour Jauges
H/S #1 (SW3)	Blanc	Interrupteur SW3 , non-mom. pour le choix (Software) de la consigne.
H/S #2 (SW3)	Blanc	Pôle Interrupteur SW3
H/S #3 (SW3)	Blanc	Interrupteur SW3 , non-mom. pour le choix (Hardware) de la consigne.

Codes et démultiplexeur
Sorties W1 à W4 pour les pas S0 à S7

Add.	A2	A1	A0	Pas	W1	W2	W3	W4
0	0	0	0	S0	1	0	0	0
1	0	0	1	S1	1	1	0	0
2	0	1	0	S2	0	1	0	0
3	0	1	1	S3	0	1	1	0
4	1	0	0	S4	0	0	1	0
5	1	0	1	S5	0	0	1	1
6	1	1	0	S6	0	0	0	1
7	1	1	1	S7	1	0	0	1

Step Motor Control – PCB V1.3 (Capsule de bouteille de bière)
M. Drouin
25/09/2005
Page 3 / 3 (INFO)

ANNEXE II

PRÉPARATION DES ADAPTATEURS DE BOUTEILLE

Les différentes étapes qui consistent à confectionner les adaptateurs de bouteilles sont illustrées par les figures montées ci-après. Compte tenu des disparités des dimensions géométriques des goulots de bouteille, la dernière étape de séchage demeure très importante pour garder le support et le goulot concentriques. Pour subvenir aux besoins de l'essai de couple de dévissage, 15 adaptateurs ont été confectionnés.

1. Centrage de l'axe du support avec l'axe de la broche (*Voir Figure 2.1*)



Figure 2.1 *Centrage du support.*

2. Mettre la colle époxy dans l'espace entre les deux pièces coniques (*Voir Figure 2.2*)

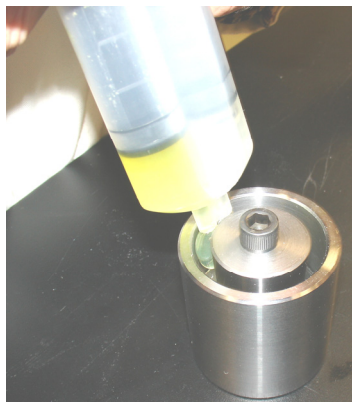


Figure 2.2 *Mise de la colle.*

3. Malaxer les deux liquides (*Voir Figure 2.3*)

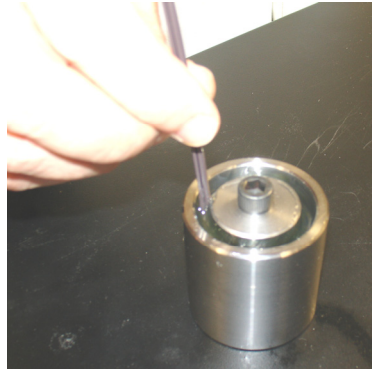


Figure 2.3 *Mélange des deux produits.*

4. Fixer le support dans le mandrin concentrique (*Voir Figure 2.4*)



Figure 2.4 *Fixation du support.*

5. Loger le goulot en verre dans le support (*Voir Figure 2.5*)



Figure 2.5 *Insertion du goulot.*

6. Accoter légèrement le centreur contre le goulot en verre (*Voir figure 2.6*)



Figure 2.6 *Insertion du goulot.*

7. Laisser sécher pendant environ quatre heures (*Voir figure 2.7*)

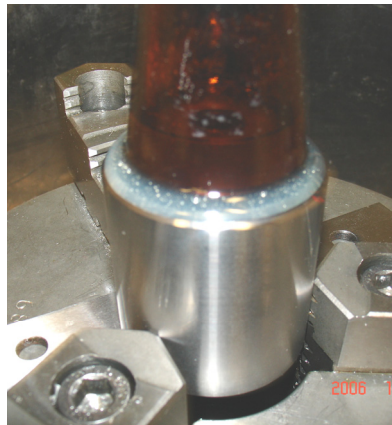


Figure 2.7 *Séchage de la colle.*

ANNEXE III

DOSSIER TECHNIQUE DU DISPOSITIF

Dans cette annexe, vous trouverez toute la documentation technique de conception du dispositif de mesure du couple de frottement statique, du couple de dévissage de la capsule et du couple de glissement de la capsule montée libre.

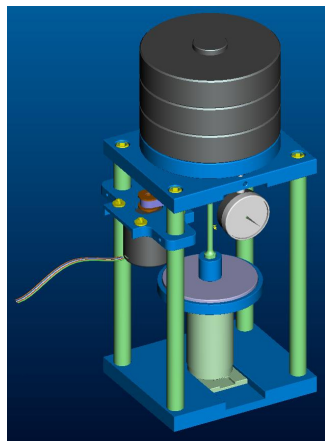


Figure 3.1 *Dispositif avec adaptateur de verre.*

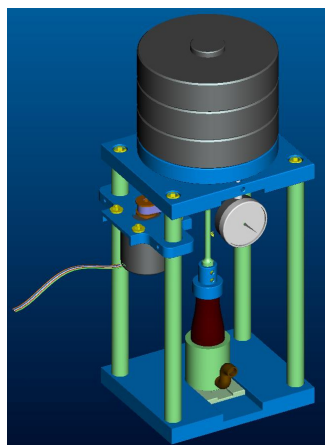


Figure 3.2 *Dispositif avec adaptateur de bouteille.*

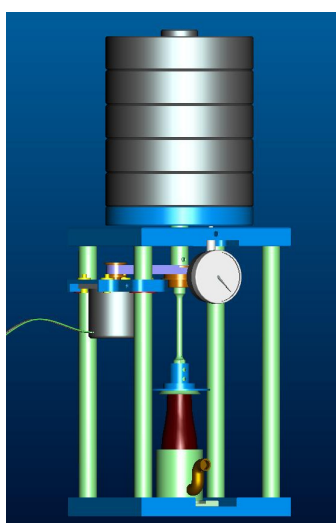
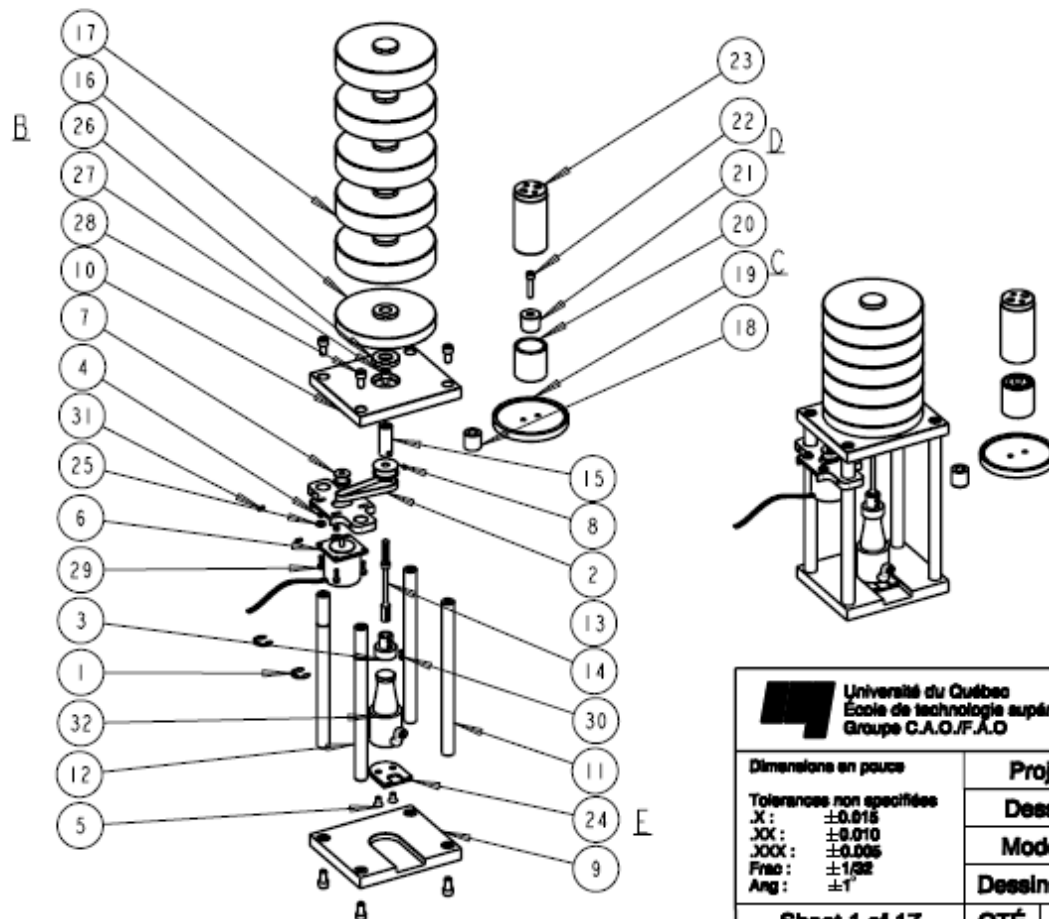


Figure 3.3 *Dispositif avec adaptateur de capsule montée libre.*

REV	DESCRIPTION	PAR	DATE
PRE-0	DESSIN PRELIMINAIRE INITIAL	A.V.	2005-05-11
A	ACCEPTATION DU PRELIMINAIRE	A.V.	2005-05-30
B	MODIF. RMEC0085-02, AJOUT ROULEMENT	A.V.	2005-06-27
C	AJOUT RMEC0085-10 ET RMEC0085-11	A.V.	2005-10-28
D	AJOUT RMEC0085-12 - 13 - 14 - 15	A.V.	2005-11-23
E	MODIF. RMEC0085-01 AJOUT RMEC0085-16	A.V.	2006-02-17



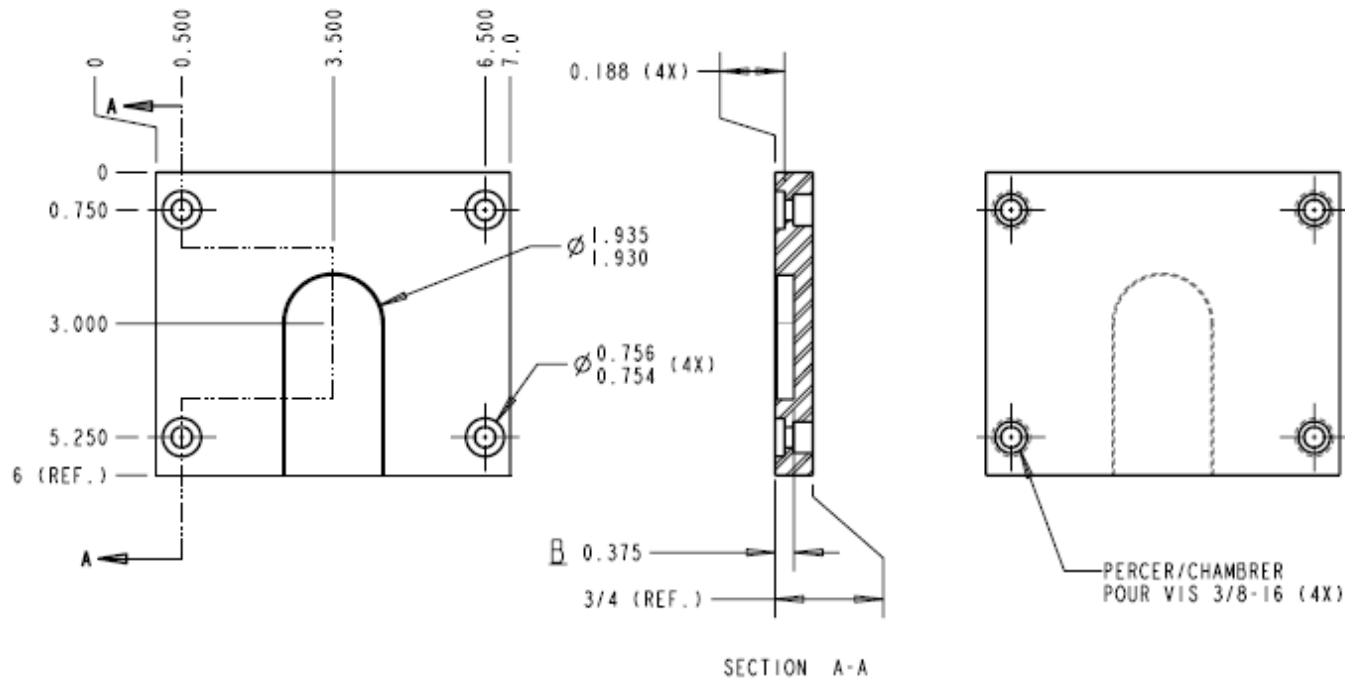
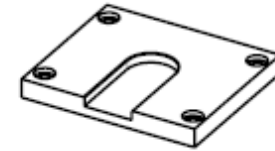
ITEM	DESCRIPTION	QTÉ.
1	BAGUE_BLOCAGE_250_812	2
2	COURROIE_90XL037	1
3	DECAPSULEUR_EXISTANT	1
4	ECROU_NO_10	4
5	FHCS_0_250X0_500	2
6	MOTEUR_INCREMENTES	1
7	POULIE_10XL037	1
8	POULIE_20XL037	1
9	RMEC0085-01	1
10	RMEC0085-02	1
11	RMEC0085-03	2
12	RMEC0085-04	2
13	RMEC0085-05	1
14	RMEC0085-06	1
15	RMEC0085-07	1
16	RMEC0085-08	1
17	RMEC0085-09	5
18	RMEC0085-10	1
19	RMEC0085-11	1
20	RMEC0085-12	1
21	RMEC0085-13	1
22	RMEC0085-14	1
23	RMEC0085-15	1
24	RMEC0085-16	1
25	RONDELLE_NO_10	4
26	ROULEMENT_R12	1
27	SHCS_0_375X0_500	1
28	SHCS_0_375X0_750	8
29	SHCS_NO_10X0_625	4
30	SHSS_NO_10X0_250	3
31	SHSS_NO_10X0_375	2
32	SOCLE_BOUTEILLE	1


 Université du Québec
 École de technologie supérieure
 Groupe C.A.O./F.A.O.

L'information présente sur cette copie est confidentielle et demeure la propriété de l'École de technologie supérieure. Ne pas être reproduit en entier ou en partie sans l'autorisation écrite de l'École de technologie supérieure.

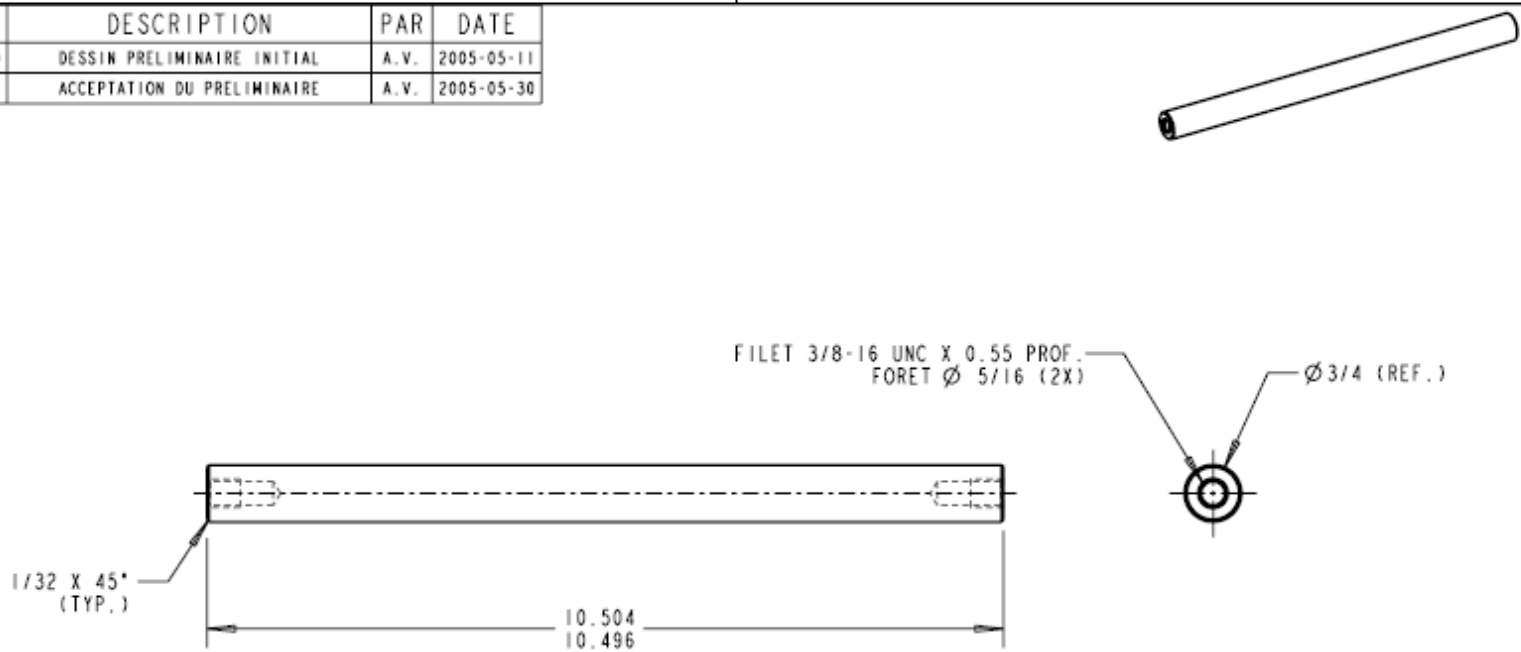
Dimensione en pouce		Projet		RMEC0085	
Tolerances non spécifiées		Dessin		BANC ESSAI DECAPSULATION A	
X : ±0.015		Modèle		RMEC0085 ASSEM	
XX : ±0.010		Dessinateur		A. VIGNEAULT Éch. : 0.110	
XXX : ±0.005		Sheet 1 of 17		QTÉ 1	
Frac : ±1/32		MTL		ASSEMBLAGE	
Ang : ±1°				2005-05-11	

REV	DESCRIPTION	PAR	DATE
PRE-0	DESSIN PRELIMINAIRE INITIAL	A.V.	2005-05-11
A	ACCEPTATION DU PRELIMINAIRE	A.V.	2005-05-30
B	AJOUT RAINURE SUPPRESSION TROUS	A.V.	2006-02-17



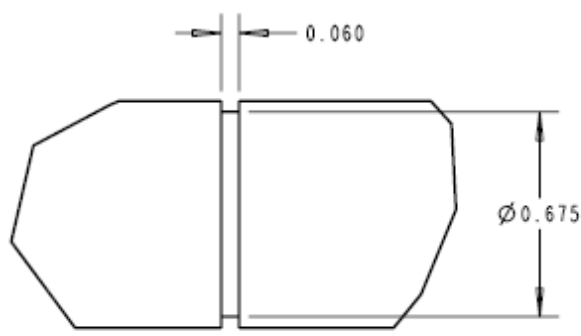
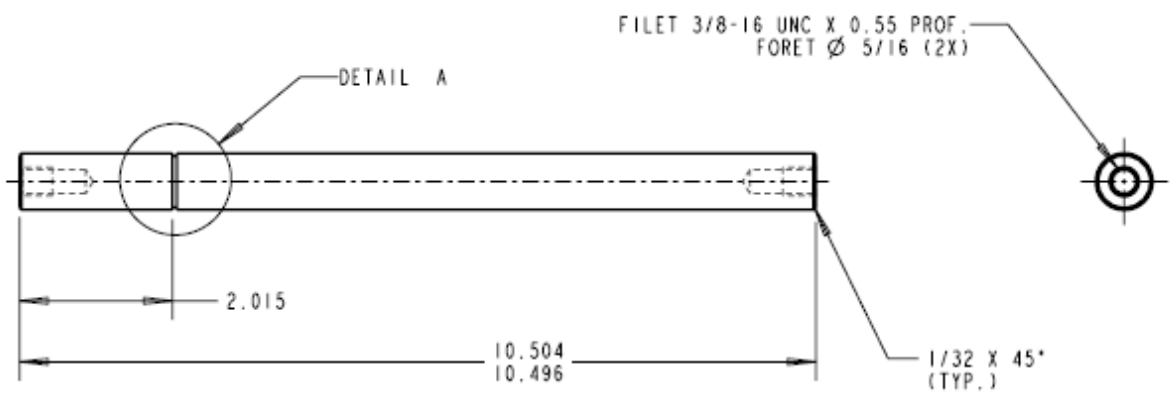
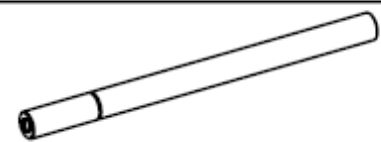
	L'information présente sur cette copie est confidentielle et demeure la propriété de l'École de technologie supérieure. Ne peut être reproduit en entier ou en partie sans l'autorisation écrite de l'École de technologie supérieure.		
	Dimension en pouce Tolérance non spécifiées X: ±0.015 JOK: ±0.010 JOOX: ±0.005 Fno: ±1/32 Ang: ±T	Projet Dessin Modèle Dessinateur	RMEC0085 PLAQUE DE BASE RMEC0085-01 A. VIGNEAULT
Sheet 2 of 17	QTÉ 1	MTL 1018 C.R.S.	2005-05-11

REV	DESCRIPTION	PAR	DATE
PRE-0	DESSIN PRELIMINAIRE INITIAL	A. V.	2005-05-11
A	ACCEPTATION DU PRELIMINAIRE	A. V.	2005-05-30



	L'information présente sur cette copie est confidentielle et demeure la propriété de l'École de technologie supérieure. Ne peut être reproduit en entier ou en partie sans l'autorisation écrite de l'École de technologie supérieure.		
	Dimensione en pouce Tolérances non spécifiées X : ±0.015 XX : ±0.010 XXX : ±0.005 Frac : ±1/32 Ang : ±1°	Projet Dessin Modèle Dessinateur	RMEC0085 PILIER LISSE RMEC0085-03 A. VIGNEAULT
Sheet 4 of 17	QTÉ 2	MTL W1 RECTIFIÉ	2005-05-11

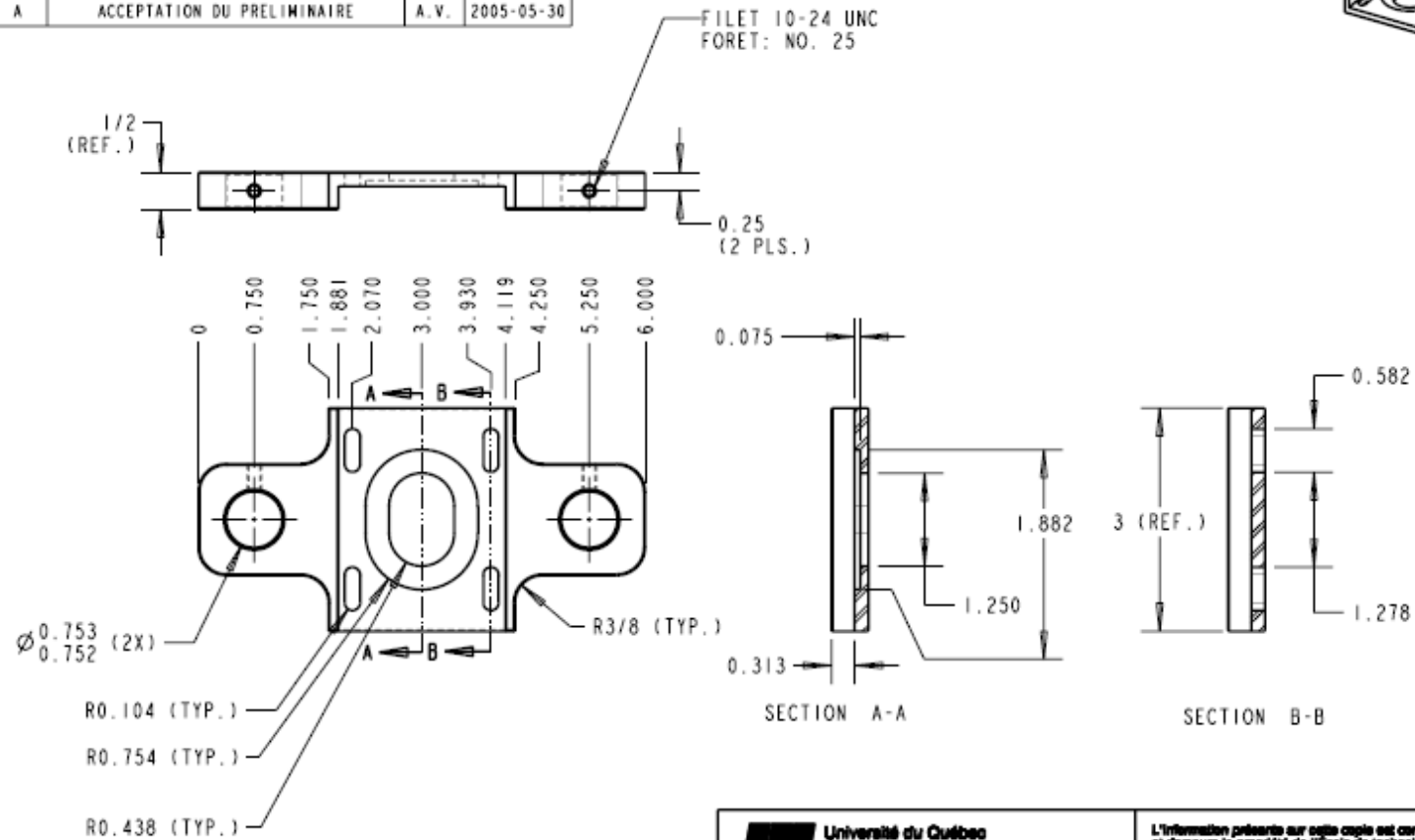
REV	DESCRIPTION	PAR	DATE
PRE-0	DESSIN PRELIMINAIRE INITIAL	A.V.	2005-05-11
A	ACCEPTATION DU PRELIMINAIRE	A.V.	2005-05-30



DETAIL A
ECH.: 2.000

		L'information présente sur cette copie est confidentielle et demeure la propriété de l'École de technologie supérieure. Ne peut être reproduit en entier ou en partie sans l'autorisation écrite de l'École de technologie supérieure.	
Dimensions en pouce Tolerances non spécifiées X: ±0.015 JXX: ±0.010 JXXX: ±0.005 Frao: ±1/32 Ang: ±1°		Projet: RMEC0085 Dessin: PILIER RAINURÉ Modèle: RMEC0085-04 Dessinateur: A. VIGNEAULT	
Sheet 5 of 17		QTÉ: 2	MTL: W1 RECTIFIÉ Éch.: 0.500 2005-05-12

REV	DESCRIPTION	PAR	DATE
PRE-0	DESSIN PRELIMINAIRE INITIAL	A.V.	2005-05-11
A	ACCEPTATION DU PRELIMINAIRE	A.V.	2005-05-30

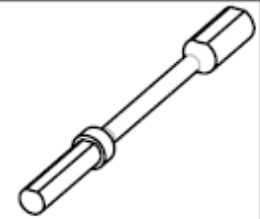
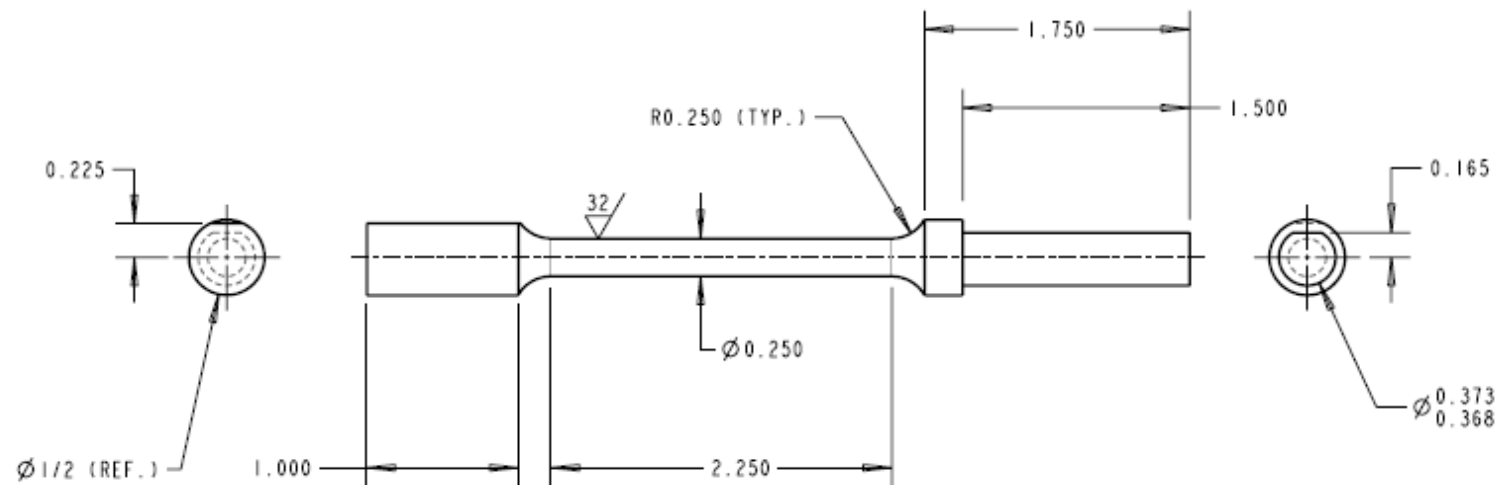


Université du Québec
 École de technologie supérieure
 Groupe C.A.O./F.A.O.

L'information présente sur cette copie est confidentielle et demeure la propriété de l'École de technologie supérieure. Ne peut être reproduit en entier ou en partie sans l'autorisation écrite de l'École de technologie supérieure.

Dimensione en pouce Tolérances non spécifiées X: ±0.015 XX: ±0.010 XXX: ±0.005 Free: ±1/32 Ang: ±1°	Projet		RMEC0085	
	Dessin		SUPPORT DU MOTEUR	
	Modèle		RMEC0085-05	PART
	Dessinateur		A. VIGNEAULT	
Sheet 6 of 17	QTÉ	1	MTL	1018 C.R.S.
				2005-05-11

REV	DESCRIPTION	PAR	DATE
PRE-0	DESSIN PRELIMINAIRE INITIAL	A. V.	2005-05-11
A	ACCEPTATION DU PRELIMINAIRE	A. V.	2005-05-30

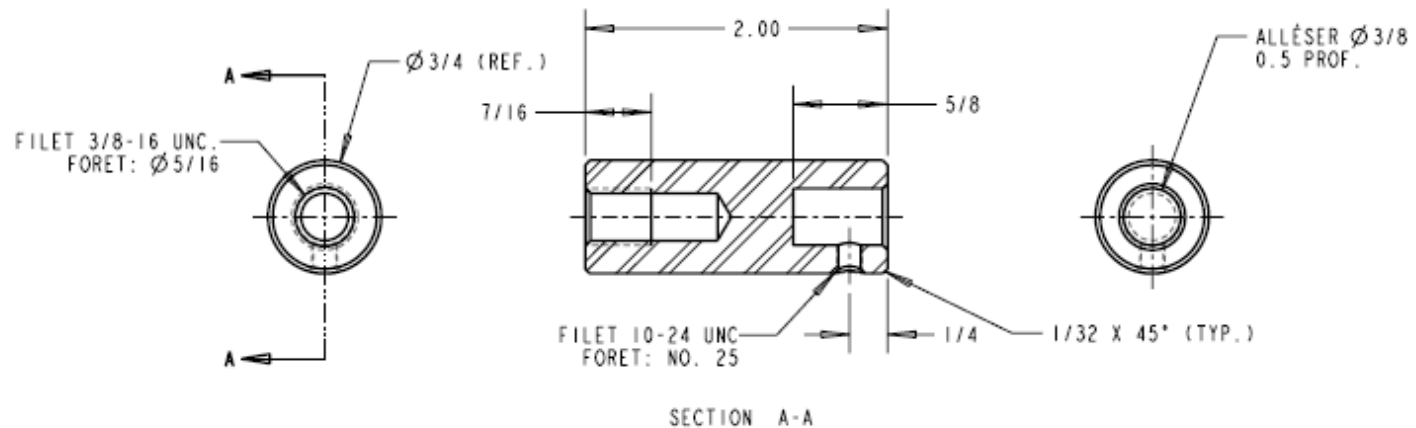



 Université du Québec
 École de technologie supérieure
 Groupe C.A.O./F.A.O

L'information présente sur cette copie est confidentielle
 et demeure la propriété de l'École de technologie
 supérieure. Ne pas être reproduit en entier ou en partie sans
 l'autorisation écrite de l'École de technologie supérieure.

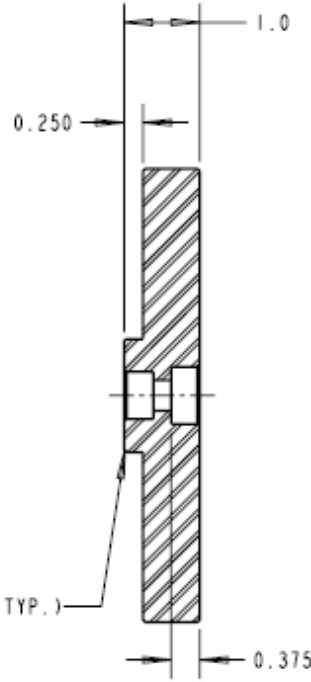
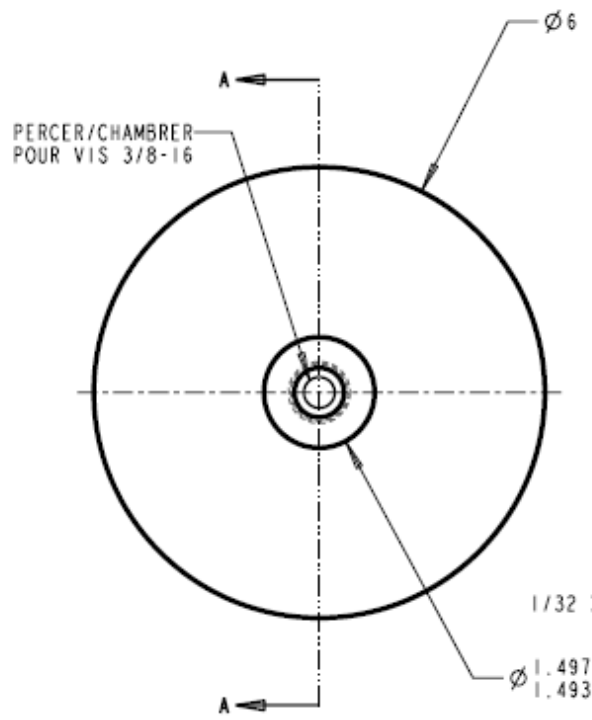
Dimensions en pouce Tolérances non spécifiées X : ± 0.015 JXX : ± 0.010 JXXX : ± 0.005 Free : $\pm 1/32$ Ang : $\pm 1^\circ$	Projet		RMEC0085		
	Dessin		ARBRE ROTATIF		
	Modèle		RMEC0085-08	PART	
	Dessinateur		A. VIGNEAULT		Éch. : 1.000
Sheet 7 of 17	QTÉ	1	MTL	W1 RECTIFIÉ	2005-05-11

REV	DESCRIPTION	PAR	DATE
PRE-0	DESSIN PRELIMINAIRE INITIAL	A.V.	2005-05-11
A	ACCEPTATION DU PRELIMINAIRE	A.V.	2005-05-30

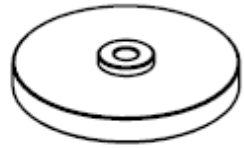
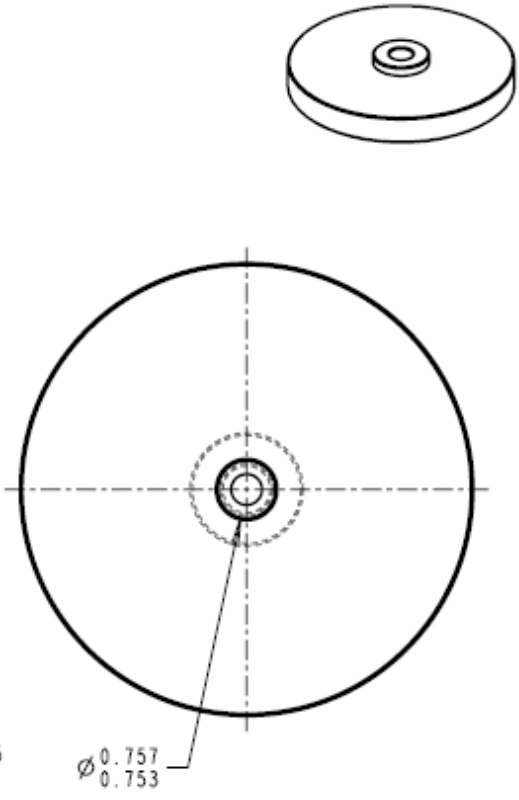


	L'information présente sur cette copie est confidentielle et demeure la propriété de l'École de technologie supérieure. Ne peut être reproduit en entier ou en partie sans l'autorisation écrite de l'École de technologie supérieure.		
	Dimensions en pouce Tolérances non spécifiées X: ±0.015 .XX: ±0.010 .XXX: ±0.005 Fraç: ±1/32 Ang: ±1°	Projet RMEC0085	Dessin CONNECTEUR ROTATIF
		Modèle RMEC0085-07	PART
		Dessinateur A. VIGNEAULT	Éch. : 1.000
Sheet 8 of 17	QTÉ 1	MTL W1 RECTIFIÉ	2005-05-11

REV	DESCRIPTION	PAR	DATE
PRE-0	DESSIN PRELIMINAIRE INITIAL	A.V.	2005-05-11
A	ACCEPTATION DU PRELIMINAIRE	A.V.	2005-05-30

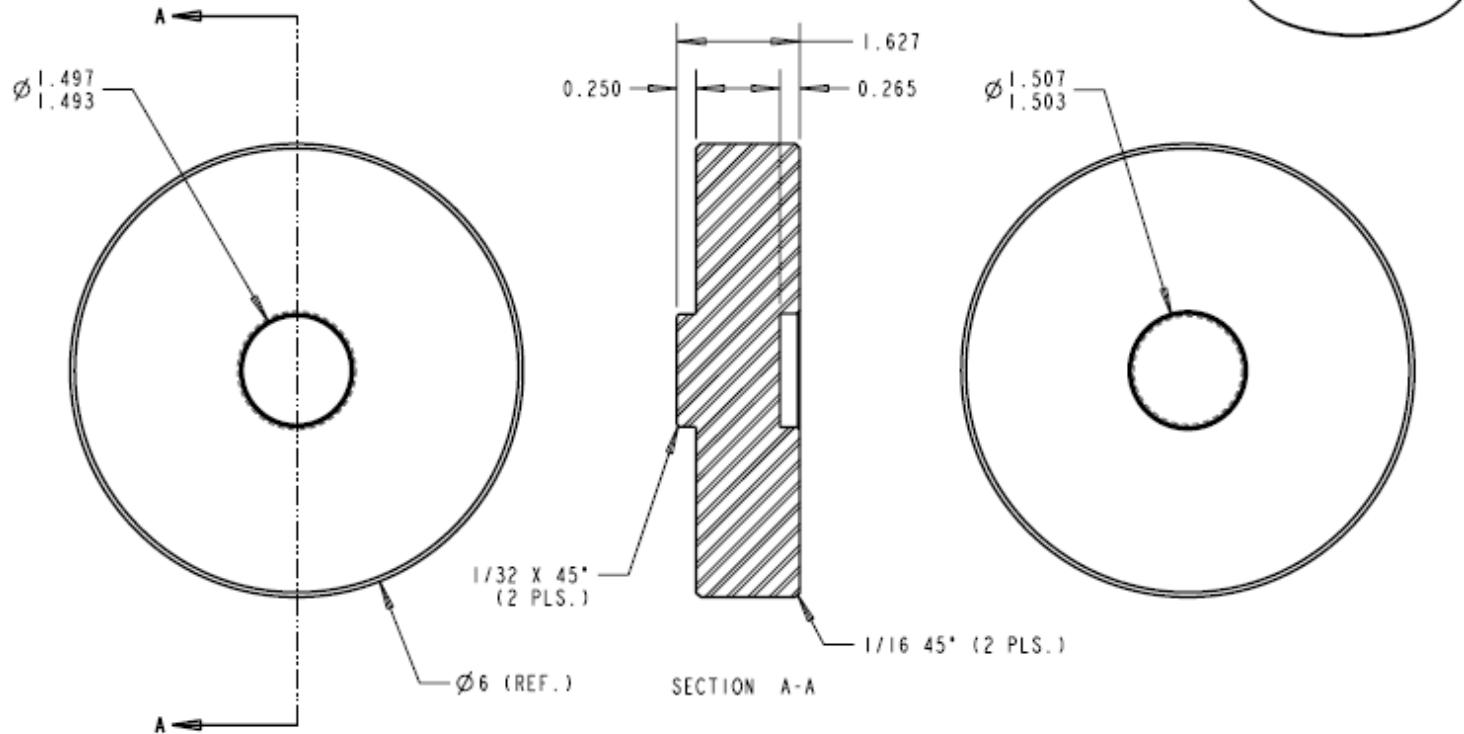


SECTION A-A



	Université du Québec École de technologie supérieure Groupe C.A.O./F.A.O.			L'information présente sur cette copie est confidentielle et demeure la propriété de l'École de technologie supérieure. Ne peut être reproduit en entier ou en partie sans l'autorisation écrite de l'École de technologie supérieure.		
	Dimensions en pouce Tolérances non spécifiées X : ±0.015 JXX : ±0.010 JXXX : ±0.005 Frao : ±1/32 Ang : ±1°	Projet Dessin Modèle Dessinateur	RMEC0085 SUPPORT DE MASSES RMEC0085-08 A. VIGNEAULT	A PART Éch. : 0.500	Sheet 9 of 17	QTÉ 1

REV	DESCRIPTION	PAR	DATE
PRE-0	DESSIN PRELIMINAIRE INITIAL	A.V.	2005-05-11
A	ACCEPTATION DU PRELIMINAIRE	A.V.	2005-05-30



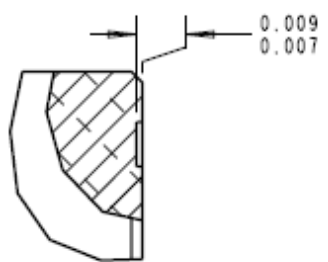
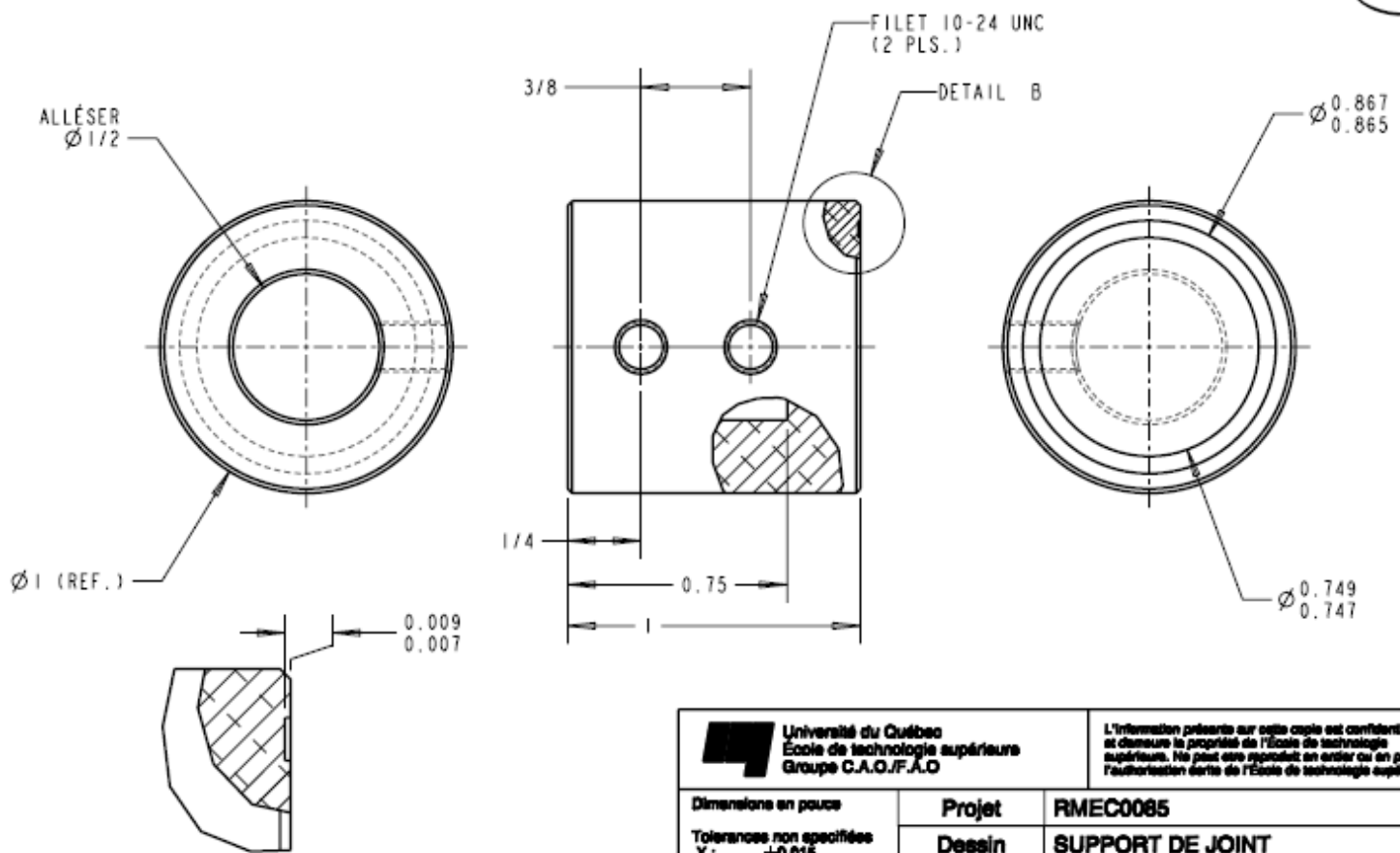
MASSE THÉORIQUE: 4999.9854g


 Université du Québec
 École de technologie supérieure
 Groupe C.A.O./F.A.O.

L'information présente sur cette copie est confidentielle et demeure la propriété de l'École de technologie supérieure. Ne peut être reproduit en entier ou en partie sans l'autorisation écrite de l'École de technologie supérieure.

Dimensione en pouce		Projet		RMEC0085	
Tolerances non spécifiées		Dessin		MASSE DE 5 KG	
X :	±0.015	Modèle		RMEC0085-09	
JXX :	±0.010	Dessinateur		A. VIGNEAULT	
JXXX :	±0.005	Qté		5	
Frac :	±1/32	Mtl		1018 C.R.S.	
Ang :	±1°	Date		2005-05-11	
Sheet 10 of 17		PART		Éch. : 0.500	

REV	DESCRIPTION	PAR	DATE
PRE-0	DESSIN PRELIMINAIRE INITIAL	A.V.	2005-05-11
A	ACCEPTATION DU PRELIMINAIRE	A.V.	2005-05-30



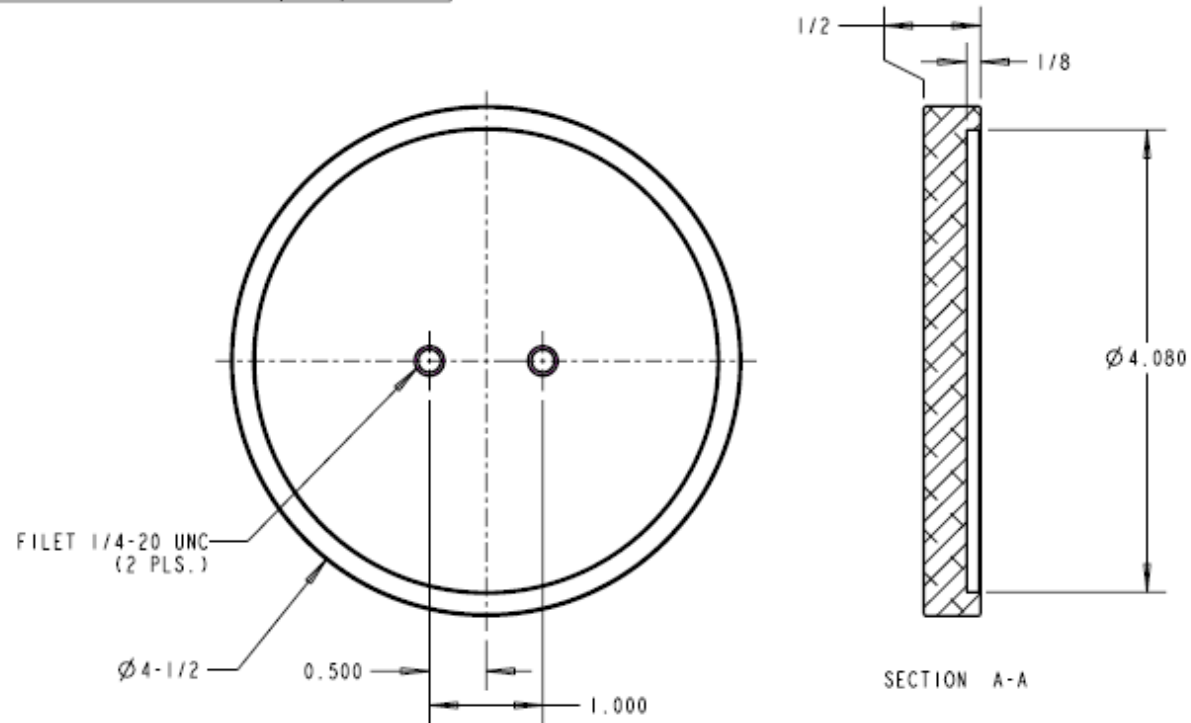
DETAIL B
SCALE 5.000

Université du Québec
 École de technologie supérieure
 Groupe C.A.O./F.A.O.

L'information présente sur cette copie est confidentielle et demeure la propriété de l'École de technologie supérieure. Ne peut être reproduit en entier ou en partie sans l'autorisation écrite de l'École de technologie supérieure.

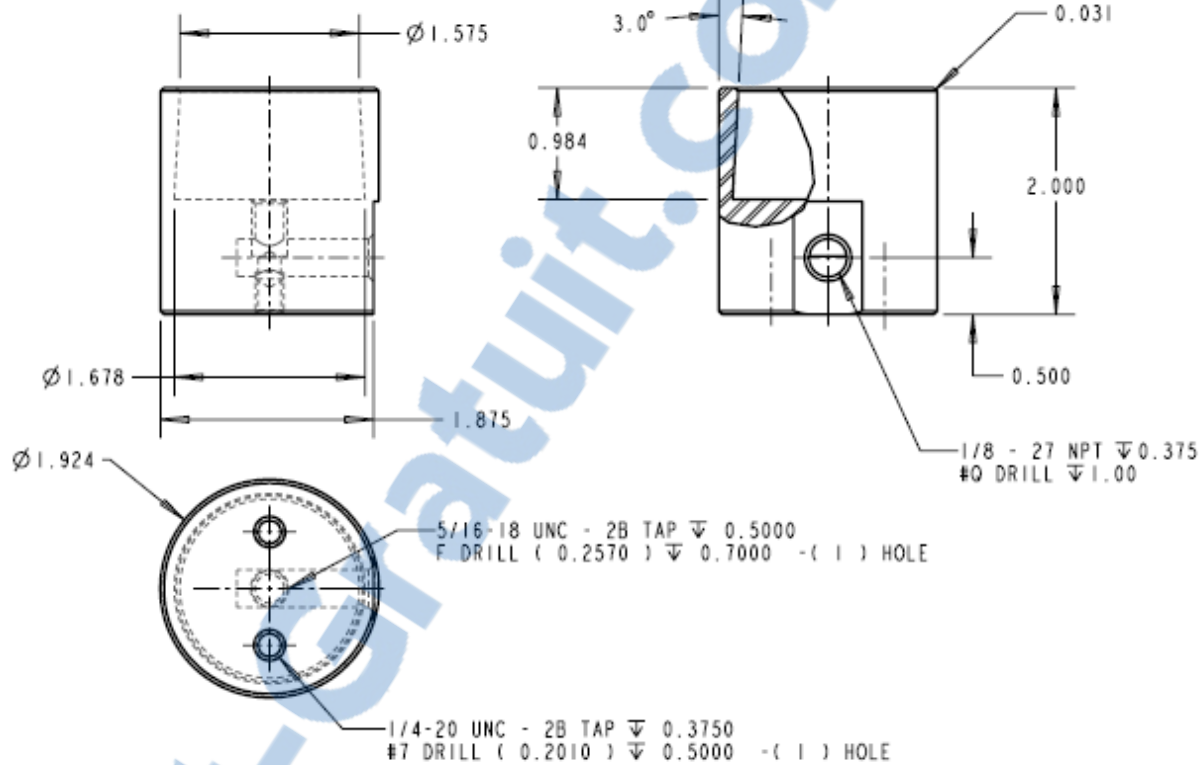
Dimensions en pouce		Projet		RMEC0085	
Tolérances non spécifiées		Dessin		SUPPORT DE JOINT	
X :	±0.015	Modèle		RMEC0085-10	
JOX :	±0.010	Dessinateur		A. VIGNEAULT	
JOOX :	±0.005	Qté		1	
Fno :	±1/32	MTL		6061-T8	
Ang :	±1°	Éch. :		2.000	
Sheet 11 of 17		2005-10-28			

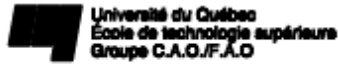
REV	DESCRIPTION	PAR	DATE
PRE-0	DESSIN PRELIMINAIRE INITIAL	A.V.	2005-05-11
A	ACCEPTATION DU PRELIMINAIRE	A.V.	2005-05-30



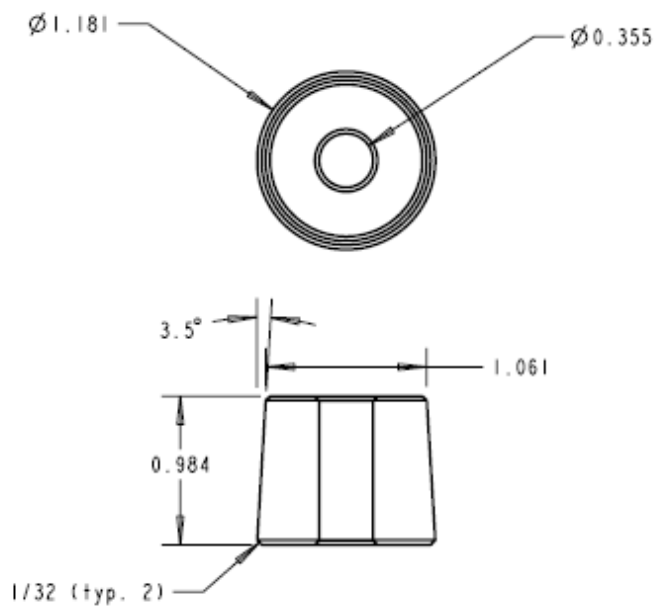
	L'information présente sur cette copie est confidentielle et demeure la propriété de l'École de technologie supérieure. Ne peut être reproduit en entier ou en partie sans l'autorisation écrite de l'École de technologie supérieure.		
	Dimensione en pouce Tolérances non spécifiées X : ±0.015 JXX : ±0.010 JXXX : ±0.005 Fina : ±1/32 Ang : ±1°	Projet Dessin Modèle Dessinateur	RMEC0085 SUPPORT PLAQUE DE VERRE RMEC0085-11 A. VIGNEAULT
Sheet 12 of 17	QTÉ 1	MTL 6061-T8	2005-10-28


REV	DESCRIPTION	PAR	DATE
PRE-0	DESSIN PRELIMINAIRE INITIAL	H.L.	2005-11-10
A	ACCEPTATION DU PRELIMINAIRE	H.L.	2005-11-15



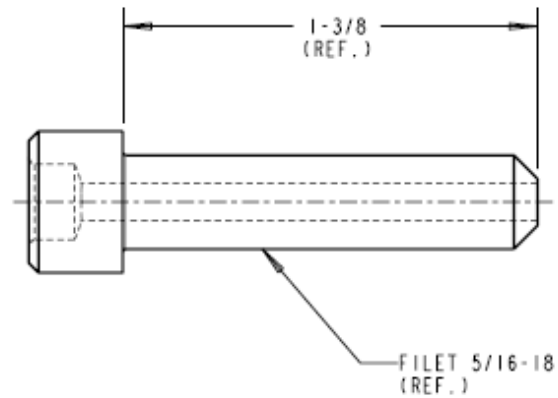
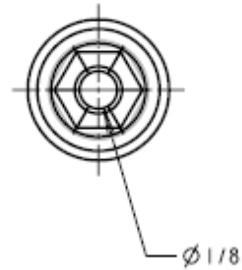
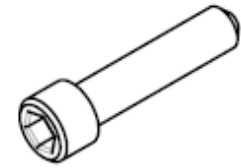
	L'information présente sur cette copie est confidentielle et demeure la propriété de l'École de technologie supérieure. Ne peut être reproduit en entier ou en partie sans l'autorisation écrite de l'École de technologie supérieure.		
	Dimensions en pouce Tolérances non spécifiées X: ±0.015 JXX: ±0.010 JXXX: ±0.005 Fina: ±1/32 Ang: ±1°	Projet Dessin Modèle Dessinateur	RMEC0085 SOCLE DE BOUTEILLE RMEC0085-11 H. LANDRY
Sheet 13 of 17	QTÉ 10	MTL C.R.S. 1018	2005-11-10


REV	DESCRIPTION	PAR	DATE
PRE-0	DESSIN PRELIMINAIRE INITIAL	H.L.	2005-11-14
A	ACCEPTATION DU PRELIMINAIRE	H.L.	2005-11-15



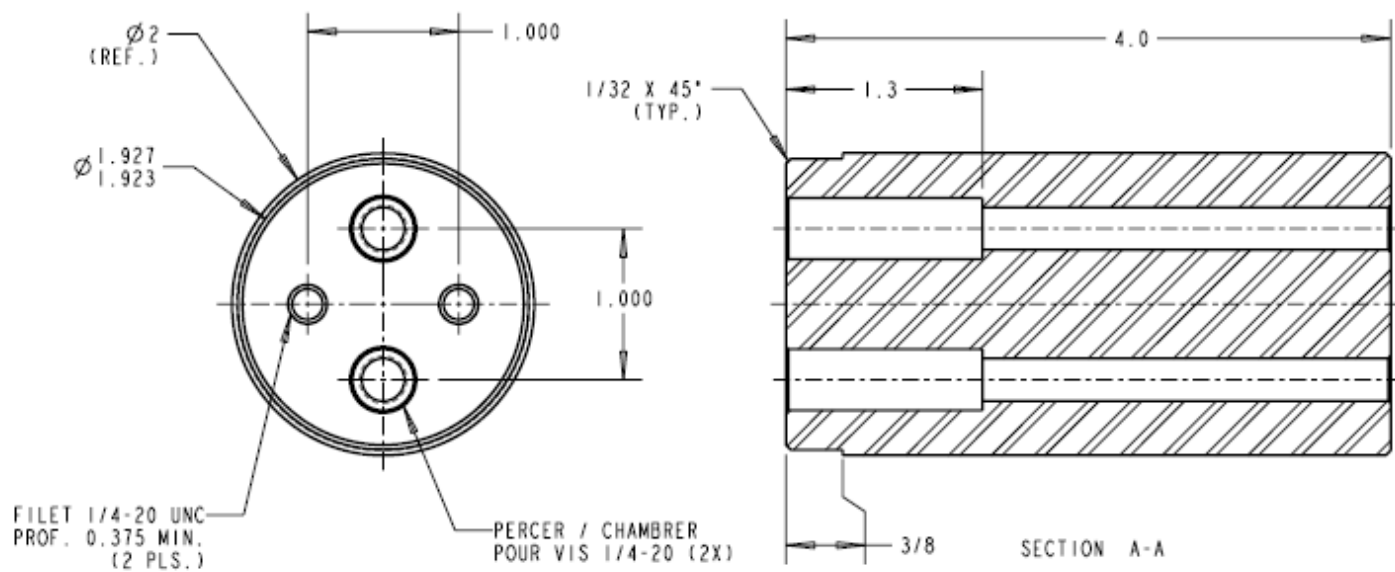
 Université du Québec École de technologie supérieure Groupe C.A.O./F.A.O	L'information présente sur cette copie est confidentielle et demeure la propriété de l'École de technologie supérieure. Ne peut être reproduit en entier ou en partie sans l'autorisation écrite de l'École de technologie supérieure.			
	Dimensions en pouce Tolérances non spécifiées X : ±0.015 JOK : ±0.010 JOOX : ±0.005 Fno : ±1/32 Ang : ±1°		Projet RMEC0085	
		Dessin SOCLE DE BOUTEILLE		A
		Modèle RMEC0085-12		PART
		Dessinateur H. LANDRY		Éch. : 1.000
Sheet 14 of 17		QTÉ 10	MTL C.R.S. 1018	2005-11-14

REV	DESCRIPTION	PAR	DATE
PRE-0	DESSIN PRELIMINAIRE INITIAL	H.L.	2005-11-10
A	ACCEPTATION DU PRELIMINAIRE	H.L.	2005-11-15



 Université du Québec École de technologie supérieure Groupe C.A.O./F.A.O.	L'information présente sur cette copie est confidentielle et demeure la propriété de l'École de technologie supérieure. Ne peut être reproduit en entier ou en partie sans l'autorisation écrite de l'École de technologie supérieure.			
	Dimensions en pouce Tolérances non spécifiées X : ± 0.015 JXX : ± 0.010 JXXX : ± 0.005 Frao : $\pm 1/32$ Ang : $\pm 1^\circ$		Projet RMEC0085 Dessin VIS 5/16-18 UNC Modèle RMEC0085-13 Dessinateur H. LANDRY	
Sheet 15 of 17	QTÉ 10	MTL	SHCS 5/16-18 X 1.375	2005-11-15

REV	DESCRIPTION	PAR	DATE
PRE-0	DESSIN PRELIMINAIRE INITIAL	A.V.	2005-11-10
A	ACCEPTATION DU PRELIMINAIRE	H.L.	2005-11-15

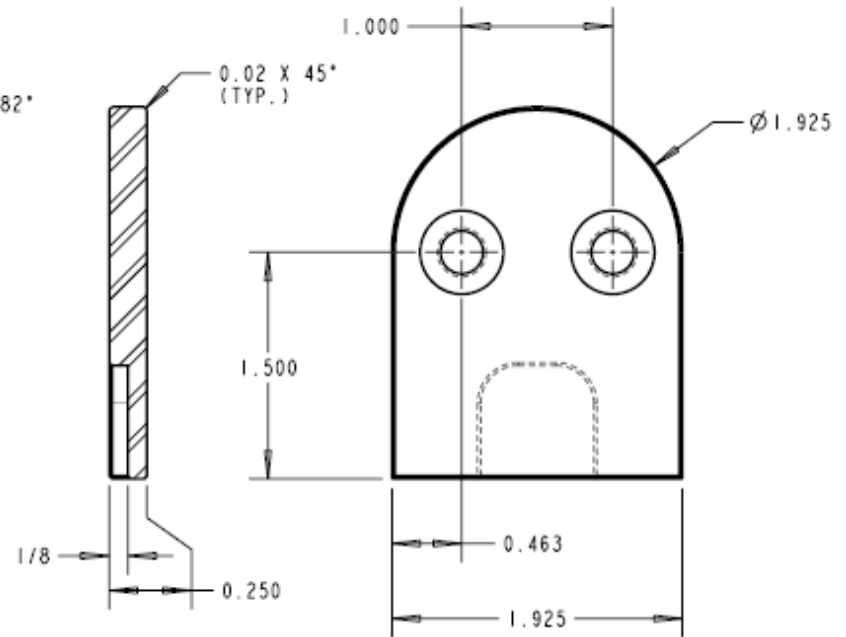
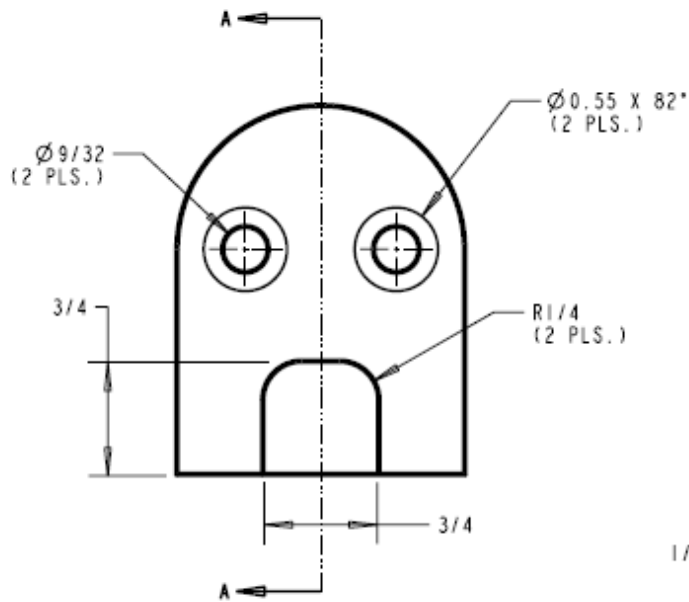


FILET 1/4-20 UNC
PROF. 0.375 MIN.
(2 PLS.)

PERCER / CHAMBRER
POUR VIS 1/4-20 (2X)

	L'information présente sur cette copie est confidentielle et demeure la propriété de l'École de technologie supérieure. Ne peut être reproduit en entier ou en partie sans l'autorisation écrite de l'École de technologie supérieure.		
	Dimensione en pouce Tolérances non spécifiées .X : ±0.015 .XX : ±0.010 .XXX : ±0.005 Frae : ±1/32 Ang : ±1°	Projet Dessin Modèle Dessinateur	RMEC0085 EXTENSEUR RMEC0085-15 A. VIGNEAULT
Sheet 16 of 17	QTÉ 1	MTL C.R.S. 1018	2005-11-15

REV	DESCRIPTION	PAR	DATE
PRE-0	DESSIN PRELIMINAIRE INITIAL	A.V.	2005-05-11
A	ACCEPTATION DU PRELIMINAIRE	A.V.	2006-02-17



SECTION A-A

Université du Québec
 École de technologie supérieure
 Groupe C.A.O./F.A.O.

L'information présente sur cette copie est confidentielle et demeure la propriété de l'École de technologie supérieure. Ne peut être reproduit en entier ou en partie sans l'autorisation écrite de l'École de technologie supérieure.

Dimensions en pouce Tolerances non spécifiées X: ±0.015 JXX: ±0.010 JXXX: ±0.005 Frao: ±1/32 Ang: ±1°	Projet		RMEC0085		
	Dessin		PLAQUE D'APPUI		
	Modèle		RMEC0085-16	PART	
	Dessinateur		A. VIGNEAULT	Éch. : 1.000	
Sheet 17 of 17	QTÉ	2	MTL	C.R.S. 1018	2006-02-17

ANNEXE IV

PROGRAMME DE REGRESSION LINÉAIRE

Ce programme détermine l'équation de la droite $y = mx + b$ qui passe par les points mesurés expérimentalement.

rlh.m

```

% Programme fait par Henri Champlaud, professeur au département mécanique
% régression linéaire
% pour xi, yi: y=a*x+b
%
% données d'entrée:
% vecteur de la variable indépendante: xi
% vecteur de la variable dépendante: yi
%
% réponse du programme:
% pente de la droite: a
% décalage en y à l'origine: b
% coefficient de détermination: r2
%
%Vecteur des abscisses Vi/VL
%xi=[4.4647911943E-04; 4.1519121908E-04; 3.8412855419E-04; 3.5296857255E-
04; 2.9058009865E-04; 2.6085458990E-04; 2.2797442046E-04; 1.9814469347E-
04; 1.3259332088E-04; 9.9582165916E-05; 7.0041829255E-05; 3.7786044136E-
05; -2.8757261154E-05];
% vecteur des ordonnées couple en N.mm
%yi=[62.327835; 186.983505; 311.639175; 436.294845; 685.606185;
810.261855; 934.917525; 1059.573195; 1308.884535; 1433.540205;
1558.195875; 1682.851545; 1932.162885];
%
% paramètres graphiques:
% affichage graphique de la régression: af (0 ou 1)
%
% syntaxe: [a,b,r2]=rlh(xi,yi,af);
% exemple:
[k,df,r2kd]=rlh([0.1;0.2;0.4;0.8;1.2;1.5;3.0;4.5;5.1],[3;6;12;23;34;42;84;
125;142],1)
function [a,b,r2]=rlh_figure2_12(xi,yi,af);

% calcul de a et b
[mx,nx]=size(xi);
if mx==1
    xi=xi';
end
[my,ny]=size(yi);
if my==1
    yi=yi';
end
mx=[];nx=[];my=[];ny=[];
n=length(xi);
a=(n*xi'*yi-sum(xi)*sum(yi))/(n*xi'*xi-sum(xi)^2);
b=(xi'*xi*sum(yi)-sum(xi)*xi'*yi)/(n*xi'*xi-sum(xi)^2);

% calcul du coefficient de détermination r²
yb=mean(yi);
r2=sum((a*xi+b-yb).^2)/sum((yi-yb).^2);

if af==1
    plot(xi,yi,'b*',[min(xi); max(xi)], a*[min(xi); max(xi)] + b, '-r');
    if b<0

```

```
    eq=[' T = ',num2str(a),'x',num2str(b)];  
else  
    eq=[' T = ',num2str(a),'x+',num2str(b)];  
end  
title(['Calibrage :',eq,', R²=',num2str(r2)])  
xlabel('Rapport de tension, VL/Vi')  
ylabel('Moment de torsion (N.mm)')  
legend('Mesure','regression',0)  
grid on  
axis([0 0.45E-03 0 1900])  
pause  
%close  
end
```

ANNEXE V

DÉTERMINATION DES CONSTANTES DE MOONEY-RIVLIN

Ce programme calcule les constantes de Mooney-Rivlin (modèle à deux constantes) par régression linéaire.

mooneyrivlin2.m

```

% Pogramme fait par Henri Champliaud, professeur au département mécanique
% calcul des 2 constantes de Mooney-Rivlin par
% régression linéaire
% pour ei, Si : S=2(C1+C2/ld)(ld-1/(ld^2)) avec ld=1+e
% en posant: y=S/(2(ld-1/ld^2)) et x=1/ld
% on a: y=C2x+C1
% données d'entrée:
% déformation "engineering" L-L0/L0:   ei
% contrainte "engineering" F/A0:       Si
% réponse du programme:
% décalage en S à l'origine:           C1
% pente de la droite:                   C2
% paramètres graphiques:
% affichage graphique de la régression: af (0 ou 1)
% syntaxe: [C1,C2]=mooneyrivlin2 (xi,yi,af);
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
function [C1,C2]=mooneyrivlin2 (ei,Si,af)
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
% changement de variables
ldi=1+ei;
xi=ldi;
c=[];
for i=1:length(ei)
    if 1-1/ldi(i)^3==0
        c=[c,i];
    else
        yi(i)=Si(i)/(2*(1-1/ldi(i)^3));
    end
end
xi(c)=[];
yi(c)=[];
% calcul de C1 et C2
[mx,nx]=size(xi);
if mx==1
    xi=xi';
end
[my,ny]=size(yi);
if my==1
    yi=yi';
end
mx=[];nx=[];my=[];ny=[];
n=length(xi);
C1=(n*xi'*yi-sum(xi)*sum(yi))/(n*xi'*xi-sum(xi)^2);
C2=(xi'*xi*sum(yi)-sum(xi)*xi'*yi)/(n*xi'*xi-sum(xi)^2);
% calcul du coefficient de détermination r^2
yb=mean(yi);
r2=sum((C1*xi+C2-yb).^2)/sum((yi-yb).^2);

if af==1
    figure(1)
    plot(xi,yi,'b*', [min(xi);max(xi)], C1*[min(xi);max(xi)]+C2, '-r')
    if C1<0
        eqrl=[' y(x) = ', num2str(C1), 'x', num2str(C2)];
    end
end

```



```

else
    eqr1=[' y(x) = ',num2str(C1),'x+',num2str(C2)];
end
title(['régression linéaire:',eqr1,' r²=',num2str(r2)])
xlabel('x_i')
ylabel('y_i, y(x)')
legend('y_i','modèle linéaire',0)
pause
figure(2)
pas = 50;
er=linspace(min(ei),max(ei),2*n);
ldr=1+er;
Sr=2*(C1*ldr+C2).*(1-1./(ldr.^3));
plot(ei(1:pas:end),Si(1:pas:end),'b*',er,Sr,'-r')
if C2<0
    eqmr=[' S(ld) = 2*(',num2str(C1),'ld ',num2str(C2),')*(1-
1/ld^3)'];
else
    eqmr=[' S(ld) = 2*(',num2str(C1),'ld +',num2str(C2),')*(1-
1/ld^3)'];
end
def=[40 35 30 25 20 15 10 5 0];
title(['modèle de Mooney-Rivlin:', ' C1 = ', num2str(C1), ' et C2 =
',num2str(C2),])
axis([-0.40 0 -11 0])
xlabel('déformation e, % ')
ylabel('contrainte calculées S_i, contrainte du modèle S(1+e)')
legend('Courbe conventionnelle de compression','Modèle de Mooney-
Rivlin',0)
set(gca,'XTickLabel',def)
grid on
pause
close all
end

```

ANNEXE VI

PROGRAMME DE CALCUL DU COEFFICIENT DE POISSON

Ce programme calcule le coefficient de Poisson de l'échantillon élastomère cylindrique en se basant sur le changement de volume et de l'effet tonneau de l'échantillon. Il fait appel au programme «barrel_interp21_75_14».

PoissonNewton21_75_14_modifié.m

```

% calcul du coefficient de Poisson à l'aide de la méthode de Newton
function PoissonNewton21_75_14
% mesures du mois de novembre 2006
ei_Si21_75_14; % lit le fichier des déplacements et des diamètres de
l'essai de compression d'un joint dia: 21.75 mm * 14 mm
pas=60;
Li=T14(1:pas:end,2);
L0=Li(1);
barrel_interp21_75_14; % Appel de fonction, voir page suivante
Di=deq(1:pas:end);
D0=Di(1);
% transformation des variables
ai=Di/D0;
bi=L0./Li;
ci=log(bi);
% boucle de calcul
nuj=0.25;
nujp1=2*nuj;
j=0;
while abs(nuj-nujp1)>1e-9
    nuj=nujp1;
    nujp1=nuj-(sum(ai.*ci.*bi.^nuj)-
sum(ci.*bi.^(2*nuj)))/(sum(ai.*ci.^2.*bi.^nuj)-2*sum(ci.^2.*bi.^(2*nuj)));
    j=j+1;
end
disp(['nu_j = ',num2str(nuj)])
disp(['nu_0 = ',num2str(0.5)])
disp(['nombre d'itérations = ',int2str(j)])
% calcul du coefficient de détermination r2
yb=mean(ai);
fi=(L0./Li).^nuj;
r2=sum((fi-yb).^2)/sum((ai-yb).^2);
% résultats
Lx=linspace(L0,0.97*min(Li),50);
Dinc=D0*sqrt(L0./Lx);
Dlis=D0*(L0./Lx).^nuj;
figure(5)
plot(Li,Di,'*r','LineWidth',1)
hold on
plot(Lx,Dlis,'-b','LineWidth',2)
hold on
plot(Lx,Dinc,'--m','LineWidth',2)
xlabel('Hauteur L, mm')
ylabel('Diamètre Deq, mm')
title(['Coefficient de Poisson (Diamètre équivalent) = ',num2str(nuj),' ,',
r^2 = ',num2str(r2)])
legend('Expérimental','Lissage','Incompressible')
grid on
pause
close

```

barrel_interp21_75_14.m

```

% calcul de l'approximation du volume
% clear
format compact
close all
% data
ei_Si21_75_14; % lit le fichier des déplacements et des diamètres de
l'essai de compression d'un joint dia 21.75 mm * 13,9 mm
figure(1)
plot(T14(1:40:end,4),T14(1:40:end,1),'*b')
def=[45 40 35 30 25 20 15 10 5 0];
xlabel('Déformation en %')
ylabel('Contrainte, N/mm^2')
axis([-0.45 0 -12.5 0])
title('Courbe rationnelle de compression, échantillon dia 21,75 mm x 13,9
mm')
grid on
legend('Temps de cuisson, tc = 18 min, Te = 22°C',4)
%hold on
set(gca,'XTickLabel',def)
pause
T14=T14(:, [2 6:15]);
nL=size(T14,2)-1; % nombre de diamètres mesurés pour chaque déplacement
(colonnes)
nt=size(T14,1); % nombre de pas de déplacement (lignes)
L=T14(:,1); % vecteur de la longueur actuelle pour chaque
déplacement (nt x 1)
X=T14(:,2:end)/2; % matrice de tous les rayons (diamètre/2) (nt x nL)
Y=[];
for i=1:nt
    y=linspace(0,L(i),nL+2);
    %y=linspace(0,L(i),nL+2);
    y=y(2:end-1); % position selon y de chaque rayon
    Y=[Y;y]; % matrice des positions des rayons (nt x nL)
end
% barrel shape
ng=round(nt/8); % pas pour le nombre de courbes affichées
ng=1;
figure(2)
plot(X(1:ng:end,:),Y(1:ng:end,:))
xlabel('Rayon équivalent, mm')
ylabel('longueur Li, mm')
title('Contour, effet tonneau')
grid on
axis([0 14.5 0 14])
pause
% calcul du meilleur modèle pour le contour (quadratique ou cubique)
% axis equal
ABC=[]; ABCD=[]; Vq=[]; Vc=[]; R2q=[]; R2c=[];
for i=1:ng:nt
    % modèle quadratique: r(y)=a*y^2 + b*y + c
    Aq=[sum(Y(i,:).^4) sum(Y(i,:).^3) sum(Y(i,:).^2);
        sum(Y(i,:).^3) sum(Y(i,:).^2) sum(Y(i,:));
        sum(Y(i,:).^2) sum(Y(i,:)) nL];

```

```

Bq=[sum(X(i,:).*Y(i,:).^2);
    sum(X(i,:).*Y(i,:));
    sum(X(i,:))];
abc=Aq\Bq;

% calcul du coefficient de détermination r²
xbq=mean(X(i,:));
r2q=sum((abc(1)*Y(i,:).^2+abc(2)*Y(i,:)+abc(3)-xbq).^2)/sum((X(i,:)-
xbq).^2);
R2q=[R2q;r2q];
a=abc(1); b=abc(2); c=abc(3);

Vq=[Vq;pi*(a^2*L(i)^5/5+1/2*a*b*L(i)^4+2/3*a*c*L(i)^3+b*c*L(i)^2+1/3*b^2*L
(i)^3+c^2*L(i))];
ABC=[ABC; abc'];

% modèle cubique: r(y)=a*y³ + b*y² + c*y + d
Ac=[sum(Y(i,:).^6) sum(Y(i,:).^5) sum(Y(i,:).^4) sum(Y(i,:).^3)
    sum(Y(i,:).^5) sum(Y(i,:).^4) sum(Y(i,:).^3) sum(Y(i,:).^2)
    sum(Y(i,:).^4) sum(Y(i,:).^3) sum(Y(i,:).^2) sum(Y(i,:))
    sum(Y(i,:).^3) sum(Y(i,:).^2) sum(Y(i,:)) nL];
Bc=[sum(X(i,:).*Y(i,:).^3)
    sum(X(i,:).*Y(i,:).^2)
    sum(X(i,:).*Y(i,:))
    sum(X(i,:))];
abcd=Ac\Bc;
%r2c=...
ac=abcd(1); bc=abcd(2); cc=abcd(3); dc=abcd(4);
% calcul du coefficient de détermination r² (cubique)
xbc=mean(X(i,:));
r2c=sum((abcd(1)*Y(i,:).^3 + abcd(2)*Y(i,:).^2 + abcd(3)*Y(i,:) +
abcd(4)-xbc).^2)/sum((X(i,:)-xbc).^2);
R2c=[R2c;r2c];
Vc=[Vc;pi*(1/7*ac^2*L(i)^7 + 1/3*bc*ac*L(i)^6 + 1/5*(2*cc*ac +
bc^2)*L(i)^5 + 1/4*(2*dc*ac+2*cc*bc)*L(i)^4 + 1/3*(2*dc*bc+cc^2)*L(i)^3 +
dc*cc*L(i)^2 + dc^2*L(i))];
% 1/7*ac^2*x^7 + 1/3*bc*ac*x^6 + 1/5*(2*cc*ac +
bc^2)*x^5 + 1/4*(2*dc*ac+2*cc*bc)*x^4 + 1/3*(2*dc*bc+cc^2)*x^3 +
dc*cc*x^2 + dc^2*x
ABCD=[ABCD; abcd'];
end
RR2q=mean(R2q);
RR2c=mean(R2c);
deq=sqrt(4*Vc./(pi*L));
figure(3)
plot(L(1:ng:nt),Vq,'bo', L(1:ng:nt),Vc,'r*')
title(['volume calculé:', ' Vq=', num2str(Vq(end)), ' mm³', '
Vc=', num2str(Vc(end)), ' mm³'])
xlabel('Hauteur :L')
ylabel('Volume(L) mm³')
grid on
legend('quadratique', 'cubique',2)
pause

figure(4)

```

```
plot(1:nt,R2q,'bo',1:nt,R2c,'r*')
title(['Rq^2 =', num2str(RR2q), '   Rc^2 =', num2str(RR2c)])
xlabel('nombre de profils de courbes')
ylabel('coefficient de détermination')
grid on
% legend('First','Second','Third',-1)
legend('interpolation quadratique' , 'interpolation cubique',4)
pause
close all
```

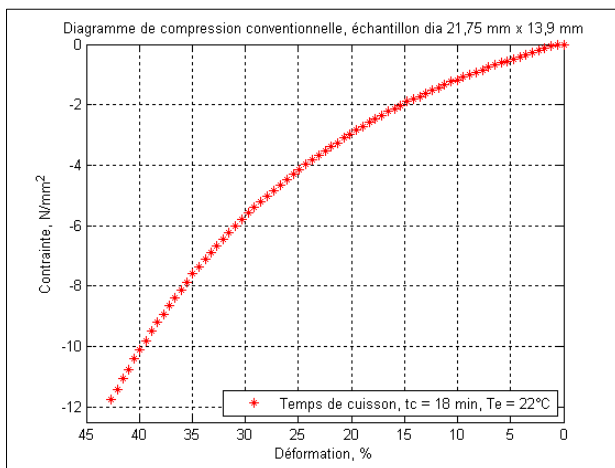


Figure 6.1 *Courbe conventionnelle de compression.*

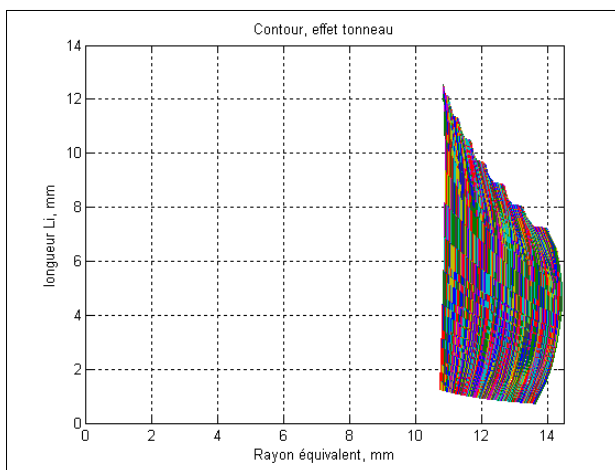


Figure 6.2 *Contour de l'effet tonneau durant l'essai.*

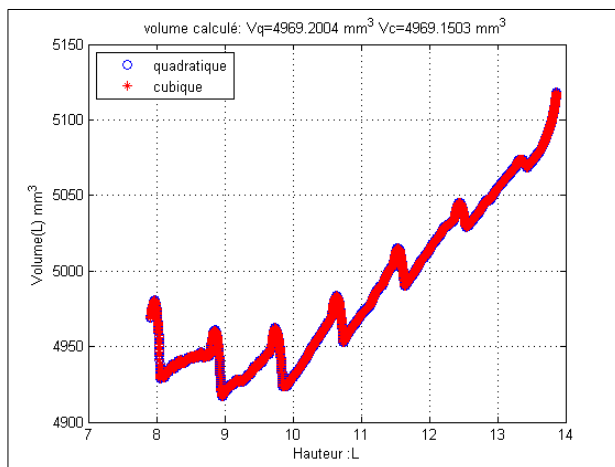


Figure 6.3 *Volumes interpolés durant l'essai.*

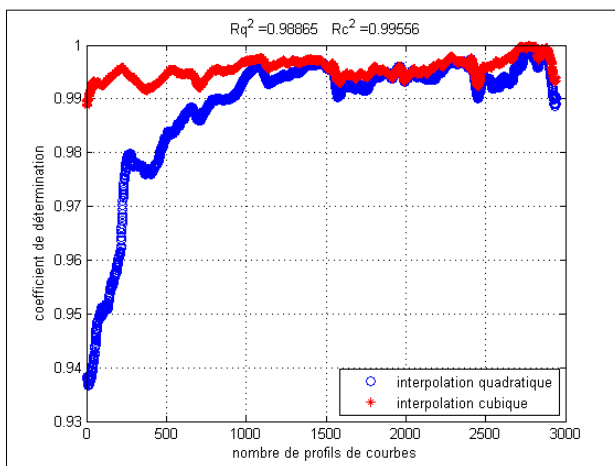


Figure 6.4 *Vérification de la corrélation de l'interpolation.*

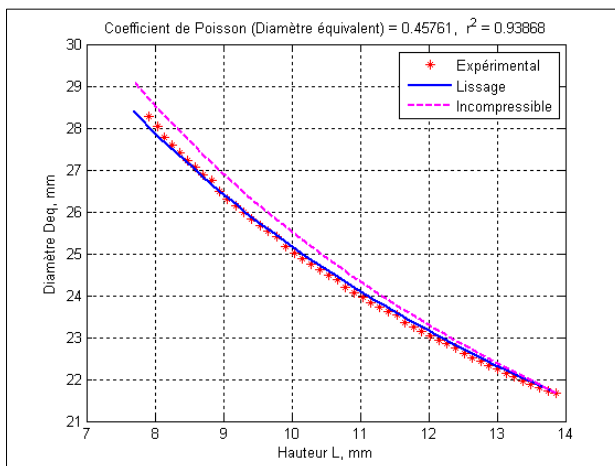


Figure 6.5 *Coefficient de Poisson calculé avec D_{eq} .*

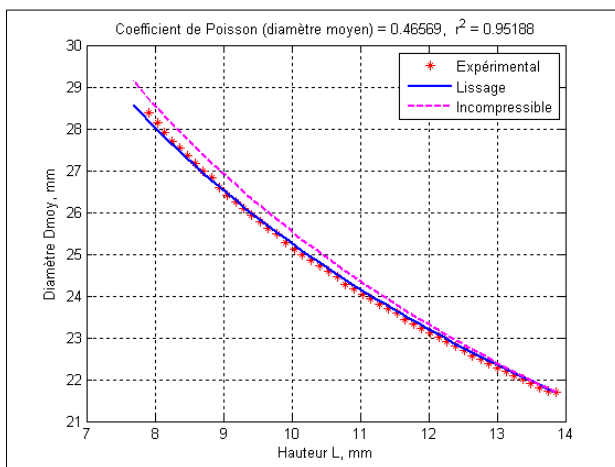


Figure 6.6 *Coefficient de Poisson calculé avec D_{moy} .*

ANNEXE VII

CALCUL DU COEFFICIENT DE POISSON

Ce programme calcule le coefficient de Poisson en utilisant la méthode du moindre carré et sans tenir compte de l'effet tonneau.

PoissonNewton21_75_14.m

```

% Programme fait par Henri Champlicaud
% calcul du coefficient de Poisson
% à l'aide de la méthode de Newton
function PoissonNewton21_75_14
% mesures du mois de novemvre 2006
pas=60;
ei_Si21_75_14; % lire le fichier des mesures contrainte - déformation
Li=T14(1:pas:end,2);
L0=Li(1);
Di=(T14(1:pas:end,10)+T14(1:pas:end,11))/2;
Di=T14(1:pas:end,11);
Di=T14(1:pas:end,5); % diamètre moyen
D0=Di(1);
% transformation des variables
ai=Di/D0;
bi=L0./Li;
ci=log(bi);
% boucle de calcul
nuj=0.25;
nujp1=2*nuj;
j=0;
while abs(nuj-nujp1)>1e-9
    nuj=nujp1;
    nujp1=nuj-(sum(ai.*ci.*bi.^nuj)-
sum(ci.*bi.^(2*nuj)))/(sum(ai.*ci.^2.*bi.^nuj)-2*sum(ci.^2.*bi.^(2*nuj)));
    j=j+1;
end
disp(['nu_j = ',num2str(nuj)])
disp(['nu_0 = ',num2str(0.5)])
disp(['nombre d'itérations = ',int2str(j)])
% calcul du coefficient de détermination r2
yb=mean(ai);
fi=(L0./Li).^nuj;
r2=sum((fi-yb).^2)/sum((ai-yb).^2);
% résultats
Lx=linspace(L0,0.97*min(Li),50);
Dinc=D0*sqrt(L0./Lx);
Dlis=D0*(L0./Lx).^nuj;
figure(7)
plot(Li,Di,'*r','LineWidth',1)
%plot(Li,Di,'-r','LineWidth',3)
hold on
plot(Lx,Dlis,'-b','LineWidth',2)
hold on
plot(Lx,Dinc,'--m','LineWidth',2)
xlabel('Hauteur L, mm')
ylabel('Diamètre Dmoy, mm')
title(['Coefficient de Poisson (diamètre moyen) = ',num2str(nuj),', r^2 = ',
num2str(r2)])
legend('Expérimental','Lissage','Incompressible')
grid on
pause
close

```

ANNEXE VIII

CALCUL DES CONSTANTES DE MOONEY-RIVLIN (MÉF)

Ce programme arrange la disposition des données expérimentales de l'essai de compression conventionnelle de l'échantillon (Contrainte en fonction de la déformation) selon la manière dictée par la commande « Mooney ». En l'exécutant, il crée un fichier LDPA qui sera roulé dans Ansys pour trouver les constantes de Mooney-Rivlin.

Arrangement_donnees_21_75_14.m

```

% programme pour arranger la disposition de la déformation
% et la contrainte pour le lire dans Ansys et trouver C1 et C2
ei_Si21_75_14; % lire le fichier des données expérimentales :
déformation-contrainte
epsi=ei; sigi=Si;
fid = fopen('moony_rivlin_21_75_14.txt','w');
fprintf(fid,['FINISH','\n']);
fprintf(fid,['/CLEAR','\n']);
fprintf(fid,['/PREP7','\n']);
nd=length(epsi);
nc=2;
fprintf(fid,['nd=',int2str(length(epsi)),'\n']);
fprintf(fid,['nc=',int2str(nc,'\n']);
fprintf(fid,['ET,1,PLANE182','\n']);
fprintf(fid,['TB,MOONEY,1,,1','\n']);
fprintf(fid,['*DIM,def,ARRAY,nd,3','\n']);
fprintf(fid,['*DIM,sig,ARRAY,nd,3','\n']);
fprintf(fid,['*DIM,cstes,ARRAY,2,1','\n']);
fprintf(fid,['*DIM,cc,ARRAY,nd,3','\n']);
fprintf(fid,['*DIM,ssn,ARRAY,nd,3','\n']);
fprintf(fid,['*DIM,sss,ARRAY,nd,3','\n']);
pas=1;j=0;
    for i=1:pas:length(epsi);
        j=j+1;
        s=['def(',int2str(j),')=',num2str(epsi(i))];
        fprintf(fid,s,'%12.8f\n');
        fprintf(fid,'\n');
        s=['sig(',int2str(j),')=',num2str(sigi(i))];
        fprintf(fid,s,'%10.8f');
        fprintf(fid,'\n');
    end
fprintf(fid,['*MOONEY,def(1,1),sig(1,1),,cstes(1),cc(1),ssn(1),sss(1),21_7
5_14.txt','\n']);
fclose(fid);

```

ANNEXE IX

PROGRAMME LDPA DE L'ESSAI DE COMPRESSION

Ce programme reproduit l'essai de compression conventionnelle de l'échantillon élastomère cylindrique en utilisant un modèle d'éléments finis axisymétrique. Le frottement est considéré.

compression_joint_21_75_13_9sec18min45C_uimpo.mac

```

1 !Programme fait par Abdelmajid LAJMI
2 !test de compres d'un échantillon 21.75*13.865 pour une tem de 45°C
3 FINISH
4 /CLEAR
5 /UIS,MSGPOP,3
6 ! parameters
7 ! constantes de Mooney-Rivlin trouvées avec la MÉF
8 ! c1=0.583
9 ! c2=1.013
10 ! constantes de Mooney-Rivlin trouvées avec régression linéaire
11 c1=-0.309
12 c2=1.694
13 dy=-0.01 ! incrément
14 np=305 ! nombre d'étapes
15 nu=0.45761 ! Coefficient de Poisson
16 mus=0.18 ! Coefficient de frottement
17 or=21.75/2 ! moitié du diamètre extérieur mm
18 th=13.865/2 ! moitié de la hauteur en mm
19 ! model
20 /PREP7
21 ! element type
22 ET,1,HYPER56,,,1 ! 2-D 4-Node Mixed u-P Hyperelastic Solid
23 ET,2,TARGE169 ! 2-D Target Segment
24 ET,3,CONTA171 ! 2-D 2-Node Surface-to-Surface Contact
25 R,2,,,2
26 TB,MOONEY,1 ! Mooney-Rivlin Hyperelastic Material Constants (TB,MOONEY)
27 TBDATA,1,c1
28 TBDATA,2,c2
29 MP,NUXY,1,nu
30 MP,MU,1,mus
31 ! rigid surface
32 N,1,0,th
33 N,2,1.5*or,th
34 TYPE,2
35 REAL,2
36 E,1,2
37 ! geometry
38 RECTNG,0,or,0,th
39 ESIZE,th/65
40 AMESH,ALL
41 /color,elem,red
42 ! contact surface
43 TYPE,3
44 REAL,2
45 NSEL,S,LOC,Y,th
46 NSEL,U,NODE,,1,2
47 NSEL,A,LOC,x,or
48 NSEL,U,LOC,Y,0,or/4
49 ESURF,ALL,TOP ! Generates elements overlaid on the free faces of
! existing selected elements.
50 ALLS
51 FINISH
52 ! solution
53 /SOLU
54 NLGEOM,ON
55 NSEL,S,NODE,,1,2
56 CM,ntop,NODE
57 D,ALL,UX,0 ! Bloquer le déplacement radial de l'élément rigide
58 ! plan de symétrie
59 NSEL,S,LOC,Y,0

```

```
60 DSYM, SYMM, Y, 0 !SYNTAXE:DSYM,LAB,NORMAL,KCN ! LAB:SYMM OU ASYM
61 ! NORMAL : AXE NORMAL AU PLAN ( X,Y OU Z )
62 ! KCN:#Système de coordonnées-CARTÉSIEN OU 1 POUR POLAIRE
63 ALLS
64 NLGEOM, ON
65 SOLCONTROL, ON
66 AUTOTS, ON
67 *DO, i, 1, np
68 y=I*dy
69 D, ntop, UY, y
70 SOLVE
71 *ENDDO
72 ALLs
73 FINISH
74 ! results
75 /POST1
76 PLNS, U, sum, 2
77 SAVE
78 /INPUT, oprint, txt
```

ANNEXE X

COMPARAISON DES MODÈLES DE MOONEY-RIVLIN

Dans cette section, toutes les simulations des essais de compression sont effectuées dans le but de déterminer les constantes de Mooney-Rivlin. Deux méthodes numériques sont utilisées, à savoir la régression linéaire et la MÉF, ce qui permet de comparer les deux modèles par rapport à la courbe conventionnelle de compression et choisir par la suite le plus approprié.

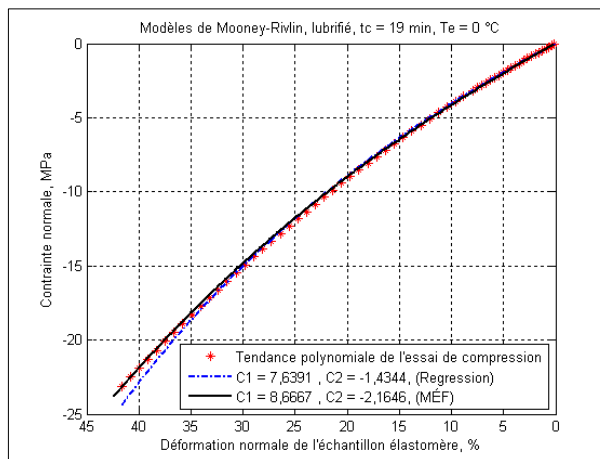


Figure 9.1 Constantes de Mooney-Rivlin, lub, $T_e = 0^\circ\text{C}$.

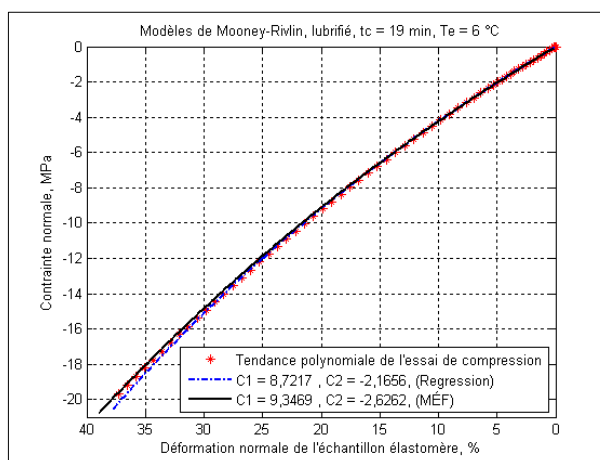


Figure 9.2 Constantes de Mooney-Rivlin, lub, $T_e = 6^\circ\text{C}$.

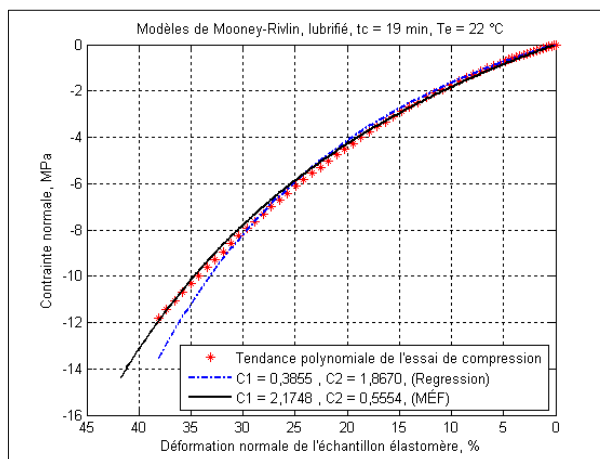


Figure 9.3 Constantes de Mooney-Rivlin, lub, $T_e = 22^\circ\text{C}$.

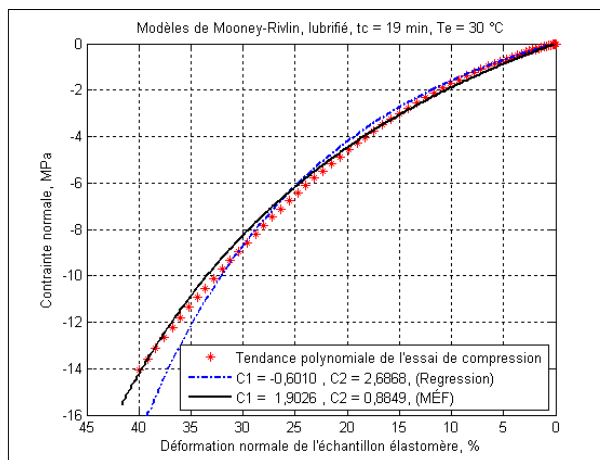


Figure 9.4 Constantes de Mooney-Rivlin, lub, $T_e = 30^\circ\text{C}$.

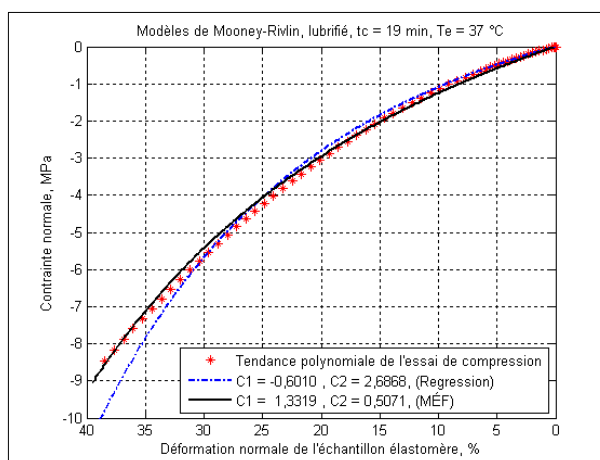


Figure 9.5 Constantes de Mooney-Rivlin, lub, $T_e = 37^\circ\text{C}$.

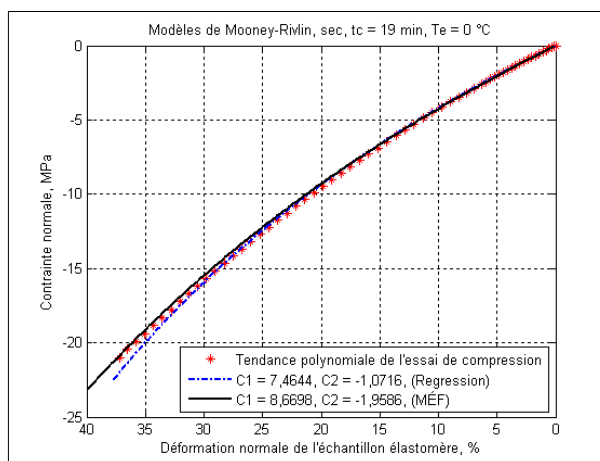


Figure 9.6 Constantes de Mooney-Rivlin, sec, $T_e = 0^\circ\text{C}$.

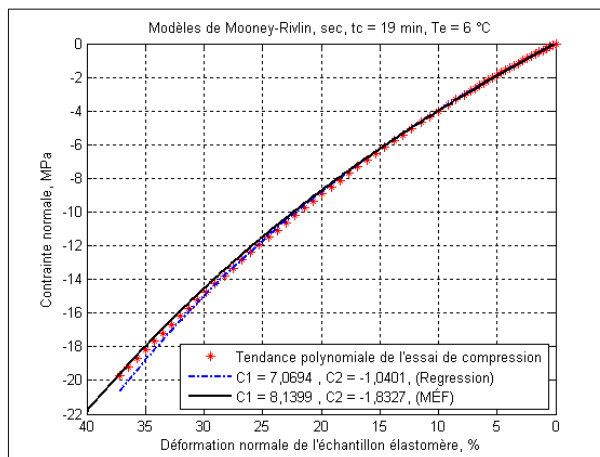


Figure 9.7 Constantes de Mooney-Rivlin, sec, $T_e = 6^\circ\text{C}$.

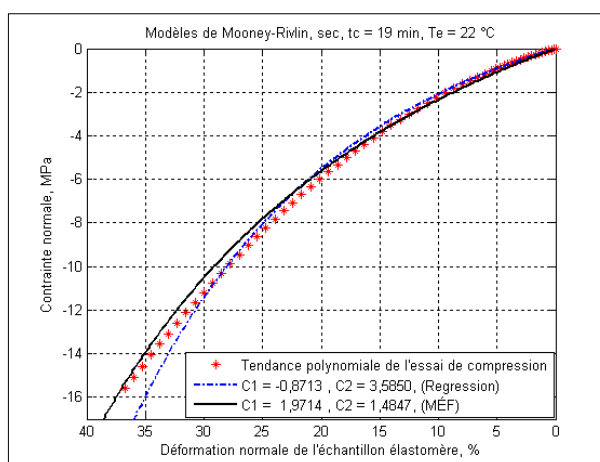


Figure 9.8 Constantes de Mooney-Rivlin, sec, $T_e = 22^\circ\text{C}$.

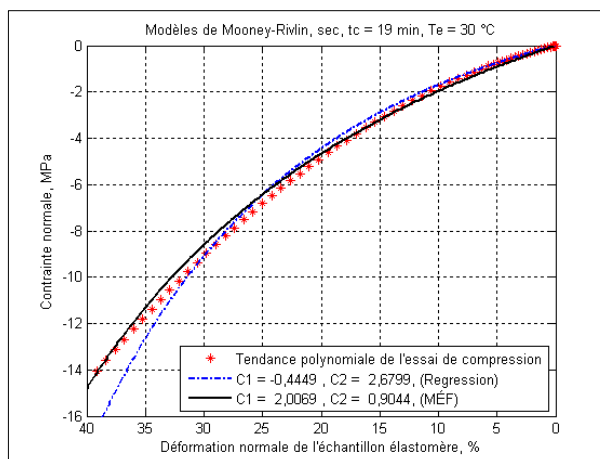


Figure 9.9 Constantes de Mooney-Rivlin, sec, $T_e = 30^\circ\text{C}$.

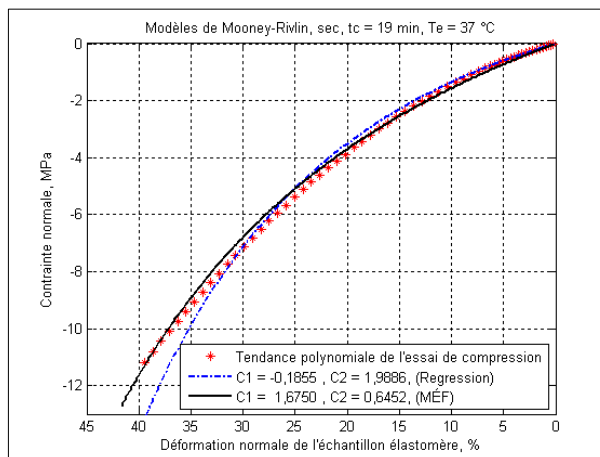


Figure 9.10 Constantes de Mooney-Rivlin, sec, $T_e = 37$ °C.

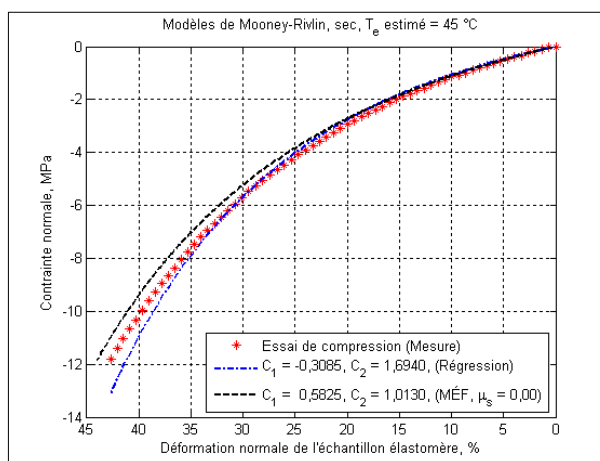


Figure 9.11 Constantes de Mooney-Rivlin, sec, $T_e = 45$ °C estimée.

ANNEXE XI

CONSTANTES DU MODÈLE DE FLUAGE IMPLICITE

Les constantes de Mooney-Rivlin sont toutes déterminées. Le modèle de fluage le plus approprié comporte sept constantes. La MÉF est utilisée pour définir ce comportement de l'échantillon élastomère annulaire ayant les dimensions $\phi 22 \times 1,5$, et ce à deux niveaux de contraintes, $\sigma = 1,0$ MPa et $\sigma = 2,6$ MPa, et à des températures d'exposition de $T_e = 6^\circ\text{C}$, 15°C , 22°C , 30°C et 45°C (*Voir* Tableau 1.11).

Tableau 1.11
Constantes des modèles de fluage implicite

$\sigma=1,0 \text{ MPa}$	$T_e=6^\circ\text{C}$	$C_1 = 2,727818 \cdot 10^{-3}$	$C_2 = 0,0$	$C_3 = -0,7916583$	$C_7 = 29,946586 \cdot 10^{-12}$
		$C_4 = -0,1130732 \cdot 10^{-6}$	$C_5 = -0,1251447 \cdot 10^{-6}$	$C_6 = 0,0$	
	$T_e=15^\circ\text{C}$	$C_1 = 3,615815 \cdot 10^{-3}$	$C_2 = 0,0$	$C_3 = -0,8267197$	$C_7 = 21,95670 \cdot 10^{-12}$
		$C_4 = -16,62528 \cdot 10^{-9}$	$C_5 = -0,1290457 \cdot 10^{-6}$	$C_6 = 0,0$	
	$T_e=22^\circ\text{C}$	$C_1 = 4,265270 \cdot 10^{-3}$	$C_2 = 0,0$	$C_3 = -0,8129712$	$C_7 = 19,35948 \cdot 10^{-12}$
		$C_4 = -24,76178 \cdot 10^{-9}$	$C_5 = -0,1627449 \cdot 10^{-6}$	$C_6 = 0,0$	
	$T_e=30^\circ\text{C}$	$C_1 = 4,717779 \cdot 10^{-3}$	$C_2 = 0,0$	$C_3 = -0,7758472$	$C_7 = 13,322211 \cdot 10^{-12}$
		$C_4 = -32,04792 \cdot 10^{-9}$	$C_5 = -0,7908891 \cdot 10^{-6}$	$C_6 = 0,0$	
	$T_e=45^\circ\text{C}$	$C_1 = 6,315796 \cdot 10^{-3}$	$C_2 = 0,0$	$C_3 = -0,7926484$	$C_7 = 8,620291 \cdot 10^{-12}$
		$C_4 = -52,53970 \cdot 10^{-9}$	$C_5 = -0,7745104 \cdot 10^{-6}$	$C_6 = 0,0$	
$\sigma=2,6 \text{ MPa}$	$T_e=6^\circ\text{C}$	$C_1 = 5,116734 \cdot 10^{-3}$	$C_2 = 9,715977 \cdot 10^{-6}$	$C_3 = -0,8316850$	$C_7 = 13,10284 \cdot 10^{-12}$
		$C_4 = -37,98530 \cdot 10^{-9}$	$C_5 = -0,2530673 \cdot 10^{-6}$	$C_6 = -3,351561 \cdot 10^{-9}$	
	$T_e=15^\circ\text{C}$	$C_1 = 5,905440 \cdot 10^{-3}$	$C_2 = 11,85942 \cdot 10^{-6}$	$C_3 = -0,8643051$	$C_7 = 11,91620 \cdot 10^{-12}$
		$C_4 = -44,91707 \cdot 10^{-9}$	$C_5 = -0,1956493 \cdot 10^{-6}$	$C_6 = -3,146256 \cdot 10^{-9}$	
	$T_e=22^\circ\text{C}$	$C_1 = 7,031099 \cdot 10^{-3}$	$C_2 = 16,678881 \cdot 10^{-6}$	$C_3 = -0,8400871$	$C_7 = 10,02244 \cdot 10^{-12}$
		$C_4 = -59,53060 \cdot 10^{-9}$	$C_5 = -0,3632509 \cdot 10^{-6}$	$C_6 = -2,820115 \cdot 10^{-9}$	
	$T_e=30^\circ\text{C}$	$C_1 = 7,487970 \cdot 10^{-3}$	$C_2 = 18,50236 \cdot 10^{-6}$	$C_3 = -0,8442743$	$C_7 = 8,311282 \cdot 10^{-12}$
		$C_4 = -63,87540 \cdot 10^{-9}$	$C_5 = -0,2077161 \cdot 10^{-6}$	$C_6 = -2,407354 \cdot 10^{-9}$	
	$T_e=45^\circ\text{C}$	$C_1 = 7,487970 \cdot 10^{-3}$	$C_2 = 28,10895 \cdot 10^{-6}$	$C_3 = -0,9236146$	$C_7 = 6,097972 \cdot 10^{-12}$
		$C_4 = -92,46488 \cdot 10^{-9}$	$C_5 = -0,229383 \cdot 10^{-6}$	$C_6 = -1,853776 \cdot 10^{-9}$	

ANNEXE XII

LDPA DU FLUAGE DE L'ÉCHANTILLON ANNULAIRE

Ce programme détermine le comportement au fluage de l'échantillon élastomère annulaire de dimensions $\phi 22 \times 1,5$ mm, à deux niveaux de contraintes, $\sigma = 1,0$ MPa et $\sigma = 2,6$ MPa, et à des températures d'exposition de $T_e = 6^\circ\text{C}$, 15°C , 22°C , 30°C et 45°C . Le programme qui suit, concerne la simulation de fluage pour une température $T_e = 30^\circ\text{C}$.

LDPA_creep_303_250.mac

```

1 ! Programme fait par Abdelmajid LAJMI
2 ! Fluage de l'échantillon élastomère annulaire 22 * 1,5 mm, ép =e=1mm
3 FINISH
4 /CLEAR
5 /UIS,MSGPOP,3
67
! parameters
8 Fmax=250 ! force maximale à appliquer
9 nu=0.46229 ! Coefficient de Poisson
10 mus=0.10 ! Coefficient de frottement
11 or=22/2 ! rayon extérieur de l'échantillon en mm
12 ir=19/2 ! rayon intérieur de l'échantillon en mm
13 th=1.0/2 ! moitié de la hauteur en mm
14 eps=th/1000
15 me = 18.0 ! module d'élasticité en N/mm^2
16 ! constantes de l'équation implicite
17 c1 = 7.487970e-3
18 c2 = 1.850236e-5
19 c3 = -8.442743e-1
20 c4 = -6.387540e-8
21 c5 = -2.077161e-7
22 c6 = -2.407354e-9
23 c7 = 8.311282e-12
24
25 ! model
26 /PREP7
27 ! element type
28 ET,1,PLANE182
29 KEYOPT,1,3,1
30 TB,creep,1,1,,11 !TB, Lab, MAT, NTEMP, NPTS, TBOPT, EOSOPT
31 !NPTS:Not used.
32 !TBOPT: Model 11
33 TBTEMP,303.15 !température en K
34 TBDATA,1,c1,c2,c3,c4,c5,c6,c7 !TBDATA, STLOC, C1, C2, C3, C4, C5, C6,C7
35 ET,2,TARGE169 !2-D Target Segment
36 ET,3,CONTA171 !2-D 2-Node Surface-to-Surface Contact
37 R,2, , ,2, !R1, R2, FKN, FTOLN, ICONT, PINB,
38
39 ! matériau
40 MP,EX,1,me
41 MP,NUXY,1,nu
42 MP,MU,1,mus
43 MP,ALPX,1,86E-6 ! Coef. de dilatation thermique linéaire (1/K)
44
45 ! rigid surface
46 N,1,0.95*ir,th-0.002
47 N,2,1.05*or,th-0.002
48 TYPE,2
49 REAL,2
50 E,1,2
51
52 ! geometry
53 k,1,ir,0
54 k,2,or,0
55 k,3,or,th
56 k,4,ir,th
57 A,1,2,3,4
58 ESIZE,th/13
59 AMESH,ALL
60 /color,elem,red

```



```

61 EPLLOT
62
63 ! contact surface
64 TYPE,3
65 REAL,2
66 NSEL,S,LOC,Y,th
67 NSEL,U,NODE,,1,2
68 NSEL,A,LOC,x,ir
69 NSEL,U,LOC,y,0,th/2
70 NSEL,A,LOC,x,or
71 NSEL,U,LOC,Y,0,th/2
72 ESURF,ALL,TOP ! Generates elements overlaid on the free faces
of existing selected elements.
73 ALLS
74 EPLLOT
75 FINISH
76
77 ! solution
78 /SOLU
79 antype,static
80 nlgeom,on
81 outres,all,all
82 rate,off
83 time,1e-8
84 nsubst,1,1,1
85 NSEL,S,NODE,,1,2
86 CPINTF,UY,1.02*or
87 D,ALL,UX,0
88 ! plan de symétrie
89 NSEL,S,LOC,Y,0
90 DSYM,SYMM,Y,0 !SYNTAXE:DSYM,LAB,NORMAL,KCN! LAB:SYMM OU ASYM
!NORMAL : AXE NORMAL AU PLAN ( X,Y OU Z )
! KCN : # SYSTÈME DE COORDONNÉES - CARTÉSIEN OU 1
91
POUR POLAIRE
92 ALLS
93 TREF,303.15 ! en K
94 TUNIF,303.15 ! en K
95 SOLVE
96 temps=0
97 *DO,fi,Fmax/7,Fmax,Fmax/7
98     temps=temps+0.00108
99     np=np+1
100     time,temps
101     F,2,FY,-fi
102     SOLVE
103 *ENDDO
104
105 ! solve with creep effects on
106 rate,on
107 time,85000
108 nsubst,3000,85000,200
109 ALLSEL,ALL
110 SOLVE
111 FINISH
112
113 ! results
114 /post26
115 ANSOL,2, node(9.6875,0,0),epcr,eqv,eqvcreep
116 ANSOL,3, node(9.6875,0,0),s,eqv,eqvstress
117 plvar,3
118 plvar,2
119 finish

```

ANNEXE XIII

LDPA DE L'ÉCRASEMENT DE L'ÉCHANTILLON

Ce programme détermine l'écrasement de l'échantillon élastomère annulaire en fonction de la force normale et de la température. Les propriétés élastiques utilisées sont celles déterminées à l'aide des essais expérimentaux de compression conventionnelle.

Échantillon élastomère annulaire_frottement.mac

```

! programme fait par Abdelmajid LAJMI
1 !modélisation du joint do=22 mm, din = 11 mm, th = 1.25 mm
2 !modèle axisymétrique (moitié de l'épaisseur)
3 !compression du joint en vue de mesurer le frottement
4 FINISH
5 /CLEAR
6 /UIS,MSGPOP,3
7
! parameters
9 pi=3.14159265536
10 ir=19/2 ! rayon intérieur en mm
11 or=22/2 ! rayon extérieur en mm
12 th=1.25 ! hauteur en mm
13 mus=0.7 ! Coefficient de frottement statique
14 Fmax=500 ! Force verticale en N
15 eps=th/1000
16
17 c1=8.670 !c1=8.6698 ! température: 0°C
18 c2=-1.959 !c2=-1.9586 ! température: 0°C
19
20 !c1=8.140 ! c1=8.1399 ! température: 6°C
21 !c2=-1.833 ! c2=-1.8326! température: 6°C
22
23 !c1=1.9714 ! température: 22°C
24 !c2=1.4847 ! température: 22°C
25
26 !c1=2.0069 ! c1=2.0069! température: 30°C
27 !c2=0.9043 ! c2=0.9043! température: 30°C
28
29 !c1=1.6750 ! température: 37°C
30 !c2=0.6451 ! température: 37°C
31
32 !c1=0.5825 ! c1=0.5825! température: 45°C
33 !c2=1.0130 ! c2=1.0130! température: 45°C
34
35 nu=0.45876 ! température: 0°C
36 !nu=0.455 ! température: 6°C nu=0.45497
37 !nu=0.44739 ! température: 22°C
38 !nu=0.46229 ! température: 30°C
39 !nu=0.46595 ! température: 37°C
40 !nu=0.45761 ! température: 45°C
41
42 ! model
43 /PREP7
44 ! element type
45 ET,1,HYPER56,,,1 ! 2-D 4-Node Mixed u-P Hyperelastic Solid
46 ET,2,TARGE169 ! 2-D Target Segment
47 ET,3,CONTA171 ! 2-D 2-Node Surface-to-Surface Contact
48 R,,,,,,,,,,,,,
49
50 TB,MOONEY,1 ! Mooney-Rivlin Hyperelastic Material Constants(TB,MOONEY)
51 TBDATA,1,c1
52 TBDATA,2,c2
53 MP,NUXY,1,nu
54 MP,MU,1,mus
55 MP,ALPX,1,40E-6 ! Coefficient de dilatation linéaire
56 !TBPLOT
57
58 ! rigid surface
59 N,1,0.95*ir,0

```

```

60 N,2,1.05*or,0
61 TYPE,2
62 REAL,2
63 E,2,1
64
65 ! geometry
66 k,3,ir,0
67 k,4,or,0
68 k,5,or,th
69 k,6,ir,th
70 A,3,4,5,6
71 ESIZE,th/80
72 AMESH,ALL
73 /color,elem,red
74 ! contact surface
75 TYPE,3
76 REAL,2
77 NSEL,S,LOC,Y,-eps,eps
78 NSEL,U,NODE,,1,2
79 NSEL,A,LOC,x,ir-eps,ir+eps
80 NSEL,U,LOC,y,th/4,th
81 NSEL,A,LOC,x,or-eps,or+eps
82 NSEL,U,LOC,Y,th/4,th
83 ESURF, ! Generates elements overlaid on the free faces
of existing selected elements.
84 ! imposer les blocages et le couplage
85 NSEL,S,LOC,Y,th-eps,th+eps
86 cM, TOP, NODE
87 D, ALL, UX, 0
88 CPINTF, UY, or
89 ALLS
90 EPLOT
91 FINISH
92 ! solution
93 /SOLU
94 ! Solution pour la temp/rature
95 ALLS
96 !bloquer les neuds de la paroi latérale à droite
97 !Nsel,s,loc,x,ir-0.0001,ir+0.0001
98 !nsel,r,loc,y,TH-(0.0180*12),TH
99 !D,all,UX,0
100
101 bloquer les neuds de la paroi latérale à droite
102 !Nsel,s,loc,x,or-0.0001,or+0.0001
103 !nsel,r,loc,y,TH-(0.0180*12),TH
104 !D,all,UX,0
105 ALLS
106 TUNIF,0
107 !TUNIF,6
108 !TUNIF,22
109 !TUNIF,30
110 !TUNIF,37
111 !TUNIF,45
112 NLGEOM,ON
113 SOLCONTROL,ON
114 AUTOTS,ON
115 SOLVE
116 FINISH
117 /SOLU
118 ! Solution pour le chargement
119 NLGEOM,ON
120 SOLCONTROL,ON
121 AUTOTS,ON

```

```

122 NSEL,S,NODE,,1,2
123 D,ALL,UY,0
124 CM,nbot,NODE
125 ALLS
126 np=0
127 ni=NODE(ir,0,0)
128 nj=NODE(or,0,0)
129 *DO,fi,Fmax/1,Fmax,Fmax/1
130     pmp=0
131     pm=fi/(pi*(NX(nj)**2-NX(ni)**2))
132     np=np+1
133     dif=100*abs(pm-pmp)/pm
134     TIME,fi
135     F,NODE(OR,th,0),FY,-fi
136     OUTRES,NSOL,LAST
137     *IF,dif,GT,1,THEN
138         pmp=pm
139         SOLVE
140         xi=NX(ni)+UX(ni)
141         xj=NX(nj)+UX(nj)
142         pm=fi/(pi*(xj**2-xi**2))
143         dif=100*abs(pm-pmp)/pm
144         mus=0.6197*pm**(-0.1989) ! température de 0°C
145         !mus=0.5813*pm**(-0.2036) ! température de 6°C
146         !mus=0.5026*pm**(-0.2118) ! température de 22°C
147         !mus=0.4633*pm**(-0.2168) ! température de 30°C
148         !mus=0.4329*pm**(-0.2166) ! température de 37°C
149         !mus=0.3999*pm**(-0.2130) ! température de 45°C
150     FINISH
151     /PREP7
152     MP,MU,1,mus
155     FINISH
156     /SOLU
157     *ENDIF
158     OUTRES,ALL,LAST
159     SOLVE
160 *ENDDO
161 ALLS
162 FINISH
163 ! results
164 /POST1
165 PLNS,U,y,2
166 SAVE
167 !!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!
168 /INPUT,oprint_imp_00C,txt
169 /INPUT,UY_00C,txt
170 !!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!
171
172 !!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!
173 !/INPUT,oprint_imp_06C,txt
174 !/INPUT,UY_06C,txt
175 !!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!
176
177 !!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!
178 !/INPUT,oprint_imp_22C,txt
179 !/INPUT,UY_22C,txt
180 !!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!
181
182 !!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!
183 !/INPUT,oprint_imp_30C,txt
184 !/INPUT,UY_30C,txt
185 !!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!
186

```

```
187 !!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!
188 !/INPUT,oprint_imp_37C,txt
189 !/INPUT,UY_37C,txt
190 !!!!!!!!!!!!!T!!!!!!!!!!!!!!!!!!
191
192 !!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!
193 !/INPUT,oprint_imp_45C,txt
194 !/INPUT,UY_45C,txt
195 !!!!!!!!!!!!!T!!!!!!!!!!!!!!!!!!
```

ANNEXE XIV

LDPA DE LA CAPSULE MONTÉE LIBRE

Ce programme détermine l'écrasement du modèle formé par la capsule métallique, l'adhésif et la garniture en fonction de la force normale et de la température. Les propriétés élastiques utilisées sont celles déterminées à l'aide des essais expérimentaux de compression conventionnelle, alors que les propriétés physiques thermiques de la capsule métallique et de l'adhésif sont extraites de la littérature revue au premier chapitre ou également livrées par le fabricant lui-même.

Capsule loose_Te.mac

```

! Fichier APDL fait par Abdelmajid LAJMI
! pour déterminer l'écrasement de la garniture avec la capsule montée
libre sur le goulot de la bouteille en verre
! pour déterminer le couple de glissement sans frottement entre la
garniture et le goulot
FINISH
/CLEAR
/FILNAM,jh4
em=0.25           ! épaisseur de la capsule en mm
ec=0.05          ! épaisseur de la colle en mm
r1=0.25         ! rayon du congé en mm
r2=0.8          ! rayon de l'arrondi mm
r3=0.5          ! rayon de l'arrondi en mm
Fmax=1000       ! force maximale a appliquer
/PREP7
ET,1,HYPER56    ! hyper elastic, u/p formulation
KEYOPT,1,3,1   ! axisymmetric
TB,MOONEY,1     ! hyper elastic material
MP,NUXY,1,0.45876 ! Poisson ratio, temp/rature: 0°C
MP,NUXY,1,0.45497 ! Poisson ratio, temp/rature: 6°C
MP,NUXY,1,0.44739 ! Poisson ratio, temp/rature: 22°C
MP,NUXY,1,0.46229 ! Poisson ratio, temp/rature: 30°C
MP,NUXY,1,0.46595 ! Poisson ratio, temp/rature: 37°C
MP,NUXY,1,0.45761 ! Poisson ratio, temp/rature: 45°C
MP,ALPX,1,40E-6 ! Coefficient de dilatation linéaire de la garnit.
c1=8.6698      ! température: 0°C
c2=-1.9586     ! température: 0°C
c1=8.139       ! température: 6°C
c2=-1.8326     ! température: 6°C
c1=1.9714      ! température: 22°C
c2=1.4847      ! température: 22°C
c1=2.0069      ! température: 30°C
c2=0.9043      ! température: 30°C
c1=1.6750      ! température: 37°C
c2=0.6451      ! température: 37°C
c1=0.5825068431 ! température: 45°C
c2=1.013074446 ! température: 45°C
TBDATA,1,c1    ! First Mooney-Rivlin constant (MPa)
TBDATA,2,c2    ! Second Mooney-Rivlin constant (MPa)
ET,2,TARGE169 ! glass rigid surface
R,2,,,,,      ! constant for rigid surface
ET,3,CONTA171 ! gasket flexible surface
TYPE,1
MAT,1
NRRANG,1,999999,1
NREAD,jnodmm,txt
ERRANG,1,999999,1
EREAD,jelem,txt
EPLLOT
/VIEW,1,0,0,1
/AUTO,1
/REP
! glass finish

```



```

K,1 , 9.865, 0.0037 +0.0012 +0.001
K,2 , 9.906, 0.7837 +0.0012 +0.001
K,3 , 10.090, 0.786
K,4 , 10.300, 0.8837 +0.0012 +0.001
K,5 , 10.860, 1.2037 +0.0012 +0.001
K,6 , 12.150, 1.0807 +0.0012 +0.001
K,7 , 12.710 + 0.010, 0.2037 +0.0012 +0.001
K,8 , 12.790, 0.1037 +0.0012 +0.001
K,9 , 12.870, 0.0037 +0.0012 +0.001
LARC,9,8,1,0.15
LARC,8,7,1,-0.12
LARC,7,6,1,r2          !LARC, P1, P2, PC, RAD
L,6,5
LARC,5,4,7,r3
LARC,4,3,7,-r1
K,10,9.9,0.668
L,10,1
LARC,3,10,9,0.2
CM,goul,LINE
! maillage
LESIZE,ALL,,1
TYPE,2
REAL,2
LMESH,ALL
/color,elem,orang
nselect,s,node,,18,156
esln,s
Type,3 $ REAL,2
ESURF,,TOP
! capsule
ET,4,plane42
KEYOPT,4,3,1
MP,EX,4,200000
MP,NUXY,4,0.3
MP,ALPX,4,12E-6      ! Coefficient de dilatation linéaire de la capsule
TYPE,4
MAT,4
! Capsule a droite
K,11, 15.9750, -2.56909, 0
K,12, 15.6030, -2.29039, 0
K,13, 15.2300, -2.01179, 0
K,14, 14.8640, -1.72389, 0
K,15, 14.5120, -1.41929, 0
K,16, 14.1810, -1.09289, 0
K,17, 13.8710, -0.74539, 0
K,18, 13.5830, -0.38009, 0
K,19, 13.4400, 0.05051, 0
K,20, 13.3620, 0.51191, 0
!créer des kpoints dans les noeuds du joint communs à la capsule
!capsule milieu
KNODE, , 2          !KNODE, NPT, NODE
FLST,3,152,1,ORDE,2
FITEM,3,162
FITEM,3,-313
KNODE,0,P51X

```

```

! Capsule à gauche
K,173, 7.740384, 2.211000, 0
K,174, 6.5015, 2.2689, 0
K,175, 5.2516, 2.3172, 0
K,176, 4.0013, 2.3553, 0
K,177, 2.7507, 2.3830, 0
K,178, 1.5000, 2.4005, 0
K,179, 1.0000, 2.4046, 0
K,180, 0.5001, 2.4071, 0
K,181, 0.0000, 2.4079, 0
! Generate a spline through these keypoints
CSYS,0
BSPLIN,11,12,13,14,15,16
BSPLIN,16,17,18,19,20,21
BSPLIN,21,22,23,24,25,26
BSPLIN,26,27,28,29,30,31
BSPLIN,31,32,33,34,35,36
BSPLIN,36,37,38,39,40,41
BSPLIN,41,42,43,44,45,46
BSPLIN,46,47,48,49,50,51
BSPLIN,51,52,53,54,55,56
BSPLIN,56,57,58,59,60,61
BSPLIN,61,62,63,64,65,66
BSPLIN,66,67,68,69,70,71
BSPLIN,71,72,73,74,75,76
BSPLIN,76,77,78,79,80,81
BSPLIN,81,82,83,84,85,86
BSPLIN,86,87,88,89,90,91
BSPLIN,91,92,93,94,95,96
BSPLIN,96,97,98,99,100,101
BSPLIN,101,102,103,104,105,106
BSPLIN,106,107,108,109,110,111
BSPLIN,111,112,113,114,115,116
BSPLIN,116,117,118,119,120,121
BSPLIN,121,122,123,124,125,126
BSPLIN,126,127,128,129,130,131
BSPLIN,131,132,133,134,135,136
BSPLIN,136,137,138,139,140,141
BSPLIN,141,142,143,144,145,146
BSPLIN,146,147,148,149,150,151
BSPLIN,151,152,153,154,155,156
BSPLIN,156,157,158,159,160,161
BSPLIN,161,162,163,164,165,166
BSPLIN,166,167,168,169,170,171
BSPLIN,171,172,173,174,175,176
BSPLIN,176,177,178,179,180,181, 0,0,0, -1,0,0
! Set working plane perpendicular to an end of the spline
LWPL,-1,42,1
! Set working plane as the active coordinate system
csys,4
! Copy the end keypoint of the spline in a direction perpendicular to the
spline (in the plane of the working plane)
KGEN,2,181, , , -em, , , 0
! Do a line drag of the new keypoint relative to the spline to get a new
curve

```

```

LDRAG, 182, , , , , , 42
csys,4
*DO,i,41,9,-1
  LWPL,-1,i,1
  LDRAG, 224-i, , , , , , i
*ENDDO
L,11,216
L,181,182
CMSEL,U,Goul
AL,ALL
CM,capsule,AREA
taille=em/5.5
! maillage de la capsule
ESIZE,taille
AMESH,ALL
/COLOR,ELEM,RED
ALLS
NUMMRG,NODE,4.0E-3 !NUMMRG, Label, TOLER, GTOLER, Action, Switch
EPLLOT
! géométrie de la colle
ET,5,plane42
KEYOPT,5,3,1
MP,EX,5,2500
MP,NUXY,5,0.36
MP,ALPX,5,81E-6 ! Coefficient de dilatation linéaire de l'adhésif
TYPE,5
MAT,5
! Set working plane perpendicular to an end of the spline
LWPL,-1,43,1
! Set working plane as the active coordinate system
csys,4
! Copy the end keypoint of the spline in a direction perpendicular to the
spline (in the plane of the working plane)
KGEN,2,182, , , -ec, , , , 0
! Do a line drag of the new keypoint relative to the spline to get a new
curve
LSEL,S,LINE, , 43,71
CM,cole,LINE
LDRAG, 217, , , , , , 43
csys,4
*DO,i,44,71
  LWPL,-1,i,1
  LDRAG, 174+i, , , , , , i
*ENDDO
CMSEL,U,cole
CM,Ltop,LINE
L,211,246
L,182,217
CMSEL,A,cole
CM,cole,LINE
AL,ALL
LSEL,ALL
AMESH,ALL
NUMMRG,NODE,4.0E-3 !NUMMRG, Label, TOLER, GTOLER, Action, Switch
EPLLOT

```

```

/AUTO,1
/REP
ALLS
CMSEL,S,Ltop $ NSLL,S,1
D,ALL,UX,0
CPINTF,UY,20
ALLS
EPlot
ALLS
! solution
/SOLU
! Solution pour la température
NLGEOM,ON
SOLCONTROL,ON
AUTOTS,ON
ALLS
TUNIF,0
TUNIF,6
TUNIF,22
TUNIF,30
TUNIF,37
TUNIF,45
SOLVE
FINISH
/SOLU
! Solution pour le chargement
NLGEOM,ON
SOLCONTROL,ON
AUTOTS,ON
ESEL,S,TYPE,,2
NSLE,S
D,ALL,ALL,0
ALLS
np=0
CSYS,0
nF=NODE(13.094, 1.6875, -0.33255E-04)
*DO,fi,Fmax/20,Fmax,Fmax/20
  np=np+1
  time,fi
  F,nF,FY,-fi
  SOLVE
*ENDDO
FINISH
/POST1
PLNS,S,EQV
PLNS,U,Y,2
SAVE
/INPUT,0print,txt

```

ANNEXE XV

PROGRAMME DU COUPLE DE GLISSEMENT

Ce programme permet de calculer le couple de glissement de la garniture sur le goulot à chaque charge appliquée. La formulation effectuée au paragraphe 6.3.3 qui utilise les équations (6.12) et (6.13) est considérée dans ce programme.

Capsule loose_Te.m

```

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%% Nom du fichier : Capsule loose_Te %%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
% Fait par Abdelmajid LAJMI

clear
clc

% Détermination du couple de glissement, de la pression normale, du
% coefficient de frottement statique mus, du déplacement y, du déplacement
x
% 12 aout 2008 simulation de la garniture avec la capsule montée libre sur
% le goulot de la bouteille en verre

% lire le fichier de données déterminées des simulation dans Ansys à
% différentes températures
Oprint0CTe; % lire le fichier
Oprint06CTe; % lire le fichier
Oprint22CTe; % lire le fichier
Oprint30CTe; % lire le fichier
Oprint37CTe; % lire le fichier
Oprint45CTe; % lire le fichier

% Température à 0°C
for i=1:nstep
    j=find(A0CT(:,1)==i); % former la matrice de chaque étape
    Step0C=A0CT(j,:);
    % coordonnées des noeuds lorsqu'ils sont déformés
    xy0C=Step0C(:, [8:9])+ Step0C(:, [10:11]);
    % Forces radiales selon x et forces verticales selon y
    Fxy0C=Step0C(:,5:6)';
    % initialisation
    xij0C=[];
    yij0C=[];
    Lij0C=[];
    mxij0C=[];
    Aij0C=[];
    Fn0C=[];
    nuij0C=[];
    Ftm0C=[];
    pij0C=[];
    Fnm0C=[];
    mu0C=[];
    % calcul de la différence des abscisses et ordonnées xij=xj-xi et
yij=yj-yi
    ne0C=length(xy0C)-1; % nombre d'éléments à chaque étape d'écrasement
    for k=1:ne0C
        xij0C(k)=xy0C(k+1,1)-xy0C(k,1);
        yij0C(k)=xy0C(k+1,2)-xy0C(k,2);
        Lij0C(k)=sqrt(xij0C(k)^2+yij0C(k)^2); % longueur de l'élément ij
        N0C=[-yij0C;xij0C]; % vecteur normal N
        % vecteur normal normé sur l'élément ij
        nuij10C=N0C(1,:)./Lij0C;
        nuij20C=N0C(2,:)./Lij0C;
        nuij0C=[nuij10C;nuij20C];
    end
end

```

```

        mxij0C(k)=(xy0C(k,1) + xy0C(k+1,1))/2; % bras de levier du milieu
de l'élément ij (xi+xj/2)
        Aij0C(k)=2*pi*Lij0C(k)*mxij0C(k); % aire de l'élément ij
        % force normale (Fn au noeud i et Fn au noeud j)
        Fijn0C=Fxy0C(:,k:k+1)'*nuij0C(:,k); % [fxi fxj; fyi fyj]*[nuijx;
nuijy]=[Fin; Fjn] produit scalaire
        Fn0C(:,k)=Fijn0C;
        % vecteur des forces: force normale moyenne à la facette de
        % l'élément i-j (Fn au noeud i + Fn au noeud j)/2
        Fnm0C(k)=1/2*sum(Fijn0C);
        % pression dans chaque élément
        pij0C(k)=abs(Fnm0C(k)/Aij0C(k));
        % pression moyenne à chaque step
        pmoy0C(k)=abs(Fnm0C(k)/Aij0C(k));
        % variation de mu en fonction de la pression (relation
        % expérimentale)
        mu0C(k)= 0.6197*pij0C(k)^(-0.1989);
        % force tangentielle en N
        Ftm0C(k)=mu0C(k)*Fnm0C(k);
        mxmoyen0C(k)=(Lij0C*mxij0C')/sum(Lij0C); %bras de levier moyen
        % calcul de r^2
        xy120C(k)=((xy0C(k,1))^2 + (xy0C(k+1,1))^2 +
xy0C(k,1)*xy0C(k+1,1))/3;
        % calcul du couple avec intégration numérique
        Tk0C(k)=2*pi*pij0C(k)*mu0C(k)*Lij0C(k)*xy120C(k);
    end

% charge normale verticale selon y en N
Fy0C(:,i)=sum(Step0C(:,6));
Fnmtotale0C(:,i)=sum(Fnm0C);
% charge radiale selon x en N
Fx0C(:,i)=sum(Step0C(:,5));
% moment de la force tangentielle autour de l'axe y distance*force
Ty0C(:,i)=(mxij0C)*Ftm0C';
Atotale0C(:,i)=sum(Aij0C);
fnmtotale0C(:,i)=sum(Fnm0C);
pmoyenne0C(:,i)=abs(fnmtotale0C/Atotale0C);
mumoyenne0C= 0.6197*pmoyenne0C.^(-0.1989);
Ftmoyenne0C=mumoyenne0C.*Fnmtotale0C; % force tangentielle
mxmoyenne0C(:,i)=mxmoyen0C(k);
Tymoyenne0C=mxmoyenne0C.*Ftmoyenne0C;
% calcul du couple avec intégration
Tktotale0C(:,i)=sum(Tk0C);
% moment de la force tangentielle autour de l'axe z (distance*force)
Tz0C(:,i)=sum(Step0C(:,7));
mum0C=Ty0C./Tz0C;
end
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

% Température à 6°C
for i=1:nstep
    j=find(A6CT(:,1)==i);
    Step6C=A6CT(j,:);

    % coordonnées des noeuds lorsqu'ils sont déformés

```

```

xy6C=Step6C(:, [8:9])+ Step6C(:, [10:11]);
% Forces radiales selon x et forces verticales selon y
Fxy6C=Step6C(:, 5:6)';
% initialisation
xij6C=[];
yij6C=[];
Lij6C=[];
mxij6C=[];
Aij6C=[];
Fn6C=[];
nuij6C=[];
Ftm6C=[];
pij6C=[];
Fnm6C=[];
mu6C=[];
% calcul de la différence des abscisses et ordonnées xij=xj-xi et
yij=yj-yi
% pour déterminer le vecteur normal normé
ne6C=length(xy6C)-1; % nombre d'éléments
%ne=4;
for k=1:ne6C
    xij6C(k)=xy6C(k+1,1)-xy6C(k,1);
    yij6C(k)=xy6C(k+1,2)-xy6C(k,2);
    Lij6C(k)=sqrt(xij6C(k)^2+yij6C(k)^2); % longueur de l'élément
    N6C=[-yij6C(k);xij6C(k)]; % vecteur normal N
    % vecteur normal normé sur l'élément ij
    nuij16C=N6C(1,:)./Lij6C(k);
    nuij26C=N6C(2,:)./Lij6C(k);
    nuij6C=[nuij16C;nuij26C];
    mxij6C(k)=(xy6C(k,1) + xy6C(k+1,1))/2; % bras de levier du milieu
de l'élément ij (xi+xj/2)
    Aij6C(k)=2*pi*Lij6C(k)*mxij6C(k); % aire de l'élément ij
    % force normale (Fn au noeud i et Fn au noeud j)
    Fijn6C=Fxy6C(:,k:k+1) '*nuij6C(:,k); % [fxi fxj; fyi fyj]*[nuijx;
nuijy]=[Fin; Fjn] produit scalaire
    Fn6C(:,k)=Fijn6C(k);
    % vecteur des forces: force normale moyenne à la facette de
    % l'élément i-j (Fn au noeud i + Fn au noeud j)/2
    Fnm6C(k)=1/2*sum(Fijn6C(k));
    % pression dans chaque élément
    pij6C(k)=abs(Fnm6C(k)/Aij6C(k));
    % pression moyenne à chaque step
    pmoy6C(k)=abs(Fnm6C(k)/Aij6C(k));
    % % % variation de mu en fonction de la pression expérimentale
    %mu = -0.0186*pij.^3 + 0.1553*pij.^2 - 0.5331*pij + 0.9931;
% R2 = 0,9999
    %mu(k) = 0.0692*pij(k)^2 - 0.4244*pij(k) + 0.9619;
% R2 = 0,9981
    mu6C(k) = 0.5813*pij6C(k)^(-0.2036) ;
    % force tangentielle en N
    Ftm6C(k)=mu6C(k) *Fnm6C(k);
    mxmoyen6C(k)=(Lij6C*mxij6C')/sum(Lij6C); %bras de levier moyen
    % calcul de r^2
    xy126C(k) = ((xy6C(k,1))^2 + (xy6C(k+1,1))^2 +
xy6C(k,1)*xy6C(k+1,1))/3;

```



```

% calcul du couple avec intégration
Tk6C(k)=2*pi*piij6C(k)*mu6C(k)*Lij6C(k)*xy126C(k);
end

% charge normale verticale selon y en N
Fy6C(:,i)=sum(Step6C(:,6));
Fnmtotale6C(:,i)=sum(Fnm6C);
% charge radiale selon x en N
Fx6C(:,i)=sum(Step6C(:,5));
% moment de la force tangentielle autour de l'axe y distance*force
Ty6C(:,i)=(mxij6C)*Ftm6C';
Atotale6C(:,i)=sum(Aij6C);
fnmtotale6C(:,i)=sum(Fnm6C);
pmoyenne6C(:,i)=abs(fnmtotale6C/Atotale6C);
mumoyenne6C= 0.5813*pmoyenne6C.^(-0.2036);
Ftmoyenne6C=mumoyenne6C.*Fnmtotale6C; % force tangentielle
mxmoyenne6C(:,i)=mxmoyen6C(k);
Tymoyenne6C=mxmoyenne6C.*Ftmoyenne6C;
% calcul du couple avec intégration
Tktotale6C(:,i)=sum(Tk6C);
% moment de la force tangentielle autour de l'axe z (distance*force)
Tz6C(:,i)=sum(Step6C(:,7));
mum6C=Ty6C./Tz6C;
end
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

% Température à 22°C
for i=1:nstep
j=find(A22CT(:,1)==i);
Step22C=A22CT(j,:);

% coordonnées des noeuds lorsqu'ils sont déformés
xy22C=Step22C(:,[8:9])+ Step22C(:,[10:11]);
% Forces radiales selon x et forces verticales selon y
Fxy22C=Step22C(:,5:6)';
% initialisation
xij22C=[];
yij22C=[];
Lij22C=[];
mxij22C=[];
Aij22C=[];
Fn22C=[];
nuij22C=[];
Ftm22C=[];
pij22C=[];
Fnm22C=[];
mu22C=[];
% calcul de la différence des abscisses et ordonnées xij=xj-xi et
yij=yj-yi
% pour déterminer le vecteur normal normé
ne22C=length(xy22C)-1; % nombre d'éléments
%ne=4;
for k=1:ne22C
xij22C(k)=xy22C(k+1,1)-xy22C(k,1);
yij22C(k)=xy22C(k+1,2)-xy22C(k,2);

```

```

Lij22C(k)=sqrt(xij22C(k)^2+yij22C(k)^2);% longueur de l'élément
N22C=[-yij22C;xij22C]; % vecteur normal N
% vecteur normal normé sur l'élément ij
nuij122C=N22C(1,:)./Lij22C;
nuij222C=N22C(2,:)./Lij22C;
nuij22C=[nuij122C;nuij222C];
mxij22C(k)=(xy22C(k,1) + xy22C(k+1,1))/2; % bras de levier du
milieu de l'élément ij (xi+xj/2)
Aij22C(k)=2*pi*Lij22C(k)*mxij22C(k); % aire de l'élément ij
% force normale (Fn au noeud i et Fn au noeud j)
Fijn22C=Fxy22C(:,k:k+1)'*nuij22C(:,k); % [fxi fxj; fyi
fyj]*[nuijx; nuijy]=[Fin; Fjn] produit scalaire
Fn22C(:,k)=Fijn22C;
% vecteur des forces: force normale moyenne à la facette de
% l'élément i-j (Fn au noeud i + Fn au noeud j)/2
Fnm22C(k)=1/2*sum(Fijn22C);
% pression dans chaque élément
pij22C(k)=abs(Fnm22C(k)/Aij22C(k));
% pression moyenne à chaque step
pmoy22C(k)=abs(Fnm22C(k)/Aij22C(k));
% % % variation de mu en fonction de la pression expérimentale
%mu = -0.0186*pij.^3 + 0.1553*pij.^2 - 0.5331*pij + 0.9931;
% R2 = 0,9999
%mu(k) = 0.0692*pij(k)^2 - 0.4244*pij(k) + 0.9619;
% R2 = 0,9981
mu22C(k) = 0.5026*pij22C(k)^(-0.2118) ;
% force tangentielle en N
Ftm22C(k)=mu22C(k)*Fnm22C(k);
mxmoyen22C(k)=(Lij22C*mxij22C')/sum(Lij22C); %bras de levier moyen
% calcul de r^2
xy1222C(k)=(xy22C(k,1))^2 + (xy22C(k+1,1))^2 +
xy22C(k,1)*xy22C(k+1,1))/3;
% calcul du couple avec intégration
Tk22C(k)=2*pi*pij22C(k)*mu22C(k)*Lij22C(k)*xy1222C(k);
end

% charge normale verticale selon y en N
Fy22C(:,i)=sum(Step22C(:,6));
Fnmtotale22C(:,i)=sum(Fnm22C);
% charge radiale selon x en N
Fx22C(:,i)=sum(Step22C(:,5));
% moment de la force tangentielle autour de l'axe y distance*force
Ty22C(:,i)=(mxij22C)*Ftm22C';
Atotale22C(:,i)=sum(Aij22C);
fnmtotale22C(:,i)=sum(Fnm22C);
pmoyenne22C(:,i)=abs(fnmtotale22C/Atotale22C);
mumoyenne22C= 0.5026*pmoyenne22C.^(-0.2118) ;
Ftmoyenne22C=mumoyenne22C.*Fnmtotale22C; % force tangentielle
mxmoyenne22C(:,i)=mxmoyen22C(k);
Tymoyenne22C=mxmoyenne22C.*Ftmoyenne22C;
% calcul du couple avec intégration
Tktotale22C(:,i)=sum(Tk22C);
% moment de la force tangentielle autour de l'axe z (distance*force)
Tz22C(:,i)=sum(Step22C(:,7));
mum22C=Ty22C./Tz22C;
end

```

```

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
% Température à 30°C
for i=1:nstep
    j=find(A30CT(:,1)==i);
    Step30C=A30CT(j,:);

    % coordonnées des noeuds lorsqu'ils sont déformés
    xy30C=Step30C(:, [8:9])+ Step30C(:, [10:11]);
    % Forces radiales selon x et forces verticales selon y
    Fxy30C=Step30C(:,5:6)';
    % initialisation
    xij30C=[];
    yij30C=[];
    Lij30C=[];
    mxij30C=[];
    Aij30C=[];
    Fn30C=[];
    nuij30C=[];
    Ftm30C=[];
    pij30C=[];
    Fnm30C=[];
    mu30C=[];
    % calcul de la différence des abscisses et ordonnées xij=xj-xi et
    yij=yj-yi
    % pour déterminer le vecteur normal normé
    ne30C=length(xy30C)-1; % nombre d'éléments
    %ne=4;
    for k=1:ne30C
        xij30C(k)=xy30C(k+1,1)-xy30C(k,1);
        yij30C(k)=xy30C(k+1,2)-xy30C(k,2);
        Lij30C(k)=sqrt(xij30C(k)^2+yij30C(k)^2); % longueur de l'élément
        N30C=[-yij30C;xij30C]; % vecteur normal N
        % vecteur normal normé sur l'élément ij
        nuij130C=N30C(1,:)./Lij30C;
        nuij230C=N30C(2,:)./Lij30C;
        nuij30C=[nuij130C;nuij230C];
        mxij30C(k)=(xy30C(k,1) + xy30C(k+1,1))/2; % bras de levier du
milieu de l'élément ij (xi+xj/2)
        Aij30C(k)=2*pi*Lij30C(k)*mxij30C(k); % aire de l'élément ij
        % force normale (Fn au noeud i et Fn au noeud j)
        Fijn30C=Fxy30C(:,k:k+1)'.*nuij30C(:,k); % [fxi fxj; fyi
fyj]*[nuijx; nuijy]=[Fin; Fjn] produit scalaire
        Fn30C(:,k)=Fijn30C;
        % vecteur des forces: force normale moyenne à la facette de
        % l'élément i-j (Fn au noeud i + Fn au noeud j)/2
        Fnm30C(k)=1/2*sum(Fijn30C);
        % pression dans chaque élément
        pij30C(k)=abs(Fnm30C(k)/Aij30C(k));
        % pression moyenne à chaque step
        pmoy30C(k)=abs(Fnm30C(k)/Aij30C(k));
        % % variation de mu en fonction de la pression expérimentale
        %mu = -0.0186*piij.^3 + 0.1553*piij.^2 - 0.5331*piij + 0.9931;
    % R2 = 0,9999

```

```

        %mu(k) = 0.0692*pij(k)^2 - 0.4244*pij(k) + 0.9619;
% R2 = 0,9981
        mu30C(k)= 0.4633*pij30C(k)^(-0.2168) ;
% R2 = 0,9464
        % force tangentielle en N
        Ftm30C(k)=mu30C(k)*Fnm30C(k);
        mxmoyen30C(k)=(Lij30C*mxij30C')/sum(Lij30C); %bras de levier moyen
        % calcul de r^2
        xy1230C(k)=(xy30C(k,1))^2 + (xy30C(k+1,1))^2 +
xy30C(k,1)*xy30C(k+1,1))/3;
        % calcul du couple avec intégration
        Tk30C(k)=2*pi*pij30C(k)*mu30C(k)*Lij30C(k)*xy1230C(k);
        end

% charge normale verticale selon y en N
Fy30C(:,i)=sum(Step30C(:,6));
Fnmtotale30C(:,i)=sum(Fnm30C);
% charge radiale selon x en N
Fx30C(:,i)=sum(Step30C(:,5));
% moment de la force tangentielle autour de l'axe y distance*force
Ty30C(:,i)=(mxij30C)*Ftm30C';
Atotale30C(:,i)=sum(Aij30C);
fnmtotale30C(:,i)=sum(Fnm30C);
pmoyenne30C(:,i)=abs(fnmtotale30C/Atotale30C);
mumoyenne30C= 0.4633*pmoyenne30C.^(-0.2168) ;
Ftmoyenne30C=mumoyenne30C.*Fnmtotale30C; % force tangentielle
mxmoyenne30C(:,i)=mxmoyen30C(k);
Tymoyenne30C=mxmoyenne30C.*Ftmoyenne30C;
% calcul du couple avec intégration
Tktotale30C(:,i)=sum(Tk30C);
% moment de la force tangentielle autour de l'axe z (distance*force)
Tz30C(:,i)=sum(Step30C(:,7));
mum30C=Ty30C./Tz30C;
end
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

% Température à 37°C
for i=1:nstep

    j=find(A37CT(:,1)==i);
    Step37C=A37CT(j,:);

    % coordonnées des noeuds lorsqu'ils sont déformés
    xy37C=Step37C(:, [8:9]) + Step37C(:, [10:11]);
    % Forces radiales selon x et forces verticales selon y
    Fxy37C=Step37C(:,5:6)';
    % initialisation
    xij37C=[];
    yij37C=[];
    Lij37C=[];
    mxij37C=[];
    Aij37C=[];
    Fn37C=[];
    nuij37C=[];

```

```

Ftm37C= [];
pij37C= [];
Fnm37C= [];
mu37C= [];
% calcul de la différence des abscisses et ordonnées xij=xj-xi et
yij=yj-yi
% pour déterminer le vecteur normal normé
ne37C=length(xy37C)-1; % nombre d'éléments
%ne=4;
for k=1:ne37C
    xij37C(k)=xy37C(k+1,1)-xy37C(k,1);
    yij37C(k)=xy37C(k+1,2)-xy37C(k,2);
    Lij37C(k)=sqrt(xij37C(k)^2+yij37C(k)^2);% longueur de l'élément
    N37C=[-yij37C;xij37C]; % vecteur normal N
    % vecteur normal normé sur l'élément ij
    nuij137C=N37C(1,:)./Lij37C;
    nuij237C=N37C(2,:)./Lij37C;
    nuij37C=[nuij137C;nuij237C];
    mxij37C(k)=(xy37C(k,1) + xy37C(k+1,1))/2; % bras de levier du
milieu de l'élément ij (xi+xj/2)
    Aij37C(k)=2*pi*Lij37C(k)*mxij37C(k); % aire de l'élément ij

    % force normale (Fn au noeud i et Fn au noeud j)
    Fijn37C=Fxy37C(:,k:k+1)'*nuij37C(:,k); % [fxi fxj; fyi
fyj]*[nuijx; nuijy]=[Fin; Fjn] produit scalaire
    Fn37C(:,k)=Fijn37C;
    % vecteur des forces: force normale moyenne à la facette de
    % l'élément i-j (Fn au noeud i + Fn au noeud j)/2
    Fnm37C(k)=1/2*sum(Fijn37C);

    % pression dans chaque élément
    pij37C(k)=abs(Fnm37C(k)/Aij37C(k));
    % pression moyenne à chaque step
    pmoy37C(k)=abs(Fnm37C(k)/Aij37C(k));

    % % % variation de mu en fonction de la pression expérimentale
    %mu = -0.0186*pij.^3 + 0.1553*pij.^2 - 0.5331*pij + 0.9931;
% R2 = 0,9999
    %mu(k) = 0.0692*pij(k)^2 - 0.4244*pij(k) + 0.9619;
% R2 = 0,9981
    mu37C(k)= 0.4329*pij37C(k)^(-0.2166) ;
    % force tangentielle en N
    Ftm37C(k)=mu37C(k)*Fnm37C(k);
    mxmoyen37C(k)=(Lij37C*mxij37C')/sum(Lij37C); %bras de levier moyen
    % calcul de r^2
    xy1237C(k)=((xy37C(k,1))^2 + (xy37C(k+1,1))^2 +
xy37C(k,1)*xy37C(k+1,1))/3;
    % calcul du couple avec intégration
    Tk37C(k)=2*pi*pij37C(k)*mu37C(k)*Lij37C(k)*xy1237C(k);
end

% charge normale verticale selon y en N
Fy37C(:,i)=sum(Step37C(:,6));
Fnmtotale37C(:,i)=sum(Fnm37C);

```

```

% charge radiale selon x en N
Fx37C(:,i)=sum(Step37C(:,5));

% moment de la force tangentielle autour de l'axe y distance*force
Ty37C(:,i)=(mxij37C)*Ftm37C';
Atotale37C(:,i)=sum(Aij37C);
fnmtotale37C(:,i)=sum(Fnm37C);
pmoyenne37C(:,i)=abs(fnmtotale37C/Atotale37C);
mumoyenne37C= 0.4329*pmoyenne37C.^(-0.2166) ;
Ftmoyenne37C=mumoyenne37C.*Fnmtotale37C; % force tangentielle
mxmoyenne37C(:,i)=mxmoyen37C(k);
Tymoyenne37C=mxmoyenne37C.*Ftmoyenne37C;

% calcul du couple avec intégration
Tktotale37C(:,i)=sum(Tk37C);

% moment de la force tangentielle autour de l'axe z (distance*force)
Tz37C(:,i)=sum(Step37C(:,7));
mum37C=Ty37C./Tz37C;

end
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

% Température à 45°C
for i=1:nstep

    j=find(A45CT(:,1)==i);
    Step45C=A45CT(j,:);
    % coordonnées des noeuds lorsqu'ils sont déformés
    xy45C=Step45C(:, [8:9])+ Step45C(:, [10:11]);
    % Forces radiales selon x et forces verticales selon y
    Fxy45C=Step45C(:,5:6)';
    % initialisation
    xij45C=[];
    yij45C=[];
    Lij45C=[];
    mxij45C=[];
    Aij45C=[];
    Fn45C=[];
    nuij45C=[];
    Ftm45C=[];
    pij45C=[];
    Fnm45C=[];
    mu45C=[];
    % calcul de la différence des abscisses et ordonnées xij=xj-xi et
    yij=yj-yi
    % pour déterminer le vecteur normal normé
    ne45C=length(xy45C)-1; % nombre d'éléments
    %ne=4;
    for k=1:ne45C
        xij45C(k)=xy45C(k+1,1)-xy45C(k,1);
        yij45C(k)=xy45C(k+1,2)-xy45C(k,2);
        Lij45C(k)=sqrt(xij45C(k)^2+yij45C(k)^2);% longueur de l'élément
        N45C=[-yij45C;xij45C]; % vecteur normal N
    end
end

```

```

% vecteur normal normé sur l'élément ij
nuij145C=N45C(1,:)./Lij45C;
nuij245C=N45C(2,:)./Lij45C;
nuij45C=[nuij145C;nuij245C];
mxij45C(k)=(xy45C(k,1) + xy45C(k+1,1))/2; % bras de levier du
milieu de l'élément ij (xi+xj/2)
Aij45C(k)=2*pi*Lij45C(k)*mxij45C(k); % aire de l'élément ij

% force normale (Fn au noeud i et Fn au noeud j)
Fijn45C=Fxy45C(:,k:k+1)'*nuij45C(:,k); % [fxi fxj; fyi
fyj]*[nuijx; nuijy]=[Fin; Fjn] produit scalaire
Fn45C(:,k)=Fijn45C;
% vecteur des forces: force normale moyenne à la facette de
% l'élément i-j (Fn au noeud i + Fn au noeud j)/2
Fnm45C(k)=1/2*sum(Fijn45C);

% pression dans chaque élément
pij45C(k)=abs(Fnm45C(k)/Aij45C(k));
% pression moyenne à chaque step
pmoy45C(k)=abs(Fnm45C(k)/Aij45C(k));

% % % variation de mu en fonction de la pression expérimentale
%mu = -0.0186*pij.^3 + 0.1553*pij.^2 - 0.5331*pij + 0.9931;
% R2 = 0,9999
%mu(k) = 0.0692*pij(k)^2 - 0.4244*pij(k) + 0.9619;
% R2 = 0,9981
mu45C(k) = 0.3999*pij45C(k)^(-0.213) ;
% force tangentielle en N
Ftm45C(k)=mu45C(k)*Fnm45C(k);
mxmoyen45C(k)=(Lij45C*mxij45C')/sum(Lij45C); %bras de levier moyen
% calcul de r^2
xy1245C(k)=((xy45C(k,1))^2 + (xy45C(k+1,1))^2 +
xy45C(k,1)*xy45C(k+1,1))/3;
% calcul du couple avec intégration
Tk45C(k)=2*pi*pij45C(k)*mu45C(k)*Lij45C(k)*xy1245C(k);
end

% charge normale verticale selon y en N
Fy45C(:,i)=sum(Step45C(:,6));
Fnmtotale45C(:,i)=sum(Fnm45C);

% charge radiale selon x en N
Fx45C(:,i)=sum(Step45C(:,5));

% moment de la force tangentielle autour de l'axe y distance*force
Ty45C(:,i)=(mxij45C)*Ftm45C';
Atotale45C(:,i)=sum(Aij45C);
fnmtotale45C(:,i)=sum(Fnm45C);
pmoyenne45C(:,i)=abs(fnmtotale45C/Atotale45C);
mumoyenne45C= 0.3999*pmoyenne45C.^(-0.213) ;
Ftmoyenne45C=mumoyenne45C.*Fnmtotale45C; % force tangentielle
mxmoyenne45C(:,i)=mxmoyen45C(k);
Tymoyenne45C=mxmoyenne45C.*Ftmoyenne45C;
% calcul du couple avec intégration

```

```

Tktotale45C(:,i)=sum(Tk45C);

% moment de la force tangentielle autour de l'axe z (distance*force)
Tz45C(:,i)=sum(Step45C(:,7));
mum45C=Ty45C./Tz45C;

end

% vecteur ligne de déplacement selon y (nstep déplacements)
x=0.005:0.005:0.35;
% Couple de glissement de la capsule loose en N.m pour une température de
0°C
T0_exp_loose=[0 ;0.051839333 ;0.069393333 ;0.103516429 ;0.239084286
;0.526493778 ;0.759267182 ;1.001701111 ;1.220799167 ;1.4003805];
% Couple de glissement de la capsule loose en N.m pour une température de
6°C
T6_exp_loose=[0 ;0.0636685 ;0.069007 ;0.100919625 ;0.2152245 ;0.464100333
;0.695056667 ;0.944581455 ;1.146491188 ;1.300012438];
% Couple de glissement de la capsule loose en N.m pour une température de
15°C
T15_exp_loose=[0 ;0.0473005 ;0.066628857 ;0.074805556 ;0.210738
;0.435182909 ;0.657388077 ;0.86888725 ;1.073297 ;1.244366167];
% Couple de glissement de la capsule loose en N.m pour une température de
21°C
T21_exp_loose=[0; 0.0233562 ;0.046997333 ;0.0688659 ;0.161361556
;0.3602605 ;0.596559364 ;0.805398727 ;0.998943909 ;1.1496065];
% Couple de glissement de la capsule loose en N.m pour une température de
30°C
T30_exp_loose=[0; 0.0251844 ;0.05027 ;0.063401857 ;0.16631675 ;0.3593375
;0.569812889 ;0.770129125 ;0.921652455 ;1.084752222];
% Couple de glissement de la capsule loose en N.m pour une température de
37°C
T37_exp_loose=[0;0.0432925 ;0.056252875 ;0.079708667 ;0.126942889
;0.329505556 ;0.505724222 ;0.7079458 ;0.86577 ;1.001576857];
% Couple de glissement de la capsule loose en N.m pour une température de
45°C
T45_exp_loose=[0;0.041625 ;0.055842571 ;0.056282833 ;0.109140333
;0.280799333 ;0.4590326 ;0.657609143 ;0.8260085 ;0.922355];

% charges normales pour la capsule loose en N
N_exp_loose=[0; 3.216699; 8.121699; 13.026699; 30.241287; 79.054866;
127.867464; 176.665347; 225.470097; 274.27779];
% écrasement du joint capsule loose.
y_exp_loose=[0; 0.008; 0.02; 0.04; 0.080; 0.135; 0.170; 0.205; 0.255;
0.275];

% Régression quadratique des oints expérimentaux
% température 0°C
[p,s] = polyfit(N_exp_loose,T0_exp_loose,2);
x00 = linspace(0,300);
y00 = polyval(p,x00);
% température 6°C
[p,s] = polyfit(N_exp_loose,T6_exp_loose,2);
y06 = polyval(p,x00);

```



```

% température 15°C
[p,s] = polyfit(N_exp_loose,T15_exp_loose,2);
y15 = polyval(p,x00);
% température 22°C
[p,s] = polyfit(N_exp_loose,T21_exp_loose,2);
y21 = polyval(p,x00);
% température 30°C
[p,s] = polyfit(N_exp_loose,T30_exp_loose,2);
y30 = polyval(p,x00);
% température 37°C
[p,s] = polyfit(N_exp_loose,T37_exp_loose,2);
y37 = polyval(p,x00);
% température 45°C
[p,s] = polyfit(N_exp_loose,T45_exp_loose,2);
y45 = polyval(p,x00);

% tracé des graphiques
figure(1)
plot(N_exp_loose,T0_exp_loose,'ok',N_exp_loose,T6_exp_loose,'dg',N_exp_loose,T15_exp_loose,'*y',
N_exp_loose,T21_exp_loose,'+m',N_exp_loose,T30_exp_loose,'vr',
N_exp_loose,T37_exp_loose,'sb',N_exp_loose,T45_exp_loose,'xc')
xlabel('Charge normale N, (N)')
ylabel('Couple de glissement maximum Ts, (N.m)')
axis([0 300 0 1.6])
grid on
legend('Mesure, Te = 0°C','Mesure, Te = 6°C','Mesure, Te = 15°C','Mesure,
Te = 22°C','Mesure, Te = 30°C','Mesure, Te = 37°C','Mesure, Te = 45°C',4)
pause
hold on
plot(x00,y00,'-k', x00,y06,'-g', x00,y15,'-y', x00,y21,'-m',x00,y30,'-r',
x00,y37,'-b',x00,y45,'-c')
xlabel('Charge normale N, (N)')
ylabel('Couple de glissement maximum Ts, (N.m)')
axis([0 300 0 1.6])
grid on
legend('Mesure, Te = 0°C','Mesure, Te = 6°C','Mesure, Te = 15°C','Mesure,
Te = 22°C','Mesure, Te = 30°C','Mesure, Te = 37°C','Mesure, Te =
45°C','Tendance quadratique',4)
% Force=[0 50 100 150 200 250 275];
% set(gca,'XTickLabel',Force)
%set(figure(1),'Position',[524 187 550 220])
pause

figure(2)
plot(-Fy0C,-Tz0C*(10^-3),'-k',-Fy6C,-Tz6C*(10^-3),'-g',-Fy22C,-Tz22C*(10^-3),
'-m',-Fy30C,-Tz30C*(10^-3),'-r',-Fy37C,-Tz37C*(10^-3),'-b',-Fy45C,-
Tz45C*(10^-3),'-c')
xlabel('Charge normale N, (N)')
ylabel('Moments autour de l'axe z, (N.m)')
title('Moments autour de l'axe z -- charge normale N')
grid on
legend('MÉF, Te=0°C','MÉF, Te=6°C','MÉF, Te=22°C','MÉF, Te=30°C','MÉF,
Te=37°C','MÉF, Te=45°C',2)
pause

```

```

figure(3)
plot(-Fy0C,-Ty0C*(10^-3),'-k',-Fy6C,-Ty6C*(10^-3),'-g',-Fy22C,-Ty22C*(10^-3),'-m',N_exp_loose,T21_exp_loose,'or',-Fy30C,-Ty30C*(10^-3),'-r',-Fy37C,-Ty37C*(10^-3),'-b',-Fy45C,-Ty45C*(10^-3),'-c')
xlabel('Charge verticale N, (N)')
ylabel('Couple de frottement statique du joint Ts, (N.m)')
axis([0 300 0 1.6])
title('Couple de frottement statique -- charge verticale')
grid on
legend('capsule libre ( MÉF), Te=0°C','capsule libre ( MÉF), Te=6°C','capsule libre ( MÉF), Te=22°C','capsule libre ( mesures), Te=30°C','capsule libre ( MÉF), Te=30°C', 'capsule libre ( MÉF), Te=37°C', 'capsule libre ( MÉF), Te=45°C',2)
pause

```

```

figure(4)
plot(-Fy0C,-Ty0C*(10^-3),'-k',-Fy0C,-Tymoyenne0C*(10^-3),'-k',-Fy6C,-Ty6C*(10^-3),'-g',-Fy6C,-Tymoyenne6C*(10^-3),'-g',-Fy22C,-Ty22C*(10^-3),'-m',-Fy22C,-Tymoyenne22C*(10^-3),'-m',N_exp_loose,T21_exp_loose,'or',-Fy30C,-Ty30C*(10^-3),'-r',-Fy30C,-Tymoyenne30C*(10^-3),'-r',-Fy37C,-Ty37C*(10^-3),'-b',-Fy37C,-Tymoyenne37C*(10^-3),'-b',-Fy45C,-Ty45C*(10^-3),'-c',-Fy45C,-Tymoyenne45C*(10^-3),'-c')
xlabel('Charge verticale N, (N)')
ylabel('Couple de frottement statique du joint libre Ts, (N.m)')
axis([0 1000 0 5])
title('Comparaison des couples de glissement du joint')
grid on
legend('Capsule libre (MÉF), Te=0°C','Capsule libre (approximation grossière, Te = 0°C)','Capsule libre (MÉF), Te=6°C','Capsule libre (approximation grossière, Te = 6°C)','Capsule libre (MÉF), Te=22°C','Capsule libre (approximation grossière, Te = 22°C)','Capsule libre (Mesures), Te=30°C', 'Capsule libre (MÉF), Te=30°C','Capsule libre (approximation grossière, Te = 30°C)', 'Capsule libre (MÉF), Te=37°C','Capsule libre (approximation grossière, Te = 37°C)', 'Capsule libre (MÉF), Te=45°C','Capsule libre (approximation grossière, Te = 45°C)',2)
pause

```

```

figure(5)
plot(-Fy0C,mum0C,'-k',-Fy6C,mum6C,'-g',-Fy22C,mum22C,'-m',-Fy30C,mum30C,'-r',-Fy37C,mum37C,'-b',-Fy45C,mum45C,'-c')
xlabel('Charge verticale N, (N)')
ylabel('Coefficient de frottement statique moyen CFSmoy')
axis([0 800 0.25 0.75])
title(' Coefficient de frottement statique moyen')
grid on
legend('Capsule libre (MÉF), Te = 0°C','Capsule libre (MÉF), Te = 6°C','Capsule libre (MÉF), Te = 22°C','Capsule libre (MÉF), Te = 30°C','Capsule libre (MÉF), Te = 37°C','Capsule libre (MÉF), Te = 45°C',1)
pause

```

```

figure(6)
plot(x,-Fy0C,'-k',x,-Fy6C,'-g',x,-Fy22C,'-m',y_exp_loose,N_exp_loose,'or',x,-Fy30C,'-r',x,-Fy37C,'-b',x,-Fy45C,'-c')
xlabel('Vertical displacements of liner (mm)')

```

```

ylabel('Vertical load N (N)')
axis([0 0.36 0 300])
%title(' Normal load vs. vertical displacements, at T = 30C °C')
grid on
legend('Capsule libre (MÉF), Te=0°C', 'Capsule libre (MÉF),
Te=6°C', 'Capsule libre (MÉF), Te=22°C', 'Capsule libre (Mesures), Te=
30°C)', 'Capsule libre (MÉF), Te=30°C', 'Capsule libre (MÉF),
Te=37°C', 'Capsule libre (MÉF), Te=45°C', 2)
pause

figure(7)
plot(x, Fx0C, '--k', x, -Fy0C, '-k', x, Fx6C, '--g', x, -Fy6C, '-g', x, Fx22C, '--m', x, -
Fy22C, '-m', y_exp_loose, N_exp_loose, 'or', x, Fx30C, '--r', x, -Fy30C, '-r',
x, Fx37C, '--b', x, -Fy37C, '-b', x, Fx45C, '--c', x, -Fy45C, '-c')
xlabel('Vertical displacement of loose cap liner (mm)')
ylabel('Forces (N)')
axis([0 0.36 0 1000])
%title(' Radial forces vs. vertical displacements, at T = 30C °C')
grid on
legend('Force verticale (MÉF), Te=0°C', 'Force radiale (FEA),
Te=0°C', 'Force verticale (MÉF), Te=6°C', 'Force radiale (FEA),
Te=6°C', 'Force verticale (MÉF), Te=22°C', 'Force radiale (FEA),
Te=22°C', 'Force verticale N (Mesure), 30°C', 'Forec verticale (MÉF),
Te=30°C', 'Force radiale (FEA), Te=30°C', 'Force verticale (MÉF),
Te=37°C', 'Force radiale (FEA), Te=37°C', 'Force verticale (MÉF),
Te=45°C', 'Force radiale (FEA), Te=45°C', 2)
pause

figure(8)
plot(x, -Ty0C*(10^-3), '-k', x, -Ty6C*(10^-3), '-g', x, -Ty22C*(10^-3), '-m',
y_exp_loose, T21_exp_loose, 'or', x, -Ty30C*(10^-3), '-r', x, -Ty37C*(10^-3), '-
b', x, -Ty45C*(10^-3), '-c')
xlabel('Déplacement vertical y, (mm)')
ylabel('Couple de frottement statique du joint Ts, (N.m)')
axis([0 0.35 0 1.6])
title('Couple de frottement statique -- Déplacement vertical')
grid on
legend('capsule libre (MÉF), Te=0°C', 'capsule libre ( MÉF),
Te=6°C', 'capsule libre ( MÉF), Te=22°C', 'capsule libre ( mesures),
Te=30°C', 'capsule libre ( MÉF), Te=30°C', 'capsule libre ( MÉF), Te=37°C',
'capsule libre ( MÉF), Te=45°C', 2)
pause
close all

```

ANNEXE XVI

PRESSION DE CONTACT, CAPSULE MONTÉE LIBRE

En faisant des simulations à plusieurs valeurs de CFS et à différentes températures d'essai, les graphiques de pression de contact entre la garniture et le goulot sont tracés. Un CFS moyen est calculé en fonction de cette pression en utilisant la loi de puissance correspondant à chaque température. Le CFS retenu est celui qui coïncide avec le CFS avec lequel la simulation est exécutée.

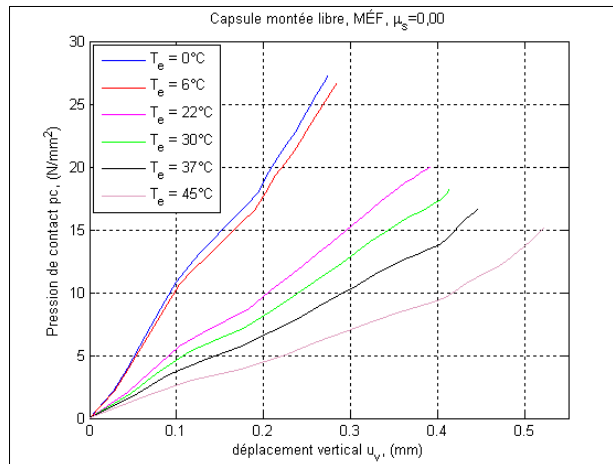


Figure 1.16 *Pression de contact, $\mu_s = 0,00$*

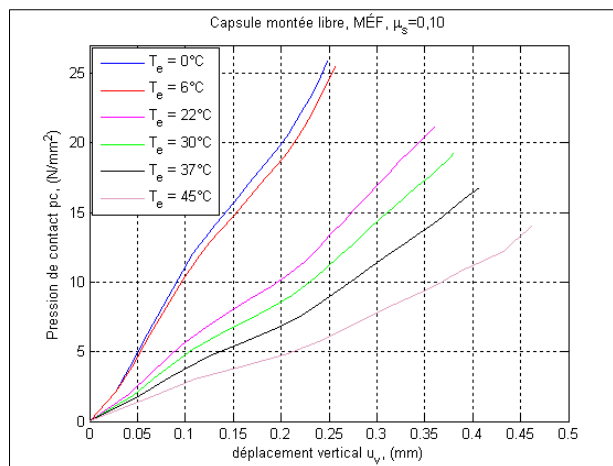


Figure 2.16 *Pression de contact, $\mu_s = 0,10$*

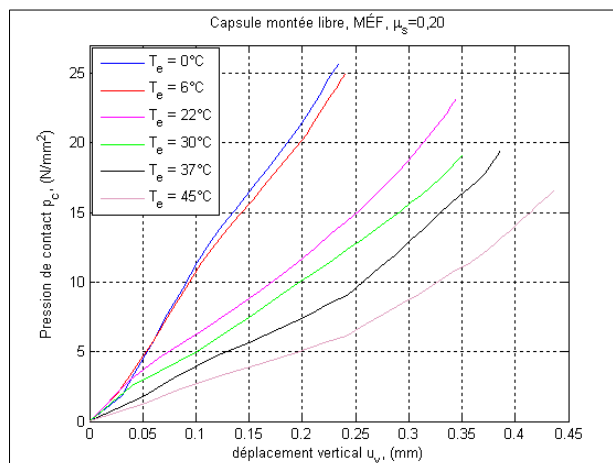


Figure 3.16 *Pression de contact, $\mu_s = 0,20$*

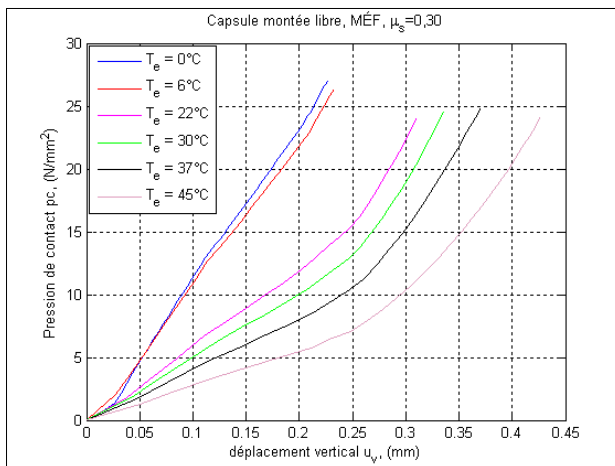


Figure 4.16 *Pression de contact, $\mu_s = 0,30$*

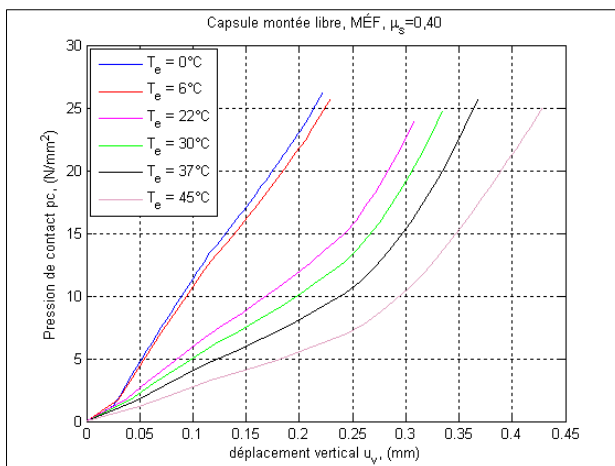


Figure 5.16 *Pression de contact, $\mu_s = 0,40$*

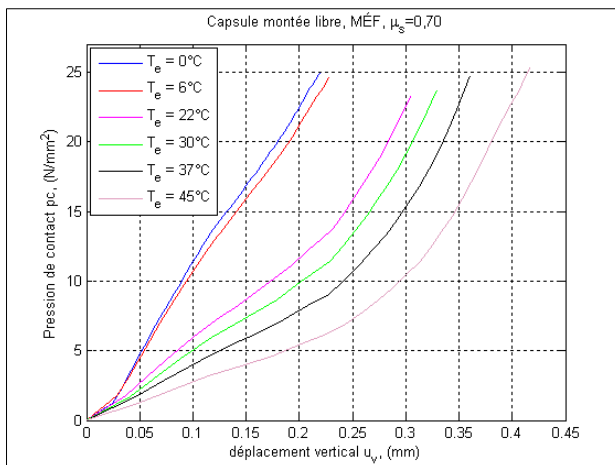


Figure 6.16 *Pression de contact, $\mu_s = 0,70$*

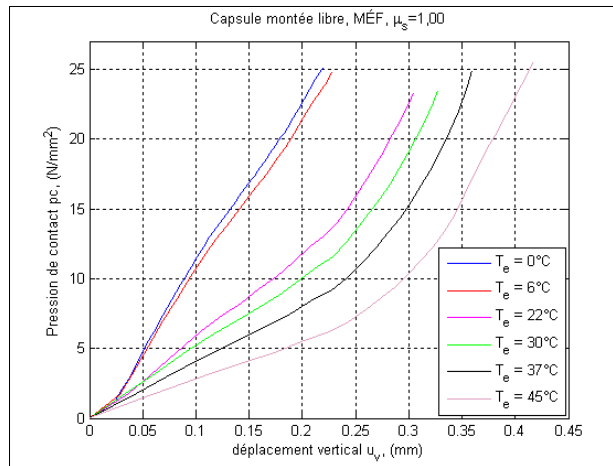


Figure 7.16 *Pression de contact, $\mu_s = 1,00$*

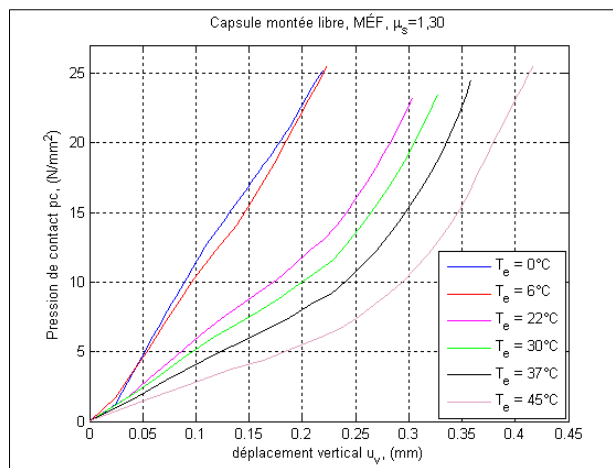


Figure 8.16 *Pression de contact, $\mu_s = 1,30$*

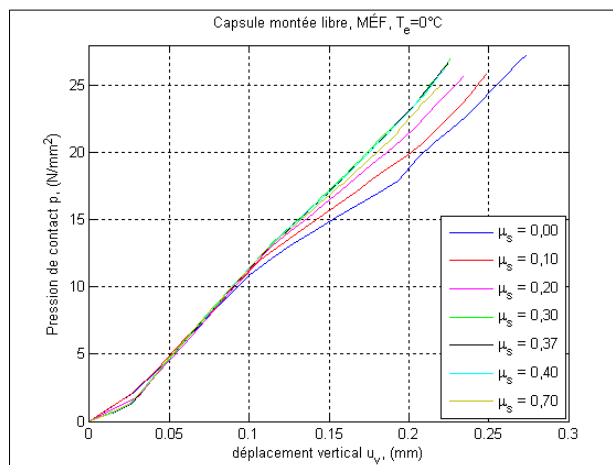


Figure 7.16 *Pression de contact, $T_e = 0^\circ\text{C}$*

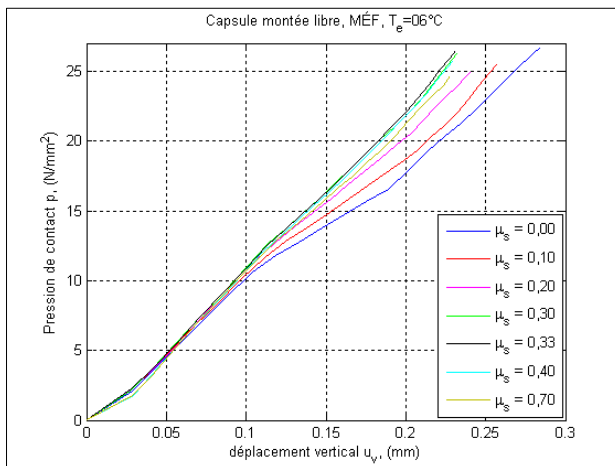


Figure 8.16 *Pression de contact, $T_e = 6^\circ\text{C}$*

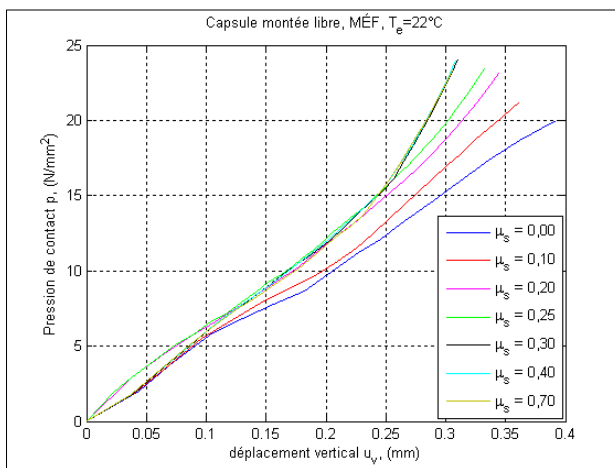


Figure 9.16 *Pression de contact, $T_e = 22^\circ\text{C}$*

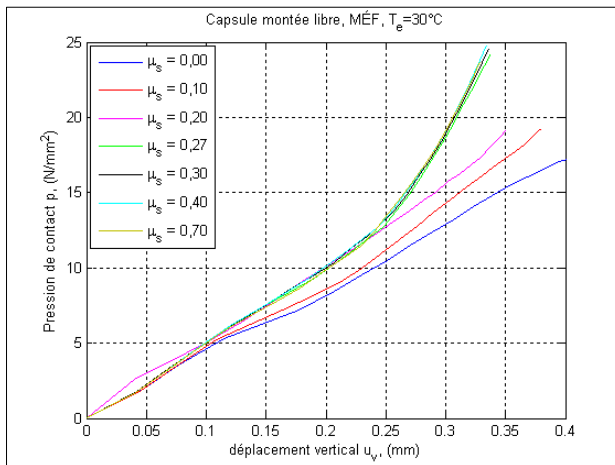


Figure 10.16 *Déplacement, $T_e = 30^\circ\text{C}$*

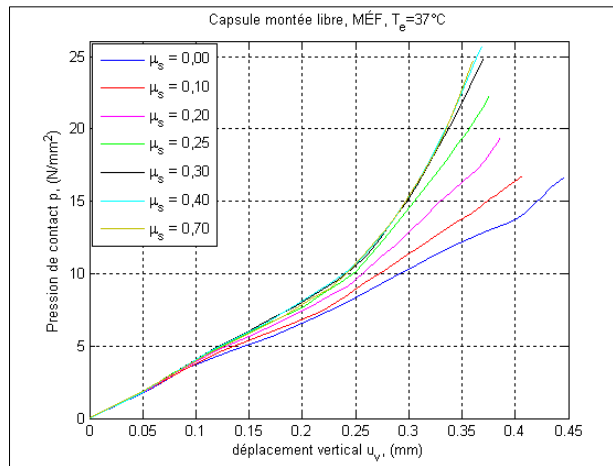


Figure 11.16 *Déplacement, $T_e = 37^\circ\text{C}$*

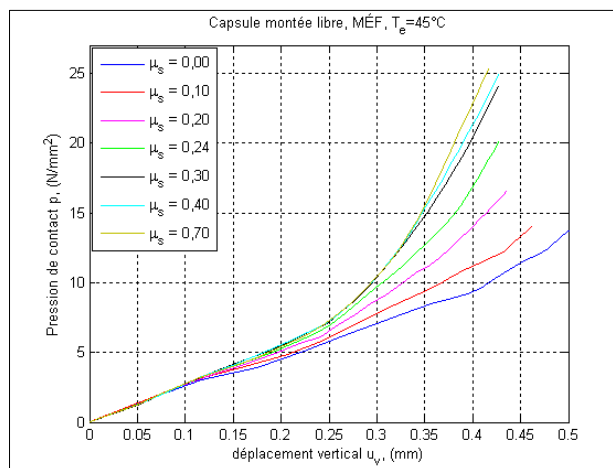


Figure 12.16 *Déplacement, $T_e = 45^\circ\text{C}$*

ANNEXE XVII

DIAGRAMMES DES FORCES-DÉPLACEMENTS

Ces graphiques montrent le comportement de la garniture lorsqu'elle est écrasée (déplacement) par des charges verticales (force normale). Les CFS sont variés pour les mêmes raisons citées à l'annexe précédente.

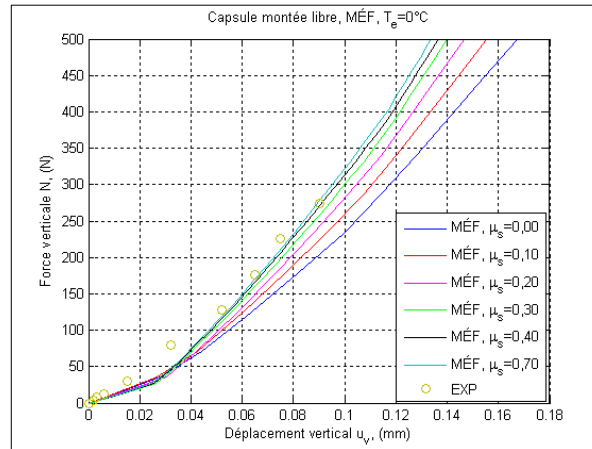


Figure 1.17 *Déplacement vertical, $T_e = 0^\circ\text{C}$*

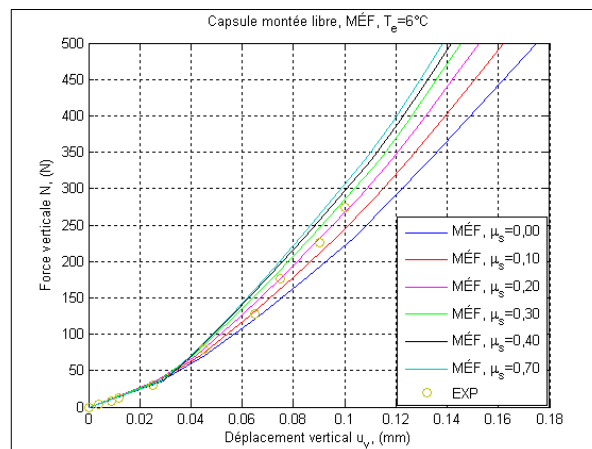


Figure 2.17 *Déplacement vertical, $T_e = 6^\circ\text{C}$*

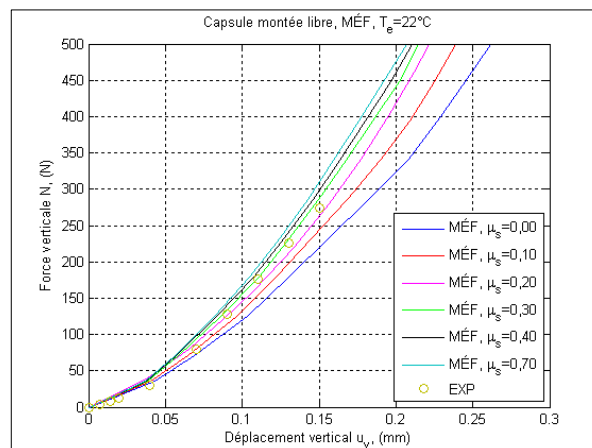


Figure 3.17 *Déplacement vertical, $T_e = 22^\circ\text{C}$*

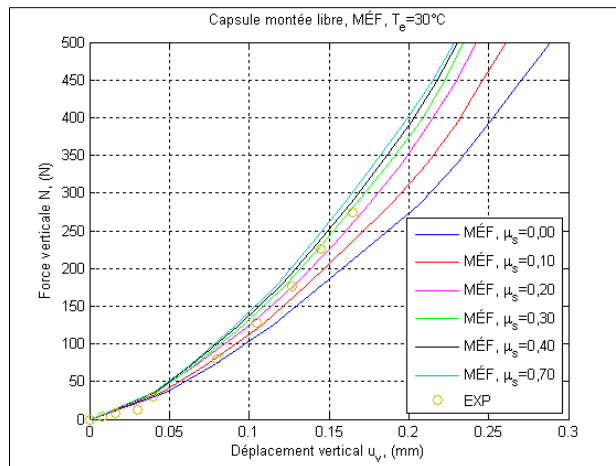


Figure 4.17 *Déplacement vertical, $T_e = 30^\circ\text{C}$*

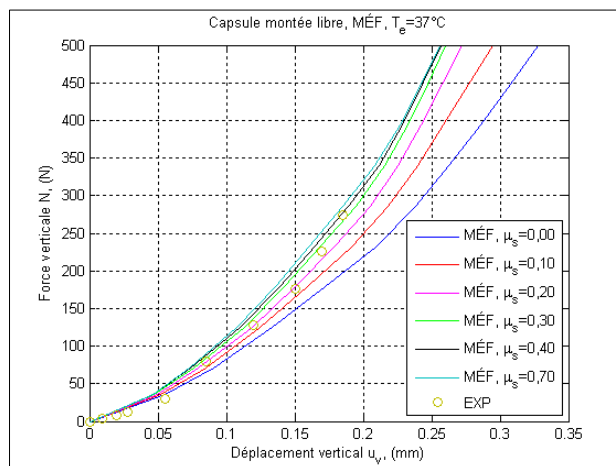


Figure 5.17 *Déplacement vertical, $T_e = 37^\circ\text{C}$*

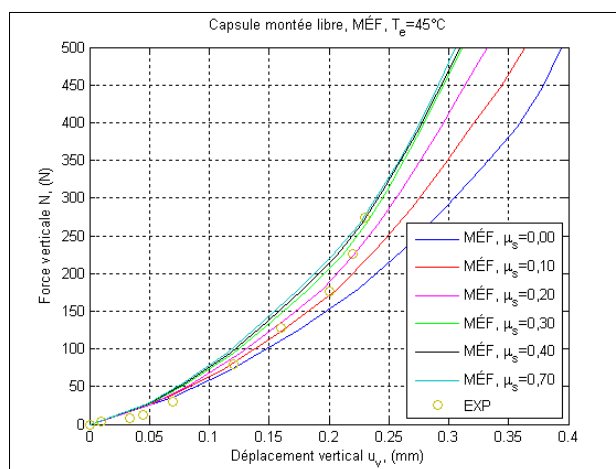


Figure 6.17 *Déplacement vertical, $T_e = 45^\circ\text{C}$*

ANNEXE XVIII

DÉPLACEMENT VERTICAL DE TOUS LES SECTEURS

Tous les graphiques qui suivent montrent la répartition des déplacements verticaux de l'ensemble formé par la capsule, la garniture et le goulot. Les simulations sont exécutées sur chaque secteur de 60° avec une pression sur le plongeur $p_p = 0,9$ MPa et une température d'essai $T_e = 22^\circ\text{C}$.

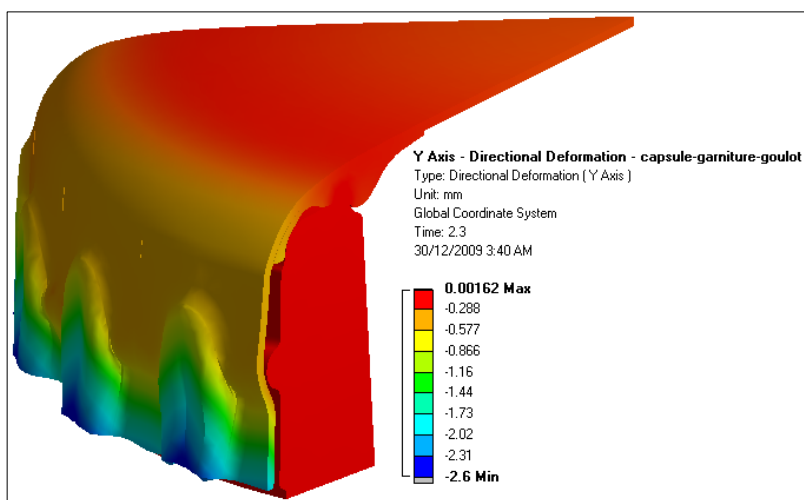


Figure 1.18 Déplacement du secteur «1».

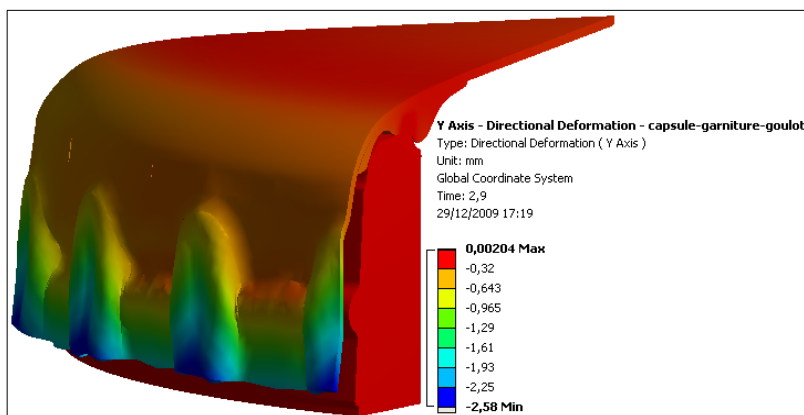


Figure 2.18 Déplacement du secteur «2».

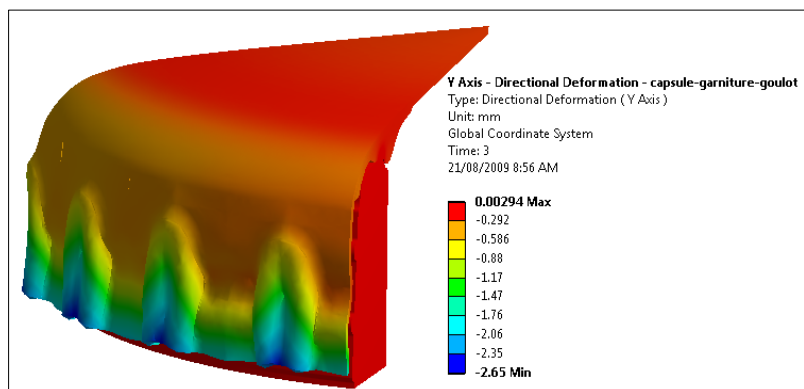


Figure 3.18 Déplacement du secteur «3».

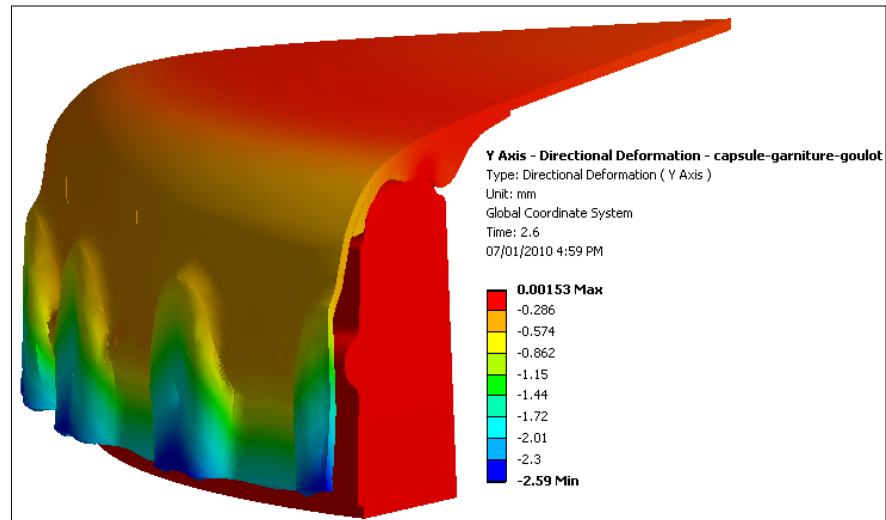


Figure 4.18 Déplacement du secteur «4».

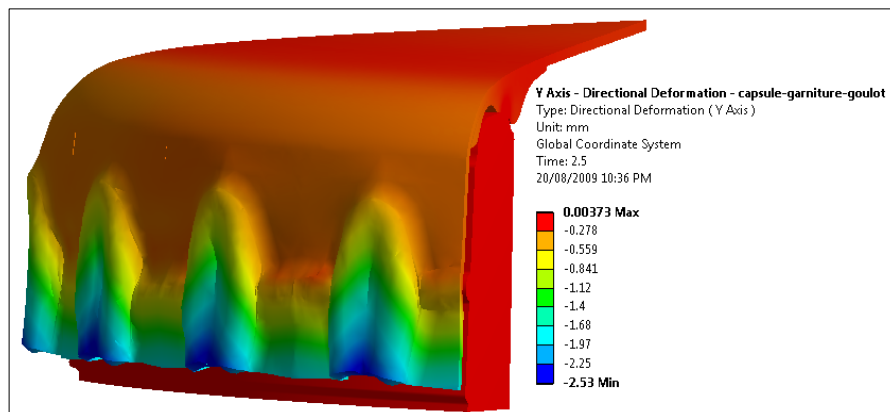


Figure 5.18 Déplacement du secteur «5».

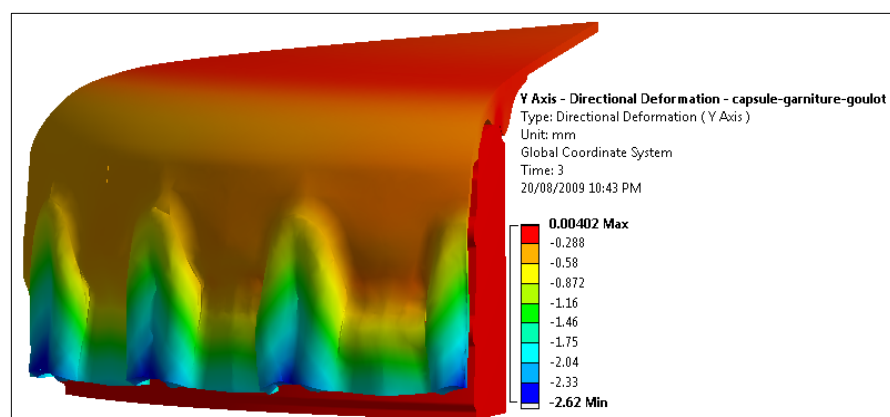


Figure 6.18 Déplacement du secteur «6».

ANNEXE XIX

CONTRAINTES ÉQUIVALENTES DANS LA CAPSULE

Les graphiques qui suivent montrent la répartition des contraintes équivalentes de von Mises dans la capsule. Les simulations sont exécutées sur chacun des six secteurs de 60° , avec une pression sur le plongeur $p_p = 0,9$ MPa et une température d'essai $T_e = 22^\circ\text{C}$.

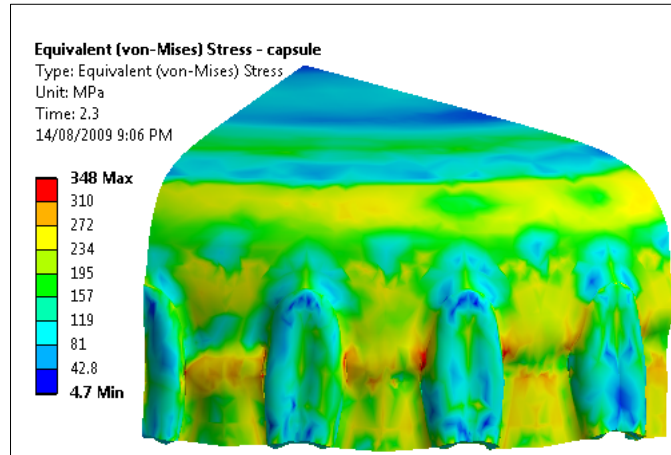


Figure 1.19 Contraintes équivalentes dans la capsule, secteur «1».

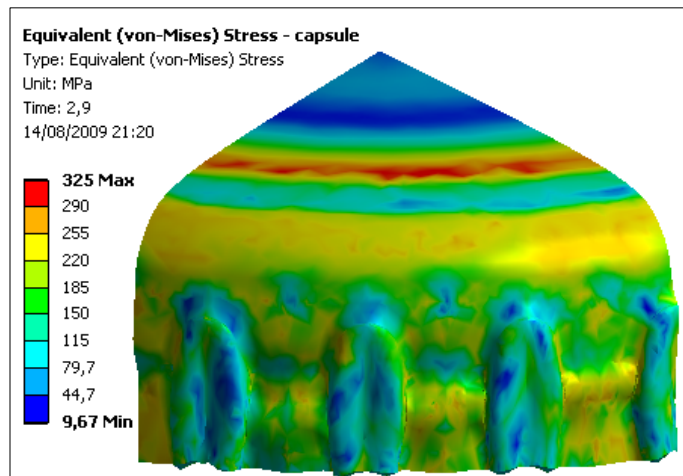


Figure 2.19 Contraintes équivalentes dans la capsule, secteur «2».

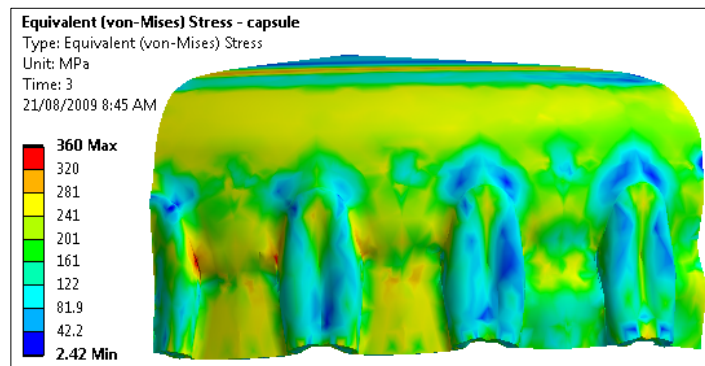


Figure 3.19 Contraintes équivalentes dans la capsule, secteur «3».

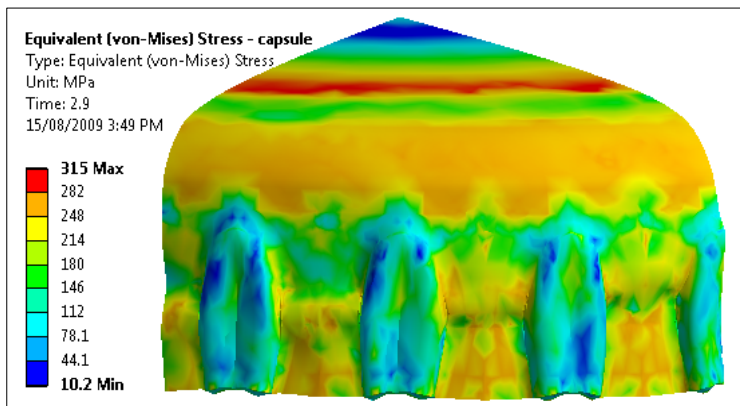


Figure 4.19 *Contraintes équivalentes dans la capsule, secteur «4».*

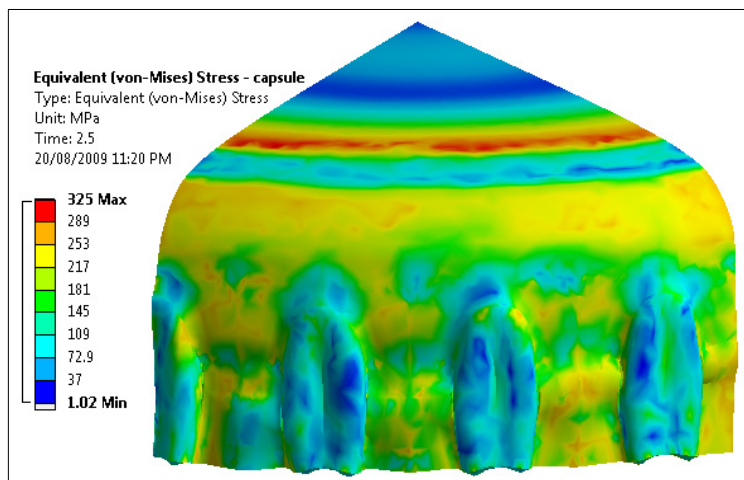


Figure 5.19 *Contraintes équivalentes dans la capsule, secteur «5».*

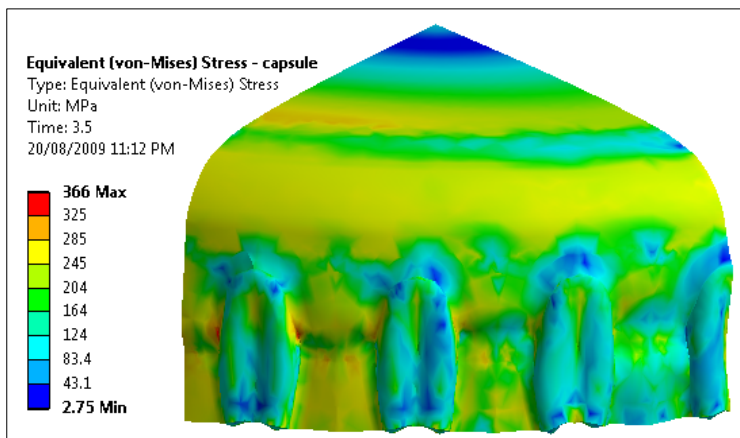


Figure 6.19 *Contraintes équivalentes dans la capsule, secteur «6».*

ANNEXE XX

DÉFORMATIONS PLASTIQUES DANS LA CAPSULE

Les graphiques qui suivent montrent la répartition des déformations plastiques équivalentes de von Mises dans la capsule. Les simulations sont exécutées sur chacun des six secteurs de 60° , avec une pression sur le plongeur $p_p = 0,9$ MPa et une température d'essai $T_e = 22^\circ\text{C}$.

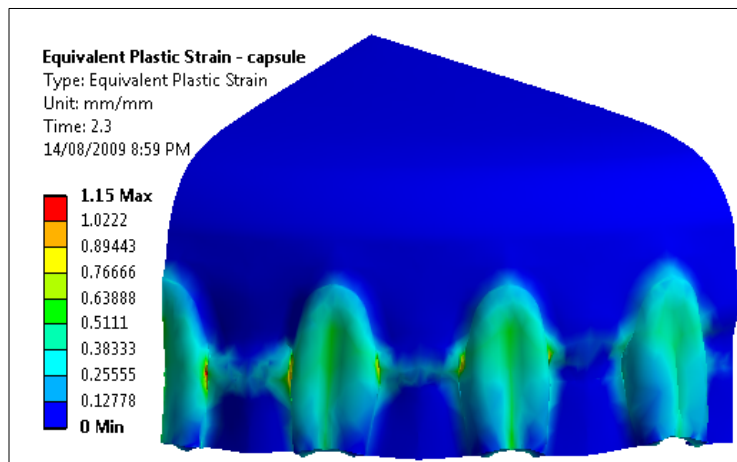


Figure 1.20 Déformations équivalentes dans la capsule, secteur «1».

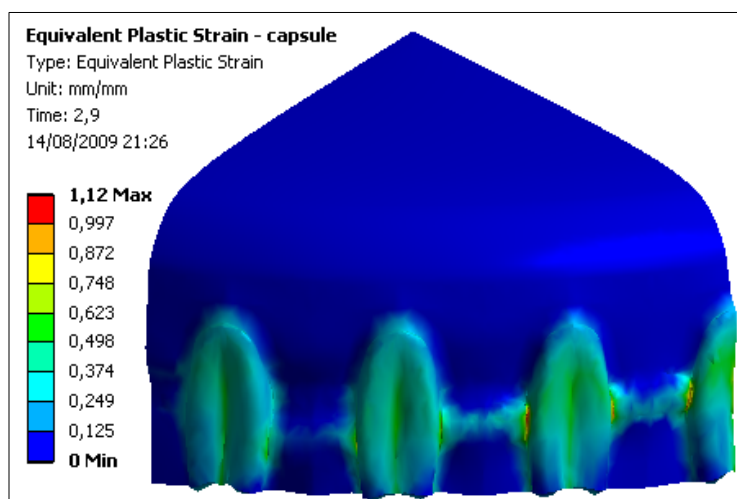


Figure 2.20 Déformations équivalentes dans la capsule, secteur «2».

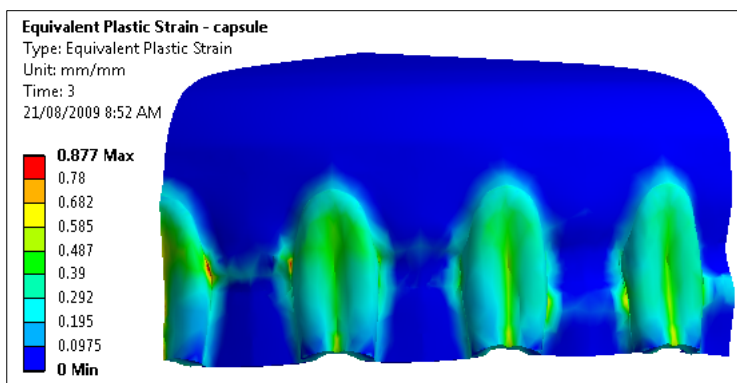


Figure 3.20 Déformations équivalentes dans la capsule, secteur «3».

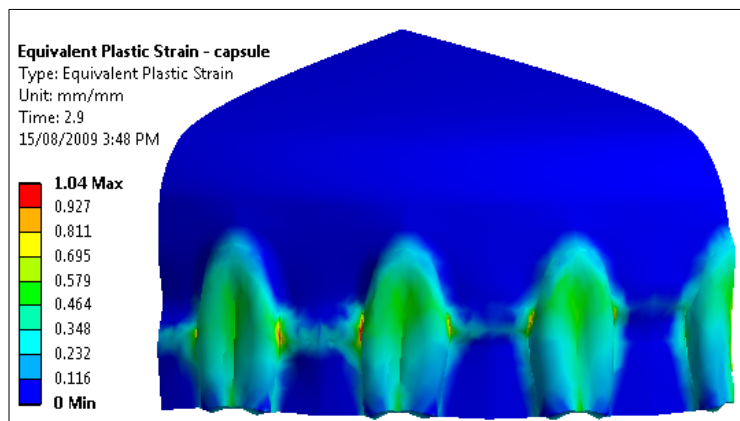


Figure 4.20 *Déformations équivalentes dans la capsule, secteur «4».*

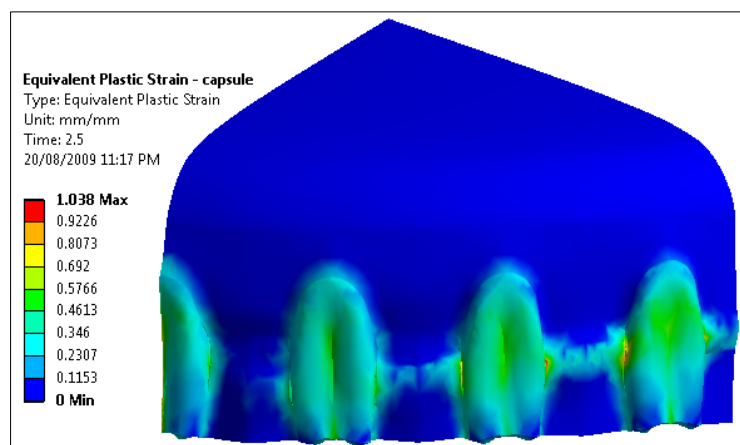


Figure 5.20 *Déformations équivalentes dans la capsule, secteur «5».*

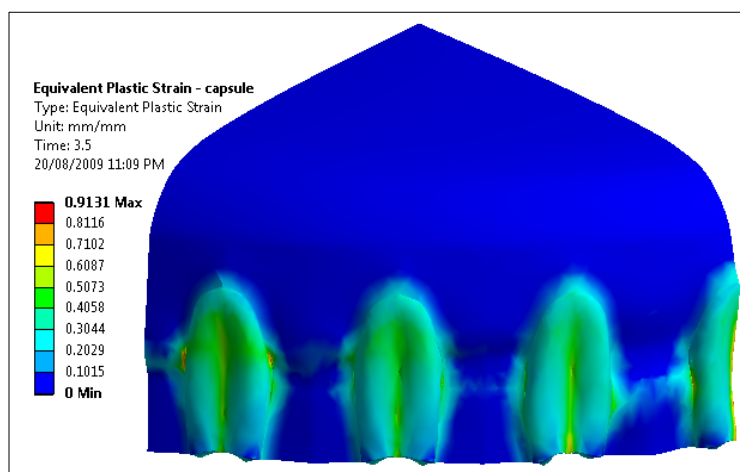


Figure 6.20 *Déformations équivalentes dans la capsule, secteur «6».*

BIBLIOGRAPHIE

- Amini, Mary A. 1986. « Permeation and leakage in closures ». *Packaging Technology*, vol. 16, n° 2 (Apr.), p. 10-14.
- Amini, Mary A., et Darrell R. Morrow. 1976. « New test of closure performance points way to better data ». *Package Engineering*, vol. 21, n° 6, p. 36-38.
- Amini, Mary A., et Darrell R. Morrow. 1979. « Leakage and permeation: theory and practical applications ». *Package Development & Systems*, vol. 9, n° 3 (May-Jun), p. 20-27.
- Anon. 1978. « Cap liners: A study in technology ». *Modern Packaging*, vol. 51, n° 6 (Jun), p. 27-29.
- Anon. 1983. « Closure torque retention solves problem of loose caps ». *Good Packaging*, (September).
- Ansys®. 2001. *Advanced Structural Nonlinearities* (September 30, 2001), 6.0. Coll. « Training Manuel ».
- Ansys®. 2008a. *Ansys basic analysis procedure guides*, version. 11.0.
- Ansys®. 2008b. *Ansys theory reference manuel. Modeling material nonlinearities*, version. 11.0.
- Ansys®. 2008c. *Ansys®. 2008. Ansys theory reference manuel. Creep Material Curve Fitting* version. 11.0.
- Barquins, M., et A. D. Roberts. 1986. « Rubber friction variation with rate and temperature: some new observations ». *Journal of Physics. D: Applied Physics.*, vol. 19, n° 4 (Apr. 14), p. 547-563.
- Champliaud, Henri. 2000. « Analyse par éléments finis du sertissage de capsules d'étanchéité ». Thèse de doctorat en génie, Montréal, École de technologie supérieure, 237 p. Consulté le 5 mai 2008.
- Champliaud, Henri, et Van Ngan Lê. 2003. « Prediction of the leakage pressure of a cap and bottle Assembly using the finite element method ». *Glass Technology*, vol. 44, n° 6, p. 225-230.
- Davis, C. Glenn. 1982, part 1. « A review of the basic closures and the methods used for applying them: Part 1 ». *Packaging Tehnology*, vol. 12, n° 4 (Aug-Sep), p. 16-22.

- Davis, C. Glenn. 1982, part 2. « A review of the basic closures and the methods used for applying them: Part 2 ». *Packaging Technology*, vol. 12, n° 5 (Oct-Nov), p. 26-30.
- Deladi, E. L. 2006. « A static friction in rubber-metal contacts with application to rubber PAD forming processes ». Twente, University of Twente, Netherlands, 2006.
- Deladi, E. L., M. B. Rooij, E. G. de Vries et D. J. Schipper. 2006. « Analytical and experimental investigation of the static friction regime for rubber-rigid ball contact ». *Surface Interface Analysis*, vol. 38, n° 4, p. 891-893.
- Delaware, Chris Adams Bear. 2006. « beer machine ». In *The brewing guide*. <<http://www.beermachine.ca/>>.
- Elinger, Istvan, et Karoly Varadi. 1995. « Shape optimization of threaded plastic caps by FEM ». *Periodica Polytechnica, Mechanical Engineering*, vol. 39, n° 3-4, p. 211-224.
- Flacconnèche, B., J. Martin et M. H. Klopffer. 2001. « Permeability, diffusion and solubility of gases in polyethylene, polyamide 11 and poly(vinylidene fluoride) ». *Oil & Gas Science and Technology*. p. 261-278. Consulté le Avril 2008.
- Gérald, Zambelli, et Vincent Léo. 1998. *Matériaux et contacts*. Lausanne: Presses polytechniques et universitaires romandes, 337 p.
- Greenway, G., et C. Jariyawiroj. 1994. « Optimization of plastic cap/bottle/machine interface to achieve the proper cap removal torque ». In *Proceedings of the 52nd Annual Technical Conference ANTEC 94. Part 3* (May 1-5). p. 2638-2642. San Francisco, CA, USA: Soc of Plastics Engineers. In *Compendex*. Consulté le Avril 2008.
- Greenway, G. W., D. R. Danville et F. L. Lazzara. 1973. « Cap torque measurement ». *Modern Packaging*, vol. 46, n° 4, p. 59-67.
- Greenway, Gerald, et Sarunyapong Pramsaneh. 1995. « Optimization of cap torque and cap stripping investigation of light duty liquid detergent bottles ». *Engineering Plastics*. p. 297-309. Consulté le Avril 2008.
- Hangzhou COFCOPACK Co., Ltd. 2006. « Metal lug cap ». In *Metal lug cap manufacturer exporting direct for china*. En ligne. <http://cofcopack.en.alibaba.com/product/50210991/202136202/Metal_Lug_Caps/Metal_Lug_Cap.html>. Consulté le 23 mai 2008.
- Jenkins, K. M., J. G. Shabushing et J. Cianciullo. 1988. « Evaluation of a cap torque testing device ». *Journal of Packaging Technology*, (December).
- Keller, Rober G. 1982. « Control of factors relating torque to sealing force for CT closures ». *Packaging Technology*, vol. 12, n° 2 (Apr.), p. 26-29.

- Kenkare, S. V. 1995. « Lug cap system ». *Chemical Engineering World*, vol. 30, n° 5 (May), p. 69-72.
- Lai, Ching-Sung, et Gerald Greenway. 1999. « The effect of time on cap removal torque ». *Packaging Technology and Engineering*, vol. 8, n° 6, p. 34-36.
- Larsen, Richard S. 1979. « A program for testing, controlling child-resistant closure torques ». *Package Development & System*. May/June, p. 14-16. Consulté le Avril 2008.
- Larsson, Lena Axelson, Eero Hurme, Soren Cavlin et Raija Ahvenainen. 1997. « Leakage analysis of packages by the electrolytic test ». *Packaging Technology and Science*, vol. 10, p. 209-220.
- Leblanc, Jean L. 2003. *Propriétés mécaniques des polymères*, 2004. Coll. « Chimie-physique ». Université Pierre et Marie Curie, Paris-IV: Editoo.com, 79 p. <<http://www.amazon.fr/Propri%C3%A9t%C3%A9s-m%C3%A9caniques-polym%C3%A8res-%C3%A9dition-2004/dp/2747700755>>. Consulté le 4 juin 2008.
- Loctite. 2006. « Lubrifiants et colles ». Consulté le le 5 septembre 2008.
- Markus, Lindner, Kröger Matthias, Popp Karl et Blume Holger. 2004. « Experimental and analytical investigation of rubber friction ». In (Proceeding of the ICTAM 2004, Warsaw, August 15-21, 2004). Warsaw (Pologne).
- Mary A., Amini. 1983. « Methods of Evaluating Closure integrity ». In (Oct., 1983). p. 69-79. University of Wisconsin-Extension, Madison, Wisconsin: Proceeding of the third Wisconsin-extension update conference on packaging.
- Maryam, Hajiabbasi, et Elboudwarej Albert. 2005. « Vibration effects on torque ». In *Packworld*. <<http://www.packworld.com/news-19324>>. Consulté le Avril 2008.
- MathWorks. 2007. *Matrix Laboratory*, version. R2007b.
- Maya, Schaerbakov, et Gurvich Mark R. 2003. « An approach of frictional characterization for elastomers and elastomeric composites ». *Journal of Elastomers and Plastics*, vol. 35, n° 4 (Oct 2003), p. 335-356.
- Maya, Scherbakov, et R. Gurvich Mark. 2003. « An approach of frictional characterization for elastomers and elastomeric composites ». *Journal of Elastomers and Plastics*, vol. 35, n° 4, p. 335-356.
- McCarthy, Robert V. 1966. « Performance of plastics screw thread attachments ». Lancaster, Pennsylvania, Franklin and Marshall college.

- McFarlane, J. S., et D. Tabor. 1950. « Relation between friction and adhesion ». *Mathematical and Physical Science*, vol. 202, n° 1069, p. 244-253.
- Meyer, Stefan an, et Volkert M. Wollesen. *Tests and finite element modelling on the friction between a rotary shaft lip type seal and the shaft*. Hamburg-Harburg: Technical University Hamburg-Harburg.
- Michael, Borchers, et Elboudwarej Albert. 2004. « Effect of time on torque loss for two discontinuous-thread plastic combinaisons ». *Test Engineering and Management*, vol. 66, n° 5 (Oct./Nov.), p. 18-19.
- Michael, Borchers, et Elboudwarej Albert. 2005. « Effect of temperature on removal torque of discontinuous-thread plastic closures ». *Test Engineering & Management*, vol. 67, n° 3, p. 18-19.
- Moloney, John J., et Roy Ullrich. 1987. « Closures, liners and seal ». *Packaging Technology and Engineering*, vol. 32, n° 5, p. 113-115.
- NASDAQ. 2004. *LabVIEW*, version. 7.1.
- NASDAQ. 2005. *LabView*.
- Nikolaus, Kudlik. 2000. « The production of closures ». *Kunststoffe Plast Europe*. Carl Hanser verlag. jan., p. 31-32. Consulté le Avril 2008.
- Pascall, M. A., J. Richtsmeier, J. Riemer et B. Farahbakhsh. 2002. « Non-destructive packaging seal strength analysis and leak detection using ultrasonic imaging ». *Packaging Technology and Science*. p. 275-285.
- Persson, B. N. J. 2001. « Theory of rubber friction and contact mechanics ». *Journal of Chemical Physics*, vol. 115, n° 8, p. 3840-3861.
- Pietruszewska, R., et Krzysztof Kowalski. 2005. « Friction properties of elastomer threads ». *Fibres & textiles in Eastem Europe*, vol. 13, n° 4 (October/December), p. 52-55.
- Pramsaneh, Sarunyapong. 1995. *Cap torque optimization of continuous-threaded closures*. Coll. « Ph.D. dissertation », T7104. Missouri: Faculty of the Graduate School of the University of Missouri Rollia, 194 p. Consulté le Avril 2008.
- Pro/ENGINEER®. 2003. *Parametric Technology Corporation*, version. 2000 i2. Waltham, MA
- Rivlin, R. S., et D. W. Saunders. 1951. « Large elastic deformations of isotropic materials. VII. Experiments on the deformation of rubber ». *Philosophical Transactions of the*

Royal Society of London. Series A, Mathematical and Physical Sciences (1934-1990), vol. 243, n° 865.

- Roberts, A. D., et A Thomas, G. 1976. « Static friction of smooth clean vulcanized rubber ». *NR Technology*, vol. 7, n° 2, p. 38-42.
- Supachai, Pisuchpen. 2000. « Model for predicting application torque and removal torque of a continuous thread closure ». Master of science, Michigan, Michigan State University, 124 p.
- Technologies, Agilent. 2004. *Agilent 34970A*.
- Treloar, L. R. G. 1975. *The physics of rubber elasticity*, Third edition. Oxford (England): Clarendon Press, 310 p. Consulté le 5 mai 2008.
- Wriggers, P., et J. Nettingsmeier. 2004. « Frictional contact of elastomer materials on rough rigid surfaces ». In., p. 360-361. *Proceedings in Applied Mathematics and mechanics (PAMM)*.
- Yoxall, A., S. J. Haake et M. Roberts. 2000. « Numerical simulation of interaction between a threaded glass container and a screw cap ». *Glass Technology*, vol. 41, n° 1 (June), p. 30-32.
- Yoxall, A., G. J. Newlands, M. Roberts, J. Langley et P. Taylor. 2001. « A numerical simulation on the roll-on-pifler-proof (ROPP) process on a GF305 thread ». *Glass Technology*, vol. 43, n° 3 (June), p. 116-119.
- Yoxall, A., G. J. Newlands, M. Roberts, J. Langley et P. Taylor. 2002a. « A numerical model of closure lining materials ». *Glass Technology*, vol. 43, n° 4 (August), p. 157-161.
- Yoxall, A., G. J. Newlands, M. Roberts, J. Langley et P. Taylor. 2002b. « A numerical simulation on the roll-on-pifler-proof (ROPP) process on a GF305 thread ». *Glass Technology*, vol. 43, n° 3 (June), p. 116-119.