



HAL
open science

Maîtrise de l'assemblage et des exigences fonctionnelles des systèmes hyperstatiques déformables : application aux outils de mesures pour forage pétrolier

Oussama Rouetbi

► **To cite this version:**

Oussama Rouetbi. Maîtrise de l'assemblage et des exigences fonctionnelles des systèmes hyperstatiques déformables : application aux outils de mesures pour forage pétrolier. Génie mécanique [physics.class-ph]. Université Paris Saclay (COMUE), 2017. Français. NNT : 2017SACLN014 . tel-01532118

HAL Id: tel-01532118

<https://theses.hal.science/tel-01532118>

Submitted on 2 Jun 2017

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

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

NNT : 2017SACLN014

THESE DE DOCTORAT
DE
L'UNIVERSITE PARIS-SACLAY
PREPAREE A
L'ÉCOLE NORMALE SUPERIEURE PARIS-SACLAY

ÉCOLE DOCTORALE N° 579

Sciences mécaniques et énergétiques, matériaux et géosciences

Spécialité *Génie Mécanique*

Par

Monsieur Oussama ROUETBI

Maîtrise de l'assemblage et des exigences fonctionnelles des systèmes hyperstatiques déformables : Application aux outils de mesures pour forage pétrolier

Thèse présentée et soutenue à l'ENS Paris-Saclay, le 24 Mai 2017

Composition du Jury :

M. Chevalier, Luc
M. Teissandier, Denis
M. Dantan, Jean-Yves
M. Anselmetti, Bernard
M. Pierre, Laurent
M. Denoix, Henri

Professeur des Universités, UPEM
Professeur des Universités, Université de Bordeaux
Professeur des Universités, Arts et Métiers ParisTech
Professeur des Universités, Université Paris-Sud
Maître de Conférences, Université Paris-Sud
Ingénieur, Schlumberger

Président
Rapporteur
Rapporteur
Directeur de thèse
Co-encadrant
Invité

Remerciements

Je remercie chaleureusement toutes les personnes qui m'ont aidé pendant l'élaboration de ma thèse et notamment mon Directeur de thèse Monsieur Bernard Anselmetti et mon Co-encadrant Monsieur Laurent Pierre. Je tiens à vous remercier pour vos intérêts et soutiens, ainsi que votre grande disponibilité et nombreux conseils durant la rédaction de ma thèse. Grâce à votre encadrement, j'ai acquis un niveau de connaissance important pour aller aussi loin dans ma réflexion, dans le développement, dans l'expérimentation et dans la valorisation de mes travaux. Vous avez toujours su consacrer du temps pour me former et me permettre d'évoluer de manière ascendante.

Je tiens à remercier Henri Denoix pour m'avoir fait confiance et recruté au sein de Etudes et Productions Schlumberger dans le cadre d'une thèse CIFRE. Merci pour ta confiance de me positionner sur des exemples industriels solides sur lesquels je me suis appuyé durant mes travaux de thèse. Toutes ces conditions de travail m'ont permis de me remettre toujours en question, et de me construire dans ce milieu industriel et scientifique. Je remercie aussi l'ensemble des personnes de la société Schlumberger qui s'est investi en apportant toutes leurs connaissances techniques à ce travail.

Je tiens ensuite à remercier Messieurs membres du jury. Tout d'abord, je remercie Monsieur Denis Teissandier (Professeur des Université à Université de Bordeaux) et Monsieur Jean-Yves Dantan (Professeur des Université aux Arts et Métiers ParisTech) pour l'intérêt apporté à mes travaux et d'avoir accepté de rapporter mes travaux de thèse. Ensuite, je remercie aussi Monsieur Luc Chevalier pour avoir présider le jury de thèse et d'avoir examiné mes travaux.

Je remercie l'ensemble de personnes rencontré durant mes 4 ans au sein de l'ENS Cachan (doctorants, étudiants, permanents, secrétaires, personnel, ...). Je remercie aussi l'ensemble de personnes rencontré durant les 3 ans de thèse au sein de l'entreprise Schlumberger.

Je tiens particulièrement à remercier mes parents qui m'ont encouragé durant ces années pour réussir dans ma vie.

Finalement, je tiens à remercier, Ha Linh, la personne la plus importante dans mes yeux qui a réussi à me supporter et me faire confiance tout au long de ma thèse.

Table des matières

Remerciements	i
Table des matières	ii
Table des figures	viii
Table des tableaux	xiv
Introduction	1
1 Objet de l'étude	2
1.1 Contexte général des travaux.....	2
1.2 Structure des outils de mesures.....	2
1.2.1 Mesures pendant le forage (<i>Measurement While Drilling</i> , MWD).....	3
1.2.2 « Wireline Logging » ou WL.....	5
1.3 Procédures d'assemblage.....	6
1.4 Conditions de fonctionnement des outils de mesures.....	7
2 Problématiques scientifiques	8
3 Plan du mémoire	9
Chapitre 1. Etat de l'art du tolérancement des assemblages hyperstatiques de pièces déformables	12
1 Introduction	13
2 Tolérancement des assemblages hyperstatiques	14
2.1 Modélisation des écarts géométriques	14
2.1.1 Représentations par frontières à l'état virtuel	14
2.1.2 Représentations variationnelles.....	17
2.2 Modélisation des assemblages hyperstatiques.....	18
3 Méthode CLIC & Quick GPS	21

3.1	Montabilité de l'assemblage.....	21
3.2	Transfert des exigences fonctionnelles.....	23
3.3	Analyse de tolérances : méthode des droites d'analyse	25
3.4	Quick GPS.....	28
3.5	Outils d'analyse de tolérances	29
4	Tolérancement des assemblages déformables.....	31
4.1	Différents types de déformation	31
4.2	Comportement mécanique des pièces déformables.....	31
4.3	Tolérancement avec prise en compte la déformabilité des pièces.....	32
4.3.1	Intégration de la déformation dans les assemblages souples par soudage.....	32
4.3.2	Prise en compte de la déformation dans la procédure d'assemblage.....	33
4.3.3	Intégration de la déformation dans l'analyse de tolérances	34
4.3.4	Modélisation multiphysique en tolérancement géométrique	34
5	Positionnement du travail.....	35
6	Conclusion.....	37
	Chapitre 2. Intégration de la déformabilité des pièces dans le tolérancement des assemblages hyperstatiques	39
1	Introduction	40
1.1	Objectifs	40
1.2	Démarche traditionnelle de cotation fonctionnelle	41
1.3	Problématique de cotation fonctionnelle des mécanismes hyperstatiques	45
1.4	Décomposition du cadre.....	47
2	Analyse de l'hyperstatisme	48
2.1	Modélisation du mécanisme.....	48
2.2	Recherche des hyperstatismes	52
2.3	Respect des exigences fonctionnelles.....	56

2.4	Bilan de l'exploitation des graphes.....	57
3	Tolérancement des assemblages hyperstatiques rigides	58
3.1	Montabilité de l'assemblage plaque/embase	58
3.2	Transfert des exigences fonctionnelles	61
3.3	Calcul du flottement permis par le jeu maxi entre la plaque et l'embase.....	64
3.4	Analyse de tolérances	65
3.5	Choix des tolérances	68
4	Tolérancement d'un assemblage hyperstatique de pièces déformables	72
4.1	Principe de compensation des défauts par la déformation d'une pièce	72
4.2	Optimisation de la cotation.....	73
4.3	Transfert des exigences fonctionnelles	77
4.4	Analyse de tolérances	79
4.5	Choix des tolérances	80
4.6	Bilan de l'exploitation de la déformabilité de la plaque.....	82
4.7	Itération.....	86
4.8	Règles de cotation complémentaire pour les pièces déformables	86
5	Transfert de l'exigence avec des pions rapportés	89
5.1	Adaptation de la cotation pour les pièces déformables	89
5.2	Adaptation de la cotation pour les pièces rigides	92
6	Conclusion	92
	Chapitre 3. Modélisation géométrique et mécanique des systèmes hyperstatiques.....	96
1	Introduction.....	97
1.1	Objectifs.....	97
1.2	Exigences fonctionnelles de l'assemblage étudié.....	98
1.3	Evolution de la norme.....	100
2	Démarche de cotation des pièces	101

2.1	Décomposition en sous-ensembles.....	101
2.2	Montabilité des sous-ensembles.....	102
2.3	Montabilité des pièces 2 à 2 du sous-ensemble châssis.....	103
2.4	Condition de serrage des joints élastiques.....	107
2.5	Spécifications des sous-ensembles.....	108
2.6	Transfert des exigences fonctionnelles.....	109
2.7	Analyse de tolérances pour la rectitude (1).....	111
3	Modèle couplé géométrique / mécanique.....	115
3.1	Hypothèses générales.....	116
3.2	Modèle géométrique de l'assemblage.....	117
3.3	Modèle mécanique de l'assemblage.....	119
3.3.1	Modèle mécanique des joints élastiques.....	119
3.3.2	Modèle mécanique des arbres du châssis.....	120
3.3.3	Modèle mécanique général.....	121
3.4	Respect des exigences fonctionnelles.....	124
3.5	Application numérique.....	126
4	Conclusion.....	127
	Chapitre 4. Conception innovante avec contacts précontraints.....	131
1	Introduction.....	132
1.1	Avant-propos.....	132
1.2	Phénomène des chocs mécaniques et propagation des chocs.....	133
1.3	Limites du modèle couplé géométrique / mécanique.....	136
1.4	Objectifs.....	137
2	Démarche de cotation des pièces.....	138
2.1	Décomposition en sous-ensembles.....	138
2.2	Montabilité des sous-ensembles.....	139

2.3	Montabilité des pièces 2 à 2 du sous-ensemble châssis.....	141
2.4	Spécifications des sous-ensembles	143
2.5	Transfert des exigences fonctionnelles	144
3	Modèle couplé géométrique / mécanique adapté	146
3.1	Hypothèses générales.....	147
3.2	Modèle mécanique avec contacts rigides imposés	147
3.2.1	Objectif.....	147
3.2.2	Modélisation mécanique	148
3.2.3	Modélisation géométrique.....	150
3.2.4	Détermination du pire des cas mécaniques	150
3.2.5	Limites de la modélisation proposée.....	152
3.3	Détermination par décomposition modale.....	152
3.3.1	Objectif.....	152
3.3.2	Mesure du défaut de rectitude	153
3.3.3	Principe de la décomposition	154
3.3.4	Association des modèles mécaniques	155
3.3.5	Développement sur Matlab®	156
3.3.6	Limites de la modélisation proposée.....	157
3.4	Modèle construit par itération.....	157
3.4.1	Objectif.....	157
3.4.2	Détermination du défaut de rectitude	158
3.4.3	Construction du modèle mécanique	158
3.4.4	Développement sur Excel®	161
3.4.5	Limites de la modélisation proposée.....	161
4	Proposition de solutions et d'autres conceptions	162
4.1	Proposition d'une nouvelle gestion des jeux entre le châssis et le tube	162

4.2	Propositions d'une autre conception – Contacts spiraux.....	163
4.3	Simulation FEA et essais expérimentaux	166
4.3.1	Différentes simulations éléments finis.....	167
4.3.2	Validation par essais expérimentaux	169
4.3.3	Bilan de simulations et essais expérimentaux.....	172
5	Conclusion.....	172
	Conclusions générales et perspectives	176
1	Synthèse.....	177
2	Conclusions	177
3	Perspectives.....	182
3.1	Validation de la faisabilité des protocoles de mesures.....	182
3.2	Validation du modèle d'assemblage.....	183
3.3	Validation des modèles mécaniques et dynamiques	183
3.4	Perspectives industrielles	184
4	Conclusion personnelle	185
	Glossaire.....	187
	Références bibliographiques	189

Table des figures

Figure 1. Plateformes d'extraction de pétrole	2
Figure 2. Châssis supportant le matériel électronique dans le tube de protection	3
Figure 3. Outil MWD connecté au trépan [Landaud Petroleum Technology, 2015]	3
Figure 4. Schématisation d'un outil MWD.....	4
Figure 5. Empilement d'outils « <i>Wireline Logging</i> » descendus par câble électrique	5
Figure 6. Schématisation d'un outil « <i>Wireline Logging</i> »	6
Figure 7. Châssis poussé dans le tube de protection.....	6
Figure 8. Flambage du châssis durant l'insertion	7
Figure 9. Direction optimale d'insertion	7
Figure 1.1. Maximum de matière appliquée à la référence et l'élément tolérancé [Pairel, 1995]..	15
Figure 1.2. Empilement d'arbres inséré dans un tube	16
Figure 1.3. Représentation d'une pièce par des surfaces de substitution [Pierre, 2011]	17
Figure 1.4. Illustration du modèle nominal, <i>skin model</i> continu et discret [Anwer et al., 2013] ...	18
Figure 1.5. Modes propose d'une surface plane [Samper et al., 2009]	18
Figure 1.6. Représentation d'un mécanisme par un graphe de contact [Pierre, 2011]	19
Figure 1.7. Cotation type des entités surfaciques et ajustement [Anselmetti, 2006].....	22
Figure 1.8. Spécifications de montabilité proposées par la méthode CLIC	23
Figure 1.9. Boucle de contacts.....	24
Figure 1.10. Algorithme CLIC de transfert d'exigence [Anselmetti, 2008b]	25
Figure 1.11. Point et droite d'analyse d'une surface terminale	26
Figure 1.12. Méthode des droites d'analyse [Chavanne, 2011]	27
Figure 1.13. Direction de flexion d'une plaque.....	32
Figure 1.14. Direction de torsion d'une plaque	32
Figure 1.15. Graphe de contact entre deux pièces [Pierre et al., 2007]	35

Table des figures

Figure 1.16. Diagramme illustratif de la problématique	36
Figure 2.1. Sonde montée sur un outil de mesure « <i>Wireline Logging</i> »	40
Figure 2.2. Mécanisme hyperstatique étudié.....	40
Figure 2.3. Positionnement du capteur et non-collision du capteur avec la plaque	42
Figure 2.4. Spécification des blocs du mécanisme étudié.....	43
Figure 2.5. Efforts nécessaires pour fermer l'assemblage.....	46
Figure 2.6. Exemple d'impacts des défauts géométriques après fermeture	46
Figure 2.7. Mécanisme composé de pièces rigides	47
Figure 2.8. Exigences fonctionnelles du nouvel assemblage	48
Figure 2.9. Surfaces de contact entre les deux pièces de l'assemblage étudié.....	49
Figure 2.10. Représentation du mécanisme par un graphe de contacts.....	51
Figure 2.11. Représentation de trois cycles indépendants.....	52
Figure 2.12. Nouveau graphe de contacts de l'assemblage étudié	54
Figure 2.13. Conditions fonctionnelles de l'assemblage étudié	56
Figure 2.14. Spécifications de montabilité proposées par la méthode CLIC	59
Figure 2.15. Défaut de planéité de la plaque et de l'embase.....	59
Figure 2.16. Gap entre deux plans en contact [Anselmetti, 2006]	60
Figure 2.17. Frontières au maximum de matière de l'alésage et du pion.....	60
Figure 2.18. Spécifications fonctionnelles de la plaque.....	63
Figure 2.19. Spécifications fonctionnelles de l'embase	63
Figure 2.20. Flottement de la plaque par rapport à l'embase.....	64
Figure 2.21. Dimensions et spécifications géométriques influentes	65
Figure 2.22. Chaîne de cotes pour respecter l'exigence (1) figure 2.8.....	65
Figure 2.23. Dimensions et spécifications géométriques influentes	66
Figure 2.24. Chaîne de cotes 3D pour respecter l'exigence (2) figure 2.8.....	67
Figure 2.25. Influence du parallélisme du plan F sur le déplacement du point Q.....	67

Table des figures

Figure 2.26. Cotation de la plaque avec l'hypothèse d'assemblage rigide.....	71
Figure 2.27. Cotation de l'embase avec l'hypothèse d'assemblage rigide.....	71
Figure 2.28. La déformation favorise la montabilité des pièces.....	72
Figure 2.29. Exigences de montabilité indépendantes.....	74
Figure 2.30. Cotation de la plaque pour garantir sa montabilité sur l'embase.....	75
Figure 2.31. Cotation de l'embase pour garantir sa montabilité avec la plaque.....	76
Figure 2.32. Défauts d'entraxes autorisés uniquement entre l'embase et la plaque.....	77
Figure 2.33. Transfert des exigences fonctionnelles sur la plaque.....	78
Figure 2.34. Transfert des exigences fonctionnelles sur l'embase.....	78
Figure 2.35. Nouvelle chaîne de cotes 3D pour respecter l'exigence (2) figure 2.8.....	80
Figure 2.36. Les invariances de cotation fonctionnelle.....	83
Figure 2.37. Nouvelles spécifications et tolérances sur la plaque.....	83
Figure 2.38. Nouvelles spécifications et tolérances sur l'embase.....	84
Figure 2.39. Diagramme de tolérance dynamique de la perpendicularité (14) figure 2.38.....	85
Figure 2.40. Diagramme de tolérance dynamique de la localisation (4) figure 2.27.....	85
Figure 2.41. Décomposition de la plaque.....	86
Figure 2.42. Tronçon flexible entre interfaces rigides.....	87
Figure 2.43. Application à un outil de mesures de type « <i>Wireline Logging</i> ».....	87
Figure 2.44. Rigidité partielle de la plaque.....	88
Figure 2.45. Système de références construit sur les deux côtés de la plaque.....	89
Figure 2.46. Plaque positionnée à l'aide de deux pions serrés dans l'embase.....	90
Figure 2.47. Spécifications reliées aux pions monoblocs avec l'embase.....	90
Figure 2.48. Spécifications géométriques de l'embase avec pions rapportés.....	90
Figure 2.49. Nouvelle cotation de l'embase.....	92
Figure 2.50. Organigramme de cotation des assemblages.....	93
Figure 2.51. Cotation pour assemblages déformables.....	94

Table des figures

Figure 3.1. Joints élastiques montés sur le châssis.....	97
Figure 3.2. Non-conformités des exigences fonctionnelles	98
Figure 3.3. Jeu minimal entre un arbre élané et le tube de protection.....	99
Figure 3.4. Jeu minimal entre le support joint et le tube de protection	99
Figure 3.5. Example of requirement for two features of size considered as one feature of size...	101
Figure 3.6. Assemblage hyperstatique étudié.....	101
Figure 3.7. Spécifications de montabilité proposées par la méthode CLIC sur le châssis	103
Figure 3.8. Spécifications de montabilité proposées par la méthode CLIC sur le tube	103
Figure 3.9. Jonction entre un arbre élané P_i et un support joint S_i	104
Figure 3.10. Spécification de montabilité d'un arbre élané sur un support joint	104
Figure 3.11. Défaut d'alignement des pièces du châssis	106
Figure 3.12. Jonctions d'un arbre élané avec les deux supports joints voisins	106
Figure 3.13. Jonctions d'un support joint avec les deux arbres élanés voisins	107
Figure 3.14. Serrages minimal et maximal des joints élastiques.....	107
Figure 3.15. Exigences fonctionnelles sur le tube de protection.....	108
Figure 3.16. Exigences fonctionnelles sur le châssis	109
Figure 3.17. Transfert des exigences fonctionnelles sur les arbres élanés	110
Figure 3.18. Transfert des exigences fonctionnelles sur les supports joints	111
Figure 3.19. Cumul des défauts géométriques selon la droite d'analyse.....	111
Figure 3.20. Défauts d'orientation des plans de contact	112
Figure 3.21. Cumul des défauts d'orientation.....	112
Figure 3.22. Déplacement de point dû au défaut d'orientation d'une jonction S_i / P_{i+1}	113
Figure 3.23. Déplacement de point dû au défaut d'orientation d'une jonction P_i / S_i	113
Figure 3.24. Respect de la rectitude (1) figure 3.16.....	114
Figure 3.25. Défaut de rectitude selon la droite d'analyse.....	117
Figure 3.26. Modèle géométrique selon la méthode des droites d'analyse	117

Table des figures

Figure 3.27. Défaut de rectitude 3D	118
Figure 3.28. Défaut d'orientation de la jonction entre un support joint et un arbre élané.....	118
Figure 3.29. Précontraintes de compressions sur un joint élastique	119
Figure 3.30. Modélisation par ressorts des joints élastiques	120
Figure 3.31. Équilibre statique du support joint	120
Figure 3.32. Modèle de type poutre pour un châssis avec N+1 points de contact.....	121
Figure 3.33. Modèle poutre du châssis avec des contacts élastiques.....	122
Figure 3.34. Première configuration de déformation.....	122
Figure 3.35. Feuille Excel® de calcul de l'effort d'insertion en fonction des tolérances	127
Figure 3.36. Logigramme de la méthode proposée	129
Figure 4.1. Assemblage hyperstatique d'un empilement d'arbres élanés avec contacts rigides	132
Figure 4.2. Effets dynamiques rencontrés durant le forage	133
Figure 4.3. Forme d'une action mécanique courte dans le temps [Brossard, 2016]	133
Figure 4.4. Châssis sous l'effet d'une onde de choc	134
Figure 4.5. Flexion du châssis sous l'effet de l'accélération	135
Figure 4.6. Exigence fonctionnelle de l'assemblage étudié	135
Figure 4.7. Exigences d'assemblage contre les exigences fonctionnelles d'un outil de mesures	136
Figure 4.8. Châssis avec défauts avec des distances d_1 variables	137
Figure 4.9. Enveloppes à l'état libre des sous-ensembles	140
Figure 4.10. Spécifications de montabilité du châssis	140
Figure 4.11. Spécifications de montabilité du tube de protection	140
Figure 4.12. Spécifications géométriques de montabilité des arbres en contact	142
Figure 4.13. Jonctions de l'arbre P_2 avec les deux arbres voisins	143
Figure 4.14. Rectitude au minimum de matière du châssis	143
Figure 4.15. Rectitude au minimum de matière du tube de protection.....	143
Figure 4.16. Exigences à transférer sur les pièces du châssis.....	144

Figure 4.17. Défaut de rectitude induit par le défaut d'orientation de la jonction.....	145
Figure 4.18. Spécifications géométriques du transfert des exigences	146
Figure 4.19. Localisation des efforts de contact.....	148
Figure 4.20. Modèle de type poutre avec N+1 contacts rigides	148
Figure 4.21. Diagramme des configurations en fonction de la procédure d'insertion	151
Figure 4.22. Mise en position durant la procédure de mesure de la rectitude	153
Figure 4.23. Mesure de la rectitude sous l'effet de zéro gravité.....	154
Figure 4.24. Points de contact pour les 3 premiers modes de flexion	155
Figure 4.25. Modèle de flexion 3 points d'un tronçon du mode i	155
Figure 4.26. Résultats de la décomposition modale – contribution de chaque mode	156
Figure 4.27. Géométrie du châssis à redresser dans le tube	158
Figure 4.28. Décomposition du modèle poutre en flexion à n+2 points	159
Figure 4.29. Jeux réduits sur des sections courtes imposées.....	162
Figure 4.30. Nouvelles spécifications des sous-ensembles.....	163
Figure 4.31. Collision métal-métal entre le châssis et le tube de protection	164
Figure 4.32. Défaut géométrique (Bosse) sur le châssis	164
Figure 4.33. Contacts forcés en opposé entre le châssis et le tube.....	165
Figure 4.34. Contacts forcés en spiral entre le châssis et le tube de protection	166
Figure 4.35. Impulsion d'accélération appliquée sur le tube de protection	168
Figure 4.36. Signal d'accélération prélevé sur une position donnée du châssis	169
Figure 4.37. Dispositif des essais expérimentaux	170
Figure 4.38. Rondelle spéciale	170
Figure 4.39. Coupe d'un outil de mesures montrant un capteur maintenu par une clampe.....	171
Figure 1. Modèle mécanique pour simuler les efforts de contact	184
Figure 2. Modèle mécanique pour simuler les efforts de contact	184

Table des tableaux

Tableau 1.1. Tableau de mise en position de la plaque par rapport à l’embase [Anselmetti, 2010]	21
Tableau 1.2. Tableau de mise en position d’un empilement d’arbres dans un tube	22
Tableau 1.3. Méthodes arithmétiques d’analyse de tolérances [Hassani et al., 2009]	29
Tableau 1.4. Méthodes statistiques d’analyse de tolérances [Hassani et al., 2009]	30
Tableau 2-1. Tableau de mise en position du capteur par rapport à l’embase.....	41
Tableau 2-2. Transferts dans le mécanisme.....	44
Tableau 2.3. Tableau de mise en position de la plaque par rapport à l’embase	58
Tableau 2.4. Tableau de valeurs de tolérances [Anselmetti, 2008a]	69
Tableau 3.1. Tableau de mise en position du châssis dans le tube	102
Tableau 3.2. Tableau de mise en position d’un arbre court par rapport à un arbre élançé.....	104
Tableau 3.3. Données géométriques des supports joints	126
Tableau 3.4. Données géométriques des supports joints	127
Tableau 4.1. Tableau de mise en position du châssis dans le tube	139
Tableau 4.2. Tableau de mise en position d’un arbre élançé par rapport à autre	141

Introduction

1 Objet de l'étude

1.1 Contexte général des travaux

Le pétrole se forme dans les roches sous la surface de la Terre à la suite de la décomposition de matière organiques végétales et animales. Ces roches peuvent être trouvées que ce soit en mer (*offshore*) ou sur terre (*onshore*). L'exploitation du pétrole consiste à creuser un trou dans le sous-sol grâce à un système de forage [1] pour étudier la topologie des roches et déterminer la présence d'hydrocarbures (pétrole et/ou gaz) et les extraire. La technique du forage appelée « rotary » consiste à appliquer un couple de rotation de la tête foreuse sur laquelle on applique une force orientée dans la direction d'avancement de l'outil. La rotation, générée depuis la surface par la table de rotation, est transmise jusqu'au fond du puits par l'intermédiaire du train de tiges.



Plateforme Onshore



Plateforme Offshore

Figure 1. Plateformes d'extraction de pétrole

L'objectif du forage est ainsi la création d'un accès vers les roches en sous-sol et la réalisation de mesures pour confirmer la présence d'hydrocarbures dans les gisements potentiels. Ces mesures conditionnent le bon déroulement des opérations d'exploration ou de développement.

1.2 Structure des outils de mesures

Les outils de mesures sont composés principalement par un boîtier mécanique nécessaire pour supporter le matériel électronique. Ils se composent principalement de deux parties (voir figure 2) :

- Châssis : empilement d'arbres métalliques de sections différentes et de longueurs allant de quelques centaines de millimètres à quelques mètres pour des diamètres entre 60 et 120mm. Ces arbres logent le matériel électronique comme illustré en figure 2,
- Tube de protection : pièce tubulaire longue entre 3 à 10 mètres environ. Il protège le châssis et les composants électroniques délicats contre les conditions sévères de fonctionnement en les

isolant de l'environnement extérieur du trou de forage (boue corrosive, température, pression, etc.).

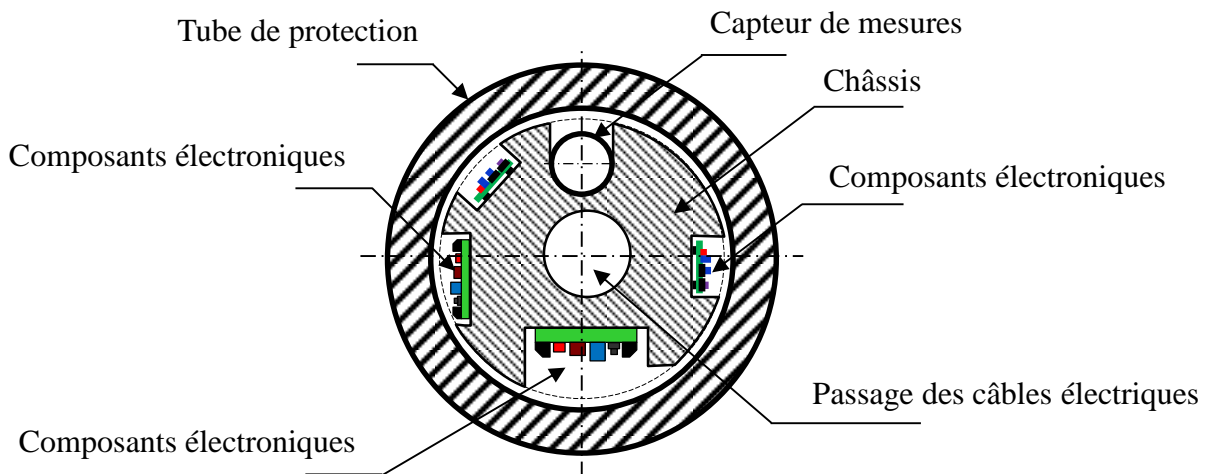


Figure 2. Châssis supportant le matériel électronique dans le tube de protection

Les outils fournissent des mesures durant ou après la procédure de forage. Ces outils, envoyés dans les gisements potentiels, exigent de la haute précision demandant des coûts élevés pour satisfaire le bon fonctionnement dans un environnement particulier ayant des conditions sévères de températures, de pression et avec des accélérations importantes.

Cependant, avoir une haute précision nécessite des nouvelles technologies intégrant des capteurs et des composants électroniques voyant leurs résistances aux chocs et vibrations diminuées.

1.2.1 Mesures pendant le forage (*Measurement While Drilling*, MWD)

Les outils MWD sont empilés et connectés à l'assemblage de fond qui comporte le train de tiges, les stabilisateurs de rotation et le trépan comme illustré en figure 3. Les outils MWD sont incorporés dans le train de tiges.

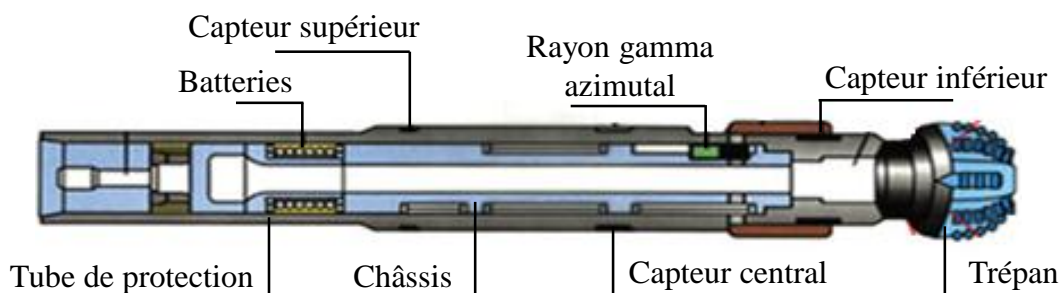


Figure 3. Outil MWD connecté au trépan [2]

Ces outils supportent le matériel électronique nécessaire pour enregistrer des mesures de natures très diverses déterminant la conduite de forage (vitesse de rotation du trépan, types et sévérités des vibrations, température dans le puits, ...) [1] [3].

Les différents capteurs/composants électroniques ont besoin d'une alimentation en électricité pour fonctionner. Dans ce but, les châssis logent plusieurs batteries de taille importante pour satisfaire l'autonomie du matériel électronique. Les châssis sont alors de longueurs importantes (quelques mètres). Les châssis sont insérés dans les tubes de protection. Ces tubes, protégeant les châssis contre les sévères conditions de fonctionnement, doivent être conformes à la norme [4].

La figure 4 illustre une schématisation d'un outil MWD qui sera le support d'étude dans le chapitre 4. Le châssis est composé d'un empilement, de longueur de 7 mètres environ, de quatre arbres élancés de diamètre 120 environ. Le châssis est inséré avec jeu dans le tube de protection. Selon la norme [4], la longueur des tubes de protection doit être de $31\text{ft} \pm 3\text{in}$ ($9,4488\text{m} \pm 76,2\text{mm}$).

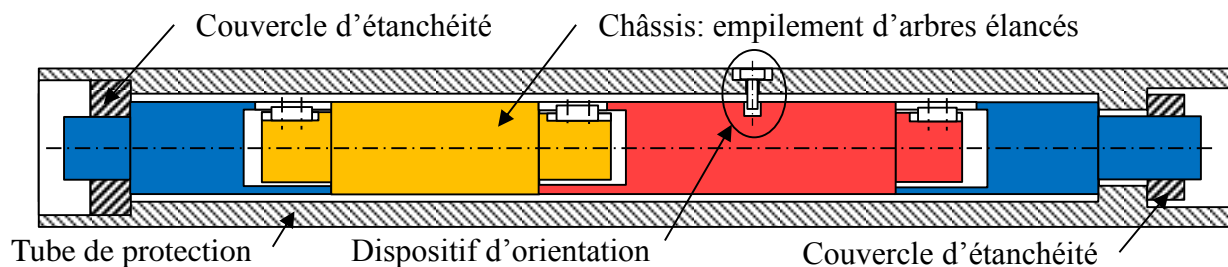


Figure 4. Schématisation d'un outil MWD

Les couvercles d'étanchéité sont utilisés pour un double besoin : étanchéité de l'assemblage et le maintien en position axiale du châssis dans le tube de protection. Le dispositif d'orientation oriente le châssis par rapport au tube de protection selon une direction imposée par le concepteur. Cette position relative localise les capteurs et composants électroniques par rapport aux fenêtres d'accès au puit pétrolier dans le tube de protection durant le forage.

Les outils MWD, connectés au trépan, sont entraînés en rotation à des vitesses allant de 150 à 300 tour/min. Les accélérations, dues au blocage du trépan puis au relâchement lorsque la roche se fracture, soumettent les outils de mesures à des vibrations et des chocs (plusieurs centaines de g). Z. El Marzouki [5] a constaté que le comportement dynamique du train de tiges de forage réduit la performance des outils de mesures.

Durant le forage, le train de tiges de forage (les tubes de protection des outils de mesures inclus) entre en collision avec les puits pétrolier créant des chocs dans l'assemblage. Ces chocs sont transmis aux différentes pièces des outils de mesures. Le débattement du châssis, assemblé avec jeu, crée des collisions additionnelles de type métal-métal avec le tube multipliant ainsi l'effet des chocs. Pour réduire au mieux la transmissibilité des chocs, le jeu maximal entre le tube et l'empilement d'arbres doit être limité pour diminuer l'occurrence des collisions métal-métal.

1.2.2 « Wireline Logging » ou WL

Ces outils apportent des informations en continu par diverses méthodes qualitatives et quantitatives effectuées par des sondes descendues dans le trou de forage, appelées « *Wireline Logging* » ou WL, pendant les périodes d'arrêt de forage (après retrait des tiges de forage) descendus dans le trou de forage au bout d'un câble électrique enroulé sur un treuil installé sur un camion spécial, comme illustré figure 5. Ce camion est équipé d'un ordinateur pour transmettre, recevoir et traiter les signaux à partir des outils de mesures ainsi qu'un bloc d'alimentation pour fournir l'électricité nécessaire pour faire fonctionner les outils de mesures [1].

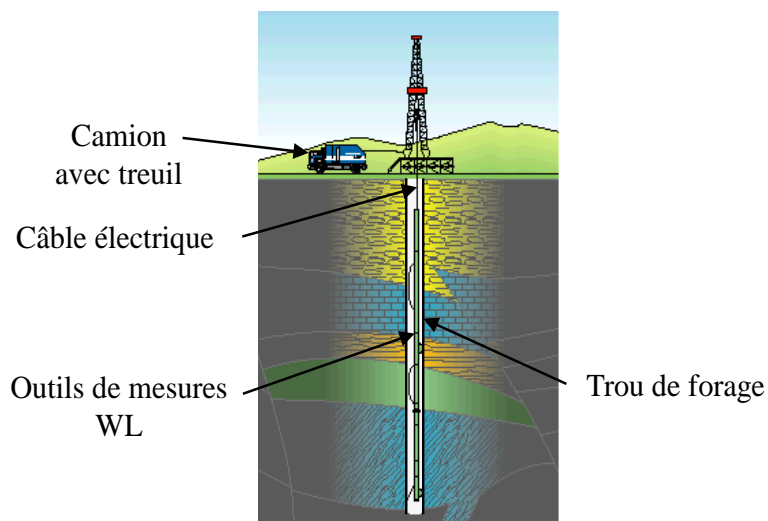


Figure 5. Empilement d'outils « *Wireline Logging* » descendus par câble électrique

Les mesures récupérées sont utilisées par plusieurs intervenants tels que les ingénieurs géologues (évaluer les caractéristiques des fluides formés dans les gisements), les producteurs de pétrole (étudier les caractéristiques d'écoulements des fluides).

La figure 6 illustre une schématisation d'un outil WL composé d'un châssis limité à quatre arbres métalliques élancés supportant l'électronique nécessaire pour réaliser les mesures. Ces arbres sont

séparés par des supports courts supportant des joints élastiques. Le châssis est inséré dans un tube de protection contre les conditions sévères de température et de pression dans le trou de forage.

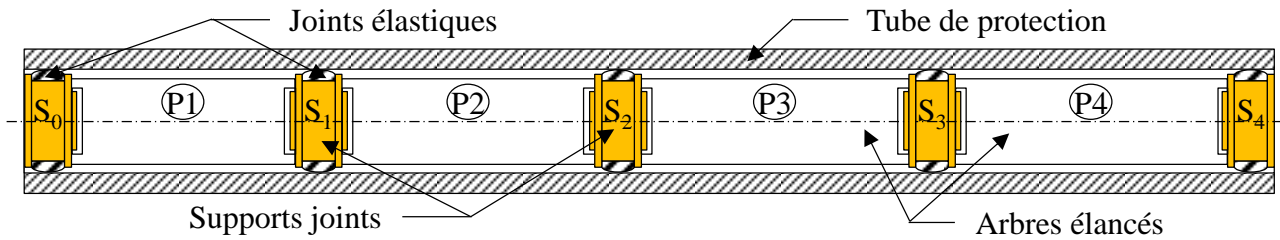


Figure 6. Schématisation d'un outil « Wireline Logging »

Descendus à l'extrémité de câbles électriques durant les arrêts de forage, les outils « Wireline Logging » ne sont pas en rotation. Ils sont donc exposés à des niveaux de chocs réduits. Toutefois, les joints élastiques absorbent ces chocs produits par les collisions des outils avec le trou de forage. Pour un fonctionnement optimal des joints, ils doivent être précontraints pour maintenir des contacts permanents et ne dépassent pas certains seuils de compression maximale.

1.3 Procédures d'assemblage

Pour assurer le bon fonctionnement des capteurs et limiter la propagation des chocs, le jeu entre le châssis et le tube doit être aussi faible que possible. Ce jeu ne permet plus de compenser les défauts géométriques du châssis dus à l'empilement de plusieurs arbres et supports.

La procédure d'assemblage consiste à insérer le châssis dans le tube de protection. Pour cela, le châssis est guidé comme illustré sur la figure 7.

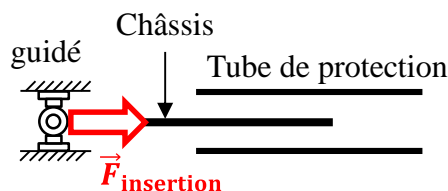


Figure 7. Châssis poussé dans le tube de protection

Si le châssis est poussé à l'intérieur du tube, les différents défauts géométriques et les déformations contraignent le châssis à se « coincer » à l'intérieur du tube. L'effort d'insertion devient alors très important (supérieur à 1 000N), ce qui génère le flambage du châssis tel que présenté figure 8.

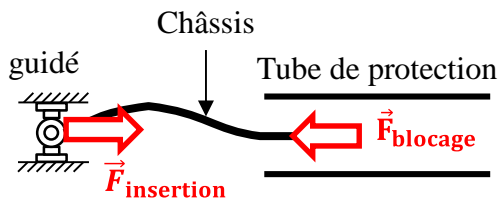


Figure 8. Flambage du châssis durant l'insertion

Pour éviter les problèmes de flambage durant l'insertion, le châssis peut être tiré au lieu d'être poussé dans le tube de protection (voir figure 9).

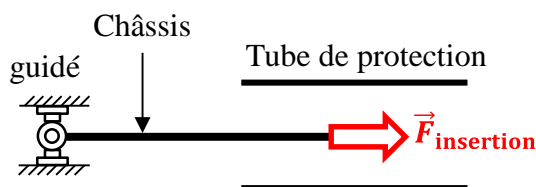


Figure 9. Direction optimale d'insertion

1.4 Conditions de fonctionnement des outils de mesures

Les différents outils de mesures sont destinés à fonctionner durant les différentes phases de forage des puits pétroliers sous des conditions sévères. Les conditions de fonctionnement les plus sévères sont :

- Température : le matériel électronique est confronté à des hautes températures allant jusqu'à 200°C. Ces températures sont sévères uniquement pour les capteurs/composants électroniques.
- Pression : la pression dans le fond du trou est moins sévère que la température pour les outils de mesures. Ils sont plutôt conçus pour résister à des pressions qui s'élèvent 20 kpsi et 25 kpsi.
- Chocs et vibrations : les outils MWD sont exposés à des niveaux d'accélération, sous l'effet de la rotation à grande vitesse et l'avance de la tête foreuse. Ces mouvements introduisent des niveaux de chocs et vibrations élevés des capteurs/composants électroniques. Les amplitudes des chocs sont mesurées généralement au niveau de l'électronique à des valeurs d'environ 500g pendant 5 ms sur une durée de vie de 100.000 cycles [6].

L'avenir de la production mondiale du pétrole dépend fortement d'un niveau technologique élevé. C'est dans cette optique, que les principales sociétés d'ingénierie pétrolière se sont lancées dans des programmes de recherche en vue d'amélioration de la performance des outils de mesures durant le processus de forage afin d'extraire un pétrole de plus en plus rare et coûteux.

2 Problématiques scientifiques

En tant qu'entreprise ayant des partenaires sur toute la planète, Schlumberger a adopté la cotation ISO sur l'ensemble de ses produits. Bien que fabriqués en petite série, la restriction des tolérances sur ces outils n'est pas la solution. Certaines pièces longues, au regard de leurs diamètres et longueurs, ont l'aptitude à se déformer sous l'influence des défauts géométriques durant l'assemblage. Ces déformations non contrôlées dégradent le fonctionnement des outils de mesures. Garantir la montabilité et l'interchangeabilité des pièces nécessitent des tolérances assez larges pour permettre leurs fabrications dans divers pays et avec des moyens de production et de contrôle parfois assez différents. Le but n'est donc pas d'éviter à tout prix les défauts géométriques mais seulement de les prévoir, de les prendre en compte et vérifier que le produit respectera des besoins fonctionnels donnés.

L'assemblage d'un châssis inséré dans un tube de protection forme un système fortement hyperstatique, constitué schématiquement d'un arbre dans un alésage avec 5 paliers coaxiaux et un jeu très faible. Ce type de mécanisme impose des mises aux points lors de l'assemblage, ce qui nuit à l'interchangeabilité des pièces au cours de la vie de l'outil.

La problématique scientifique repose sur 5 axes :

- Le tolérancement ISO et la création de systèmes de références au sein des mécanismes hyperstatiques.
- La spécification des pièces considérées comme non rigides et les techniques de mesure correspondantes,
- La modélisation des conditions d'assemblage (à température ambiante) en acceptant des déformations des pièces. Les exigences sont alors exprimées par les déformations maximales admissibles des différentes pièces.
- Le comportement du mécanisme en fonctionnement sous contraintes de température, de pression et sous efforts, pour vérifier le respect des exigences fonctionnelles
- Le couplage entre les deux démarches de calcul des structures et de tolérancement, pour réaliser l'analyse et la synthèse des tolérances et assurer l'ensemble des exigences.

Face à la complexité, le travail consiste à fournir :

- Une démarche de cotation ISO des pièces considérées comme rigides ou non rigides.

- Une méthode de calcul des résultantes des chaînes de cotes 3D en intégrant des maillons de déformation et/ou de dilatations.
- Une méthode d'optimisation des dimensions nominales pour maximiser les tolérances sans altérer la précision et la performance des mécanismes.

Le travail de recherche doit venir en appui des travaux des ingénieurs de l'entreprise et des partenaires industriels du projet pour assurer la fabricabilité des pièces et le bon fonctionnement des outils, le coût propre des pièces n'étant pas le critère principal.

L'étude de cette thèse vise à intégrer l'aptitude des pièces à se déformer dans la démarche de cotation fonctionnelle dans l'optique d'optimiser au mieux les spécifications géométriques et les tolérances. Cette intégration sera faite durant la définition des spécifications géométriques ainsi que dans le calcul de chaîne de cotes.

3 Plan du mémoire

L'objectif principal des travaux de cette thèse, illustrés dans ce manuscrit, est d'étendre la méthode CLIC proposée par B. Anselmetti. Cette extension consiste à définir une approche de cotation fonctionnelle des assemblages hyperstatiques déformables ou de pièces déformables. Ceci se résume en différentes méthodes d'intégration de la déformation des pièces et des sous-ensembles dans la définition des spécifications géométriques et/ou l'analyse de tolérances. Des modèles mécaniques seront développés pour définir des relations mathématiques entre les efforts nécessaires pour assembler les pièces et les défauts géométriques admissibles par les tolérances.

Le chapitre 1 présente un état de l'art des différentes approches pour modéliser les défauts géométriques et les assemblages hyperstatiques rigides. La méthode CLIC est présentée dans ce chapitre pour proposer une cotation fonctionnelle complète d'un assemblage. L'analyse de tolérances est réalisée avec les droites d'analyse. Ensuite, les différents outils d'aide au tolérancement seront présentés. Ce chapitre positionne alors mes travaux de thèse qui abordent l'intégration de la déformation des pièces dans le tolérancement des assemblages hyperstatiques déformables et/ou composés de pièces rigides et déformables.

Le chapitre 2 décrit une méthodologie de cotation pour les mécanismes hyperstatiques déformables. Les règles de cotation de cette méthodologie emploient la méthode CLIC qui gère implicitement l'hyperstatisme des assemblages. Ces règles seront suivies pour proposer une cotation d'un assemblage de deux pièces considérées dans un premier temps rigides puis admettre

la déformation d'une des deux pièces. Cette déformation permet de compenser certains défauts géométriques. L'analyse de tolérances donne alors des tolérances plus larges en tenant compte des déformations admissibles.

Cette démarche permet alors de proposer une extension de la méthode CLIC avec une double cotation à l'état libre et à l'état contraint. D'autre part, la décomposition du système en sous-systèmes permet de prendre en compte le processus d'assemblage et de serrage des vis.

Une fois cette méthodologie est formulée, la mise en pratique sur un outil de mesures de type « *Wireline Logging* », illustré en paragraphe 1.2.2, est réalisée dans le chapitre 3. La déformation du châssis de cet assemblage dépend des défauts géométriques permis par les tolérances. L'analyse de tolérances repose donc sur un couplage entre un modèle géométrique et un modèle mécanique en passant par une étude énergétique.

Le chapitre 4 étudie un assemblage inspiré des outils MWD, illustrés en paragraphe 1.2.1. Pour des raisons technologiques, il est impossible d'introduire des supports joints élastiques pour absorber l'impact des chocs durant le fonctionnement. Multiples modèles mécaniques sont déterminés en fonction du jeu entre le châssis et le tube de protection, pour définir une relation mathématique entre les efforts de redressage du châssis et les tolérances des pièces. Ces outils de mesures sont soumis à des actions mécaniques, qui évoluent dans le temps, induites par la collision des tubes de protection avec les roches durant le forage. Des modélisations et simulations éléments finis sont réalisées pour relier chocs, la transmissibilité des chocs, l'assemblage et le jeu entre le châssis et le tube de protection. Le but de ces modélisations et simulations est le développement et la validation de conceptions proposées en chapitre 4 pour améliorer le comportement des outils sous l'influence des chocs. Enfin, pour valider les simulations éléments finis et les conceptions proposées, une campagne d'essais expérimentaux a été réalisée en simulant localement la modification de la géométrie des outils.

Chapitre 1. Etat de l'art du tolérancement des assemblages hyperstatiques de pièces déformables

1 Introduction

Généralement, un concepteur crée tout d'abord le modèle CAO d'un mécanisme composé par des pièces de formes parfaites et avec des dimensions nominales. Ensuite, il procède au tolérancement des pièces pour définir les spécifications géométriques et les tolérances admissibles pour garantir la montabilité et le respect des exigences fonctionnelles du mécanisme.

La démarche de cotation fonctionnelle intègre la prise en compte des défauts géométriques issus des procédés de fabrication, mais aussi du processus d'assemblage et de réglage lors de l'assemblage.

Le tolérancement est le moyen de communication entre la conception, la fabrication et le contrôle des pièces [7] pour limiter les défauts géométriques sur les pièces en cours de fabrication.

Le tolérancement avec les normes ISO ou ASME est adopté depuis plusieurs dizaines d'années dans l'industrie. Ces normes sont nécessaires pour assurer la compréhension univoque des spécifications et l'aspect contractuel des relations clients/fournisseur. Les normes de cotation s'appliquent à des pièces isolées. Le cumul des influences des défauts permis par les tolérances est l'analyse de tolérance, appelée traditionnellement les chaînes de cotes 3D.

Le concepteur cherche à proposer des spécifications géométriques conformes aux normes, mais aussi des valeurs de tolérances capables de garantir l'assemblage et le bon fonctionnement des mécanismes, tout en limitant les coûts de fabrication.

Un des buts de ce travail de thèse a été de proposer une démarche de cotation fonctionnelle, basée sur la méthode CLIC, des assemblages hyperstatiques déformables. Cet hyperstatisme se manifeste en particulier pour la fermeture du mécanisme. Les écarts géométriques peuvent être compensés soit par du jeu, soit par la déformation de certaines pièces. Il faut donc définir des méthodes pour intégrer cette caractéristique de jeu ou de déformation dans la proposition des spécifications géométriques et l'analyse de tolérances.

Généralement, dans les travaux de recherche, l'influence des tolérances et l'influence des déformations sont étudiées séparément. Les deux influences sont simplement ajoutées pour vérifier le respect des exigences. Dans le contexte étudié, les déformations dépendent des défauts permis par les tolérances de fabrication, ce qui constitue une des originalités du sujet de la thèse.

L'objectif de ce chapitre est d'exposer la problématique du tolérancement des assemblages hyperstatiques. Tout d'abord, un état de l'art sera réalisé pour mettre en avant différents travaux proposant des modèles ou outils pour la modélisation des assemblages hyperstatiques de pièces rigides avec des écarts géométriques. Ensuite, la méthode CLIC, support de la nouvelle démarche de cotation, qui sera proposée dans les travaux de cette thèse, sera présentée. Enfin, les travaux portant sur le tolérancement des assemblages composés de pièces non-rigides seront examinés. Ils proposent des méthodes intégrant la déformation des pièces dans l'analyse de tolérances.

Par la suite, une synthèse sera avancée pour positionner les travaux de cette thèse.

2 Tolérancement des assemblages hyperstatiques

2.1 Modélisation des écarts géométriques

La plupart des modèles d'analyse et synthèse de tolérances sont établis sur les hypothèses des pièces rigides en traitant des écarts géométriques faibles. Il s'agit tout d'abord de modéliser des écarts géométriques d'une pièce issus des procédés de fabrication. Dans les travaux de [8], les écarts géométriques sont représentés par :

- des représentations par frontières à l'état virtuel (maximum et minimum de matière),
- des représentations variationnelles (écarts des surfaces de substitution).

2.1.1 Représentations par frontières à l'état virtuel

Cette méthode de représentations associe aux surfaces des solides des frontières virtuelles délimitant la localisation de la matière des pièces. Au maximum de matière, la frontière doit être hors matière. Au minimum de matière, la frontière doit être dans la matière.

Requicha [9, 10, 11] a développé les premiers travaux sur le sujet. Cette approche généralise l'expression des conditions au maximum et au minimum de matière pour satisfaire respectivement les exigences d'assemblage et les conditions fonctionnelles. Les auteurs ont abordé les représentations par frontières à l'état virtuel de façons différentes : Jayaraman [12] et Srinivasan [13] enrichissent les études de Requicha afin de proposer la notion des *Virtual Boundary Requirements* (VBRs). D'autres auteurs ont essayé de mettre en évidence la représentation de ces frontières par des calibres virtuels [14, 15] ou de représenter ces calibres par des contraintes [16,

17]. On peut citer aussi les travaux employant les polytopes [18, 19], les domaines de déviation [20, 21], T-map [22, 23]...

Dans le contexte des travaux de cette thèse, on s'intéresse aux représentations par frontières à l'état virtuel avec des exigences au maximum et au minimum de matière pour toutes les liaisons avec jeu.

- Exigence du maximum de matière

Cette exigence caractérise les frontières à l'état virtuel au maximum de matière des pièces pour garantir la montabilité et l'interchangeabilité des pièces et facilite l'étape de contrôle en permettant l'utilisation d'un calibre physique tout en assouplissant les conditions de fabrication. Ces frontières permettent d'exprimer des relations mathématiques qui garantissent la montabilité des pièces en contact.

L'exigence de l'enveloppe \textcircled{E} est une exigence au maximum de matière particulière pour les références primaires. Elle limite indirectement le défaut forme au travers de la tolérance dimensionnelle. Cette exigence n'est applicable qu'aux dimensions linéaires : Cylindre ou paire de plans parallèles face à face.

La norme ISO 2692:2014 [24] autorise l'indication $0 \textcircled{M}$ dans une spécification géométrique. [25] explique que la rectitude d'un cylindre avec $\textcircled{0} \textcircled{M}$ est équivalente à l'exigence de l'enveloppe imposée à ce cylindre.

La norme [24] prévoit la possibilité d'appliquer également l'exigence du maximum de matière à une ou plusieurs surfaces de référence contrôlant une spécification géométrique, comme illustré en figure 1.1.

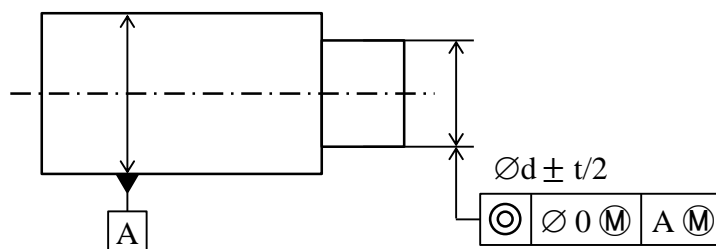


Figure 1.1. Maximum de matière appliquée à la référence et l'élément tolérancé [26]

L'application de cette exigence à une référence implique que le modèle nominal peut flotter par rapport à l'élément de référence, si ce dernier s'écarte de son état au maximum de matière.

- Exigence au minimum de matière

Elle est employée dans le même principe que pour l'exigence du maximum de matière, mais avec une utilisation différente. Elle caractérise les frontières à l'état virtuel au minimum de matière en se situant à l'intérieur de la matière de l'élément toléré ou de l'élément de référence réel. Elle est utilisée pour exprimer un besoin fonctionnel d'assemblage tel que la précision ou la conservation d'un minimum de matière.

- Jeu favorable ou défavorable

Il existe une autre façon de déterminer le modificateur : Si le jeu est favorable à l'exigence, la spécification est définie avec le modificateur \textcircled{M} au maximum de matière. Si le jeu est défavorable à l'exigence, la spécification est définie avec le modificateur \textcircled{L} au minimum de matière [27].

La figure 1.2 illustre un assemblage composé d'un empilement d'arbres dans un tube. Les arbres sont positionnés entre eux par des contacts plans et des centrages courts avec jeux bloqués par 4 vis.

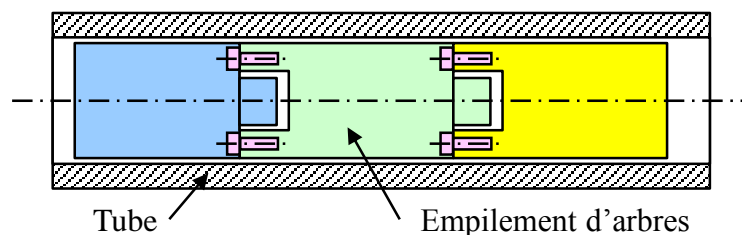


Figure 1.2. Empilement d'arbres inséré dans un tube

Dans ce cas d'assemblage, les jeux entre les arbres empilés sont favorables pour les assembler deux à deux. Des spécifications avec des exigences au maximum de matière sont à définir entre les pièces pour définir l'équation du jeu minimal dans le centrage court. Après insertion de l'empilement d'arbres dans le tube, les vis, bloquant les jeux entre les arbres en contact, ne sont plus accessibles. Le serrage des vis est donc réalisé avant insertion. Malheureusement, des jeux très importants introduisent des défauts de rectitude de l'empilement qui vont nuire considérablement au respect des exigences fonctionnelles et d'assemblage. Pour cette raison, les jeux deviennent défavorables introduisant des spécifications au minimum de matière pour limiter les jeux maximaux entre les arbres.

L'ordre de serrage des vis peut donc avoir un impact sur la maîtrise des jeux dans les liaisons de fermeture pour assurer la montabilité. L'ordre d'assemblage et de vissage peut être imposé par le concepteur pour assurer les exigences fonctionnelles et d'assemblage.

2.1.2 Représentations variationnelles

Les représentations variationnelles consistent à modéliser les écarts de position et d'orientation des surfaces de substitution [28] par rapport aux surfaces nominales. Une surface de substitution a la même topologie que la surface nominale. Une surface nominalement cylindrique est représentée par une surface de substitution cylindrique.

La figure 1.3, proposée par [29], illustre la représentation d'une pièce par des surfaces de substitution. Les surfaces $(1, i)$ sont les surfaces de substitution et les surfaces $(1, in)$ sont les surfaces nominales de la pièce.

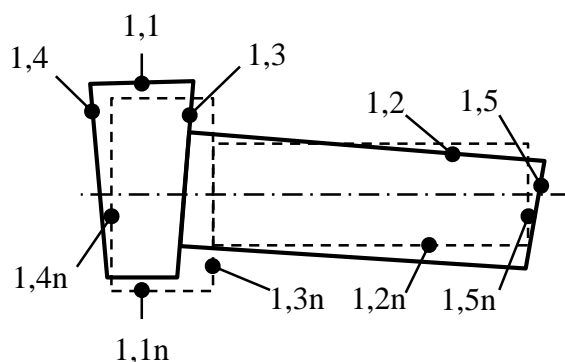


Figure 1.3. Représentation d'une pièce par des surfaces de substitution [29]

Les écarts entre les surfaces de substitution et nominales sont appelés les écarts de situation. Le concept des torseurs des petits déplacements est introduit par P. Bourdet [30] pour représenter ces écarts de situation. Cette représentation torsorielle des surfaces de substitution, employée par [31] puis [8], se limite à la modélisation des écarts de position et d'orientation, il est impossible de représenter des écarts de forme d'une surface.

Ceci a incité d'autres travaux de recherche à déterminer un nouveau modèle qui est le *Skin model*, illustré en figure 1.4, issu du langage *GeoSpelling*. Ce modèle a été introduit par A. Ballu et détaillé dans [32] et [33]. Ce modèle offre la possibilité de représenter les défauts de forme d'une pièce avec une infinité de défauts possibles.



Figure 1.4. Illustration du modèle nominal, *skin model* continu et discret [34]

L. Mathieu, dans [32, 35, 36], propose une modélisation des défauts des surfaces en déplaçant aléatoirement les mailles de ces surfaces. Plusieurs travaux, comme [34, 37], se sont basés sur la représentation du *skin model* comme support pour exprimer les spécifications géométriques.

[38, 39] étudient le comportement élastique des contacts entre les pièces d'un assemblage avec défauts géométriques. Cette étude repose sur la construction des n modes propres influents pour avoir des surfaces avec défauts géométriques [40, 41, 42]. La figure 1.5, prise de [42], illustre la décomposition modale d'une surface plane.

Position	1	2	3	4	5	6
Form	7	8	9	10	11	12
	13	14	15	16	17	...
						...
			
	Size		Undulation		Roughness	

Figure 1.5. Modes propose d'une surface plane [42]

2.2 Modélisation des assemblages hyperstatiques

Nombreux travaux se sont intéressés aux assemblages hyperstatiques. [43] a étudié les mécanismes hyperstatiques en se basant sur l'équilibre statique. [44] les a étudiés par les torseurs de petits déplacements [30], ainsi que [45] par les espaces jeu et espaces écart.

D'un point de vue géométrique, un assemblage hyperstatique exige de nombreuses contraintes de montabilité ainsi que des exigences fonctionnelles. L'ensemble de ces exigences est exprimé par des spécifications géométriques, des tolérances sur les surfaces fonctionnelles et des dimensions nominales. L'analyse et la synthèse de tolérances doivent être réalisées pour quantifier au mieux les tolérances, afin de respecter les exigences fonctionnelles et d'assemblage tout en minimisant les coûts de fabrication.

[29] emploie les graphes de contacts à une composante connexe, proposés par [46], pour formaliser la structure d'un mécanisme hyperstatique. Ceci indique que chaque sommet de ce graphe est connecté à un autre par un arc non-orienté, comme illustré en figure 1.6-b [29].

L'assemblage de la figure 1.6-a est composé par l'arbre désigné par **1** monté dans un carter désigné par **2**. La figure 1.6-b illustre la représentation du mécanisme par un graphe de contacts. Chacune des deux pièces est représentée par un grand cercle. Dans chacun, deux types de petits cercles (appelés sommets) existent : celui désigné par 1,0 et 2,0 regroupant les surfaces nominales des pièces et celui désigné par 1, (1, 2, 3) et 2, (1, 2, 3) représentant les différentes surfaces des pièces **1** et **2** [18].

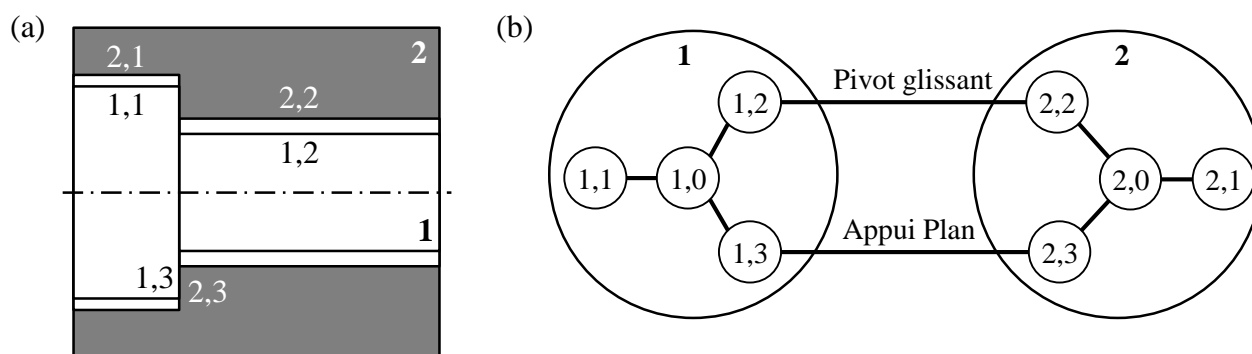


Figure 1.6. Représentation d'un mécanisme par un graphe de contact [29]

Ce mécanisme comporte deux liaisons (appui plan et pivot glissant) représentées par des arêtes en figure 1.6-b reliant deux surfaces des deux pièces. Les autres arêtes représentent les écarts de situation entre chaque surface et sa surface nominale.

La recherche du degré d'hyperstatisme d'un mécanisme repose sur la détermination des lois de comportement géométriques du mécanisme [31]. La première étape consiste à déterminer le nombre cyclomatique μ ou le nombre de cycles indépendants d'un assemblage à l'aide de la relation (1-1)

dans laquelle p est le nombre de sommets dans le graphe de contacts et a est le nombre d'arêtes reliant les surfaces entre elles :

$$\mu = a - p + 1 \quad (1-1)$$

Chaque cycle est construit selon la relation de Chasles et par une boucle partant d'un sommet et passant par les autres sommets jusqu'à revenir à celui de départ. Les cycles sont indépendants du moment où aucun ne peut se définir comme une combinaison linéaire des autres cycles.

La deuxième étape consiste à écrire les lois de comportement géométriques en fermant tous les cycles indépendants. Dans les travaux de thèse de [29], L. Pierre a utilisé les torseurs des petits déplacements pour formaliser les écarts de situation. L'assemblage de la figure 1.6-a, en appliquant l'équation (1-1), comporte un seul cycle indépendant. Les lois de comportement géométrique de cet assemblage sont caractérisées par la relation suivante :

$$LC: d_{1,0/1,2} + d_{1,2/2,2} + d_{2,2/2,0} + d_{2,0/2,3} + d_{2,3/1,3} + d_{1,3/1,0} = 0 \quad (1-2)$$

La troisième étape consiste à écrire en fonction des torseurs des petits déplacements le système d'équations ayant comme inconnues les mobilités dans les liaisons et les degrés d'invariance des surfaces et comme données les écarts de pièces et les écarts de liaisons.

Le degré d'hyperstatisme h du mécanisme ainsi que le degré de mobilité m sont calculés par les relations suivantes :

$$h = q - r \quad (1-3)$$

$$m = n - r \quad (1-4)$$

Avec : q le nombre d'équations indépendantes, n le nombre d'inconnues et r le rang du système d'équations.

La représentation par graphes de contact peut servir comme un outil de représentation graphique d'un mécanisme hyperstatique où les conditions fonctionnelles sont représentées par « CF i » encadrée par un rectangle relié aux surfaces terminales des conditions (sommets du graphe de contacts).

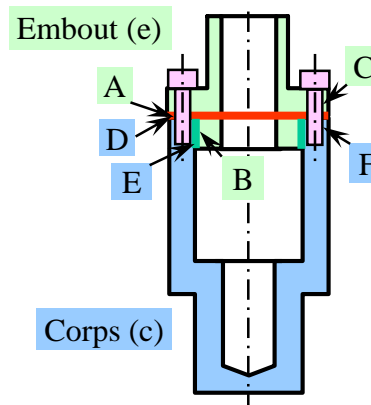
3 Méthode CLIC & Quick GPS

Depuis 1997, B. Anselmetti a développé la méthode CLIC [47] (acronyme de « Cotation en Localisation avec Influence des contacts ». Cette méthode se base sur des règles explicites [27] et [48].

Le principe consiste à décomposer les mécanismes complexes en sous-ensembles appelés blocs pour définir la cotation de chaque bloc. Chaque bloc est ensuite décomposé en sous-ensembles plus simples. La mise en position des pièces ou des blocs est décrite par des tableaux de mise en position qui décrivent la jonction constituée des liaisons primaires, secondaire et tertiaires. Chaque liaison est définie entre deux entités géométriques appartenant respectivement aux deux pièces ou blocs (voir tableau 1.1).

Tableau 1.1. Tableau de mise en position de la plaque par rapport à l’embase [49]

	Embout		c	l	Martin	
Type	Plan		Cylindre		4 trous parallèles	
Surface	A	e	B	e	C	e
Interface	Contact		Jeu		Jeu 4 vis M4 Serrage	
Type	Plan		Cylindre		4 taraudages	
Surface	D	c	E	c	F	c
	→ Primaire		→ Secondaire		→ Tertiaire	



La cotation se fait en deux étapes : La cotation des jonctions avec une démarche de cotation type, puis la cotation des maillons qui relie les jonctions.

Dans CLIC, les maillons sont déterminés en analysant le mécanisme complet, en décomposant les exigences fonctionnelles sur chaque pièce influente, ce qui permet d’établir la relation de transfert. Quick GPS, plus récent, permet de spécifier une pièce isolée en demandant au concepteur de désigner les deux jonctions à relier.

3.1 Montabilité de l’assemblage

La méthode CLIC [47] crée automatiquement les deux systèmes de références principal A|B|C sur la pièce étudiée et auxiliaire D|E|F sur la pièce d’appui. Pour chaque entité, la figure 1.7 donne la cotation type des entités surfaciques et ajustement à recopier sur la pièce en adaptant simplement

le nom des surfaces. Ces spécifications géométriques garantissent la montabilité des pièces ou blocs deux à deux et la qualité de mise en position en fonction des priorités des contacts définis dans les tableaux de mise en position.

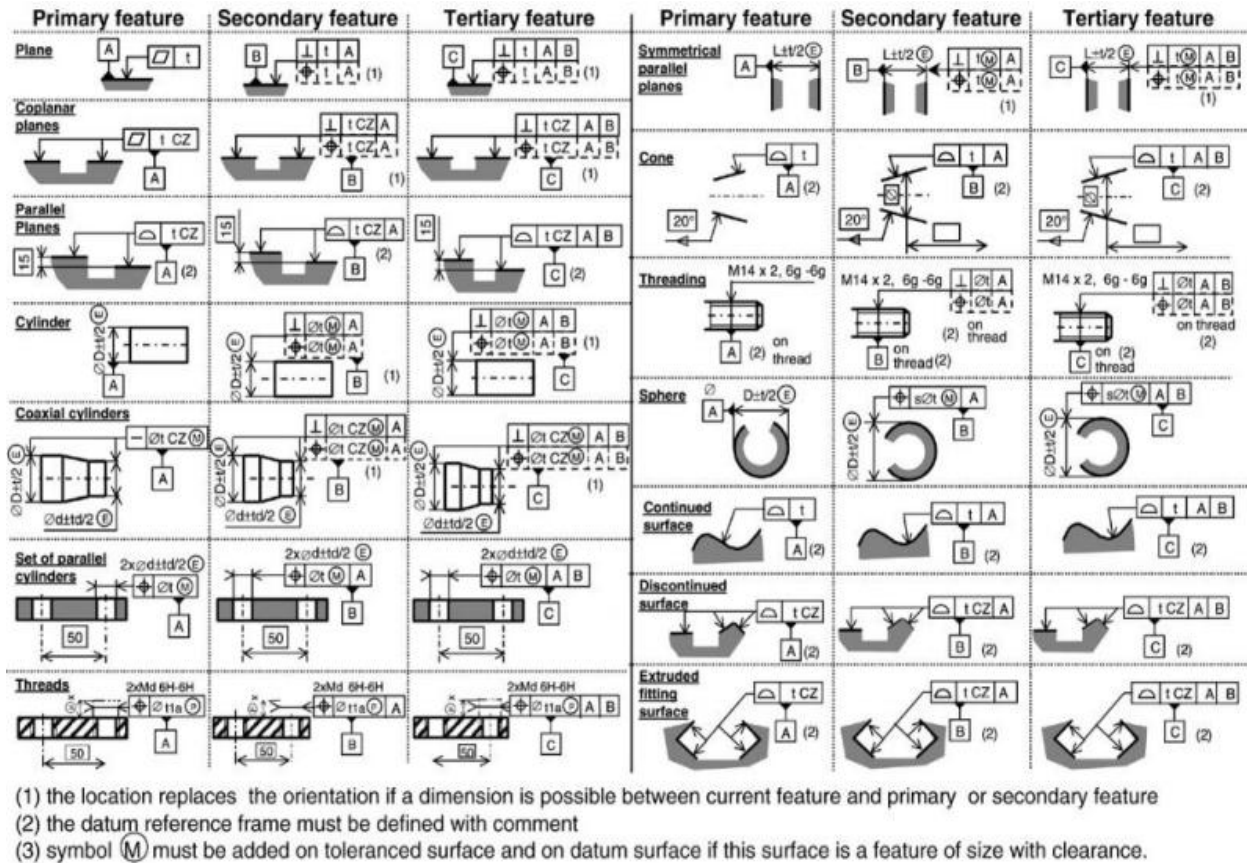
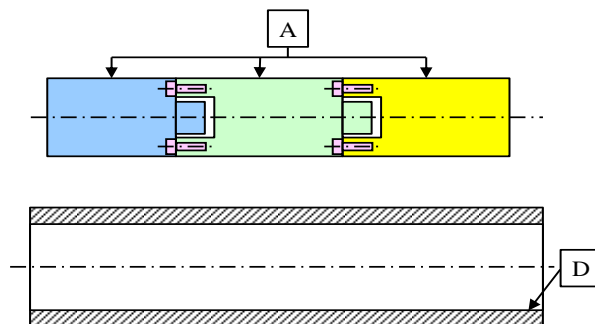


Figure 1.7. Cotation type des entités surfaciques et ajustement [47]

Pour l'assemblage d'un empilement d'arbres dans un tube, illustré en figure 1.2, l'analyse de la structure du mécanisme est décrite dans le tableau 1.2 de mise en position.

Tableau 1.2. Tableau de mise en position d'un empilement d'arbres dans un tube

Empilement	e	1	ORouetbi
3 cylindres coaxiaux			
A	e		
Jeu			
Cylindre			
D	t		



La méthode CLIC propose les spécifications géométriques, illustrées en figure 1.8, pour garantir la montabilité avec jeu du bloc composé par les 3 arbres dans le tube.

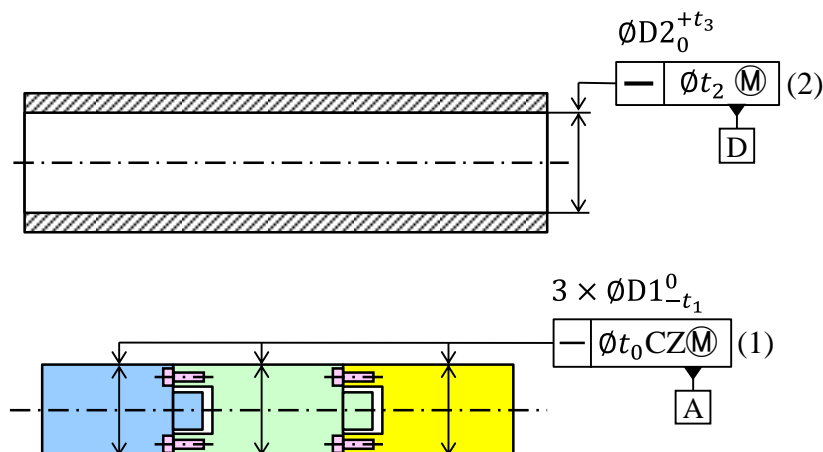


Figure 1.8. Spécifications de montabilité proposées par la méthode CLIC

Le jeu entre l'empilement d'arbres et le tube est favorable pour permettre l'assemblage. CLIC propose une rectitude au maximum de matière (1) en zone commune sur la surface A, constituée par les 3 cylindres de l'empilement.

3.2 Transfert des exigences fonctionnelles

Dans cette étape, il faut recenser toutes les exigences fonctionnelles, exprimées sous forme physique, puis les transcrire en exigences fonctionnelles géométriques sur les surfaces fonctionnelles terminales. Pour un assemblage composé de plusieurs blocs, chaque spécification du bloc devient une exigence à respecter au sein du bloc pour définir la cotation des blocs du niveau inférieur. Cette procédure se poursuit par itération jusqu'à la spécification des pièces élémentaires.

La rectitude au maximum de matière (1) (figure 1.8), devient une exigence fonctionnelle à transférer sur les arbres empilés. Elle est décomposée en spécifications géométriques sur les différents arbres.

Dans la méthode CLIC, [27] offre trois approches différentes pour transférer ces spécifications sur les pièces influentes.

- La première approche se base sur la méthode traditionnelle des chaînes de cotes en accord avec la cotation ISO : Chaque cote est décrite par une localisation par rapport au système de références principal.

- La deuxième approche s'appuie sur la détermination des boucles de contacts, comme illustrée en figure 1.9, et une cotation type pour les 3 cas de pièces : Pièce terminale, pièce intermédiaire et support. Cette méthode permet aux concepteurs expérimentés de décrire une cotation de chaque pièce en tenant en compte les différents contacts entre les pièces influentes du mécanisme et afin de respecter l'exigence fonctionnelle étudiée.

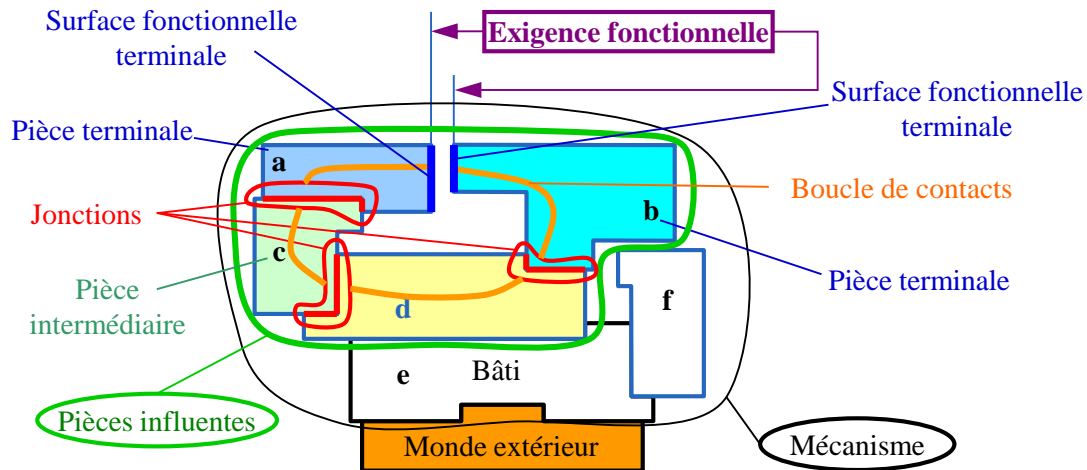
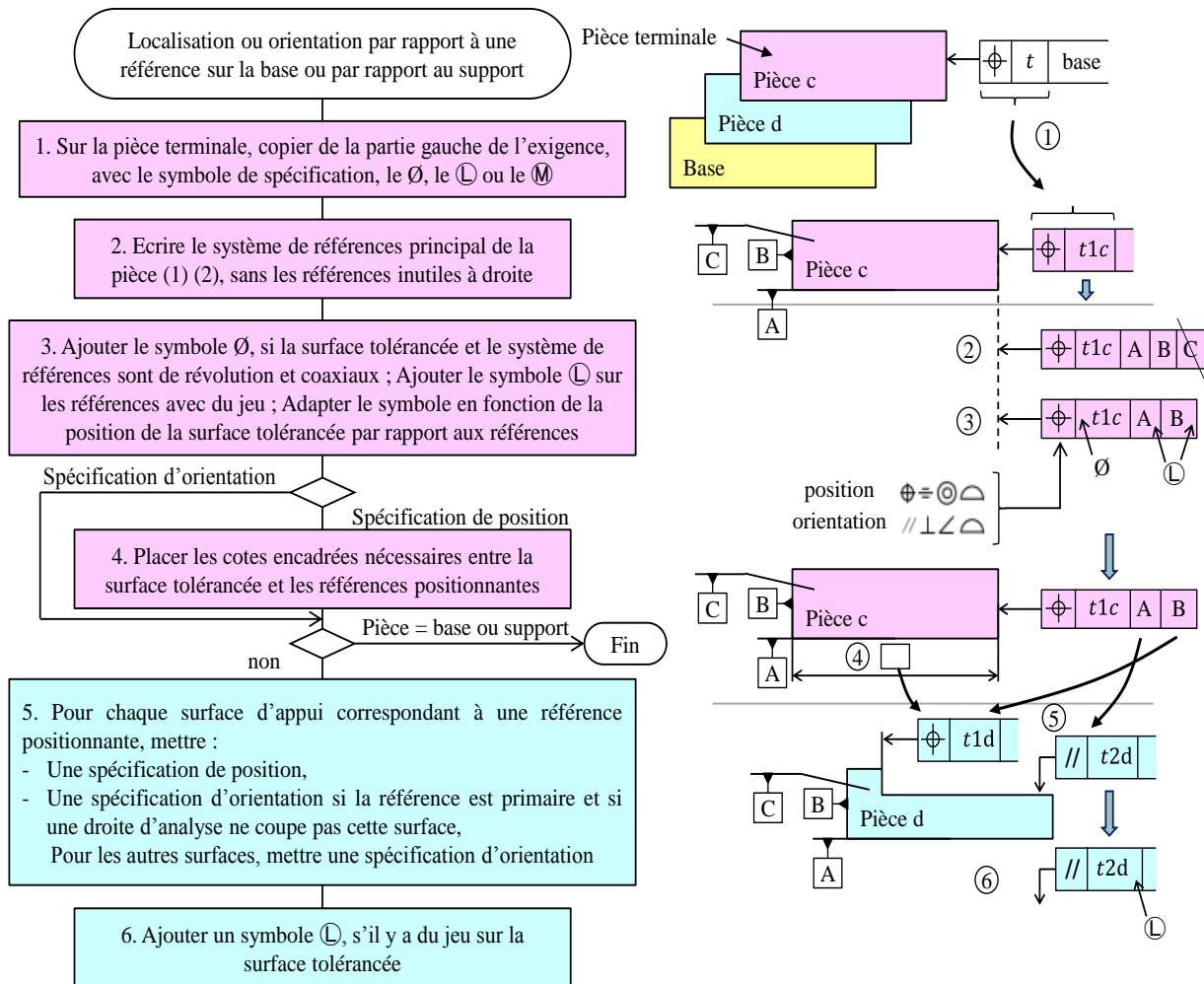


Figure 1.9. Boucle de contacts

H. Mejbri, dans ses travaux de thèse [50], explique comment avoir d'une façon automatique la boucle de contacts entre les surfaces influentes.

- La troisième approche utilise un algorithme itératif de transfert de l'exigence fonctionnelle, décrit par [51]. La pièce terminale est spécifiée en déterminant le rôle de chaque référence (position, orientation seulement, ou rien) par analyse des degrés de liberté à bloquer. Cela impose alors implicitement une spécification de position ou d'orientation sur les surfaces d'appui. Cet algorithme, illustré en figure 1.10, est automatisé par B. Anselmetti [48] dans un fichier Excel® avec des macros VBA.

L'algorithme de la figure 1.10 initialise les valeurs de tolérances des spécifications géométriques résultantes de la méthode CLIC à des valeurs par défaut en fonction d'un jeu de valeur qui dépend par exemple de la qualité du mécanisme (ex : 0,08 pour les localisations et 0,04 pour les orientations).



(1) Pour la base, reprendre les références de l'exigence. (2) Pour le support, choisir un système commun à toutes les spécifications

Figure 1.10. Algorithme CLIC de transfert d'exigence [48]

3.3 Analyse de tolérances : méthode des droites d'analyse

Le calcul de chaînes de cotes est obligatoire pour déterminer les valeurs des tolérances respectant les exigences fonctionnelles. Le calcul des chaînes de cotes est tridimensionnel s'il prend en compte les défauts angulaires et radiaux des surfaces influentes. La méthode CLIC consiste à rechercher le cas le plus défavorable pour établir la relation « au pire des cas ».

Pour les exigences de montabilité directement issues des tableaux de mise en position, les jeux sont favorables à la montabilité. Les pièces sont considérées au maximum de matière. Les équations sont alors générées automatiquement et très facilement, le plus souvent avec des tolérances « $0\textcircled{M}$ » pour maximiser les tolérances sur les dimensions.

Pour les autres exigences qui imposent de la précision dans le mécanisme, le jeu est défavorable. Les pièces sont considérées au minimum de matière. La méthode des droites d'analyse est

réellement tridimensionnelle. Elle étudie directement le pire des cas et faisant le cumul des influences des défauts géométriques de chaque pièce pour déterminer le déplacement de la surface terminale de l'exigence.

Pour cela, la méthode des droites d'analyse discrétise la surface terminale selon le principe présenté figure 1.11 pour différents types de surfaces terminales. Le point F et la direction \vec{f} forment une droite d'analyse.

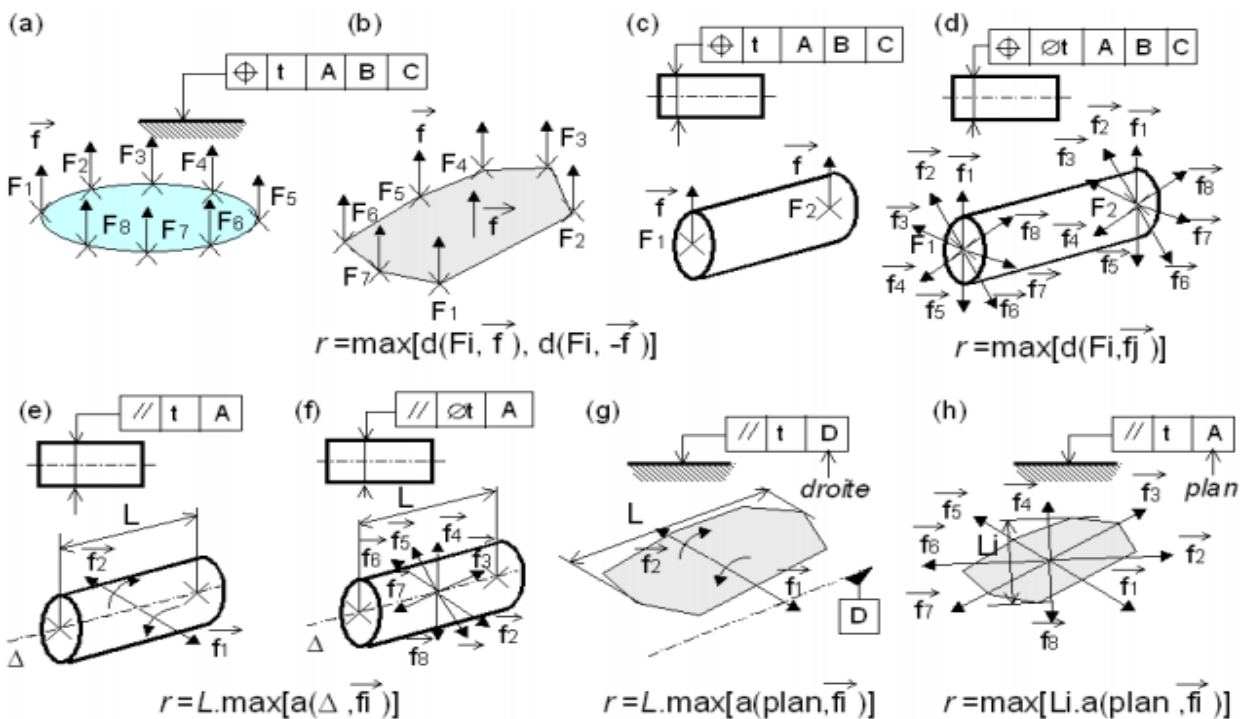


Figure 1.11. Point et droite d'analyse d'une surface terminale

La méthode des droites d'analyse détermine le déplacement maximal d'un point d'analyse F selon une direction \vec{f} normale à la surface terminale ou l'angle maximal d'une surface autour d'une droite d'analyse donnée (cas h et g figure 1.11).

B. Anselmetti [52] propose de déterminer le déplacement d'un point F de la surface terminale en étudiant séparément l'influence de chaque jonction influente selon la figure 1.12 (les autres pièces étant parfaites). Le cumul des déplacements génère globalement la configuration au pire des cas dans la direction d'analyse \vec{f} , car chaque jonction est indépendante des autres.

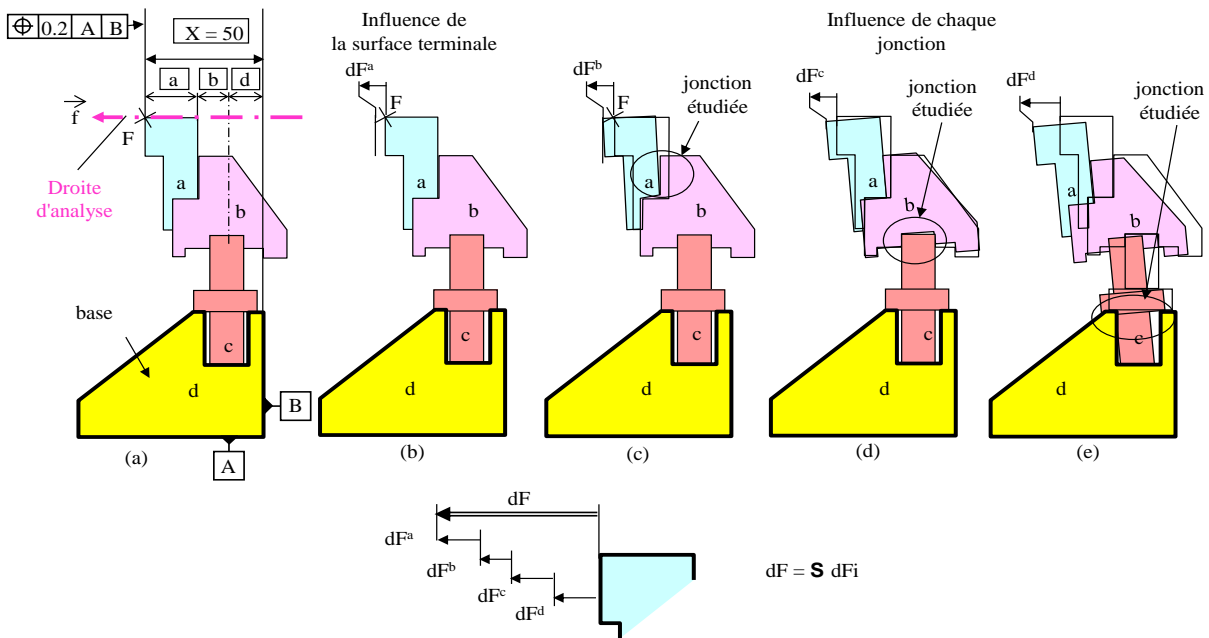


Figure 1.12. Méthode des droites d’analyse [53]

Par exemple, le déplacement peut être de la forme :

$$dF_{maxi} = t_L/2 + t_0 \times L/E \tag{1-5}$$

Avec

- t_L : tolérance de localisation
- t_0 : tolérance d’orientation
- L : porte à faux du point F par rapport à la surface de la jonction (distance de la droite d’analyse)
- E : étendue de la surface de la jonction dans la direction de la droite d’analyse.

Pour une jonction avec du jeu, un terme constant apparaît. Il correspond à l’influence du jeu moyen.

Cette méthode des droites d’analyse fait donc l’addition des déplacements du point F dus à chaque jonction en trouvant très simplement le pire des cas de chaque jonction pour chaque point F. La relation obtenue est de la forme $R = \sum ki \times ti$, ti étant la tolérance de chaque maillon, ki un coefficient qui représente le bras de levier.

Le principe est donc différent de la méthode des indéterminées ou des polytopes qui consiste à additionner les composantes des torseurs des petits déplacements de chaque liaison, pour calculer le torseur résultant. La recherche du pire des cas en chaque point F impose un process d'optimisation pour un ensemble de tolérances données qui imposent des contraintes sur les composantes des torseurs d'écart de chaque surface. Il est cependant difficile de savoir si une spécification d'orientation est nécessaire. Il n'est pas possible d'obtenir la relation de transfert en tolérance directement. Il faut faire par exemple un plan d'expériences en faisant varier légèrement les tolérances pour déterminer les coefficients d'influences ki .

3.4 Quick GPS

La méthode « Quick GPS » [54] est une version simplifiée de la méthode CLIC pour répondre au besoin industriel [55, 56] de permettre la cotation d'une pièce isolée, tout en connaissant l'ensemble du mécanisme. Comme dans la méthode CLIC, le concepteur écrit les tableaux de mise en position pour chaque jonction de la pièce étudiée avec les pièces voisines. Ces tableaux peuvent être échangés avec les différents concepteurs partenaires du projet pour assurer la cohérence des cotations.

Exactement comme dans CLIC, ces tableaux fournissent la cotation des jonctions. La différence porte sur la recherche des maillons entre les jonctions. Anselmetti propose d'étudier la défaillance induite par un écart de position et d'orientation de chaque entité de chaque jonction. Si deux entités de deux jonctions différentes provoquent la même défaillance, c'est que la chaîne de cotes de cette exigence traverse la pièce en passant par ces deux jonctions. Il faut donc créer un maillon entre ces jonctions, c'est-à-dire une localisation de l'entité d'une jonction par rapport au système de références de l'autre jonction. Si la défaillance n'apparaît qu'une seule fois, il faut un maillon entre cette entité et le système de références principal de la pièce. Cette démarche repose donc sur l'expertise du concepteur (analyse des défaillances). Elle est très efficace.

Les tolérances peuvent être choisies « arbitrairement » par le concepteur, selon son expérience. Il faut ensuite simuler le mécanisme complet par exemple à l'aide d'un logiciel d'analyse de tolérance pour vérifier si les exigences sont bien vérifiées.

Les méthodes CLIC et Quick GPS sont bien adaptées au tolérancement des assemblages isostatiques et hyperstatiques. Par contre, dans le cas où un mécanisme contenant des pièces déformables, la démarche de cotation fonctionnelle proposée n'intégrera pas ce paramètre dans le

calcul de chaîne de cotes. L'apport de notre travail est de pouvoir intégrer l'aptitude des pièces à se déformer dans la définition des spécifications géométriques et le calcul de chaînes de cotes.

3.5 Outils d'analyse de tolérances

La cotation fonctionnelle reste toujours une tâche pénible, car il n'y a pas d'outil de CAO d'aide au choix des spécifications. Le concepteur doit choisir des spécifications géométriques et des tolérances limitant les défauts géométriques des pièces dus aux procédés de fabrication. Ces choix doivent respecter les conditions fonctionnelles et garantissent l'assemblage. Pour cela, des logiciels sont capables de calculer une grandeur correspondant à l'exigence étudiée (une distance mini entre deux points par exemple).

A. Hassani recense, dans [57], les principales méthodes d'analyse de tolérances classées en deux familles distinctes : arithmétique et statistiques.

Depuis des années, les méthodes arithmétiques, illustrées dans le tableau 1.3, offrent une approche de tolérancement au pire des cas. Les exigences fonctionnelles et les exigences de montabilité sont alors respectées en garantissant l'interchangeabilité totale des pièces.

Tableau 1.3. Méthodes arithmétiques d'analyse de tolérances [57]

Méthodes		Principe	Avantages	Inconvénients
Arithmétique	Chaîne de cotes	Calcule la cote condition à partir de la chaîne de cotes	Mise en œuvre simple / Assure l'interchangeabilité totale des pièces et assemblages	Limitée aux tolérances dimensionnelles / Appliquée aux solides rigides / Gourmande en temps de calcul
	Domaines des jeux et écarts	Opère une linéarisation des déplacements infinitésimaux d'un solide / Enonce les équations fonctionnelles / teste l'assemblabilité d'un mécanisme	Modélise graphiquement les zones de tolérances / Prend en compte les jeux dimensionnels et angulaires	Appliquée aux solides rigides / Gourmande en temps de calcul

Contrairement aux méthodes arithmétiques, les méthodes statistiques, illustrées dans le tableau 1.4, ne garantissent pas l'interchangeabilité des pièces de l'assemblage. L'objectif de ces méthodes est d'élargir les tolérances en imposant le taux de non-conformité.

Tableau 1.4. Méthodes statistiques d'analyse de tolérances [57]

Méthodes		Principe	Avantages	Inconvénients
Statistique	Racine de la somme carrée	Calcul la cote condition à partir de la série de Taylor	Simplicité de mise en œuvre	Utilisée pour des fonctions linéaires de la cote condition
	Croft	Approxime une distribution tronquée par une distribution rectangulaire	Meilleure que la méthode de la racine carrée pour un nombre restreint de paramètres	Probabilité d'apparition des valeurs extrêmes la même que toutes les autres valeurs
	Série de Taylor	Résout analytiquement les expressions des chaînes de cotes	Calcul de l'expression de la chaîne de cotes linéaire et non-linéaire	Complexité des dérivées partielles pour le calcul des chaînes non-linéaires
	Inertielle	Utilise la fonction coût de Taguchi / Minimise les inerties	Distribution aléatoire des écarts / Meilleur compromis coût de production-qualité	Acceptabilité limitée par la dépendance de l'élément à la population étudiée
	Taguchi	Utilise la fonction coût de Taguchi / Assure une distribution en trois temps	Simplicité / Application pour les distributions normales	Difficulté d'application pour les distributions non-normales / Résultats sur les moments
	Monte-Carlo	Echantillonne aléatoirement les distributions / Simule numériquement	Simplicité de mise en œuvre / Très utilisée / Précise pour N importante / Application avec une loi quelconque	Nombre d'itérations N important / Gourmande en temps de calcul
	Quadratique	Détermine les dérivées partielles de la chaîne de cotes	Etude des cas non-linéaires et pour le calcul des dérivées partielles	Gourmande en temps de calcul

Ces méthodes sont intégrées dans les logiciels tels que MECAMaster® [58, 59, 60] et Anatole® [61] basés sur les torseurs de petits déplacements [30]. Ces deux logiciels évaluent l'hyperstatisme des mécanismes traités comme décrit dans [53]. Pour réaliser le calcul de chaînes de cotes de ces mécanismes hyperstatiques, il faut procéder par relaxation des contraintes cinématiques. D'autres logiciels, basés sur la méthode de Monte-Carlo, sont développés tels que CeTol® (Sigmetrix) [62], VSA®, eM-TolMate® (Siemens PLM) et 3DCS® (*Dimensional Control Systems*).

Toutefois, tous ces logiciels reposent sur l'hypothèse des assemblages de pièces infiniment rigides. Ces méthodes n'intègrent pas la souplesse des pièces dans l'analyse de tolérances. Ceci a incité plusieurs travaux de recherche à intégrer le comportement mécanique dans le tolérancement des assemblages de pièces flexibles. Ces travaux seront présentés dans la section 4.

4 Tolérancement des assemblages déformables

4.1 Différents types de déformation

Du point de vue tolérancement, une pièce peut être considérée comme infiniment rigide ou déformable avec une déformation élastique, par exemple selon un modèle poutre ou élément finis. En effet, même une pièce massive (carter, arbre...) peut se déformer notamment lors des opérations d'assemblage par vissage, ou sous les efforts appliqués en fonctionnement. Les pièces très souples (tissus, pièces caoutchouc...) imposent des spécifications avec des protocoles très particuliers. Il est très difficile de faire des chaînes de cotes avec ce type de pièces en raison de leur comportement extrêmement variable.

Entre les deux, il y a toutes les pièces plastiques et de tôlerie. Le problème est généralement très compliqué, car leur souplesse impose très souvent des mises en position très hyperstatiques. Un pare choc de voiture est très déformable. A l'état libre, sous l'effet de la gravité ou de la manutention, il peut se déformer de plusieurs dizaines de centimètres. Il est fixé sur le châssis de la voiture par une dizaine d'appui. Il est là aussi très difficile de faire des chaînes de cotes, par exemple pour étudier l'affleurement en fonction des défauts des appuis et de la pièce considérée. Le tolérancement de la pièce étudiée a souvent un effet négligeable devant les déformations. Le plus souvent, lors de la conception d'un mécanisme, le concepteur tend à proposer une cotation fonctionnelle des pièces parfaites et suppose que la multiplication des appuis garantira la forme de la pièce. La pièce est spécifiée à l'état contraint avec un protocole de mesure qui met la pièce sur un montage de contrôle qui impose sa forme nominale au voisinage des points d'appui.

4.2 Comportement mécanique des pièces déformables

La déformabilité offre aux pièces la capacité de changer de géométrie sous l'effet des actions mécaniques extérieures. Dans le cas des géométries simples, de type poutre ou plaque, les principales directions de sollicitation sont faciles à connaître telles que traction-compression, torsion et flexion. La connaissance du comportement mécanique de chaque pièce est nécessaire pour déterminer son état géométrique afin d'assurer une bonne maîtrise des déformations induites.

De nombreux assemblages automobiles et aéronautiques sont souvent des structures élancées fabriquées à base de matériaux métalliques (des alliages de titane, des alliages d'aluminium et parfois des aciers) et de matériaux composites. L'étude des pièces bi-élancées a suscité plusieurs

travaux de recherche [63, 64]. Les pièces de ces assemblages sont généralement des pièces minces de type poutre, plaque, profilé ou coque.

L'étude du comportement mécanique d'une pièce déformable consiste à déterminer sa capacité à se déformer dans certaines directions de sollicitation sous l'effet d'actions mécaniques extérieures. Il faudra donc caractériser son comportement mécanique pour pouvoir déterminer les déformations induites par les actions mécaniques extérieures. La déformabilité des pièces dépend de sa taille, de sa forme et du matériau utilisé. Le comportement de déformabilité peut être important dans un sens et négligeable dans les autres. Par exemple, une plaque a un comportement rigide sous des contraintes de traction/compression contrairement à la flexion illustrée sur la figure 1.13 et la torsion sur la figure 1.14.

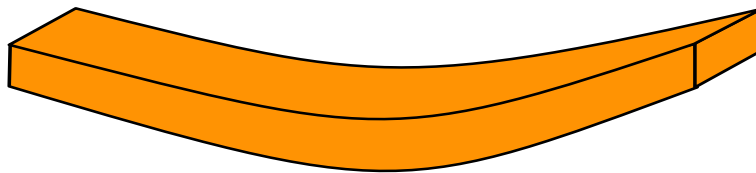


Figure 1.13. Direction de flexion d'une plaque

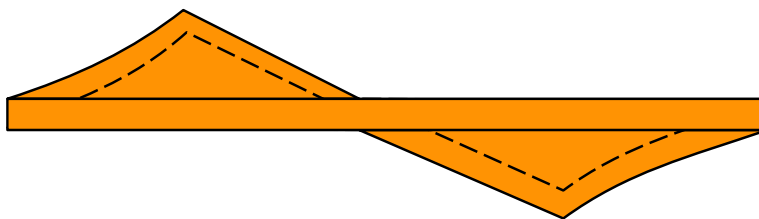


Figure 1.14. Direction de torsion d'une plaque

4.3 Tolérancement avec prise en compte la déformabilité des pièces

4.3.1 Intégration de la déformation dans les assemblages souples par soudage

Plusieurs travaux de recherche ont étudié le comportement mécanique autorisant la déformation des pièces et/ou des assemblages.

[65] propose une méthodologie intégrant dans l'analyse d'un assemblage issu d'un processus de montage en multipostes, l'impact des écarts géométriques des pièces déformables (de type tôle). Cette analyse consiste à déterminer la covariance géométrique des pièces déformables pour calculer les écarts géométriques de l'assemblage.

[66] développe des modèles de propagation des variations en fonction des torseurs de rigidité des pièces lors de montage en multipostes de pièces souples. Ces modèles sont appliqués pour définir une méthode de conception robuste.

[67] propose une méthodologie étudiant la propagation des effets des assemblages des pièces souples analysant les contacts entre les différentes pièces et les influences des moyens d'assemblage modélisés par des méthodes des éléments finis. Cette méthode procède par réduction de dimension améliorée afin de remédier à la non-linéarité des phénomènes afin d'avoir une bonne estimation de la propagation d'incertitude sur les processus d'assemblages non linéaires.

4.3.2 Prise en compte de la déformation dans la procédure d'assemblage

Les géométries des pièces, employées dans le domaine aéronautique, sont de dimensions importantes. Les pièces présentent des déformations introduisant des irrégularités durant la procédure d'assemblage. F. Thiébaud propose la méthode Fitflex. Cette méthode consiste à faire des mesures de la déformation des pièces durant la procédure d'assemblage. Les résultats de ces mesures déterminent les réglages nécessaires à effectuer pour assembler les pièces et respecter les exigences. [68] étudie la mise en position d'une pièce souple sur un bâti rigide ayant des écarts géométriques. Dans la continuité de ses travaux, [69] détermine le comportement géométrique d'un assemblage composé de plusieurs pièces souples en fonction des variabilités géométriques des liaisons et de la géométrie réelle. Cette méthode repose sur l'emploi de coefficients d'influence des paramètres.

[70], dans l'étude des assemblages hyperstatiques souples, propose une méthode gérant un nombre important de liaisons conduisant à des déformations et des contraintes. Cette méthode consiste à déterminer la position optimale des pièces mesurées afin de garantir l'assemblage en respectant les spécifications géométriques.

[71] emploie la mesure des pièces d'un mécanisme hyperstatique durant les différentes étapes de la procédure d'assemblage. Par cette méthode, les réglages optimaux sont déterminés en respectant les exigences fonctionnelles et d'assemblage. [72], dans ses travaux de thèse, propose un modèle enrichi basé sur les études de [73] pour finir de mettre en avant la méthode MULTIFLEX qui simule l'assemblage de plusieurs pièces souples à partir d'un état géométrique connu de chaque pièce.

L'ordre d'assemblage constitue un paramètre important dans la procédure d'assemblage. [74] étudie l'influence de l'ordre d'assemblage en prenant en compte les écarts géométriques et la déformation des pièces.

4.3.3 Intégration de la déformation dans l'analyse de tolérances

Plusieurs travaux de recherche ont essayé d'intégrer la déformation des pièces dans l'approche de tolérancement pour déterminer des modèles d'analyse de tolérances adéquats. La plupart de ces modèles sont établis sur les hypothèses des pièces rigides présentant des défauts géométriques.

Dans les travaux académiques prenant en compte les déformations dans les modèles de tolérancement géométrique, les déformations sont définies sur des géométries nominales et sont ensuite superposées aux écarts géométriques issus des calculs de chaînes de cotes 3D pour vérifier les exigences fonctionnelles [75].

[73] intègre dans des modèles éléments finis le comportement des composants souples. Dans ces modèles de simulation numérique d'un assemblage, les conditions limites sont déterminées en se basant sur les variations géométriques des pièces.

[76], en continuité des travaux de [73] et [71], établit un modèle éléments finis pour chaque pièce d'un assemblage en se basant sur les caractéristiques mécaniques et géométriques. Depuis les modèles construits, un nombre de simulations est réalisé en intégrant des défauts géométriques différents des pièces pour obtenir des assemblages non-parfaits. Cette méthode recense les phénomènes physiques pour les intégrer ou pas dans les simulations selon des hypothèses simplificatrices imposées par le concepteur. La dernière étape de cette méthode consiste à interpréter les résultats pour les injecter dans l'approche de tolérancement.

Tous ces travaux ont été appliqués dans le domaine automobile ou aéronautique où la structure des assemblages est composée principalement par des pièces déformables.

4.3.4 Modélisation multiphysique en tolérancement géométrique

Plusieurs études de recherches ont introduit les conditions de fonctionnement dans l'approche de tolérancement et le calcul de chaînes de cotes. Les assemblages, fonctionnant dans un environnement de températures élevées, sont soumis à des dilatations thermiques ce qui induit le non-respect des exigences fonctionnelles.

[77, 78] réalise des calculs éléments finis pour déterminer l'effet des dilatations thermiques puis les ajoute dans le calcul de chaînes de cotes écrites à partir des TTRS employés par [79, 80].

[29] intègre, dans le calcul de chaîne de cotes, le comportement thermomécanique des pièces. Cette méthode repose sur la création d'un polytope géométrique associé à la déformation thermomécanique. Ainsi, le calcul de chaînes de cotes est réalisé en se basant sur les polytopes [81, 82, 29]. L. Pierre emploie le graphe des contacts pour représenter les contacts et les exigences entre les surfaces comme illustrés en figure 1.15.

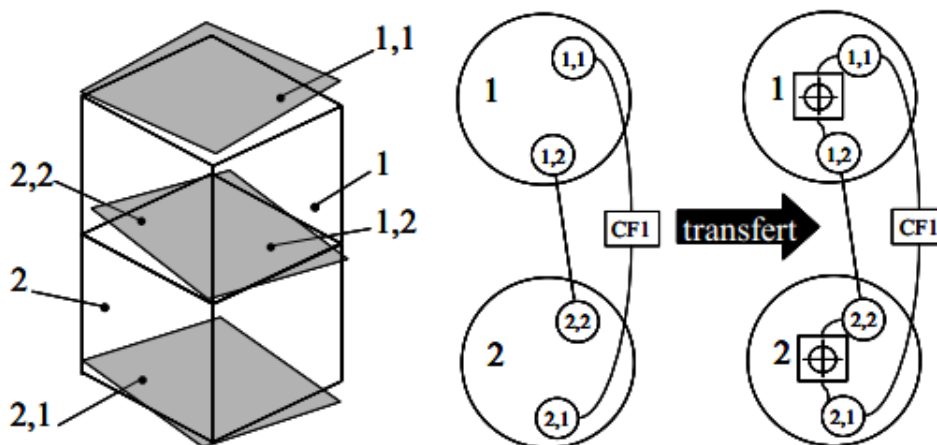


Figure 1.15. Graphe de contact entre deux pièces [81]

Dans ses travaux de thèse, [83] effectue un calcul thermique par des modèles éléments finis sous CAST3M créé par [84]. La méthode CLIC [47] est employée pour proposer une cotation fonctionnelle de l'assemblage et faire le calcul de chaînes de cotes. Les résultats du calcul thermique sont intégrés ensuite dans un fichier Excel® utilisé par la méthode CLIC.

[85] propose une méthodologie pour intégrer les effets thermomécaniques dans le calcul de chaîne de cotes en fonction du coût. Cette méthodologie est basée sur des simulations éléments finis où le résultat est injecté dans un calcul linéaire de chaîne de cotes thermomécaniques moyennant l'algorithme NSGA-II basé sur la loi de Pareto [86].

5 Positionnement du travail

Les travaux de cette thèse portent sur les outils de mesures des puits pétroliers, présentés dans le chapitre « Introduction ». Ils sont composés d'un empilement d'arbres élancés inséré dans un tube de protection. Chaque arbre élancé, ainsi que le tube de protection (pièce tubulaire) sont donc

considérés comme des pièces longues (plusieurs mètres pour des diamètres de l'ordre de 100 mm) telles que définies dans [87] et déformables.

Ces assemblages sont soumis à des conditions sévères de températures et de pression pour le matériel électronique. Toutefois, du point de vue mécanique, ces conditions ne sont pas sévères pour introduire des effets dus aux dilatations ou modifier le comportement thermomécanique des pièces et/ou des assemblages. Nous nous sommes intéressés principalement aux déformations induites par les défauts géométriques des pièces durant les procédures d'assemblage et durant le fonctionnement.

Les principaux défauts géométriques des outils de mesures sont des défauts de rectitude importants induits par la flexion uniquement sous l'effet de la gravité en position horizontale.

La problématique est donc d'étudier la montabilité des outils de mesure, sachant que le jeu doit être très faible et ne peut pas compenser les défauts géométriques. C'est donc la déformation des pièces qui doit compenser les défauts géométriques autrement dit, la déformation va dépendre des défauts géométriques permis par les tolérances et les jeux dans les jonctions.

En résumé, la problématique d'origine pour nos travaux est illustrée en figure 1.16.

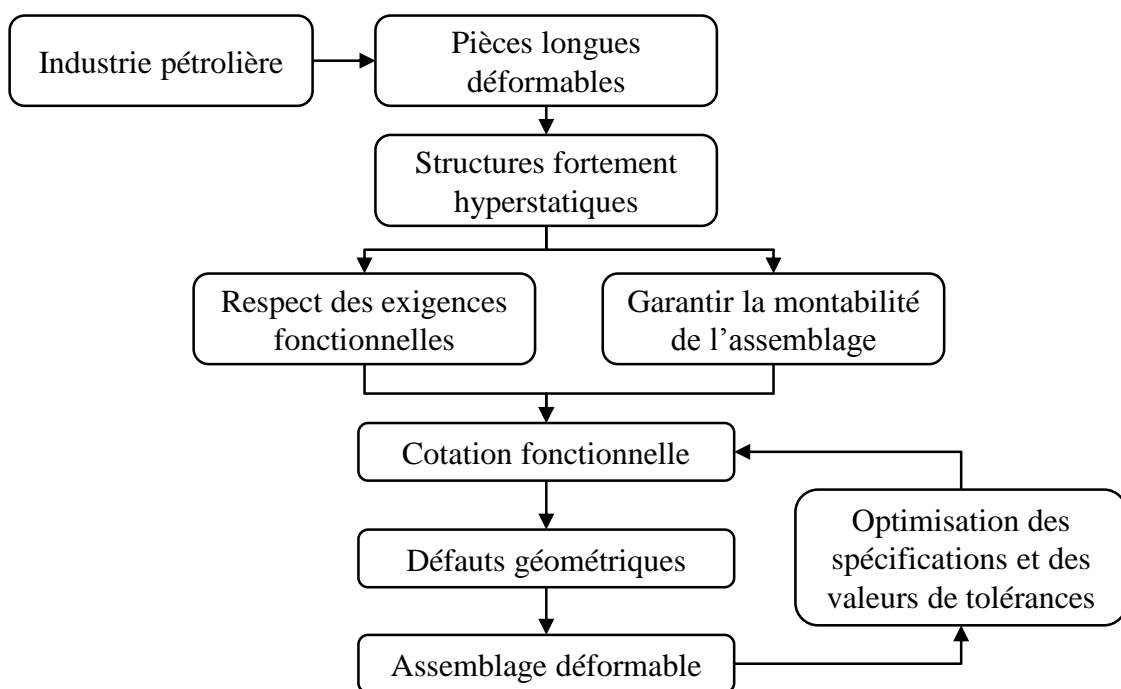


Figure 1.16. Diagramme illustratif de la problématique

6 Conclusion

Les travaux de cette thèse s'inscrivent dans le cadre de tolérancement géométrique des assemblages hyperstatiques de pièces déformables. Nous avons présenté différents modèles de représentations des défauts géométriques dans le but de réaliser une analyse et synthèse de tolérances des assemblages de pièces rigides. Les travaux de cette thèse se concentrent sur les assemblages hyperstatiques. Une modélisation de ces assemblages a été présentée employant les graphes de contacts pour définir les chaînes de cotes moyennant les torseurs de petits déplacements.

Pour proposer une citation conforme aux normes ISO, les travaux présentés dans ce manuscrit sont axés sur la méthode CLIC et Quick GPS proposées par B. Anselmetti qui gèrent implicitement l'hyperstatisme des assemblages. Ensuite, les outils d'aide aux tolérances sont présentés en mettant en avant leurs avantages et inconvénients. CLIC et ces outils atteignent leurs limites de cotation et d'analyse de tolérances du moment les pièces sont déformables ou les assemblages sont hyperstatiques.

Cette thèse tend à intégrer l'aptitude des pièces à se déformer dans l'approche de tolérancement. Différents travaux, étudiant cet aspect de flexibilité des pièces, sont alors examinés afin de positionner les travaux de cette thèse.

Chapitre 2. Intégration de la déformabilité des pièces dans le tolérancement des assemblages hyperstatiques

1 Introduction

1.1 Objectifs

L'objectif de ce chapitre est de définir une méthodologie de cotation fonctionnelle pour un mécanisme hyperstatique, en libérant les contraintes, soit avec du jeu, soit par déformation des pièces. Cette présentation sera réalisée à l'aide du mécanisme inspiré d'une sonde de mesure, illustrée par la figure 2.1, montée au bout des outils « *Wireline Logging* » dans les puits de pétrole.

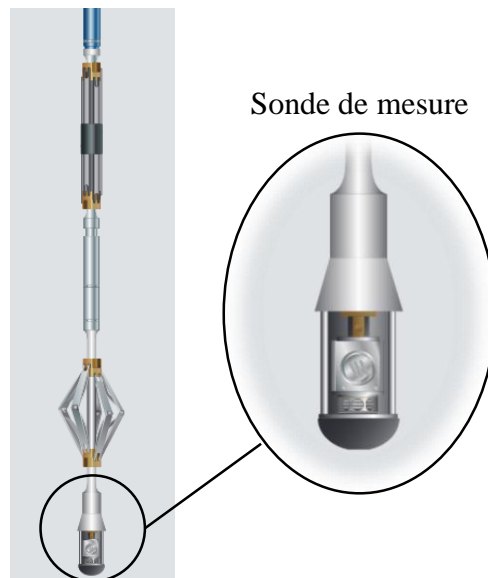


Figure 2.1. Sonde montée sur un outil de mesure « *Wireline Logging* »

Cet assemblage est composé d'une plaque positionnée sur une embase par l'intermédiaire de deux montants. Deux pions positionnent les montants par rapport à la plaque en bloquant tous les degrés de liberté. De ce fait, un seul pion est suffisant entre chaque montant et l'embase pour la positionner. Les pièces sont maintenues en position par deux vis au niveau de chaque jonction.

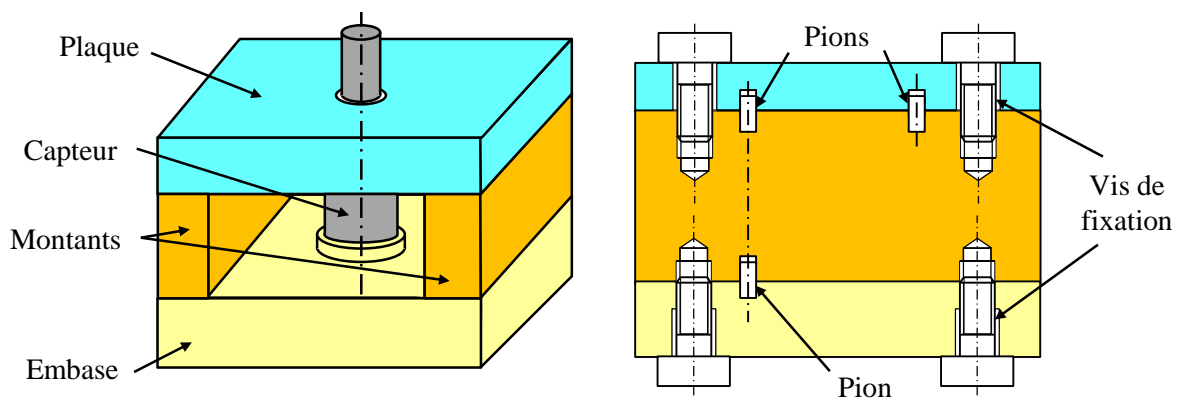


Figure 2.2. Mécanisme hyperstatique étudié

Un capteur, positionné par rapport à l’embase, réalise des mesures physiques par son extrémité dépassant la plaque dans les puits de pétrole. Ce capteur est sensible aux chocs métal-métal avec les pièces environnantes. Le bon fonctionnement repose alors sur la non-collision du capteur avec la plaque.

1.2 Démarche traditionnelle de cotation fonctionnelle

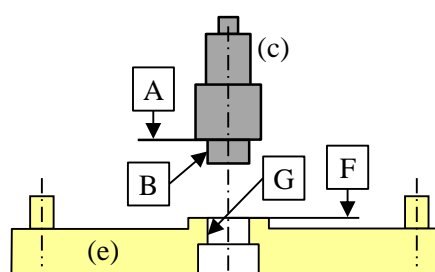
La démarche appliquée est définie par la méthode CLIC [47]. Le principe consiste à décomposer les mécanismes complexes en sous-ensembles appelés blocs pour définir la cotation de chaque bloc. Chaque bloc est ensuite décomposé en sous-ensembles plus simples. Chaque spécification du bloc deviendra alors une exigence à respecter au sein du bloc pour définir la cotation des blocs du niveau inférieur. Cette procédure se poursuit par itération jusqu’à la spécification des pièces élémentaires.

La première étape consiste à analyser la structure du mécanisme et la mise en position des pièces : Ce mécanisme étudié est composé d’un cadre (sous-ensemble formé par l’embase, la plaque et les deux montants) et du capteur. La démarche consiste à considérer le cadre comme un seul bloc et le capteur comme un seul bloc pour en définir les cotations. Les deux sous-ensembles seront ultérieurement décomposés en pièces élémentaires.

Le capteur est mis en position par un appui plan sur l’embase avec un centrage avec serrage (sans jeu). Le tableau 2-1 décrit la mise en position du capteur, noté (c), par rapport à l’embase, notée (e) :

Tableau 2-1. Tableau de mise en position du capteur par rapport à l’embase

Capteur		c		l		ORouetbi	
Plan		Cylindre					
A	c	B	c				
Contact		Serrage					
Plan		Cylindre					
F	e	G	e				



Cette mise en position impose des exigences de qualité des contacts et de montabilité. Les valeurs limites doivent être déterminées par le concepteur :

- Gap entre A et F : maxi 0.01
- Serrage maxi entre G et B : 0.05
- Serrage mini entre G et B : 0.01

La seconde étape de la démarche de cotation fonctionnelle consiste à recenser toutes les exigences fonctionnelles exprimées sous forme physique (pas de collision) et à transcrire ces exigences en exigences fonctionnelles géométriques entre des surfaces fonctionnelles terminales (distance entre deux surfaces appartenant à deux pièces différentes). Dans le cas de ce mécanisme, il y a 2 exigences fonctionnelles de non-collision du capteur avec la plaque : Ces exigences sont exprimées sous forme géométriques par la distance $d1_{\text{mini}}$ entre les plans et par la distance $d2_{\text{mini}}$ entre les cylindres (figure 2.3).

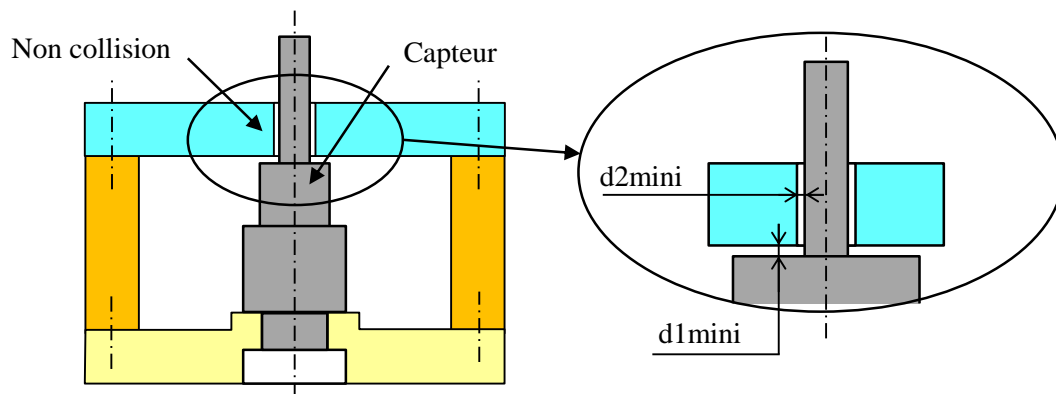


Figure 2.3. Positionnement du capteur et non-collision du capteur avec la plaque

La troisième étape consiste à réaliser la cotation de la jonction du capteur sur l'embase par la méthode CLIC pour assurer la montabilité, en définissant les deux systèmes de références A|B sur le capteur et F|G sur l'embase. Les deux planités du plan A du capteur et du plan F de l'embase assurent la qualité du contact primaire (figure 2.4). Les diamètres et les perpendicularités du cylindre B du capteur et de l'alésage G de l'embase assurent la montabilité du centreur.

La quatrième étape consiste à étudier successivement toutes les autres exigences fonctionnelles pour déterminer les spécifications des pièces terminales et les maillons des boucles de contact. Dans ce mécanisme simple, les deux pièces terminales sont le capteur et le cadre, en appui, plan A sur plan F et cylindre B centré dans G. Il suffit de localiser les surfaces terminales par rapport au système de références. (Il n'y a pas de maillons intermédiaires).

- La distance $d1$ impose les deux localisations des deux plans H et C.
- La distance $d2$ (au maximum de matière) impose les deux coaxialités de J et de D.

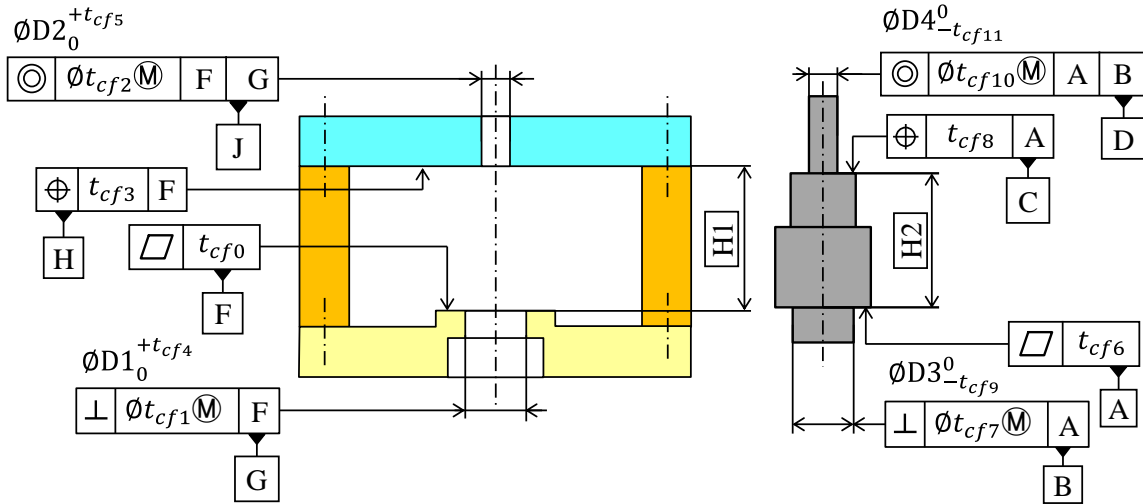


Figure 2.4. Spécification des blocs du mécanisme étudié

La cinquième étape est l'analyse des tolérances qui permet de vérifier que les cumuls des tolérances au pire des cas respectent bien la tolérance de chaque exigence :

- Gap entre A et F : $t_{cf0} + t_{cf6} = 0.01$
- Serrage maxi entre G et B : $(D3 + t_{cf7}) - (D1 - t_{cf1}) \leq 0.05$
- Serrage mini entre G et B : $(D3 - t_{cf9}) - (D1 + t_{cf4}) \geq 0.01$
- Non contact entre F et C : $H1 - H2 - (t_{cf3} + t_{cf8})/2 \geq d1_{\text{mini}} = 0.1$
- Non contact entre J et D : $(D2 - t_{cf2}) - (D4 + t_{cf10}) \geq 2 \times d2_{\text{mini}} = 0.1$

Ce système d'inéquations doit être complété en ajoutant les autres exigences du mécanisme (hauteur maximale, épaisseurs mini matière, espace minimal pour les composants électroniques internes, etc.). Il y a davantage d'inconnues que d'inéquations. Il y a donc beaucoup de variables à choisir, en particulier les dimensions nominales dont les valeurs sont encadrées, par exemple par la résistance des matériaux. Les choix peuvent être arbitraires ou optimisés pour minimiser l'encombrement du système. Le système ainsi complété peut être résolu par une optimisation des tolérances selon un critère de capabilité. Ce travail, très long, n'est pas réalisé dans cette introduction, mais cette démarche sera présentée en paragraphe 3.5 sur un cas plus simple.

Pour simplifier cette étude, on considère que le capteur est un composant acheté. Les caractéristiques de ce capteur sont données par le fabricant.

Le tableau 2-2 récapitule les transferts à effectuer. Chaque exigence fonctionnelle du mécanisme correspond à une ligne. La seconde colonne décrit les données du capteur. La troisième colonne donne les spécifications imposées sur le cadre, afin de respecter les valeurs limites des exigences rappelées en colonne 4.

Tableau 2-2. Transferts dans le mécanisme

Exigence du mécanisme	Données du capteur	Spécifications du cadre	Limite à respecter
Gap entre A et F	$t_{cf6} = 0.005$	$t_{cf0} \leq 0.005$	≤ 0.01
Serrage maxi entre G et B	$D3 + t_{cf7} = 25.02$	$D1 - t_{cf1} \geq 24.97$	≤ 0.05
Serrage mini entre G et B	$D3 - t_{cf9} = 25$	$D1 + t_{cf4} \leq 24.99$	≥ 0.01
Non contact entre F et C	$H2 + t_{cf8}/2 = 89.9$	$H1 - t_{cf3}/2 \geq 90$	≥ 0.1
Non contact entre J et D	$D4 + t_{cf10} = 19.9$	$D2 - t_{cf2} \geq 20$	≥ 0.1

A ce stade de l'étude, les spécifications du cadre et du capteur sont connues. Deux équipes projets peuvent éventuellement travailler en parallèle et indépendamment sur les deux sous-ensembles.

Les spécifications du cadre, indiquées en colonne 3, deviennent les exigences à respecter au sein du sous-ensemble cadre. Les exigences du cadre montrent qu'il suffit de prendre un diamètre D2 grand et une hauteur H1 grande pour éviter les collisions avec le capteur. Dans ce cas, il ne serait pas nécessaire de faire les chaînes de cotes internes au cadre...

En pratique, il faut minimiser la hauteur maximale du cadre et assurer l'étanchéité entre le capteur et la plaque avec un joint. Pour cette exigence de maintien du joint dans son logement, on impose l'exigence géométrique suivante :

$$D2 + t_{cf5} \leq D2_{\text{maxi}} = 20.4 \quad (2-1)$$

Il faut noter que la méthode CLIC gère ainsi implicitement des hyperstatismes : La liaison « plan B sur plan F » est hyperstatique en considérant les plans avec défauts (le contact n'est pas réalisé par 3 appuis ponctuels). Les planéités assurent la qualité du contact. La liaison plan | cylindre est hyperstatique, car le cylindre n'est pas une simple liaison annulaire. La montabilité est assurée par

les perpendicularités au maximum de matière. Le mécanisme est fermé. Le passage du capteur à travers la plaque est assuré par les exigences fonctionnelles d1 et d2.

La cotation du cadre étant réalisée, il faut renouveler la démarche pour spécifier chaque pièce du cadre, en considérant les deux localisations des surfaces H et J comme de nouvelles exigences.

1.3 Problématique de cotation fonctionnelle des mécanismes hyperstatiques

Le cadre à analyser est un mécanisme hyperstatique. En effet, si les pièces peuvent s'assembler deux à deux sans difficulté, l'hyperstatisme se manifeste tout simplement lors de la fermeture du mécanisme qui peut être impossible si les défauts des pièces sont trop importants (voir figure 2.5).

La démarche classique considère que les pièces sont infiniment rigides. Il faut des jeux importants dans la liaison de fermeture pour assurer la montabilité. L'ordre d'assemblage et de vissage doit donc être imposé. Malheureusement, ces jeux très importants laissent des mobilités qui vont nuire considérablement au respect des exigences fonctionnelles.

Cette approche débouche sur une contradiction critique pour les systèmes hyperstatiques rigides. Pour la montabilité, il faut un jeu important. Pour la précision, il faut un jeu faible. Face à ce dilemme, une nouvelle approche est développée dans laquelle l'aptitude des pièces à se déformer est prise en compte pour rattraper les défauts géométriques sans introduire des mobilités importantes entre les pièces.

La figure 2.5 illustre le processus d'assemblage suivant :

- Les deux montants sont assemblés et bloqués sur la plaque supérieure.
- Ce sous-ensemble est ensuite placé sur les pions de l'embase.

Les jeux dans les jonctions entre les montants et la plaque sont favorables à la montabilité des montants sur la plaque. Toutefois, ces jeux induisent une variation importante de l'entraxe des pions inférieurs de la liaison avec l'embase. Ils sont donc défavorables à la fermeture du mécanisme.

Il est nécessaire d'appliquer des efforts sur les pièces pour permettre la fermeture du mécanisme. Le concepteur doit détailler la procédure d'assemblage en définissant l'ordre d'assemblage et de blocage des liaisons. Il doit également déterminer la valeur limite de l'effort que peut appliquer le technicien pour la fermeture du mécanisme et estimer la flèche maximale admissible. Des outillages spécifiques peuvent être nécessaires (gabarit de montage, assemblage sous presse).

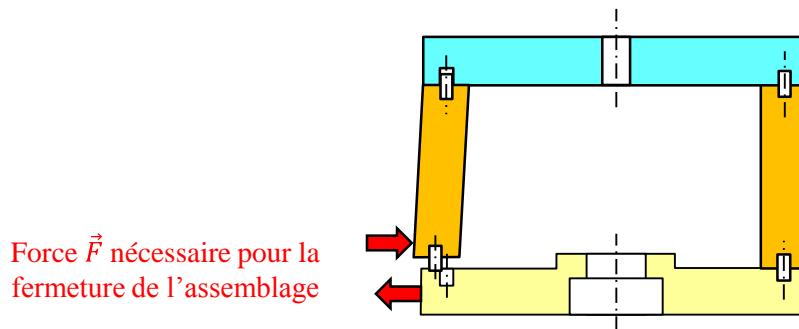


Figure 2.5. Efforts nécessaires pour fermer l'assemblage

La déformation des pièces compense les défauts géométriques des pièces, ce qui permet d'augmenter les tolérances et de réduire les coûts. Cependant, les contraintes induites peuvent déformer une ou plusieurs pièces de l'assemblage en fonction de leurs rigidités et des jeux résiduels dans les liaisons. La figure 2.6 illustre des déformations internes des pièces induites par la fermeture de l'assemblage. Les deux exigences fonctionnelles de localisation sont impactées par les déformations à calculer au sein des pièces. Avec ces déformations internes, les distances d_1 et d_2 entre le capteur et la plaque varient. Ainsi, le capteur monté sur l'embase peut entrer en collision avec la plaque.

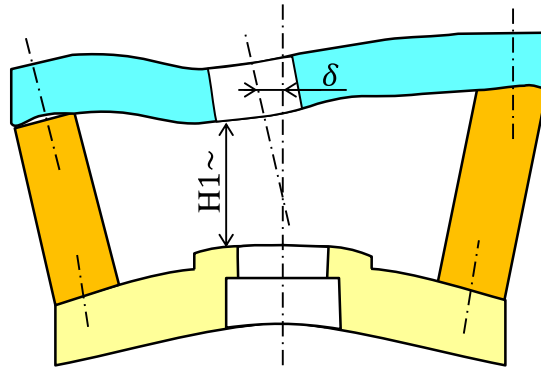


Figure 2.6. Exemple d'impacts des défauts géométriques après fermeture

Dans ce contexte, les chaînes de cotes «pièces rigides » à l'état libre ne sont parfois pas suffisantes. La cotation fonctionnelle des assemblages hyperstatiques constitue une difficulté majeure pour les concepteurs car les déformations dépendent des écarts permis par les tolérances. Cette brève analyse montre notamment que le comportement mécanique dépend fortement du processus d'assemblage et en particulier de l'ordre de blocage des liaisons par vis. Par exemple, il aurait été possible d'assembler complètement le cadre sans bloquer les vis, pour effectuer le serrage à la fin. Dans ce cas, tous les jeux facilitent l'assemblage. Les jeux sont favorables. Suivant le processus d'assemblage, les jeux seront favorables ou défavorables pour la montabilité.

Pour définir avec précision les règles de cotation selon les normes ISO, la section 3 de ce chapitre détaillera le cas des mécanismes supposés rigides avec jeux dans l'esprit de la méthode CLIC. La section 4 apportera une extension de la méthode CLIC pour intégrer la déformation des pièces dans le processus de cotation ISO. La prise en compte de la déformation du mécanisme lors de l'assemblage sera étudiée au chapitre suivant.

1.4 Décomposition du cadre

Le cadre présenté en figure 2.4 est supposé assemblé en fixant les montants sur la plaque. Ce sous-ensemble est ensuite fixé sur l'embase. Le cadre est donc décomposé en une nouvelle plaque et l'embase. Pour simplifier les dessins suivants, la plaque est considérée comme monobloc comme illustrée en figure 2.7, ce qui correspond à un cas très courant d'hyperstatisme obtenu entre deux carters centrés par deux pions. Cet exemple va permettre d'énoncer les principes de cotation en considérant que les pièces sont rigides ou déformables.

Dans cette partie, les pions sont supposés réalisés directement dans l'embase pour pouvoir exploiter pleinement les modificateurs \textcircled{M} et \textcircled{L} sur les références. L'emploi des pions rapportés sera traité en section 5, avec des spécifications et des références dans la plage de projection, afin de pouvoir aborder l'association des modificateurs \textcircled{P} et \textcircled{L} qui n'est pas encore définie avec les normes ISO de cotation.

Le positionnement de la plaque sur l'embase est réalisé par un appui plan. La plaque est montée avec du jeu sur les deux pions monoblocs de l'embase. Le maintien en position est réalisé par des vis non présentées sur la figure 2.7. Les exigences fonctionnelles géométriques de distances $d1$ et $d2$ définies sur la figure 2.3 sont bien équivalentes sur le mécanisme de la figure 2.7.

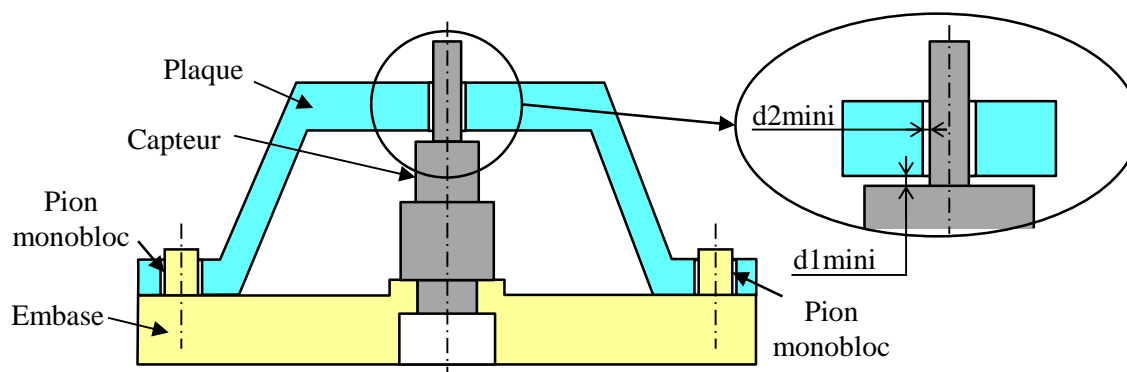


Figure 2.7. Mécanisme composé de pièces rigides

Les spécifications déterminées par transfert de d1 et d2 représentées sur le cadre complet dans figure 2.4, deviennent des exigences géométriques pour le sous-ensemble illustrées en figure 2.8, avec :

- Montabilité du capteur :
 - $t_{cf0} \leq 0.005$
 - $D1 + t_{cf4} \leq 24.99$
 - $D1 - t_{cf1} \geq 24.97$
- Non interférence entre le capteur et le flasque
 - $D2 - t_{cf2} \geq D2_{\text{mini}} = 20$
 - $H1 - t_{cf3}/2 \geq H1_{\text{mini}} = 90$
- Maintien du joint d'étanchéité
 - $D2 + t_{cf5} \leq D2_{\text{maxi}} = 20.4$

De plus, pour réduire autant que possible les encombrements, il faut minimiser H1.

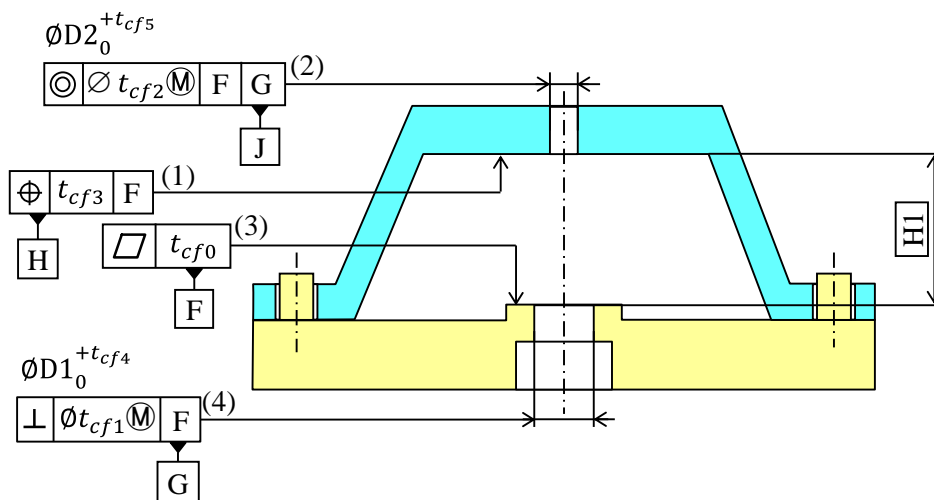


Figure 2.8. Exigences fonctionnelles du nouvel assemblage

2 Analyse de l'hyperstatisme

2.1 Modélisation du mécanisme

L'analyse de l'hyperstatisme de l'assemblage repose sur la théorie des graphes de contacts à une composante connexe [46] décrite chapitre 1.

La figure 2.9 illustre les surfaces impliquées dans les liaisons entre les deux pièces de l'assemblage étudié. L'assemblage de la plaque sur l'embase comporte une seule jonction contenant quatre liaisons élémentaires : deux liaisons appui plan via les surfaces [1,1 sur 2,1a] et [1,1 sur 2,1b] et deux liaisons pivot glissant via les surfaces [1,2 avec 2,2] et [1,3 avec 2,3].

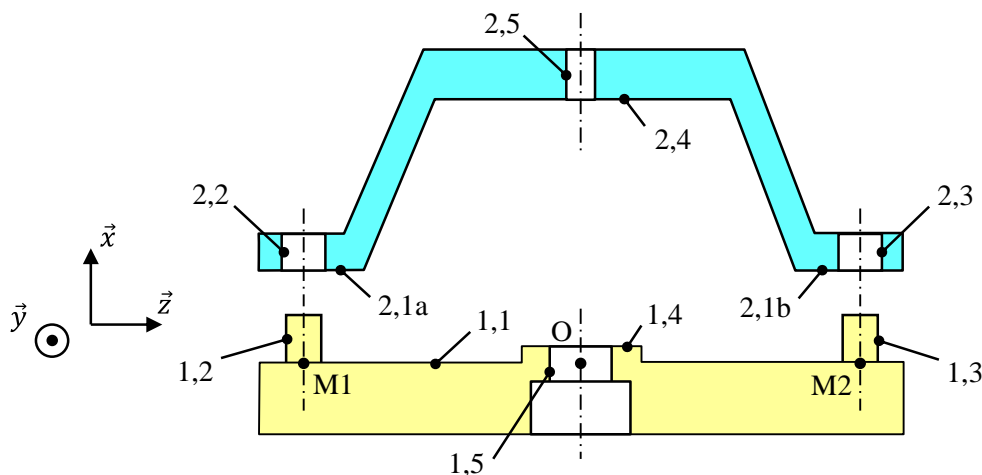


Figure 2.9. Surfaces de contact entre les deux pièces de l'assemblage étudié

Les deux liaisons « pivot glissant » entre les surfaces [1,2 et 2,2] et [1,3 avec 2,3] ont pour éléments de situation respectifs la droite (M1, \mathbf{x}) et la droite (M2, \mathbf{x}). Ces deux liaisons sont avec jeu pour permettre la montabilité des pions dans les alésages. Elles sont alors flottantes et peuvent être définies selon [88] et [89] par les paramètres suivants :

- Type : pivot glissant,
- Éléments de situation : droite (M1, \mathbf{x}) et droite (M2, \mathbf{x}),
- Nature : flottant,
- Jeu : $0 \leq \text{Jeu}_{\min} \leq \text{Jeu}_{\max}$.

Les torseurs de petits déplacements $[d_{1,2/2,2}]$ et $[d_{1,3/2,3}]$ définissent respectivement les écarts des liaisons pivot glissant entre les surfaces 1,2 et 2,2 au point M1 et entre les surfaces 1,3 et 2,3 au point M2 dans la base ($\mathbf{x}, \mathbf{y}, \mathbf{z}$) :

$$[d_{1,2/2,2}] = \begin{bmatrix} r_{x,1,2/2,2} & e_{x,M1-1,2/2,2} \\ \rho_{y,1,2/2,2} & \varepsilon_{y,M1-1,2/2,2} \\ \rho_{z,1,2/2,2} & \varepsilon_{z,M1-1,2/2,2} \end{bmatrix}_{M1} \quad (2-2)$$

$$[d_{1,3/2,3}] = \begin{bmatrix} r_{x,1,3/2,3} & e_{x,M2-1,3/2,3} \\ \rho_{y,1,3/2,3} & \varepsilon_{y,M2-1,3/2,3} \\ \rho_{z,1,3/2,3} & \varepsilon_{z,M2-1,3/2,3} \end{bmatrix}_{M2} \quad (2-3)$$

Avec :

- $r_{x,i,j/u,v}$ et $e_{x,M_k,i,j/u,v}$: sont respectivement les mobilités de rotation selon \mathbf{x} , de translation selon \mathbf{x} (exprimé au point M1 ou M2) dans la liaison pivot glissant entre la surface j de la pièce i et la surface v de la pièce u
- $\rho_{y,i,j/u,v}$, $\rho_{z,i,j/u,v}$, $\varepsilon_{y,M_k,i,j/u,v}$ et $\varepsilon_{z,M_k,i,j/u,v}$: sont respectivement les écarts de liaisons de rotation selon \mathbf{y} , de rotation selon \mathbf{z} , de translation selon \mathbf{y} (exprimé au point M1 ou M2) et de translation selon \mathbf{z} (exprimé au point M1 ou M2) de la liaison pivot glissant entre la surface j de la pièce i et la surface v de la pièce u

De la même manière, les deux liaisons appui plan entre les surfaces 1,1 et 2,1a et entre les surfaces 1,1 et 2,1b peuvent être définies par les paramètres suivants :

- Type : appui plan,
- Éléments de situation : droite (M1, \mathbf{x}),
- Nature : glissant,
- Contact

Les mobilités et les écarts de liaison de ces deux liaisons peuvent être formalisés par les deux torseurs de petits déplacements $[d_{1,1/2,1a}]$ et $[d_{1,1/2,1b}]$.

$$[d_{1,1/2,1a}] = \begin{bmatrix} r_{x,1,1/2,1a} & \varepsilon_{x,M1-1,1/2,1a} = 0 \\ \rho_{y,1,1/2,1a} = 0 & e_{y,M1-1,1/2,1a} \\ \rho_{z,1,1/2,1a} = 0 & e_{z,M1-1,1/2,1a} \end{bmatrix}_{M1} \quad (2-4)$$

$$[d_{1,1/2,1b}] = \begin{bmatrix} r_{x,1,1/2,1b} & \varepsilon_{x,M1-1,1/2,1b} = 0 \\ \rho_{y,1,1/2,1b} = 0 & e_{y,M1-1,1/2,1b} \\ \rho_{z,1,1/2,1b} = 0 & e_{z,M1-1,1/2,1b} \end{bmatrix}_{M1} \quad (2-5)$$

Avec :

- $r_{x,i,j/u,v}$, $e_{y,M1-i,j/u,v}$ et $e_{z,M1-i,j/u,v}$: sont respectivement les mobilités de rotation selon \mathbf{x} , de translation selon \mathbf{y} (exprimé au point M1) et de translation selon \mathbf{z} (exprimé au point M1) de la liaison appui plan entre la surface j de la pièce i et la surface v de la pièce u
- $\rho_{y,i,j/u,v}$, $\rho_{z,i,j/u,v}$ et $\varepsilon_{x,M1-i,j/u,v}$: sont respectivement les écarts de liaisons de rotation selon \mathbf{y} , de rotation selon \mathbf{z} et de translation selon \mathbf{x} (exprimé au point M1) de la liaison appui plan entre la surface j de la pièce i et la surface v de la pièce u

La figure 2.10 illustre la représentation de ce mécanisme par un graphe de contacts à une composante connexe.

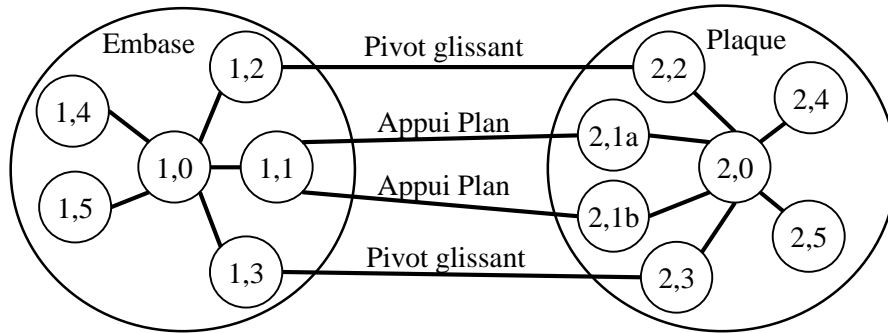


Figure 2.10. Représentation du mécanisme par un graphe de contacts

Les quatre torseurs de petits déplacements $[d_{1,2/2,2}]$, $[d_{1,3/2,3}]$, $[d_{1,1/2,1a}]$ et $[d_{1,1/2,1b}]$ permettent la définition des écarts de situation caractérisant le positionnement de deux surfaces potentiellement en contact. Ces surfaces comportent des écarts géométriques par rapport aux surfaces nominales des pièces regroupées dans la surface 1,0 et 2,0 dans la figure 2.10. Ces écarts sont définis par les torseurs de petits déplacements des surfaces de substitution par rapport aux surfaces nominales des pièces. Ces torseurs de petits déplacements sont écrits sous la même forme que les torseurs exprimant les écarts de situation. Par exemple, le torseur de la surface de substitution 1,1 par rapport à la surface nominale 1,0 s'écrit sous la forme :

$$[d_{1,1/1,0}] = \begin{bmatrix} r_{x,1,1/1,0} = 0 & \varepsilon_{x,M1-1,1/1,0} \\ \rho_{y,1,1/1,0} & e_{y,M1-1,1/1,0} = 0 \\ \rho_{z,1,1/1,0} & e_{z,M1-1,1/1,0} = 0 \end{bmatrix}_{M1} \quad (2-6)$$

Avec :

- $r_{x,i,j/u,0}$, $e_{y,M1-i,j/u,0}$ et $e_{z,M1-i,j/i,0}$: sont respectivement les degrés d'invariance des surfaces (appelées également « indéterminées » [31] et considérées nulles selon [90]) de rotation selon x , de translation selon y (exprimé au point M1) et de translation selon z (exprimé au point M1) entre la surface j de la pièce i et la surface nominale j de la même pièce i ,
- $\rho_{y,i,j/i,0}$, $\rho_{z,i,j/i,0}$ et $\varepsilon_{x,M1-i,j/i,0}$: sont respectivement les écarts de surface de rotation selon y , de rotation selon z et de translation selon x (exprimé au point M1) entre la surface j de la pièce i et la surface nominale j de la même pièce i .

2.2 Recherche des hyperstatismes

Le graphe de contacts, illustré sur la figure 2.10, permet de calculer le nombre cyclomatique μ de l'assemblage à l'aide de la relation suivante dans laquelle p est le nombre des sommets¹ dans le graphe de contacts de la figure 2.10 et a est le nombre d'arêtes reliant les sommets entre eux :

$$\mu = a - p + 1 = 15 - 13 + 1 = 3 \tag{2-7}$$

La valeur du nombre cyclomatique $\mu = 3$ indique que les lois de comportement géométrique du mécanisme sont définies par la fermeture de trois cycles indépendants. La figure 2.11 représente un choix de trois cycles C1, C2 et C3 :

- C1 est le cycle regroupant une liaison pivot glissant et une liaison appui plan au point M1
- C2 est le cycle regroupant une liaison pivot glissant et une liaison appui plan au point M2
- C3 est le cycle regroupant les deux liaisons pivot glissant

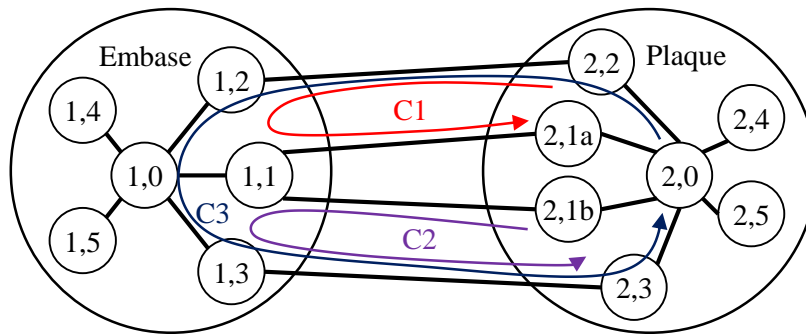


Figure 2.11. Représentation de trois cycles indépendants

Il aurait été possible de choisir d'autres cycles comme le cycle passant par les surfaces des liaisons appui plan.

Les relations suivantes caractérisent les lois de comportement géométrique de chaque cycle C1, C2 et C3 en sommant les torseurs de petits déplacements des surfaces situées sur chacun des trois cycles :

$$LC1: d_{1,0/1,2} + d_{1,2/2,2} + d_{2,2/2,0} + d_{2,0/2,1a} + d_{2,1a/1,1} + d_{1,1/1,0} = 0 \tag{2-8}$$

$$LC2: d_{1,0/1,3} + d_{1,3/2,3} + d_{2,3/2,0} + d_{2,0/2,1b} + d_{2,1b/1,1} + d_{1,1/1,0} = 0 \tag{2-9}$$

¹ Les définitions des sommets et des arêtes sont données au chapitre 1 section 2.2

$$LC3: d_{1,0/1,2} + d_{1,2/2,2} + d_{2,2/2,0} + d_{2,0/2,3} + d_{2,3/1,3} + d_{1,3/1,0} + d_{1,1/1,0} = 0 \quad (2-10)$$

Pour pouvoir faire cette somme, les différents torseurs de petits déplacements doivent être exprimés au même point « M1 ».

La caractérisation des trois relations (2-8), (2-9) et (2-10) par des torseurs de petits déplacements conduit alors à définir trois systèmes de 6 équations chacun. Ces systèmes contiennent des inconnues relatives aux degrés de mobilité dans les liaisons (notées $r_{i,j/u,v}$, et $e_{i,j/u,v}$), et aux degrés d'invariance des surfaces (notées $r_{i,j/i,0}$ et $e_{i,j/i,0}$), des données relatives aux écarts de pièces (notés $\rho_{i,j/i,0}$ et $\varepsilon_{i,j/i,0}$) et les écarts de liaisons (notés $\rho_{i,j/u,v}$ et $\varepsilon_{i,j/u,v}$). Ces trois systèmes d'équations conduisent à l'écriture sous la forme matricielle suivante :

$$\mathbf{M} \cdot \mathbf{I} = \mathbf{Q} \quad (2-11)$$

Avec :

- \mathbf{I} : vecteur contenant les inconnues relatives aux écarts correspondant aux mobilités dans les liaisons
- \mathbf{Q} : matrice des degrés d'invariance des surfaces, des données relatives aux écarts de pièces et les écarts de liaisons
- \mathbf{M} : matrice de transfert

Ce système sous forme matricielle est caractérisé par le nombre d'équations indépendantes q , le nombre d'inconnues n et le rang r du système. Le rang r d'un système est défini par la relation suivante :

$$r \geq \min(q, n) \quad (2-12)$$

Le degré de mobilité m (ne peut pas être négatif) et le degré d'hyperstatisme h du mécanisme sont calculés par les relations suivantes :

$$m = n - r \quad n = 10 \quad r = 10 \Leftrightarrow m = 10 - 10 = 0 \quad (2-13)$$

$$h = q - r \quad q = 18 \quad r = 10 \Leftrightarrow h = 18 - 10 = 8 \quad (2-14)$$

Le degré de mobilité est $m = 0$. Ceci signifie que le mécanisme constitué de la plaque sur l'embase est en liaison complète. Tous les mouvements sont bloqués. Le degré d'hyperstatisme,

indépendant du choix des 3 cycles, du mécanisme est $h = 8$. L'assemblage est fortement hyperstatique.

Une hypothèse de réduction d'hyperstatisme peut être faite en considérant les deux plans 2,1a et 2,1b comme un seul plan 2,1. Cette simplification nécessite l'ajout d'une spécification de planéité en zone commune entre le plan 2,1a et 2,1b. Le graphe de contacts figure 2.10 est simplifié pour devenir comme suit :

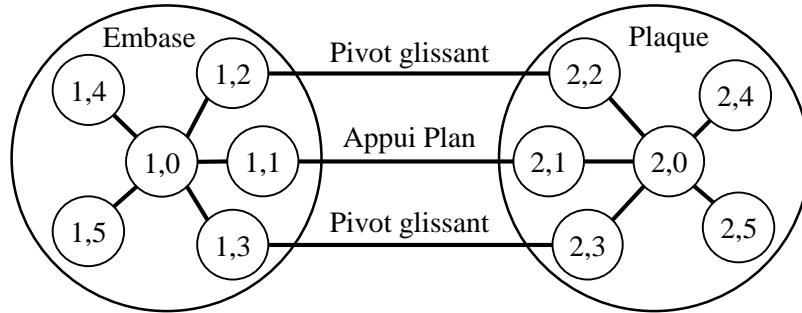


Figure 2.12. Nouveau graphe de contacts de l'assemblage étudié

Il faut donc recalculer le nombre cyclomatique μ de l'assemblage qui devient :

$$\mu_1 = a_1 - p_1 + 1 = 13 - 12 + 1 = 2 \tag{2-15}$$

Les lois de comportement géométrique du mécanisme sont définies uniquement par la fermeture de deux cycles indépendants suivants :

$$LC1: d_{1,0/1,2} + d_{1,2/2,2} + d_{2,2/2,0} + d_{2,0/2,1} + d_{2,1/1,1} + d_{1,1/1,0} = 0 \tag{2-16}$$

$$LC2: d_{1,0/1,3} + d_{1,3/2,3} + d_{2,3/2,0} + d_{2,0/2,1} + d_{2,1/1,1} + d_{1,1/1,0} = 0 \tag{2-17}$$

Dans le système d'équations (2-11), le nombre d'inconnues n est réduit de 3 (les degrés de mobilité d'un plan supplémentaire dans le graphe de contacts) ainsi que le nombre d'équations q qui est de 6 équations (uniquement deux cycles indépendants). Les deux cycles indépendants (1-2) et (2-17) conduisent à définir un nouveau système d'équations (2-18) regroupant les lois de comportement géométriques du mécanisme étudié. Pour faciliter la résolution de ce système, les inconnues relatives aux degrés d'invariance des surfaces, notées $r_{i,j/u,0}$ et $e_{M1-i,j/u,0}$.

$$\mathbf{M1} \cdot \begin{bmatrix} r_{2,1/1,2,x} \\ r_{2,1/1,1,x} \\ r_{1,3/2,3,x} \\ e_{x,M1-1,2/2,2} \\ e_{x,M2-1,3/2,3} \\ e_{y,M1-2,1/1,1} \\ e_{z,M1-2,1/1,1} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ -\rho_{y,1,0/1,2} - \rho_{y,1,2/2,2} - \rho_{y,2,2/2,0} - \rho_{y,2,0/2,1} - \rho_{y,1,1/1,0} \\ -\rho_{z,1,0/1,2} - \rho_{z,1,2/2,2} - \rho_{z,2,2/2,0} - \rho_{z,2,0/2,1} - \rho_{z,1,1/1,0} \\ -\rho_{y,1,0/1,3} - \rho_{y,1,3/2,3} - \rho_{y,2,3/2,0} - \rho_{y,2,0/2,1} - \rho_{y,1,1/1,0} \\ -\rho_{z,1,0/1,3} - \rho_{z,1,3/2,3} - \rho_{z,2,3/2,0} - \rho_{z,2,0/2,1} - \rho_{z,1,1/1,0} \\ -\varepsilon_{x,M1-2,0/2,1} - \varepsilon_{x,M1-1,1/1,0} \\ -L1 \cdot \rho_{y,1,0/1,3} - L1 \cdot \rho_{y,2,3/2,0} - \varepsilon_{x,M2-2,0/2,1} - \varepsilon_{x,M2-1,1/1,0} \\ -\varepsilon_{y,M1-1,0/1,2} - \varepsilon_{y,M1-1,2/2,2} - \varepsilon_{y,M1-2,2/2,0} \\ -\varepsilon_{y,M2-1,0/1,3} - \varepsilon_{y,M2-1,3/2,3} - \varepsilon_{y,M2-2,3/2,0} \\ -\varepsilon_{z,M1-1,0/1,2} - \varepsilon_{z,M1-1,2/2,2} - \varepsilon_{z,M1-2,2/2,0} \\ -\varepsilon_{z,M2-1,0/1,3} - \varepsilon_{z,M2-1,3/2,3} - \varepsilon_{z,M2-2,3/2,0} \end{bmatrix} \quad (2-18)$$

Avec :

$$\mathbf{M1} = \begin{bmatrix} 1 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & -L1 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}, L1 : \text{la distance entre les deux points M1 et M2}$$

Suite à la combinaison des deux surfaces 2,1a et 2,1b en une seule, le degré d'hyperstatisme $h1$ du mécanisme, calculé dans (2-20), est diminué.

$$m1 = n1 - r1 \quad n1 = 7 \quad r1 = 7 \Leftrightarrow m1 = 7 - 7 = 0 \quad (2-19)$$

$$h1 = q1 - r1 \quad q1 = 12 \quad r1 = 7 \Leftrightarrow h1 = 12 - 7 = 5 \quad (2-20)$$

La démarche pourrait être poursuivie en considérant que l'alésage 2,2 et plan 2,1a sont perpendiculaires. Par contre, le graphe ne contient pas de notion de prépondérance entre les deux surfaces. Le concepteur doit choisir une référence pour imposer la perpendicularité de l'alésage par

rappart au plan. La notion de modificateur au maximum de matière n'apparaît pas dans ce graphe. Ceci permet de réduire le nombre de paramètres, mais la fusion dans le graphe n'est pas possible, car il faudrait tout regrouper.

Pour obtenir une représentation satisfaisante, il faut imposer les perpendicularités sans regrouper les plans. Ceci ferait apparaître le dernier degré d'hyperstatisme qui est la distance entre les axes deux cylindres, distance qui impose une localisation.

Cette brève analyse montre que cette démarche est compliquée et qu'elle impose une forte expertise du concepteur. Ce n'est pas réellement une méthodologie opérationnelle pour un professionnel pour trouver la cotation fonctionnelle. Tout au plus, un concepteur pourra exprimer avec ce graphe ce qu'il aura trouvé par lui-même.

2.3 Respect des exigences fonctionnelles

Pour le bon fonctionnement de l'assemblage étudié, deux conditions fonctionnelles CF1 et CF2 illustrées sur la figure 2.8 doivent être respectées. Ces deux conditions CF1 et CF2 sont présentées dans le graphe des contacts de la figure 2.13 pour garantir les exigences fonctionnelles décrites sur la figure 2.8.

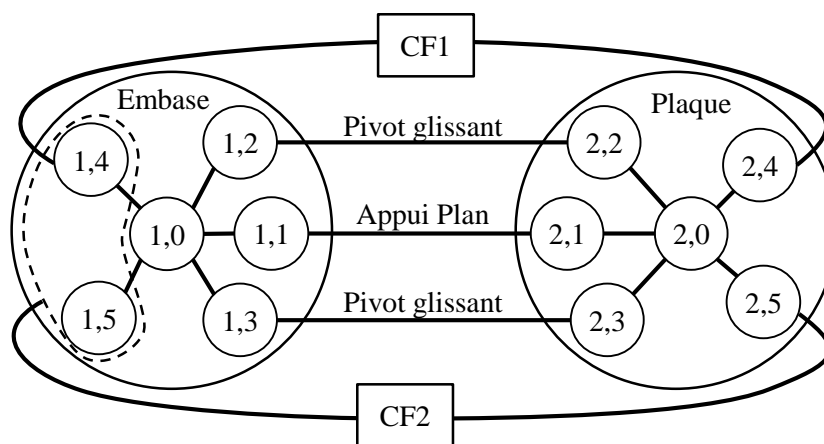


Figure 2.13. Conditions fonctionnelles de l'assemblage étudié

La condition CF1, entre la surface 2,4 par rapport à la surface 1,4, traduit la spécification de localisation (1) figure 2.8. Il convient donc d'écrire la relation suivante :

$$CF1: d_{2,4/1,4} = d_{2,4/2,0} + d_{2,0/1,0} + d_{1,0/1,4} \tag{2-21}$$

La spécification de coaxialité (2) figure 2.8 est traduite par la condition CF2. Cette exigence fonctionnelle localise la surface 2,5 par rapport au système de références construit par le groupe de surfaces 1,4 et 1,5. Il convient donc de regrouper les deux surfaces selon l'évolution du graphe de contacts [88], [89].

$$\text{CF2: } d_{2,5/(1,5+1,4)} = d_{2,5/2,0} + d_{2,0/1,0} + d_{1,0/(1,5+1,4)} \quad (2-22)$$

Les deux relations (2-21) et (2-22) exprimant les conditions fonctionnelles du mécanisme s'ajoutent aux lois de comportement géométriques des deux cycles indépendants (1-2) et (2-17). La résolution de ce groupe de relations est équivalente au calcul de chaînes de cotes 3D influentes pour garantir la montabilité des pièces et respecter les exigences fonctionnelles.

Le concepteur doit choisir un système de références pour localiser les surfaces 2,4 et 2,5 qui est le regroupement des deux surfaces 1,4 et 1,5. Toutefois, ce regroupement ne fournit aucune information sur la prépondérance des références afin de définir la surface primaire et la surface secondaire. Ceci nécessite encore l'expertise du concepteur pour décider l'ordre des références adéquat.

2.4 Bilan de l'exploitation des graphes

La théorie des graphes est un outil parfait pour la modélisation d'un assemblage de pièces rigides. Elle sert principalement à la détermination de nombre de cycles indépendants μ . Les lois de comportement géométriques ont été étudiées par la fermeture des μ cycles. Le degré de mobilité m et le degré d'hyperstatisme h de l'assemblage étudié ont servi à mieux comprendre la notion de fermeture de cycles.

Plusieurs études ont employé la formalisation des lois de comportement géométriques pour déterminer les chaînes de cotes. Dans [29], L. Pierre a formalisé les lois de comportement géométriques par l'inclusion d'une somme de Minkowski de polytopes de contact [91].

Les limites de cette méthode sont rapidement atteintes lors du passage de la définition de lois de comportement géométriques aux spécifications géométriques et valeurs de tolérances. Le principe de regroupement de surfaces tolérancées (en zone commune) et l'ordre des surfaces dans un système de références nécessite des connaissances avancées pour orienter les graphes de contacts vers la bonne modélisation d'un assemblage étudié. B. Anselmetti, par la méthode CLIC [49] et l'emploi

des spécifications ISO, apporte des solutions directes pour définir la notion de surfaces primaires, secondaires et tertiaires dans les systèmes de références.

Une autre approche peut être suivie aussi dans la construction des graphes de contacts. Cette approche consiste à prendre des hypothèses simplificatrices sur le type de liaisons à définir entre les pièces. Par exemple, une liaison linéaire annulaire peut remplacer une liaison pivot glissant en diminuant ainsi les degrés de libertés. Cette simplification nécessite alors la mise à jour du graphe de contacts précédemment défini pour définir des nouveaux cycles indépendants avec les lois de comportement géométrique appropriées ce qui s'avère une tâche lourde pour développer et optimiser les tolérances.

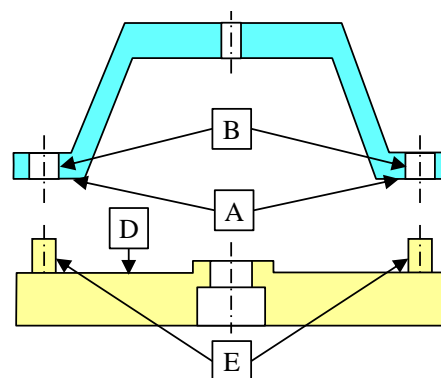
3 Tolérancement des assemblages hyperstatiques rigides

3.1 Montabilité de l'assemblage plaque/embase

L'assemblage, présenté dans la figure 2.8, est composé par la plaque et l'embase. Le tableau 2.3 de mise en position proposé par la méthode CLIC indique clairement les entités de liaison entre la plaque, notée (p), par rapport à l'embase, notée (e). Du jeu est prévu entre les pions et la plaque pour compenser la différence d'entraxes entre les deux pièces.

Tableau 2.3. Tableau de mise en position de la plaque par rapport à l'embase

Plaque		p	1	ORouetbi	
Plans coplanaires		2 cylindres parallèles			
A	p	B	p		
Contact		Jeu			
Plan		2 cylindres parallèles			
D	e	E	e		



Pour garantir la montabilité de la plaque sur l'embase, la méthode CLIC propose la création des systèmes de références A|B sur la plaque et D|E sur l'embase et les spécifications géométriques, illustrées en figure 2.14, provenant du tableau de cotation type des entités surfaciques et ajustement [27] proposé par B. Anselmetti (voir chapitre 1 section 3).

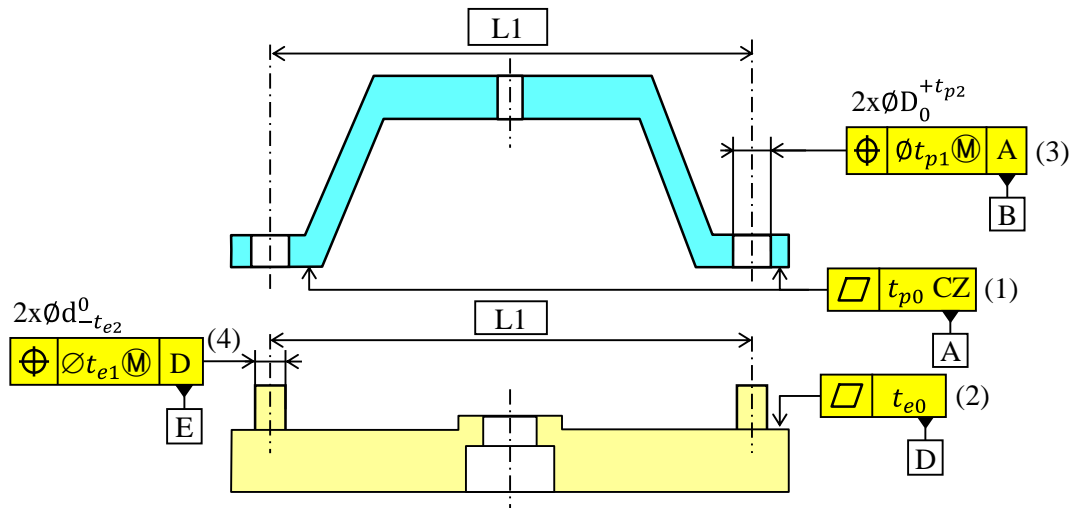


Figure 2.14. Spécifications de montabilité proposées par la méthode CLIC

La liaison primaire impose la planéité (1) figure 2.14 du plan A en zone commune et la planéité (2) figure 2.14 du plan D. (Le plan D aurait pu être spécifié à l'aide de deux zones partielles). Le plan D peut présenter des défauts de forme. Le défaut majeur de la surface A est un vrillage dû à la déformation de la plaque lors de sa fabrication (ou au cumul des défauts des pièces qui composent la plaque) avec deux rotations opposées (+ Rz) et (- Rz) des deux surfaces 2,1a et 2,1b suivant l'axe \vec{z} . Ces rotations sont illustrées dans le graphe de contacts de la figure 2.10.

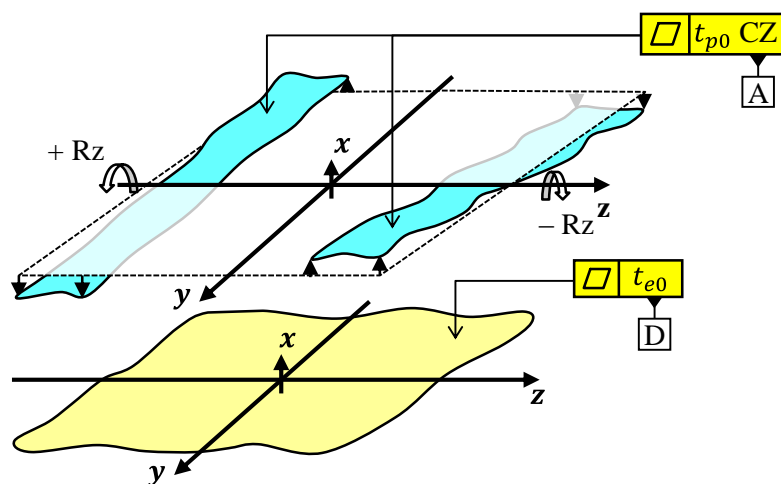


Figure 2.15. Défaut de planéité de la plaque et de l'embase

Les deux spécifications de planéité sont destinées à limiter le gap entre les surfaces (voir figure 2.16), c'est-à-dire la distance maxi entre les surfaces lorsqu'elles sont en contact [47]. Ce gap est potentiellement lié directement à la déformation qu'il faudra appliquer aux deux pièces lors du serrage par les vis pour que les deux plans soient en contact sur toute leur étendue. Si la capacité des moyens impose des tolérances t_{e0} et t_{p0} larges, il faudra des déformations importantes et des

couples de serrage importants. Inversement, pour limiter la déformation, il faut limiter le gap et imposer des tolérances de planéité t_{e0} et t_{p0} assez sévères.

$$t_{e0} + t_{p0} \leq \text{Gap}_{\text{maxi}} \tag{2-23}$$

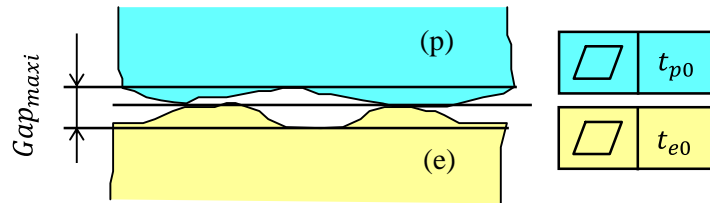


Figure 2.16. Gap entre deux plans en contact [47]

La montabilité des deux pions dans les deux alésages impose les deux localisations au maximum de matière (3) et (4) de la figure 2.14 respectivement par rapport au plan primaire. De manière évidente, l'entraxe L1 encadré entre les deux axes doit être identique sur les deux pièces. Ces deux localisations imposent une frontière de diamètre $D\text{M}$ centrée sur l'axe nominal de la plaque et une frontière de diamètre $d\text{M}$ centrée sur l'axe nominal de l'embase. Si $D\text{M}$ est supérieur à $d\text{M}$, l'espace libre à l'intérieur des alésages de la plaque est plus grand que l'espace que peuvent occuper les pions (voir figure 2.17). La montabilité est donc garantie.

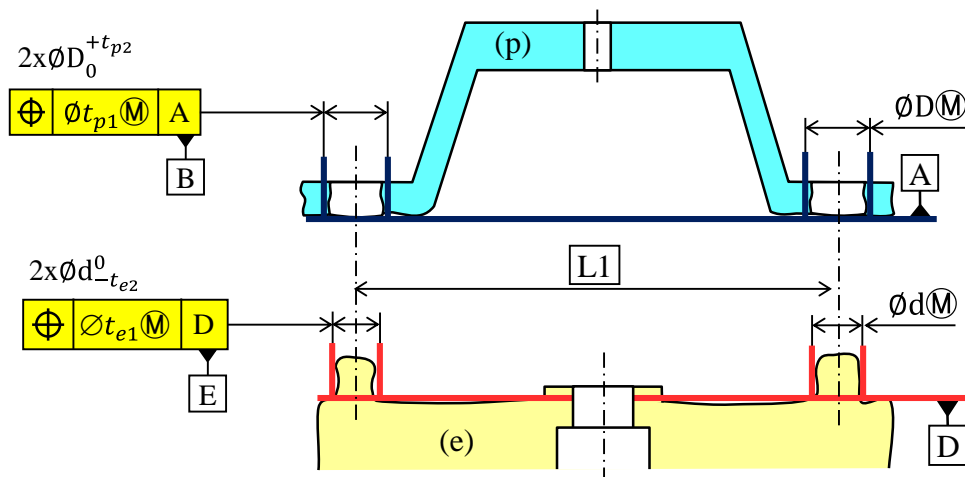


Figure 2.17. Frontières au maximum de matière de l'alésage et du pion

La valeur du jeu au maximum de matière, noté $\text{Jeu}_{\frac{\text{pion}}{\text{alésage}}}(\mathbb{M})$, doit être supérieure à une valeur limite inférieure notée Jeu_{\min} :

$$\text{Jeu}_{\frac{\text{pion}}{\text{alésage}}}(\mathbb{M}) = D(\mathbb{M}) - d(\mathbb{M}) \geq \text{Jeu}_{\min} \geq 0 \quad (2-24)$$

Avec les notations de la figure 2.14 : $D(\mathbb{M}) = D - t_{p1}$; $d(\mathbb{M}) = d + t_{e1}$

L'équation du $\text{Jeu}_{\text{pion/alésage}}(\mathbb{M})$ s'écrit alors :

$$\text{Jeu}_{\frac{\text{pion}}{\text{alésage}}}(\mathbb{M}) = D(\mathbb{M}) - d(\mathbb{M}) = (D - t_{p1}) - (d + t_{e1}) \quad (2-25)$$

La méthode CLIC recommande des valeurs t_{e1} et t_{p1} nulles en reportant les tolérances de position sur les tolérances des diamètres d et D des pions et des alésages.

Il faut noter ici que la méthode CLIC exploite le langage de cotation pour gérer directement et implicitement les hyperstatismes dans la jonction en imposant des spécifications de forme pour garantir la qualité des contacts, et des spécifications de position pour garantir la montabilité. Le concepteur n'a pas à faire de calcul pour déterminer les hyperstatismes. La connaissance est recueillie à travers des règles métier de reconnaissance des entités de positionnement : Lorsque deux plans coplanaires sont identifiés, une planéité en zone commune est générée par assurer un bon contact. Lorsqu'un groupe de cylindres est identifié, une localisation des groupes est imposée par rapport à la référence primaire, ce qui permet de maîtriser l'orientation des cylindres par rapport au plan et la distance entre les cylindres.

3.2 Transfert des exigences fonctionnelles

La montabilité de la plaque sur l'embase étant assurée, il faut maintenant examiner toutes les exigences fonctionnelles définies sur la figure 2.8. Les spécifications obtenues seront ajoutées fonction par fonction sur les figures 2.18 et 2.19.

L'exigence de planéité (3) figure 2.8 du plan F, le diamètre maxi de G et l'exigence de perpendicularité (4) figure 2.8 de G par rapport à F sont entièrement définies sur l'embase. Il n'y a pas de transfert. Les spécifications géométriques sont simplement recopiées pour donner la planéité (10) figure 2.19 de tolérance t_{e7} et la perpendicularité (11) figure 2.19 de tolérance t_{e8} .

Les zones de tolérances t_{e6} , t_{e7} et t_{e8} doivent respecter les deux relations suivantes :

$$t_{e7} \leq t_{cf0} \leq 0.005 \quad (2-26)$$

$$D6 + t_{e6} \leq D1 + t_{cf4} \leq 24.99 \quad (2-27)$$

$$D6 - t_{e8} \geq D1 - t_{cf1} \geq 24.97 \quad (2-28)$$

- Exigence fonctionnelle de localisation (1) figure 2.8 du plan H de la plaque

Le plan H de la plaque est localisé par rapport au plan F de l'embase avec une zone de tolérance t_{cf3} . Les surfaces H et F sont les surfaces terminales de l'exigence. La direction d'analyse est perpendiculaire au plan F. La démarche de cotation CLIC [49] /QUICK GPS [55] est la suivante :

La plaque est la pièce terminale. Il faut spécifier la surface fonctionnelle terminale H de l'exigence par rapport au système de références principal A|B de la plaque. H étant parallèle à A, seule la référence A est utile, ce qui donne la localisation (5) figure 2.18. La plaque est reliée à l'embase par le système de références D|E. Le système de références de l'exigence est limité à la surface F. Il faudra créer une spécification entre ces références D|E et F selon la direction d'analyse. Il y a deux solutions a priori parfaitement valides : localiser F par rapport à D ou localiser D par rapport à F. À l'évidence, D est de plus grande étendue que F. Il est préférable de localiser la surface F par rapport à D ce qui donne la localisation (6) figure 2.19. La droite d'analyse perpendiculaire à la surface terminale H coupe la surface F. Il n'est pas nécessaire d'ajouter une spécification d'orientation.

- Exigence fonctionnelle de coaxialité (2) figure 2.8 du cylindre J de la plaque

Le cylindre J de la plaque est coaxiale par rapport au système de références F|G de l'embase avec une zone de tolérance $\emptyset t_{cf2}$. La surface J est une surface terminale de l'exigence. La direction d'analyse est perpendiculaire à ce cylindre. La démarche de cotation CLIC/QUICK GPS est la suivante :

La plaque est la pièce terminale. Il faut spécifier la surface fonctionnelle terminale J de l'exigence par rapport au système de références principal A|B de la plaque, en conservant le modificateur \textcircled{M} de l'exigence. Il y a du jeu sur B. La référence B est donc au minimum de matière ce qui donne la localisation (7) figure 2.18. La plaque est reliée à l'embase par le système de références D|E. Le système de références de l'exigence est F|G. Il faudra créer une spécification de

position entre ces références D|E et F|G, selon la direction d'analyse qui est parallèle à D. Il y a deux solutions a priori parfaitement valides : localiser F et G par rapport à D|E ou localiser D et E par rapport à F|G. Pour être cohérent avec le choix précédent, il est préférable de localiser la surface G par rapport à D|E ce qui donne la localisation (8) figure 2.19. Il y a du jeu sur E. La référence E est donc au minimum de matière. Il y a du serrage sur G, donc pas de modificateur. La droite d'analyse perpendiculaire à la surface terminale J est perpendiculaire à F et ne coupe pas la surface F. Il n'est pas nécessaire d'ajouter une localisation, mais il faut une spécification d'orientation (9) figure 2.19. En effet un défaut d'orientation du plan F déplace considérablement le capteur entraînant un risque de collision du capteur avec l'alésage J.

Ces règles de choix de spécification de position ou d'orientation en exploitant la droite d'analyse sont en fait cohérentes avec le calcul de la résultante de la chaîne de cotes 3D dans la direction d'analyse. Les figures 2.18 et 2.19 récapitulent ainsi les spécifications géométriques provenant du transfert des exigences fonctionnelles de l'assemblage exprimées sur la figure 2.8.

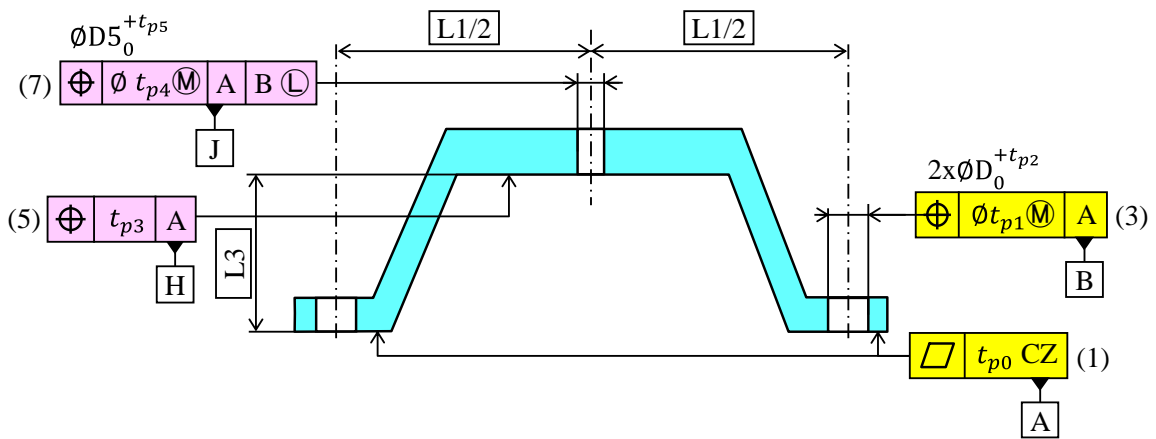


Figure 2.18. Spécifications fonctionnelles de la plaque

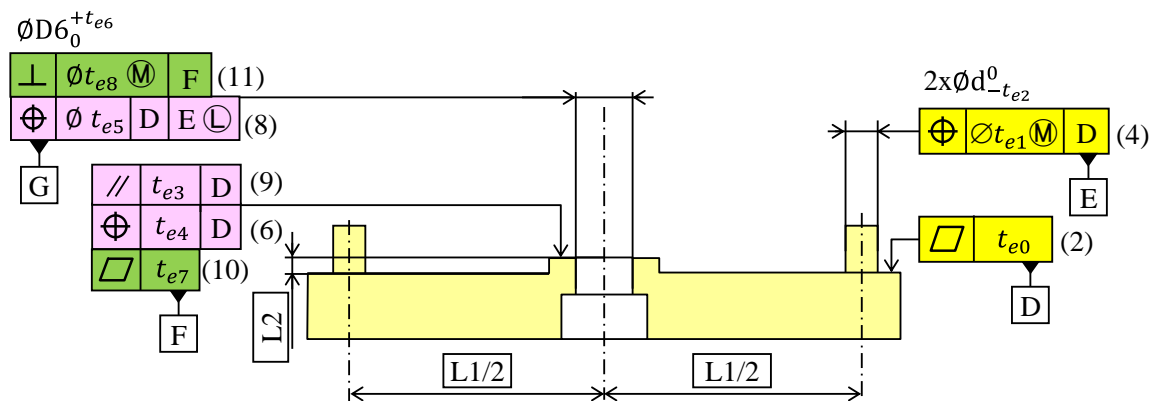


Figure 2.19. Spécifications fonctionnelles de l'embase

3.3 Calcul du flottement permis par le jeu maxi entre la plaque et l’embase

La liaison plaque/embase comporte du jeu qui autorise un petit déplacement relatif des deux pièces appelé un flottement (appelé également débattement par certains auteurs). Le flottement est maximal lorsque les entraxes réels sont identiques sur la plaque et sur l’embase et lorsque le jeu entre les pions et les alésages est maximal. Le flottement maximal peut donc être calculé lorsque les pièces sont dans un état virtuel au minimum de matière avec des entraxes nominaux, des pions parfaits de diamètre mini $d(L)$ et des alésages parfaits de diamètre maxi $D(L)$.

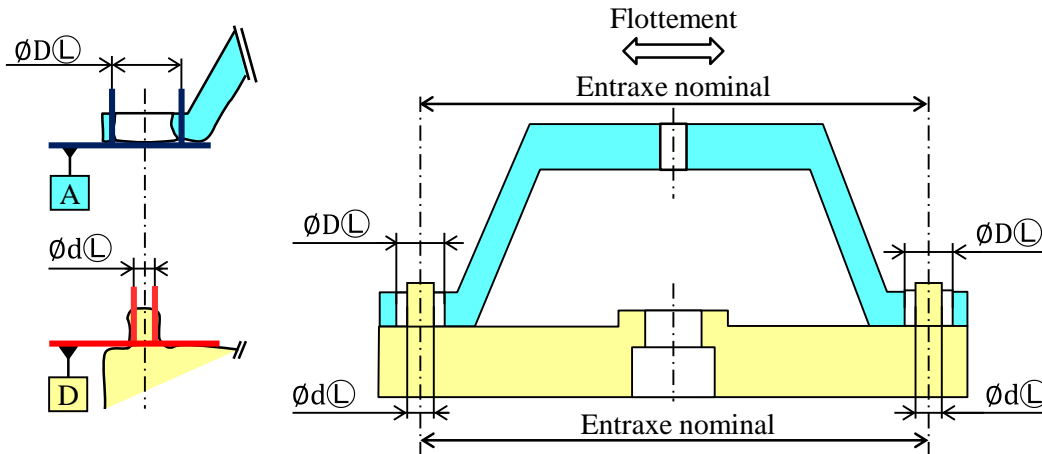


Figure 2.20. Flottement de la plaque par rapport à l'embase

L’équation donnant le jeu maximal au minimum de matière est écrite sous la forme :

$$\text{Jeu}_{\frac{\text{pion}}{\text{alésage}}(L)} = D(L) - d(L) = (D + t_{p2}) - (d - t_{e2}) \tag{2-29}$$

En remplaçant la relation (2-25) dans l’équation (2-29) :

$$\text{Jeu}_{\frac{\text{pion}}{\text{alésage}}(L)} = \text{Jeu}_{\frac{\text{pion}}{\text{alésage}}(M)} + t_{p1} + t_{e1} + t_{p2} + t_{e2} \tag{2-30}$$

Comme la surface J de la plaque est au centre de la référence B, le flottement de la surface J est égal au $\text{Jeu}_{\text{pion/alésage}}(L)$.

Cette relation montre que le flottement maxi est directement lié au jeu mini souhaité pour assurer la montabilité et à la somme des tolérances des pièces de cette liaison. Pour avoir un flottement faible, il faut un jeu mini faible et des tolérances sévères.

3.4 Analyse de tolérances

Dans ce paragraphe, l'analyse de tolérances est réalisée avec la méthode des droites d'analyse [52] pour vérifier le respect des exigences fonctionnelles, avec l'hypothèse de pièces parfaitement rigides. Pour cela, il faut établir la relation donnant la résultante de la chaîne de cotes 3D en fonction des tolérances.

L'analyse des tolérances pour l'exigence (1) figure 2.8 (correspondant à la distance d_1) montre que seulement les deux localisations illustrées en figure 2.21 sont influentes.

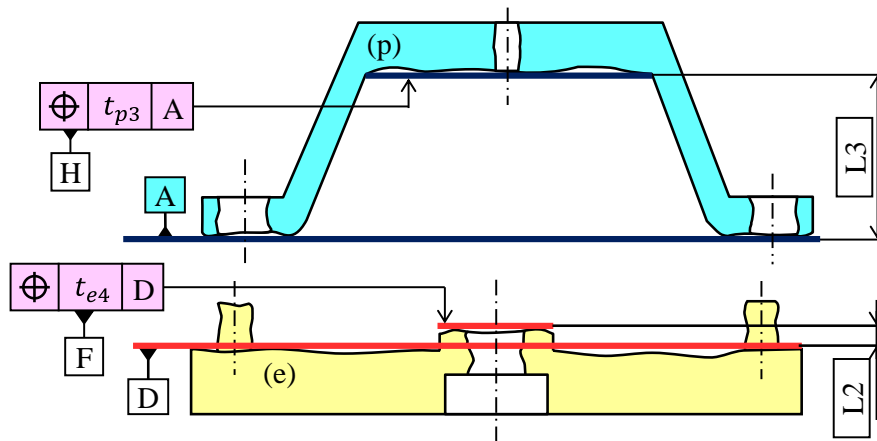


Figure 2.21. Dimensions et spécifications géométriques influentes

Ce cas simple peut être traité par une chaîne de cotes traditionnelle 1D, car les surfaces terminales sont face à face (voir figure 2.22). Les plans de référence A et D sont supposés parfaitement superposés. La validité de cette hypothèse impose un gap maxi faible, donc des tolérances de planéité assez sévères.

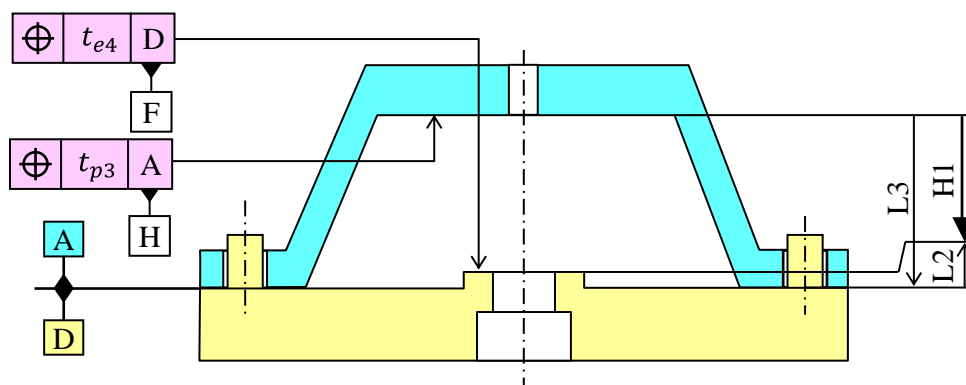


Figure 2.22. Chaîne de cotes pour respecter l'exigence (1) figure 2.8

La conformité de l'exigence mini sur H1 impose la relation :

$$L3 - L2 - (t_{p3} + t_{e4}) \leq H1_{\text{mini}} = 90 \quad (2-31)$$

Pour l'exigence (2) figure 2.8 (correspondant à l'exigence d2), l'état virtuel au maximum de matière à respecter sur l'alésage J est un cylindre de diamètre $D2 - t_{cf2} = D2_{\text{mini}} = 20$ centré sur F|G. L'analyse de tolérances dénombre 3 spécifications influentes illustrées sur la figure 2.23.

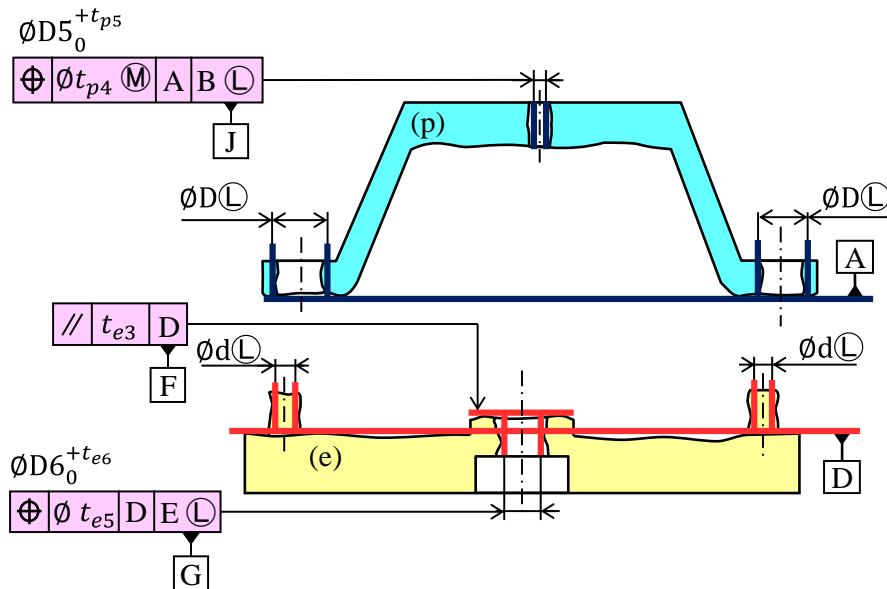


Figure 2.23. Dimensions et spécifications géométriques influentes

Cette chaîne de cotes est réellement 3D, car elle fait intervenir des défauts angulaires. Il faut donc cumuler les influences de chaque spécification. La figure 2.24 représente le mécanisme nominal avec le point P sur la frontière au maximum de matière $D5 - t_{p4}$ de l'alésage J par rapport à A|B et le point Q appartenant à l'axe du système de références F|G. Pour calculer les déplacements permis par les spécifications, on considère arbitrairement que le plan D et les axes nominaux E sont fixes.

- Sous l'effet du flottement, le point P peut se déplacer de la moitié du flottement maxi,
- Sous l'effet de l'écart de la localisation (8), le point Q peut se translater de $t_{e5}/2$,
- Sous l'effet d'une inclinaison du plan F, le point Q peut se déplacer de $\delta = t_{e3} \times h/E$ (voir figure 2.25).

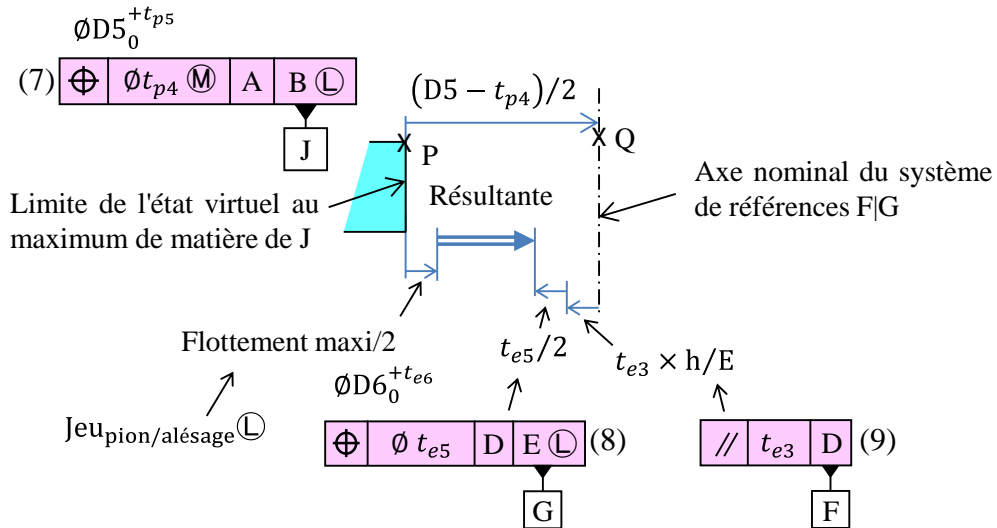


Figure 2.24. Chaîne de cotes 3D pour respecter l'exigence (2) figure 2.8

Le déplacement du point Q noté δ est déterminé en cherchant l'influence du parallélisme du plan F par rapport au plan D tel qu'illustré en figure 2.25. L'inclinaison maximale du plan est $\alpha = t_{e3}/E$. Le système d'axes pivote autour du centre de l'alésage G, ce qui donne le bras de levier h.

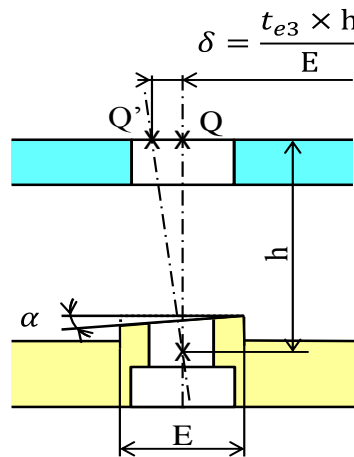


Figure 2.25. Influence du parallélisme du plan F sur le déplacement du point Q

La résultante R au rayon est :

$$R = \frac{(D5 - t_{p4})}{2} - \frac{\text{Flottement maxi}}{2} - \frac{t_{e5}}{2} - \frac{t_{e3} \times h}{E} \tag{2-32}$$

Avec : $\text{Flottement maxi} = \text{Jeu}_{\text{pion/alésage}} \text{ (L)} = \text{Jeu}_{\text{pion/alésage}} \text{ (M)} + t_{p1} + t_{e1} + t_{p2} + t_{e2}$

En conclusion, les conditions à respecter sont écrites sous la forme :

$$2 \times R \geq D2_{\text{mini}} = 20 \quad (2-33)$$

Soit :

$$D5 - D2_{\text{mini}} - \text{Jeu}_{\frac{\text{pion}}{\text{alésage}}} \textcircled{\text{M}} \geq t_{p4} + t_{p1} + t_{e1} + t_{p2} + t_{e2} + t_{e5} + t_{e3} \times \frac{2h}{E} \quad (2-34)$$

L'exigence d'étanchéité est respectée par la relation :

$$D5 + t_{p5} \leq D2_{\text{maxi}} = 20.4 \quad (2-35)$$

En éliminant D5 des deux relations (2-33) et (2-34), la condition à respecter est la suivante :

$$D2_{\text{maxi}} - D2_{\text{mini}} - \text{Jeu}_{\frac{\text{pion}}{\text{alésage}}} \textcircled{\text{M}} \geq t_{p5} + t_{p4} + t_{p1} + t_{e1} + t_{p2} + t_{e2} + t_{e5} + t_{e3} \times \frac{2h}{E} \quad (2-36)$$

Cette relation montre que la somme des tolérances est limitée par les trois exigences sur D2maxi et D2mini ainsi que sur le jeu mini $\text{Jeu}_{\frac{\text{pion}}{\text{alésage}}} \textcircled{\text{M}}$.

3.5 Choix des tolérances

Pour faire le choix des dimensions et des tolérances, il est nécessaire de récapituler l'ensemble des équations à respecter.

$$d1_{\text{mini}} : L3 - L2 - (t_{p3} + t_{e4}) \leq H1_{\text{mini}} = 90 \quad (2-37)$$

$$\text{Jeu}_{\frac{\text{pion}}{\text{alésage}}} \textcircled{\text{M}} = (D - d) - (t_{p1} + t_{e1}) \quad (2-38)$$

$$D2_{\text{maxi}} - D2_{\text{mini}} - \text{Jeu}_{\frac{\text{pion}}{\text{alésage}}} \textcircled{\text{M}} \geq t_{p5} + t_{p4} + t_{p1} + t_{e1} + t_{p2} + t_{e2} + t_{e5} + t_{e3} \times \frac{2h}{E} \quad (2-39)$$

$$\text{Etanchéité} : D5 + t_{p5} \leq D2_{\text{maxi}} = 20.4 \quad (2-40)$$

Un premier choix peut être fait à l'aide d'un tableau élaboré par l'entreprise pour définir des tolérances types ou à l'aide de la norme ISO 2768:1993 qui donne des valeurs de tolérances « réalisables » pour l'usinage. D'autres normes sont disponibles pour divers procédés (fonderie, plasturgie ...). Ces valeurs sont très discutables, mais peuvent servir de base.

Une version très simplifiée de cette approche est donnée par le tableau 2.4, proposée par [27]. Ces valeurs correspondent par exemple à $1,33 \times 6\sigma$ pour des précédés de production très précis en colonne 2, moins coûteux mais moyennement précis en colonne 3 et plus simple et peu précis en colonne 3. Cette approche va permettre une répartition iso-capabilité des tolérances.

Tableau 2.4. Tableau de valeurs de tolérances [27]

Type de spécification	Qualité du mécanisme		
	Précise	Moyenne	Large
Forme	0.005	0.01	0.04
Dimension locale	0.02	0.04	0.16
Orientation	0.03	0.06	0.3
Position et battement	0.05	0.2	0.8

Remarque : mettre 0 \textcircled{M} ou 0 \textcircled{L} en prenant la précaution d'augmenter la tolérance sur la dimension de la tolérance sur l'orientation ou la position au maximum de matière

Ce tableau propose :

- Forme : 0.005 pour les tolérances t_{p0} et t_{e0} des planéités de A et D.
- Dimensions locales : 0.02 pour les tolérances t_{p2} et t_{e2} sur les diamètres des alésages B et des pions E et pour les tolérances t_{p5} et t_{e6} sur les diamètres des alésages J et G.
- Orientation : 0.03 pour la tolérance t_{e3} sur le parallélisme de F.
- Position : 0.05 pour les tolérances t_{p3} et t_{e4} sur les localisations des plans H et F et pour la tolérance t_{e5} la localisation de l'alésage G.
- Les tolérances au maximum de matière : 0 pour t_{p4} , t_{p1} , t_{e1} et t_{e8} .

Pour assurer la montabilité, il suffit d'un jeu mini quasi nul de 0.01 ou à la limite 0 ce qui est possible avec le maximum de matière. Par contre, le choix de la tolérance « 0 » au maximum de matière est conditionné par le report de la tolérance de localisation sur la tolérance au diamètre. L'embase est une pièce rigide monobloc. On peut supposer que la tolérance de localisation admissible en fabrication sur l'entraxe est de 0.05. La tolérance t_{e2} doit donc être augmentée de 0.05, soit $t_{e2} = 0.07$. La plaque est composée en réalité de 3 pièces. La tolérance réalisable sur l'entraxe est au moins de 3 fois 0.05 soit 0.15. La tolérance t_{p2} doit donc être augmentée de 0.15, soit $t_{p2} = 0.17$.

Le cumul des tolérances, dans l'équation (2-39) avec $h = 100$ et $E = 30$, est :

$$C = t_{p5} + t_{p4} + t_{p1} + t_{e1} + t_{p2} + t_{e2} + t_{e5} + t_{e3} \times \frac{2h}{E} \quad (2-41)$$

$$C = 0.02 + 0 + 0 + 0 + 0.17 + 0.07 + 0.05 + 0.03 \times \frac{2h}{E} = 0.51 \quad (2-42)$$

La condition à respecter est :

$$D2_{\max i} - D2_{\min i} - \text{Jeu}_{\frac{\text{pion}}{\text{alésage}}} \textcircled{M} \geq C \quad (2-43)$$

Avec $D2_{\max i} - D2_{\min i} - \text{Jeu}_{\frac{\text{pion}}{\text{alésage}}} \textcircled{M} = 0.39$ et $C = 0.51$

Cette proposition de choix des tolérances n'est pas possible. La première solution consiste à négocier sur les valeurs limites des exigences $D2_{\max i}$, $D2_{\min i}$ et $\text{Jeu}_{\frac{\text{pion}}{\text{alésage}}} \textcircled{M}$. En particulier, la condition d'étanchéité $D2_{\max i}$ a été imposée « arbitrairement ». Elle apparaît comme critique et nécessite une étude plus approfondie.

En supposant que la négociation soit impossible, il faut diviser toutes les tolérances de l'équation (2-39) par $0.51/0.39 = 1.3$. Ces tolérances sont réalisables, mais deviennent très sévères.

L'équation (2-38) donne directement : $D - d = \text{Jeu}_{\frac{\text{pion}}{\text{alésage}}} \textcircled{M} = 0.01$. Le choix arbitraire de dimensionnement du pion est : $d = 10$ ce qui donne $D = 10.01$

L'équation (2-40) de maintien du joint d'étanchéité donne le diamètre $D5$, en divisant la tolérance t_{p5} par le facteur 1.3 :

$$D5 = D2_{\max i} - (t_{p5}/1.3) = 20.4 - (0.02/1.3) = 20.385 \quad (2-44)$$

Pour satisfaire les exigences de montabilité du capteur sur l'embase, il faut respecter les exigences de serrage définies dans le tableau 2-2 et illustrées ci-dessous :

$$\text{Serrage maxi du capteur dans la surface G : } D6 - t_{e8} \geq D1 - t_{cf1} \geq 24.97 \quad (2-45)$$

$$\text{Serrage mini du capteur dans la surface G : } D6 + t_{e6} \leq D1 + t_{cf4} \leq 24.99 \quad (2-46)$$

Avec $t_{e6} = 0.02$ et $t_{e8} = 0$, ces deux équations donnent directement la spécification dimensionnelle de G : $\varnothing 24.97_0^{+0.02}$.

Les dessins de définition ainsi obtenus sont donnés par les figures 0.28 et 0.29

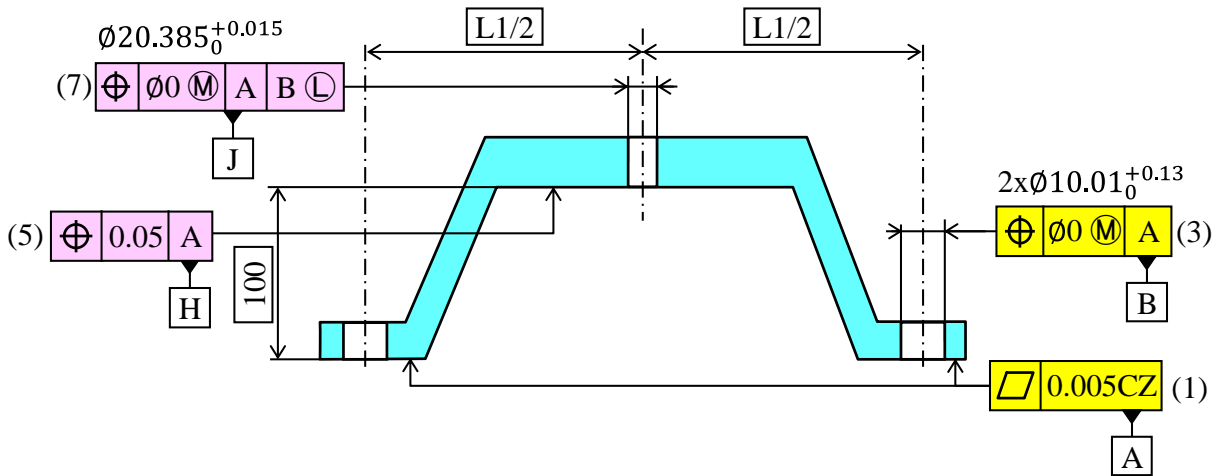


Figure 2.26. Cotation de la plaque avec l'hypothèse d'assemblage rigide

Sur le diamètre de G, l'écart inférieur doit être de (-0.038) en mettant la localisation (8) à $\varnothing 0 \text{L}$.

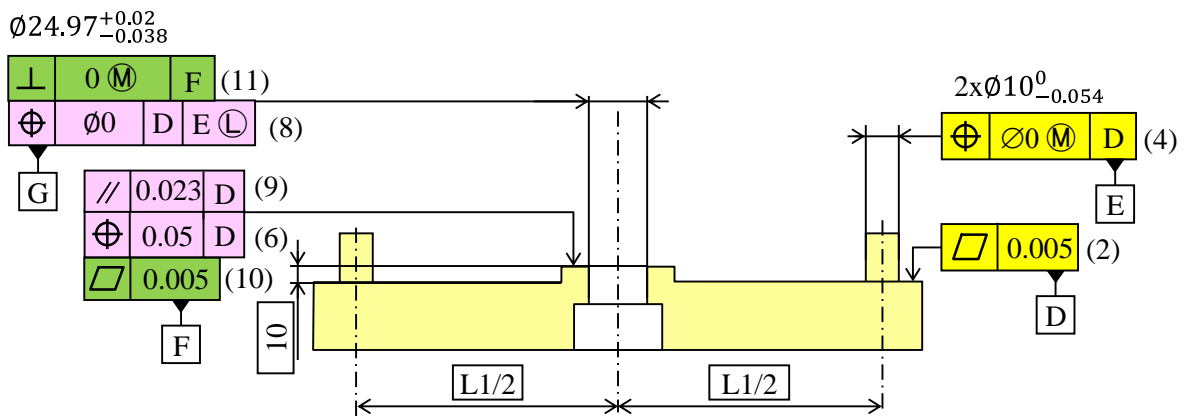


Figure 2.27. Cotation de l'embase avec l'hypothèse d'assemblage rigide

L'approche de tolérancement a été réalisée avec l'hypothèse de pièces rigides, sans déformation.

Sur l'embase, avec ces tolérances, si la tolérance de position nécessaire à la fabrication de pions est $0.05/1.3 = 0.038$, la tolérance restant disponible sur le diamètre est $0.02/1.3 = 0.015$.

Sur la plaque, avec ces tolérances, si la tolérance de position nécessaire à la fabrication des alésages est $0.015/1.3 = 0.115$, la tolérance restant disponible sur le diamètre est $0.02/1.3 = 0.015$.

Le jeu maxi de 0.19 est ainsi la somme des deux tolérances de position nécessaires à la fabrication pour les entraxes et des deux tolérances sur les diamètres.

Pour garantir la montabilité des pièces de ce mécanisme, des jeux importants sont nécessaires dans les liaisons, ce qui pénalise énormément la précision du mécanisme.

4 Tolérancement d'un assemblage hyperstatique de pièces déformables

4.1 Principe de compensation des défauts par la déformation d'une pièce

L'idée développée dans cette section consiste à dire qu'une des pièces peut se déformer pour lever l'hyperstatisme en compensant la différence des entraxes des deux pièces. Ceci permet d'imposer des jeux mini très faibles ou plus exactement d'éviter d'augmenter l'intervalle de tolérance sur les diamètres des alésages pour compenser les différences d'entraxes. Par conséquent, le jeu maxi sera faible et la précision du mécanisme sera meilleure.

Concrètement, la plaque possède des parois minces. Elle peut se déformer, comme illustrée en figure 2.28, pour compenser les différences d'entraxes entre les deux liaisons cylindriques et le voile entre les deux faces planes inférieures. Par contre, il n'est pas envisageable que la pièce se déforme au voisinage de chaque trou, par exemple pour compenser un défaut de perpendicularité du trou par rapport au plan de contact ou un défaut de forme du trou.

Il faut donc assurer un jeu suffisant pour que chaque pion rentre dans son alésage. Le jeu minimal peut donc être très faible. Par contre, la différence des entraxes doit être compensée par les deux flèches illustrées en figure 2.28.

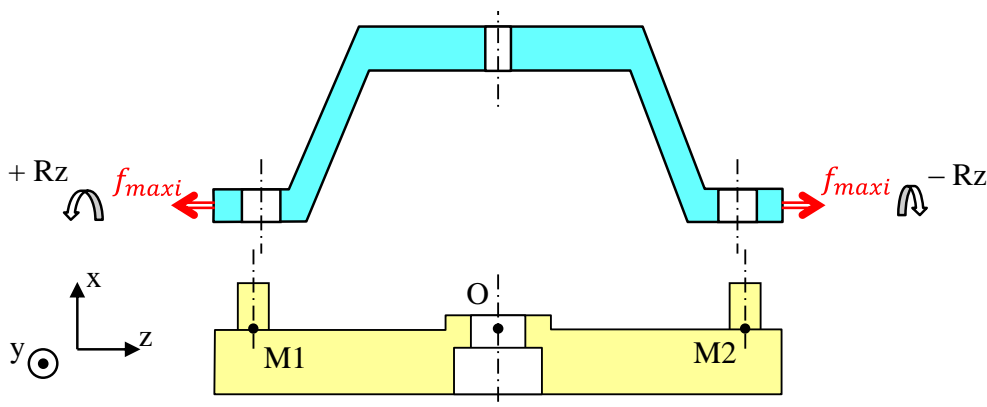


Figure 2.28. La déformation favorise la montabilité des pièces

La déformation de la plaque est induite par l'application d'efforts extérieurs durant la procédure d'assemblage. Cet effort est appliqué a priori « à la main » par un technicien lors du montage.

L'effort doit être raisonnable, par exemple de l'ordre de 50N. Un simple essai mécanique sur une pièce réelle avec un ou deux comparateurs permet de déterminer une flèche acceptable. Une étude mécanique du comportement mécanique de la plaque, par un modèle de type poutre dans les cas simples ou par éléments finis, permet également d'estimer la flèche acceptable. Si nécessaire, il peut être prévu un montage pour appliquer des efforts spécifiques, par exemple à l'aide de vis ou d'une presse hydraulique. Plus couramment, un dispositif de centrage avec des cônes d'entrée très importants au sommet des pions et des chanfreins d'entrée à 30° dans les alésages permet de déformer la pièce lors du serrage par les vis.

Pour la suite de ce cas d'étude, l'embase est considérée comme une pièce rigide. La déformation de la plaque est supposée symétrique avec une valeur de flèche limitée à $f_{maxi} = 0.25\text{mm}$ et un vrillage des deux plans de la plaque avec une rotation Rz qui correspond à un gap de 0.155, qui correspond à la somme des tolérances de planéité.

Durant le processus d'assemblage, la plaque est donc étirée ou au contraire comprimée pour permettre l'insertion sur les pions. Ensuite, les vis sont serrées, ce qui a pour effet le redressage de la plaque sur l'embase, quelle que soit le vrillage des deux faces planes inférieures de la plaque. Globalement, il y a donc une différence très sensible entre la forme de la plaque à l'état libre et sa forme fonctionnelle, lorsqu'elle est vissée sur la plaque.

La norme ISO 10579-NR permet d'imposer un protocole de contrôle qui consiste à plaquer la pièce réelle sur un marbre éventuellement avec des pions dans les alésages pour la mettre dans sa forme fonctionnelle. Cependant, il faut noter que dans un assemblage réel, les déformations de la plaque compensent à la fois les écarts de la plaque et de l'embase, et plus exactement, la différence des écarts. Le contrôle sur un marbre ne peut pas reproduire exactement le bridage sur une embase réelle avec un entraxe trop grand ou trop petit.

Inversement, l'embase est ici considérée comme infiniment rigide. Il n'est pas possible de la spécifier avec un protocole de redressage. Cependant, les défauts de planéité et d'entraxe de l'embase peuvent aussi être compensés par la déformation de la plaque.

4.2 Optimisation de la cotation

L'objectif de ce paragraphe est de compléter la méthode CLIC pour améliorer la cotation en admettant la déformation de pièces pour garantir la montabilité des pièces et le respect des exigences fonctionnelles.

L'idée de base est de spécifier la plaque d'une part à l'état libre, avec le modificateur Ⓜ [92], et d'autre part, selon un protocole de bridage de la plaque sur un montage de contrôle pour d'autres spécifications. Naturellement, les surfaces d'appui sur le montage de contrôle ne sont plus directement mesurables. Par exemple, il n'est pas possible de mesurer la planéité d'un plan bridé sur le marbre.

La première déformation admise est le vrillage de la plaque pour redresser les faces planes inférieures lors du vissage. La planéité en zone commune devient uniquement utile à l'état libre pour limiter les défauts et éviter d'avoir à appliquer un effort trop important pour rendre les deux plans coplanaires. Par contre, il faut une bonne planéité de chacun des deux plans de la plaque considérés comme localement indépendants et peu déformables.

La seconde déformation admise est la variation de l'entraxe entre les deux alésages de la plaque lors du montage. La position du groupe de deux alésages devient uniquement utile à l'état libre pour limiter les écarts et éviter d'avoir à appliquer un effort trop important pour aligner les axes des alésages avec les pions. Par contre, il faut une bonne perpendicularité de chacun des deux trous considérés comme localement indépendants par rapport à leur face plane respective.

Avec ses deux déformations, les deux côtés de la plaque peuvent être considérés comme quasi indépendants. Il faut alors garantir la montabilité des deux côtés de la plaque sur chaque pion indépendamment l'un de l'autre, comme si la plaque était coupée en deux !

La figure 2.29 illustre le modèle. Les deux faces inférieures planes de la plaque sont désignées P et Q. Le plan D est supposé unique sur l'embase. Lors du vissage, le plan P sera plaqué sur D. La mobilité de la partie gauche permet d'aligner les axes. Il suffit donc que l'état virtuel en orientation $D\text{Ⓜ}$ soit supérieur à $d\text{Ⓜ}$ sans contrainte de distance par rapport à l'autre trou. (De même à droite).

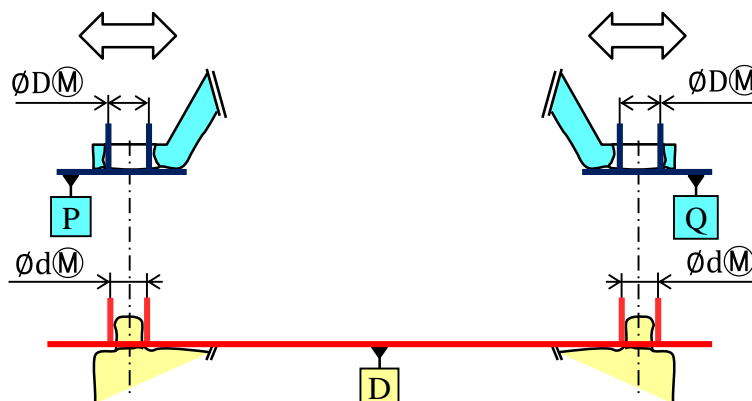


Figure 2.29. Exigences de montabilité indépendantes

La figure 2.30 donne la nouvelle cotation de la plaque où les spécifications avec \textcircled{F} sont mesurées à l'état libre. Les spécifications sans \textcircled{F} sont mesurées en bridant la pièce sur un marbre (sans pions).

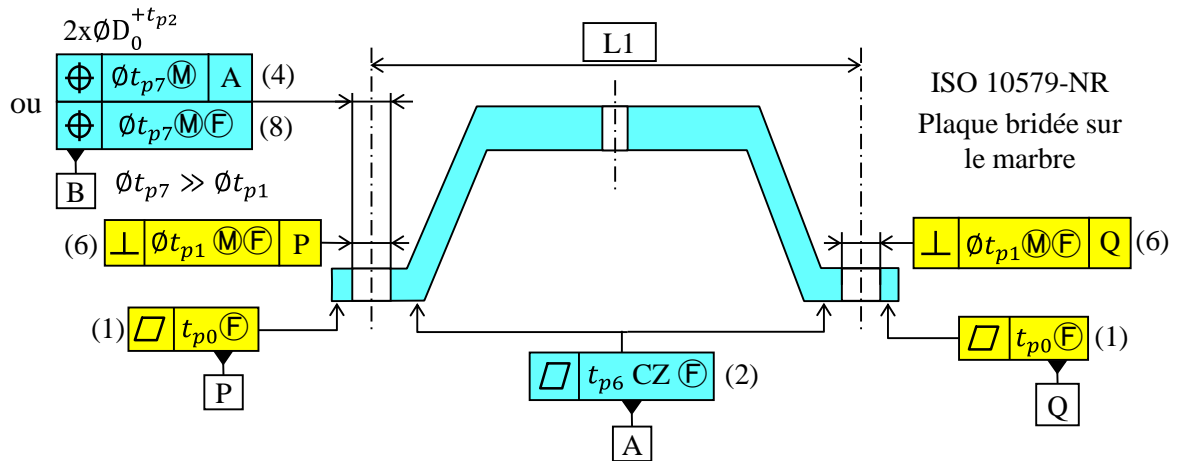


Figure 2.30. Cotation de la plaque pour garantir sa montabilité sur l'embase

- Les plans P et Q doivent avoir chacun une bonne planéité (1). Elles ne sont mesurables qu'à l'état libre.
- Pour éviter une trop forte torsion lors du redressage, la planéité en zone commune (2) doit être respectée à l'état libre.
- Chaque alésage doit respecter une perpendicularité (6) au maximum de matière par rapport à son plan pour pouvoir assurer l'assemblage.
- La localisation (4) est définie à l'état contraint, pièce bridée sur un marbre (en laissant l'accès libre pour les trous B), donc en laissant l'entraxe libre. Le plan A est donc identifié sur le marbre, avant de poser la pièce dessus. La tolérance $\varnothing t_{p7}$ est grande par rapport à $\varnothing t_{p1}$. La différence va correspondre à la flèche admissible en position bridée, ce qui a pour but de limiter les contraintes internes en fonctionnement.
- La localisation (8) à l'état libre, sans référence, qui correspond à l'entraxe « pièce en l'air », lorsque le monteur présente la plaque en face d'une embase.

Les deux localisations (4) et (8) de la figure 2.30 sont surabondantes. Elles limitent la déformation de la pièce à deux étapes du processus d'assemblage : « pièce en l'air » et « pièce redressée sur le plan ». Pour la suite, seule la localisation (8) est gardée pour garantir l'assemblage du système.

Le diamètre D des alésages est vérifié à l'état contraint. Le métrologue pourra considérer qu'il est suffisant de le mesurer à l'état libre, car l'alésage sera très peu affecté par la déformation.

La figure 2.31 donne la nouvelle cotation de l'embase supposée rigide. Chaque pion doit respecter une perpendicularité au maximum de matière (7) par rapport à D avec une tolérance $\varnothing t_{e1}$ sévère. En complément, le groupe des deux pions doit respecter la localisation (5) par rapport à D, avec une tolérance $\varnothing t_{e9}$ supérieure à $\varnothing t_{e1}$.

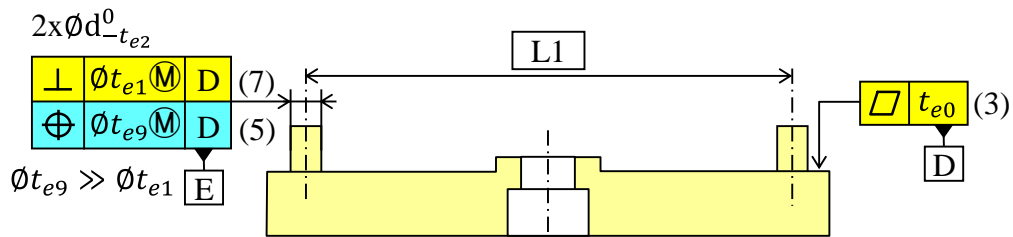


Figure 2.31. Cotation de l'embase pour garantir sa montabilité avec la plaque

Un seul plan D a été défini sur toute la surface de l'embase. Il aurait été possible de séparer les deux parties du plan comme pour la plaque, pour les deux perpendicularités.

La déformation de la plaque permet d'aligner chaque alésage sur son pion. L'équation du jeu local minimal entre un pion et un alésage, noté $\text{Jeu}_{\frac{\text{pion}}{\text{alésage}}}(\mathbb{M})$, est établie avec les spécifications de perpendicularité (6) figure 2.30 et (7) figure 2.31 :

$$\text{Jeu}_{\frac{\text{pion}}{\text{alésage}}}(\mathbb{M}) = D(\mathbb{M}) - d(\mathbb{M}) = (D - t_{p1}) - (d + t_{e1}) \tag{2-47}$$

Avec cette cotation, chaque pion peut rentrer dans son alésage en assurant le contact plan sur plan, quitte à déformer la plaque.

Les tolérances de position (8) et (5), synthétisées sur la figure 2.32, permettent d'identifier la flèche nécessaire de chaque côté de la pièce.

Le pion peut se trouver dans un cylindre de diamètre $d(\mathbb{M}) = d + t_{e9}$ centré sur la position nominale. Le trou laisse libre un espace cylindrique de diamètre $D(\mathbb{M}) = D - t_{p7}$ centré sur la position nominale avec $D - t_{p7} \ll d + t_{e9}$.

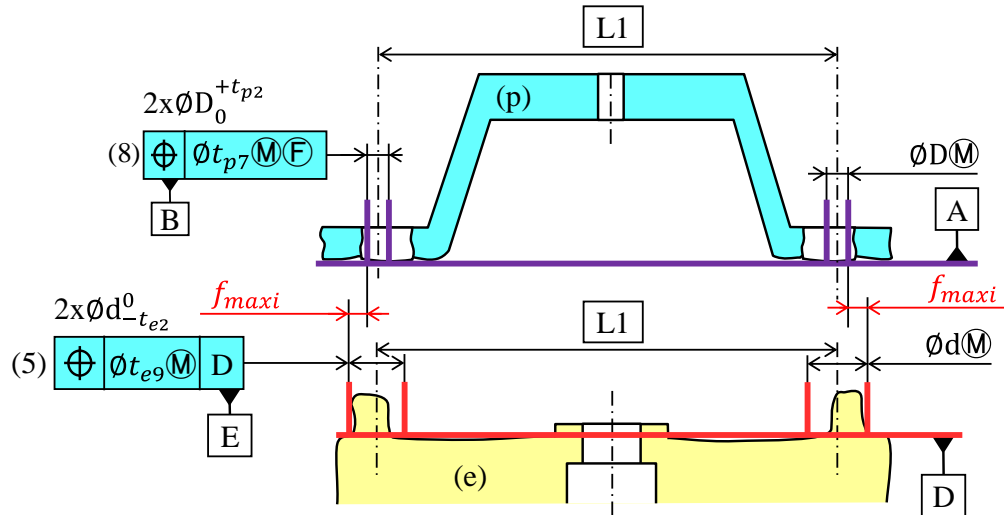


Figure 2.32. Défauts d'entraxes autorisés uniquement entre l'embase et la plaque

La montabilité n'est donc pas assurée sans déformation. Au pire des cas, il faudra déformer la pièce en appliquant une flèche f_{maxi} de chaque côté naturellement identique si la plaque est symétrique. La flèche maximale correspond à la différence entre les rayons des cylindres :

$$2 \times f_{maxi} = d^{\text{M}} - D^{\text{M}} = (d + t_{e9}) - (D - t_{p7}) \tag{2-48}$$

La flèche peut donc compenser les différences d'entraxes permis par les tolérances t_{e9} et t_{p7} .

4.3 Transfert des exigences fonctionnelles

Il n'y a pas de différence pour le traitement de l'exigence (1) figure 2.8 entre les deux plans H et F. La seule différence est que la localisation du plan H sur la plaque est demandée à l'état contraint, pièce bridée sur un marbre.

L'analyse de l'exigence (2) figure 2.8 de position de J par rapport au système de références F|G est beaucoup plus fine car il faut faire un double raisonnement. Il faut d'abord constater que le décalage des alésages centraux J de la plaque et G de l'embase sera maximal lorsqu'il y a du flottage entre les deux pièces, c'est-à-dire lorsqu'il y a du jeu, donc sans déformation des pièces. Sur le principe, l'équation de calcul de la résultante au pire des cas est donc identique au calcul pour les pièces rigides en considérant le jeu maxi et l'entraxe identique ou « parfait ».

Il faut également constater que s'il y a une différence d'entraxe, le flottage sera plus faible, donc la précision de l'assemblage sera meilleure, car il y aura un autocentrage des deux pièces. On pourrait donc se contenter de la même spécification de localisation de l'alésage J de la plaque que

pour les pièces rigides (avec une référence B au minimum de matière) avec les spécifications influentes récapitulées en figure 2.23. Toutefois, cela poserait un problème : s'il y a un écart sur l'entraxe réel, avec la définition actuelle de la norme ISO 2692:2015, la référence au minimum de matière ne serait pas validée et la pièce sera déclarée non conforme. Le système de références de la localisation (7) figure 2.33 utilise donc le modificateur [DV] (distance variable) qui a pour effet de centrer le modèle nominal sur les deux alésages.

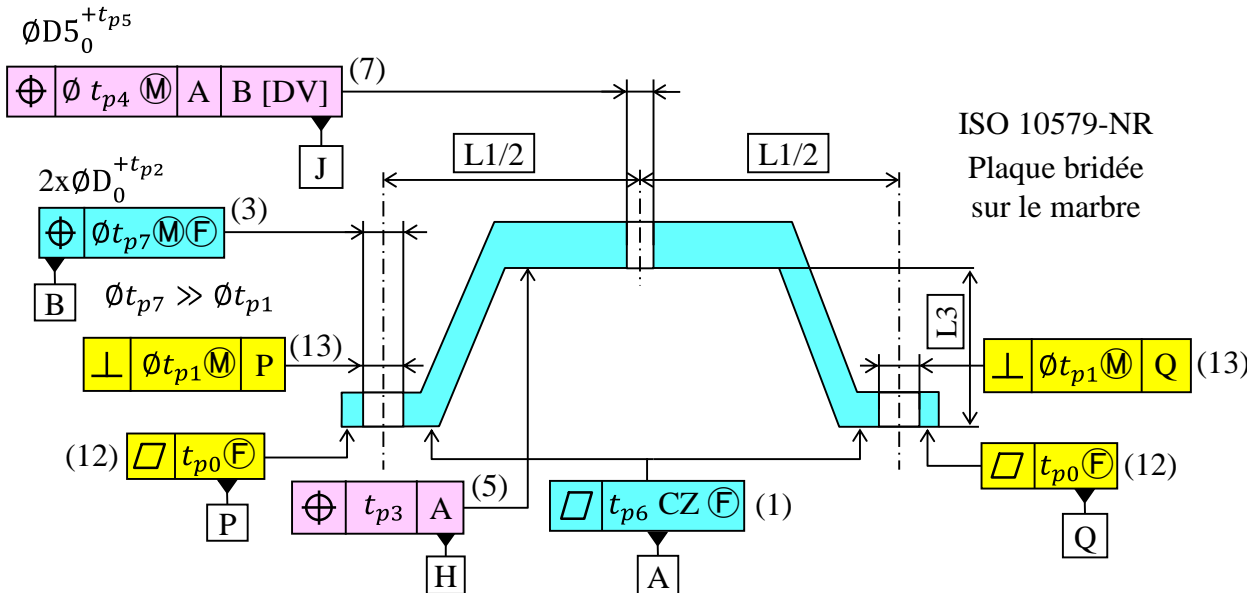


Figure 2.33. Transfert des exigences fonctionnelles sur la plaque

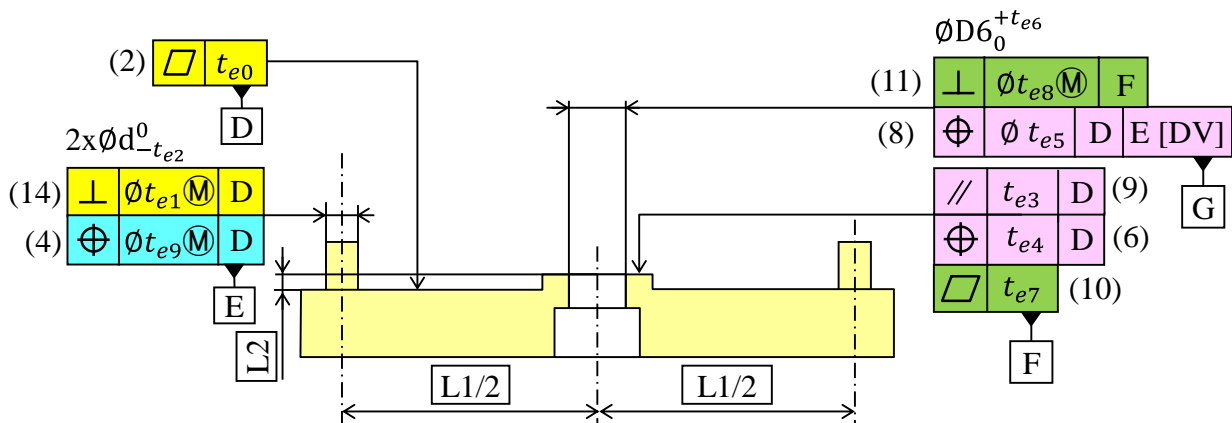


Figure 2.34. Transfert des exigences fonctionnelles sur l'embase

Les figures 0.35 et 0.36 illustrent les spécifications géométriques des deux pièces en considérant la plaque déformable. Cette cotation peut être comparée à celle proposée dans les figures 2.18 et 2.19 établie pour les pièces rigides.

Les deux spécifications (10) et (11) de la figure 2.34 sont simplement la recopie des exigences (3) et (4) de la figure 2.8.

L'exigence fonctionnelle de localisation (1) figure 2.8 du plan H de la plaque par rapport au plan F de l'embase avec une zone de tolérance t_{cf3} . Le raisonnement est identique à celui effectué en paragraphe 3.2, en considérant la plaque à l'état contraint. Ceci donne la localisation (5) figure 2.33 sur la plaque et la localisation (6) figure 2.34 sur l'embase.

L'exigence fonctionnelle de coaxialité (2) figure 2.8 du cylindre J de la plaque par rapport au système de référence F|G de l'embase avec une zone de tolérance $\emptyset t_{cf2}$ impose un raisonnement également identique à celui effectué en paragraphe 3.2. Il faut spécifier la surface fonctionnelle terminale J de l'exigence par rapport au système de références principal A|B de la plaque, en conservant le modificateur \textcircled{M} de l'exigence. Pour éviter le rejet des pièces, le modificateur [DV] [93] est employé sur la référence B ce qui donne la localisation (7) figure 2.33. L'embase comporte la localisation (8) figure 2.34. La droite d'analyse perpendiculaire à la surface terminale J est perpendiculaire à F et ne coupe pas la surface F. Il n'est pas nécessaire d'ajouter une localisation, mais il faut une spécification d'orientation (9) figure 2.34.

4.4 Analyse de tolérances

L'analyse de tolérances est similaire à celle réalisée dans le paragraphe 3.4. La première différence porte sur la montabilité de chaque pion dans son alésage : Les tolérances t_{p1} et t_{e1} sont des orientations. Les valeurs admissibles sont donc plus sévères.

$$\text{Jeu}_{\frac{\text{pion}}{\text{alésage}}} \textcircled{M} = D \textcircled{M} - d \textcircled{M} = (D - t_{p1}) - (d + t_{e1}) \quad (2-49)$$

La seconde différence porte sur le calcul pour l'exigence (2) figure 2.8 (correspondant à l'exigence d2) avec 3 spécifications influentes : (7) figure 2.33 et [(8) et (9)] figure 2.34. Le diamètre au maximum de matière de l'état virtuel est à respecter sur l'alésage J est un cylindre de diamètre $D2 - t_{cf2} = D2_{\text{mini}} = 20$ centré sur F|G. La chaîne de cotes 3D, au pire des cas, tracée figure 2.35 est similaire, même si le modificateur [DV] remplace le \textcircled{L} sur la référence B. En effet, le flottement maxi est calculé avec les diamètres au minimum de matière des trous.

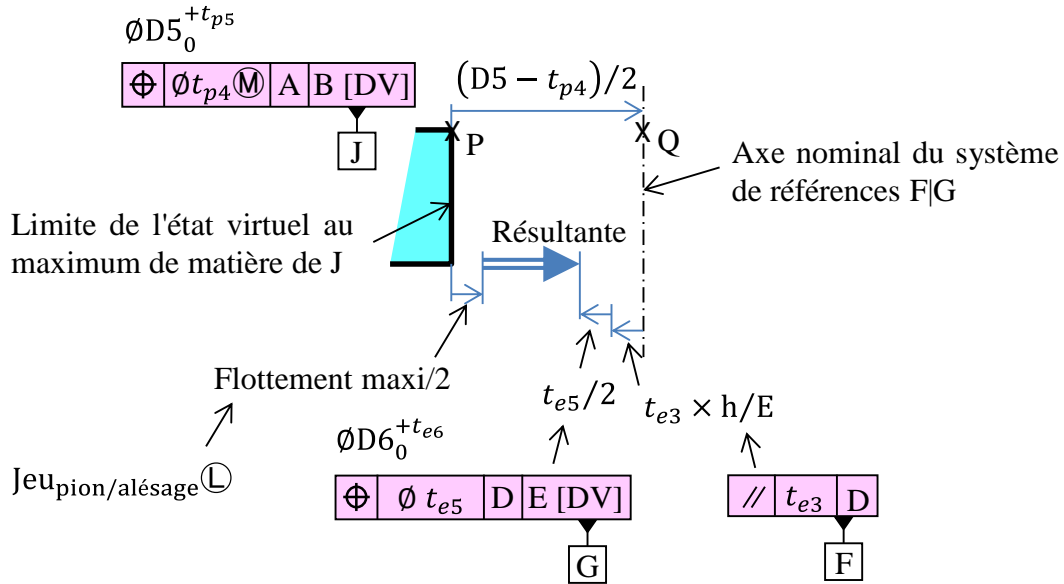


Figure 2.35. Nouvelle chaîne de cotes 3D pour respecter l'exigence (2) figure 2.8

La condition à respecter est donc identique :

$$R = \frac{(D5 - t_{p4})}{2} - \frac{\text{Flottement maxi}}{2} - \frac{t_{e5}}{2} - \frac{t_{e3} \times h}{E} \quad (2-50)$$

$$\text{Flottement maxi} = \text{Jeu}_{\text{pion/alésage}} \textcircled{L} = D \textcircled{L} - d \textcircled{L} = (D - d) + (t_{p2} + t_{e2}) \quad (2-51)$$

4.5 Choix des tolérances

Pour faire le choix des dimensions et des tolérances, il est nécessaire de récapituler l'ensemble des équations à respecter.

$$d1_{\text{mini}} : L3 - L2 - (t_{p3} + t_{e4}) \leq H1_{\text{mini}} = 90 \quad (2-52)$$

$$\text{Jeu}_{\text{pion/alésage}} \textcircled{M} = (D - d) - (t_{p1} + t_{e1}) \quad (2-53)$$

$$D2_{\text{maxi}} - D2_{\text{mini}} - \text{Jeu}_{\frac{\text{pion}}{\text{alésage}}} \textcircled{M} \geq t_{p5} + t_{p4} + t_{p1} + t_{e1} + t_{p2} + t_{e2} + t_{e5} + t_{e3} \times \frac{2h}{E} \quad (2-54)$$

$$\text{Étanchéité} : D5 + t_{p5} \leq D2 + t_{cf5} \leq D2_{\text{maxi}} = 20.4 \quad (2-55)$$

$$2 \times f_{\text{maxi}} = (d + t_{e9}) - (D - t_{p7}) \quad (2-56)$$

Comme pour les pièces rigides, le tableau 2.4 donne les valeurs par défaut. La principale différence porte sur le report des tolérances d'orientation au lieu de position. En effet, pour assurer

la montabilité, il suffit d'un jeu mini quasi nul de 0.01 ou à la limite 0 ce qui est possible avec le maximum de matière. Par contre, le choix de la tolérance « 0 » au maximum de matière pour t_{e1} et t_{p1} est conditionné par le report de la tolérance de perpendicularité sur la tolérance au diamètre :

- L'embase est une pièce rigide monobloc. On peut supposer que la tolérance d'orientation admissible en fabrication est de 0.03. La tolérance t_{e2} doit donc être augmentée de 0.03, soit $t_{e2} = 0.05$.
- La plaque est composée de 3 pièces, mais la montabilité de chaque trou est indépendante. La perpendicularité sera une spécification locale propre à chaque montant. La tolérance réalisable sur la perpendicularité est de 0.03. La tolérance t_{p2} doit donc être augmentée de 0.03, soit $t_{p2} = 0.05$.

L'équation (2-38) donne directement : $D - d = \text{Jeu}_{\frac{\text{pion}}{\text{alésage}}} \textcircled{\text{M}} = 0.01$. Le choix arbitraire de dimensionnement du pion est : $d = 10$ ce qui donne $D = 10.01$

Le cumul des tolérances, dans l'équation (2-54) avec $h = 100$ et $E = 30$, est :

$$C = t_{p5} + t_{p4} + t_{p1} + t_{e1} + t_{p2} + t_{e2} + t_{e5} + t_{e3} \times \frac{2h}{E} \quad (2-57)$$

$$C = 0.02 + 0 + 0 + 0 + 0.05 + 0.05 + 0.05 + 0.03 \times \frac{2h}{E} = 0.37 \quad (2-58)$$

La condition à respecter est :

$$D2_{\text{maxi}} - D2_{\text{mini}} - \text{Jeu}_{\frac{\text{pion}}{\text{alésage}}} \textcircled{\text{M}} \geq C \quad (2-59)$$

Avec $D2_{\text{maxi}} - D2_{\text{mini}} - \text{Jeu}_{\frac{\text{pion}}{\text{alésage}}} \textcircled{\text{M}} = 0.39$ et $C = 0.37$

Cette proposition de répartition des tolérances est possible. Il est même possible d'augmenter toutes les tolérances en les multipliant par $0.39/0.37 = 1.05$. Ces tolérances sont tout à fait réalisables.

L'équation (2-55) donne en multipliant par le facteur 1.05 :

$$D5 = D2_{maxi} - (t_{p5} \times 1.05) = 20.4 - (0.02 \times 1.05) = 20.379 \quad (2-60)$$

L'équation (2-56) permet de maîtriser la flèche maxi :

$$t_{e9} + t_{p7} = 2 \times f_{maxi} + D - d \quad (2-61)$$

Avec $f_{maxi} = 0.25$ et $D=10,01$, $d=10$, on obtient :

$$t_{e9} + t_{p7} = 0.51 \quad (2-62)$$

Il est possible d'allouer une tolérance très large à la plaque, car cette dernière sera partagée ultérieurement sur les 3 pièces composant la plaque dans le cadre. A titre d'exemple, le choix peut être : $t_{e9} = 0.11$ et $t_{p7} = 0.4$.

Le gap maxi de 0.155 mm entre les deux plans des deux pièces est calculé à l'état libre. C'est la somme de la planéité en zone commune (1) figure 2.33 de la plaque et de la planéité (2) figure 2.34 de l'embase. Le but est de limiter le vrillage de la plaque pour mettre les deux plans P et Q en appui sur D.

L'exigence est $t_{p6} + t_{e0} \leq 0,155$. En conservant pour t_{e0} la valeur recommandée dans le tableau 2.4 de 0.005, on obtient $t_{p6} = 0.15$.

Avec la compensation par déformation, les tolérances deviennent réalisables, sans introduire de coût supplémentaire important. Il suffit de faire un montage de contrôle spécifique, mais très simple, car il suffit de brider la pièce sur un plan.

4.6 Bilan de l'exploitation de la déformabilité de la plaque

Avec un mécanisme rigide, les variations d'entraxe doivent être compensées par une tolérance importante sur le diamètre des alésages B, ce qui nuit à la précision de l'assemblage. Il faut donc restreindre l'ensemble des tolérances de 30% environ. En admettant une déformation des pièces lors de l'assemblage, il n'y a plus de contrainte d'entraxe. Cela permet de limiter les tolérances sur les alésages B, ce qui donne un jeu maxi plus faible. Le respect des conditions de non-collision avec le capteur permet des tolérances plus larges.

La figure 2.36 illustre les spécifications rigoureusement identiques sans ou avec déformation, car elles ne sont pas affectées par cette déformation. La seule différence, pour la localisation (5) figure 2.36, est que la plaque est mesurée à l'état bridée sur le marbre. Ces spécifications correspondent à la montabilité du capteur sur l'embase.

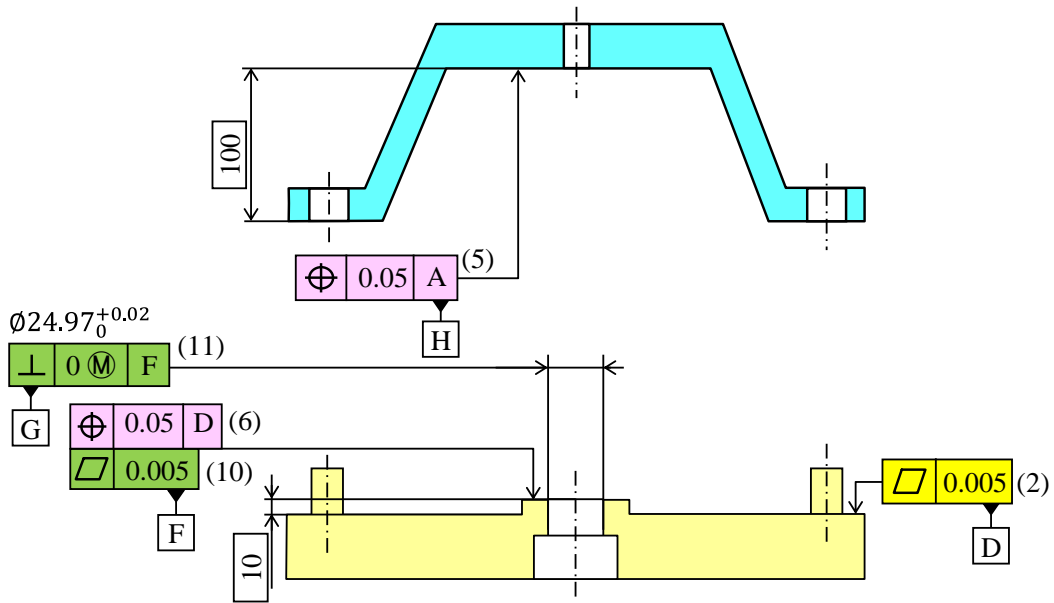


Figure 2.36. Les invariances de cotation fonctionnelle

La figure 2.37 illustre les spécifications et les tolérances induites par la prise en compte de la déformabilité de la plaque. Cette cotation doit être comparée à celle de la figure 2.26 obtenue en considérant le mécanisme rigide.

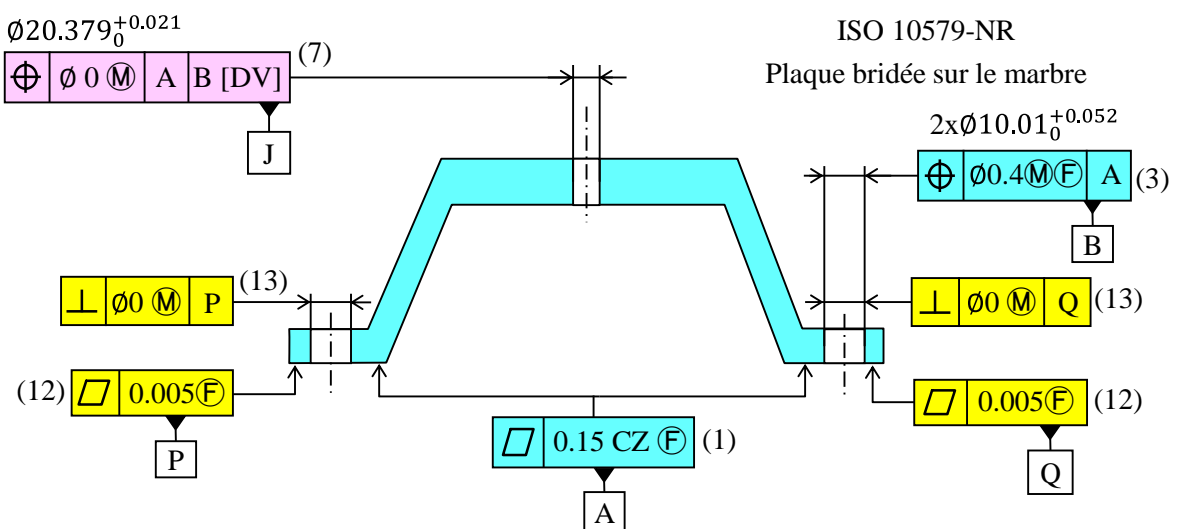


Figure 2.37. Nouvelles spécifications et tolérances sur la plaque

La plaque est une pièce non-rigide, certaines des spécifications proposées sont simplement à considérer à l'état libre avec le modificateur \textcircled{F} . Les spécifications sans \textcircled{F} sont à vérifier avec la plaque bridée sur un marbre.

Le diamètre mini des alésages B est identique ($\textcircled{\varnothing}10.01$). Le diamètre maxi devient $\textcircled{\varnothing}10.062$ au lieu de 10.14, ce qui réduit considérablement le jeu maxi. L'intervalle de tolérance sur B semble réduit, mais n'a plus à compenser l'écart d'entraxe. L'intervalle réellement disponible pour la fabrication est au contraire augmenté : En laissant une tolérance de perpendicularité de 0.03 pour la fabrication, la tolérance disponible au diamètre est 0.022. Sur la plaque rigide, En laissant une tolérance de position de 0.115 pour la fabrication, la tolérance disponible au diamètre est 0.015.

Le diamètre maxi de J est inchangé ($\textcircled{\varnothing}20.4$). La tolérance sur J a pu être augmentée. Elle est de 0.021 au lieu de 0.015.

Dans la localisation (7) figure 2.37, la référence B porte la modification [DV] au lieu de \textcircled{L} , ce qui ne permet pas de bénéficier du report de tolérance si les alésages ne sont pas au minimum de matière. Cette restriction est due à une définition insuffisante d'une référence au minimum de matière définie dans la norme ISO 2692:2015.

La figure 2.38 illustre les spécifications et les tolérances induites par la prise en compte de la déformabilité de la plaque. Cette cotation doit être comparée à celle de la figure 2.27 obtenue en considérant le mécanisme rigide.

Sur le diamètre de G, l'écart inférieur doit être de (-0.052) en mettant la localisation (8) à $\textcircled{\varnothing}0\textcircled{L}$.

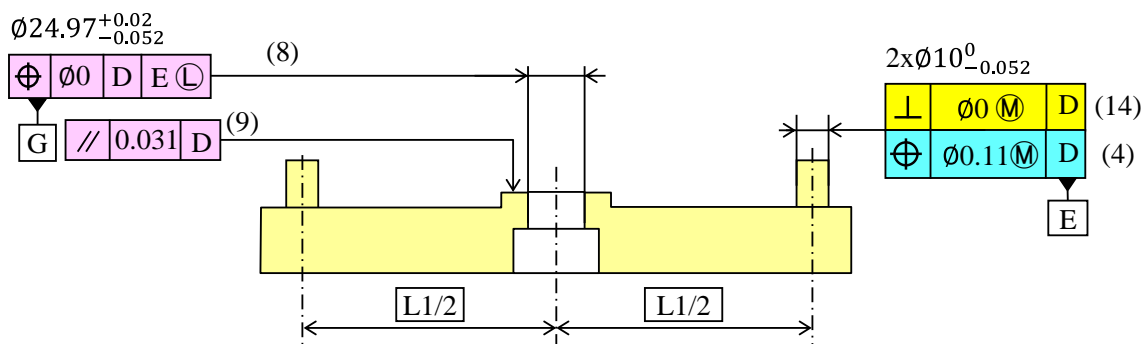


Figure 2.38. Nouvelles spécifications et tolérances sur l'embase

La perpendicularité (14) figure 2.38 de tolérance $\varnothing 0 \text{M}$ des pions E remplace la localisation $\varnothing 0 \text{M}$ (4) figure 2.27, ce qui est beaucoup plus facile à réaliser. La nouvelle localisation (4) figure 2.38 avec une tolérance de 0.11 impose un état virtuel $\varnothing 10.11$ beaucoup plus facile à respecter que la localisation (4) figure 2.27 avec une tolérance $\varnothing 0$ et un état virtuel de $\varnothing 10$.

Le diamètre maxi des pions E est identique ($\varnothing 10$). Le diamètre mini devient $\varnothing 9.948$ au lieu de $\varnothing 9.946$. L'intervalle de tolérance sur E semble réduit, mais n'a plus à compenser l'écart de position. L'intervalle réellement disponible pour la fabrication est au contraire augmenté : En laissant une tolérance de perpendicularité de 0.031 pour la fabrication, la tolérance disponible au diamètre est 0.021 (voir figure 2.39).

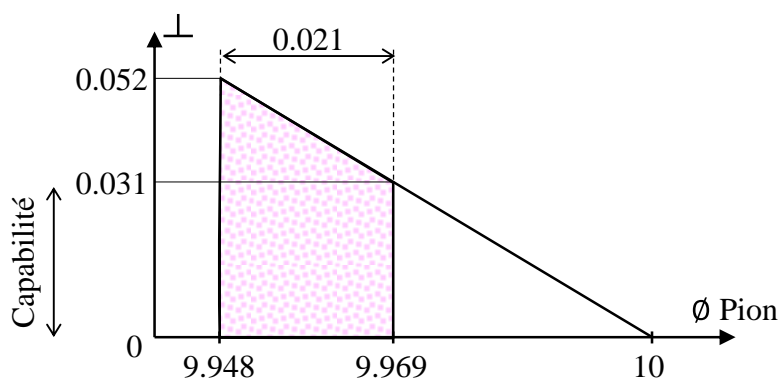


Figure 2.39. Diagramme de tolérance dynamique de la perpendicularité (14) figure 2.38

Avec le modèle d'assemblage rigide, en laissant une tolérance de 0.038 pour la position (plus sévère), la tolérance disponible au diamètre est 0.015 (voir figure 2.40).

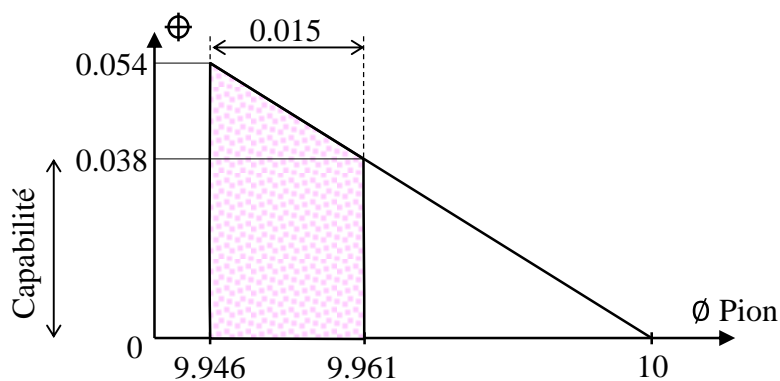


Figure 2.40. Diagramme de tolérance dynamique de la localisation (4) figure 2.27

Le parallélisme (9) du plan F est de 0.031 au lieu de 0.023.

Le diamètre maxi de l'alésage G est identique ($\varnothing 24.97$). Le diamètre mini devient $\varnothing 24.918$ au lieu de $\varnothing 24.932$, ce qui augmente l'intervalle de tolérance (0.072 au lieu de 0.058).

4.7 Itération

La méthode proposée dans ce chapitre a généré la cotation de la plaque, illustrée en figure 2.37. Cette pièce simplifiée simule en fait le sous-ensemble constitué de la plaque supérieure et des deux montants, illustrés en figure 2.41-b.

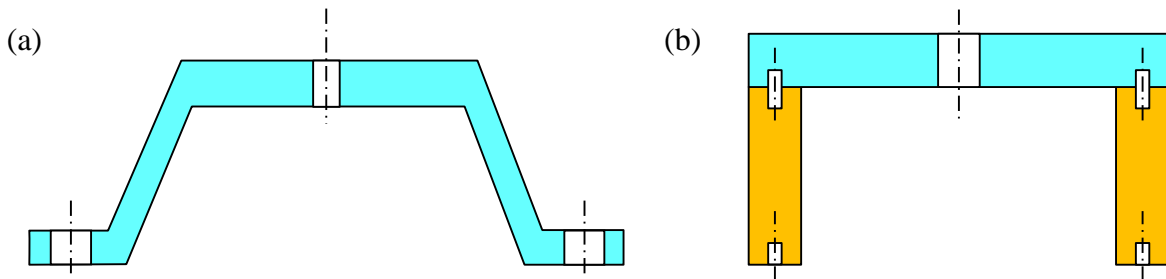


Figure 2.41. Décomposition de la plaque

Il faut maintenant analyser ce sous-ensemble. Les spécifications géométriques, décrites dans la figure 2.37, deviennent des exigences à respecter au sein du sous-ensemble. Pour faire simple, ces exigences sont simplement à considérer à l'état libre. Il faut ensuite compléter l'étude en s'assurant que les déformations des 3 pièces autorisent effectivement la flèche maxi prévue de 0.25mm.

Il faut recenser les spécifications géométriques définies localement sur une seule pièce et celles qui nécessitent un transfert vers les différentes pièces de ce sous-ensemble.

Parmi les spécifications à transférer, la localisation (7) figure 2.37 de la surface J, de la plaque, est jugée la plus critique. Cette spécification contribue au respect des deux exigences fonctionnelles d'étanchéité et de non-collision du capteur avec la surface J. Elle a une zone de tolérance serrée de 0.021 qui doit être partagée sur les 3 pièces.

4.8 Règles de cotation complémentaire pour les pièces déformables

La méthode CLIC considère que les pièces sont rigides et indéformables. La cotation est réalisée en deux étapes :

- La cotation de chaque jonction assure la qualité des liaisons et la montabilité des pièces deux à deux.

- La cotation des maillons de chaîne de cotes entre certaines jonctions.

La cotation type dédiée à chaque type d'entité primaire, secondaire, tertiaire gère implicitement les hyperstatismes en proposant des cotations qui assurent la qualité des liaisons (ex : planéité en zone commune) et/ou la montabilité, soit avec du jeu, soit avec une précontrainte en cas de serrage (ex : localisation au maximum de matière d'un groupe de trous).

Les règles complémentaires proposées ici s'adressent aux mécanismes comportant une jonction constituée de plusieurs zones rigides séparées par des tronçons flexibles.

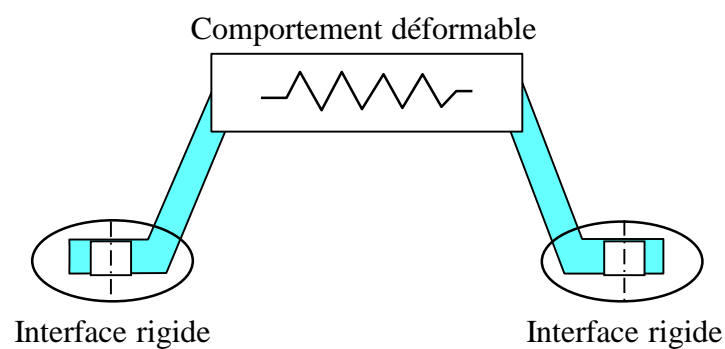


Figure 2.42. Tronçon flexible entre interfaces rigides

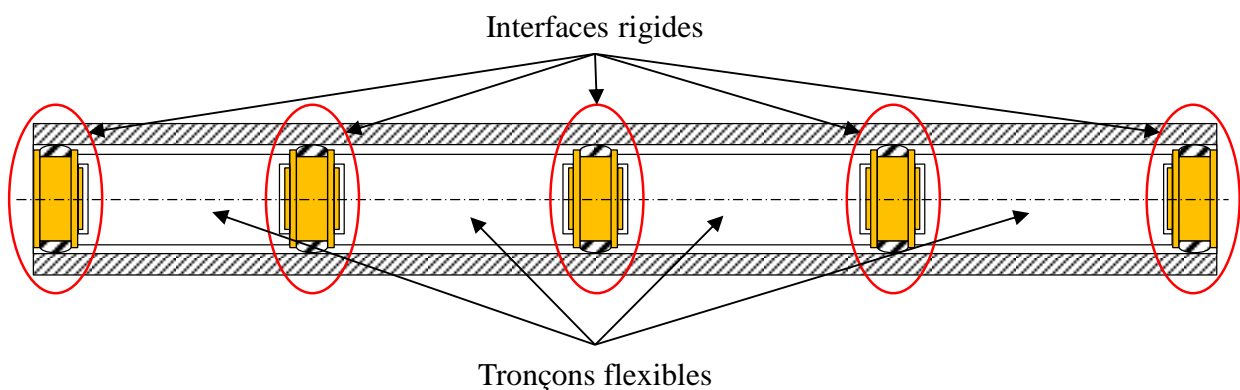


Figure 2.43. Application à un outil de mesures de type « Wireline Logging »

La flexibilité des tronçons permet alors de séparer virtuellement chaque zone rigide avec une cotation intrinsèque propre à cette interface. Cette cotation peut être imposée à l'état libre, car chaque zone est considérée comme rigide. Ainsi, toutes les zones peuvent être assemblées indépendamment des autres, ce qui suppose que la flexibilité des tronçons entre les zones est suffisante pour assurer la montabilité globale.

Pour limiter les déformations lors de l'assemblage, une seconde cotation est imposée sur l'ensemble des jonctions, à l'état libre avec des tolérances élargies.

La cotation des maillons entre les jonctions doit être effectuée à l'état contraint, pour « redresser » la pièce et la mettre dans un état aussi proche que possible de sa forme en fonctionnement. L'état contraint représente en pratique l'assemblage de la pièce étudiée avec une pièce voisine « parfaite ».

L'exemple de la plaque illustre une petite difficulté due à l'insuffisance des normes pour la spécification des maillons avec des liaisons avec jeu. En effet, les règles de cotation de CLIC sont établies en considérant le cas le plus défavorable, c'est-à-dire lorsque la pièce est de forme nominale avec un jeu maximum. Cette cotation impose des références au minimum de matière éventuellement avec des références communes construites sur des zones différentes. La norme actuelle ISO 2692:2015 est très imprécise et ne définit pas la règle de conformité à l'état contraint. L'état contraint étant ingérable, il faut une spécification à l'état libre, mais cette norme laisse supposer que la pièce sera déclarée non conforme à l'état libre s'il y a une variation de position entre les différentes zones. Il est alors contradictoire de rejeter des pièces qui au contraire donnent un jeu plus faible, voire pas de jeu, avec un auto-centrage qui améliore la précision du maillon. Il faudrait donc améliorer la règle de conformité avec une référence au minimum de matière.

Pour pallier à cette lacune, il faut identifier le type de maillon :

Cas a : le maillon est défini à l'intérieur d'une seule zone rigide telle que l'exemple de la plaque de l'assemblage, illustré en figure 2.44. Il faut une cotation avec un système de références construit uniquement sur la zone gauche de cette plaque. Si ce système de références laisse un degré de liberté, il faut le compléter avec une référence tertiaire définie à l'aide des autres parties de la jonction.

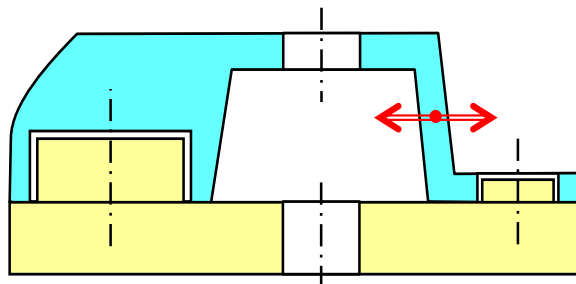


Figure 2.44. Rigidité partielle de la plaque

Cas b : le maillon est défini par rapport à deux zones rigides séparées par un tronçon flexible, tel que le cas de la plaque en figure 2.45. La surface spécifiée est alors « auto-centrée » entre les deux zones. Le système de références est constitué avec une référence commune et un modificateur [DV], tel que le cas de l'assemblage étudié dans ce chapitre.

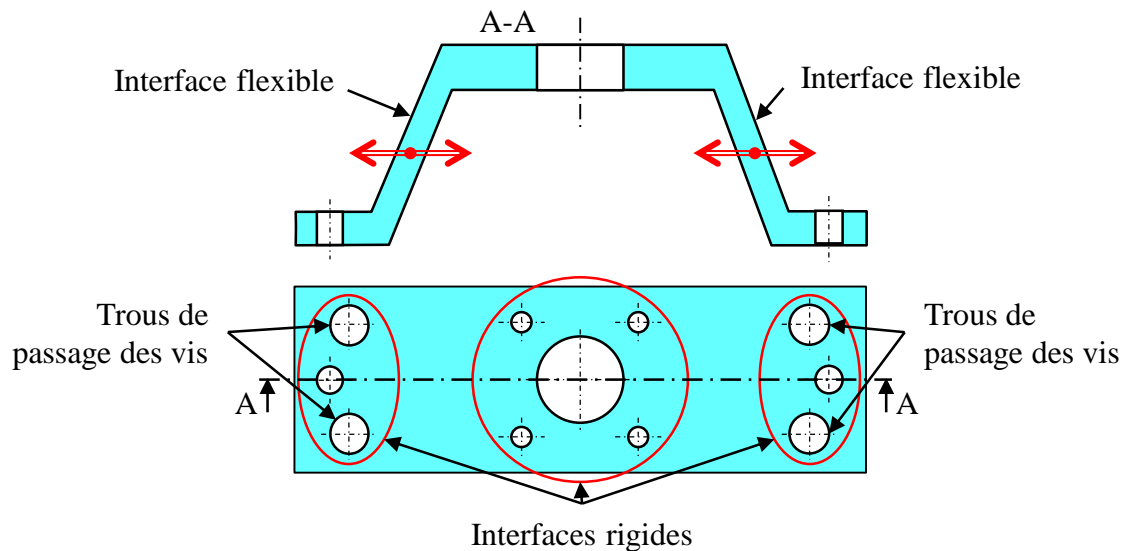


Figure 2.45. Système de références construit sur les deux côtés de la plaque

Dans les autres cas, la spécification du maillon est réalisée à l'état contraint en apportant une incertitude de mise en position sur le montage de contrôle s'il y a du jeu.

5 Transfert de l'exigence avec des pions rapportés

5.1 Adaptation de la cotation pour les pièces déformables

Dans la section 4, les pions sont considérés comme monoblocs dans l'embase, ce qui permet d'utiliser directement les spécifications au maximum et au minimum de matière. Cependant, très souvent, les liaisons entre deux pièces sont réalisées par des pions rapportés dont « le diamètre » est inconnu et indépendant de la pièce. Il n'est donc pas possible d'exploiter directement les concepts de maximum et de minimum de matière.

Généralement, les pions sont montés avec serrage sur l'embase et avec jeu dans les alésages de la plaque (voir figure 2.46).

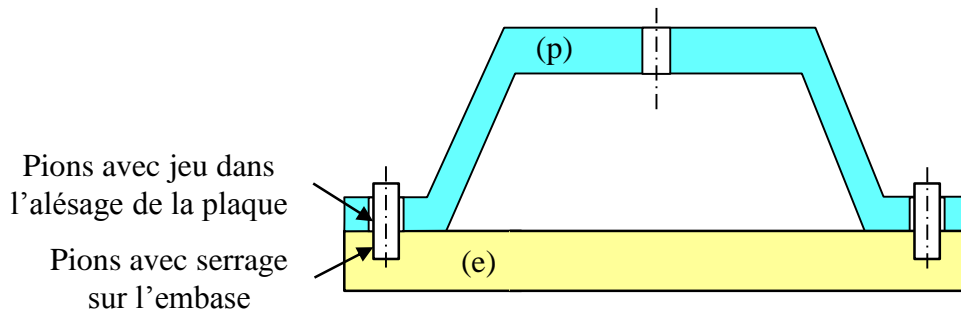


Figure 2.46. Plaque positionnée à l'aide de deux pions serrés dans l'embase

La perpendicularité des pions est issue de la cotation fonctionnelle proposée dans la figure 2.47. Elle doit être transférée sur les surfaces de l'interface de contact entre un pion acheté dans le commerce et l'embase.

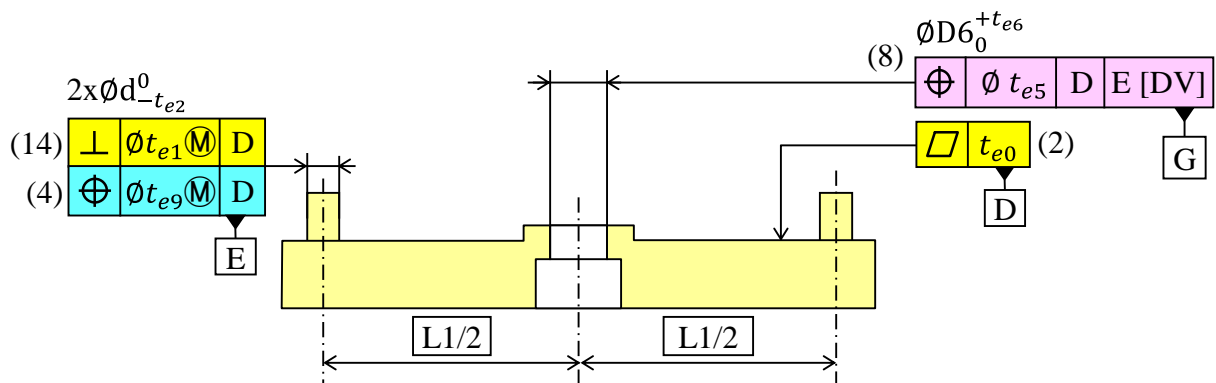


Figure 2.47. Spécifications liées aux pions monoblocs avec l'embase

Le transfert de l'exigence de perpendicularité (14) sur l'embase est illustré sur la figure 2.48.

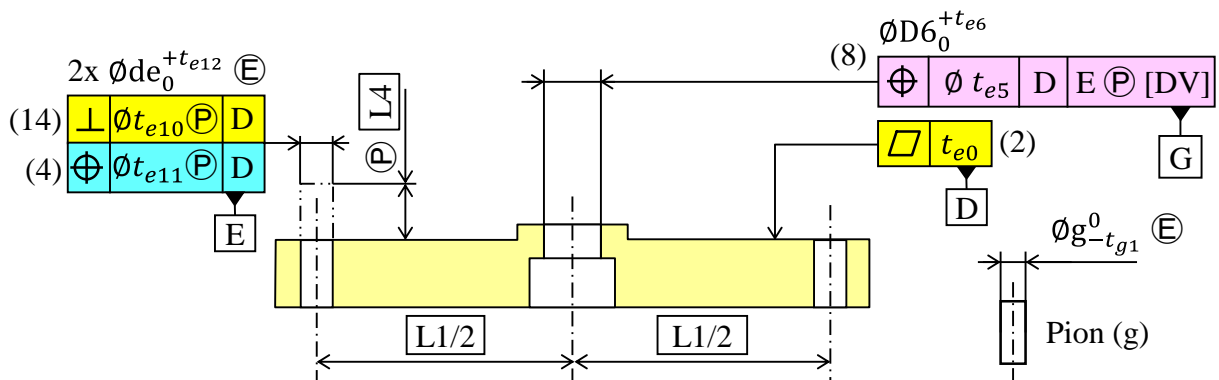


Figure 2.48. Spécifications géométriques de l'embase avec pions rapportés

Les deux équations (2-63) et (2-64) expriment respectivement les relations du serrage maximal et du serrage minimal du pion dans l'alésage de l'embase avec les intervalles de tolérances.

$$\text{Serrage maxi} = g - de \quad (2-63)$$

$$\text{Serrage mini} = (g - t_{g1}) - (de + t_{e12}) \quad (2-64)$$

Le respect de la spécification de perpendicularité (14) figure 2.47 au maximum de matière est établi en considérant le pion au maximum de matière $\emptyset g$, dont l'axe est confondu avec l'axe du cylindre des moindres carrés associé avec l'alésage.

Cet axe se trouve dans une zone de tolérance $\emptyset t_{e10}$ dans la plage de projection. La relation suivante doit être satisfaite :

$$g + t_{e10} \leq d + t_{e1} \quad (2-65)$$

Les pions sont achetés dans le commerce, donc les valeurs de $\emptyset g$ et t_{g1} sont connues. Les valeurs du diamètre $\emptyset de$ et la tolérance t_{e12} sont alors déduites des équations (2-63), (2-64) et (2-65).

Le respect de la spécification de localisation (4) figure 2.47 au maximum de matière est établi en considérant deux pions au maximum de matière $\emptyset g$, dont les axes sont distant de l'entraxe L1. Ces deux axes se trouvent dans deux zones de tolérance $\emptyset t_{e11}$ dans la plage de projection. La relation suivante doit être satisfaite :

$$g + t_{e11} \leq d + t_{e9} \quad (2-66)$$

Le maximum de matière peut donc être très facilement transférer en connaissant la tolérance sur les pions. Par contre, si les diamètres des pions sont petits, il n'est pas possible de bénéficier d'un jeu supplémentaire pour compenser un écart d'entraxe.

Pour la localisation (8) figure 2.47, le modificateur [DV] est parfaitement compatible avec la plage de projection. Bien que la norme n'indique par la règle d'association, le système de références peut être associé par les moindres carrés aux axes dans la plage de projection.

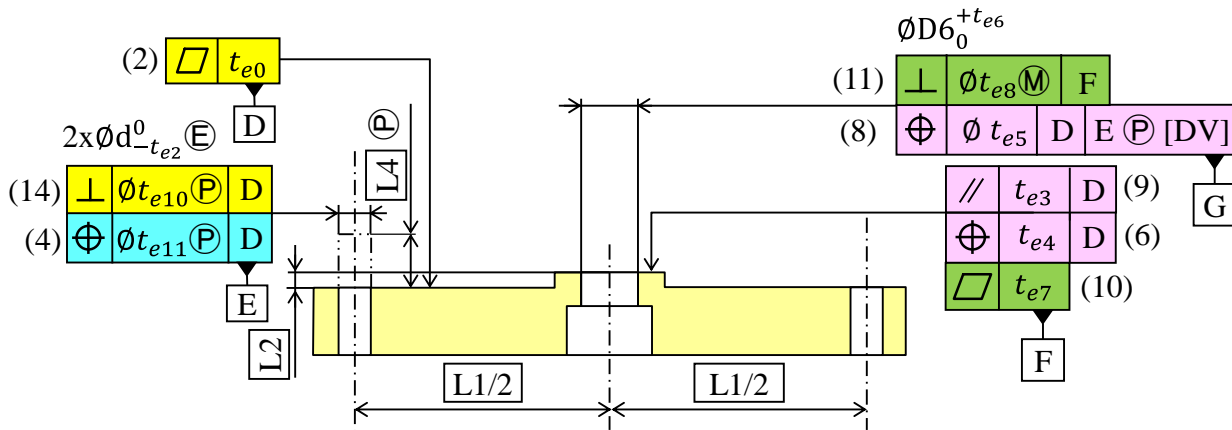


Figure 2.49. Nouvelle cotation de l'embase

5.2 Adaptation de la cotation pour les pièces rigides

Avec les pièces rigides, la localisation (8) figure 2.27 contient un système de références avec $E\textcircled{L}$. Dans l'état actuel des normes, il n'est pas possible de combiner les modificateurs \textcircled{L} et \textcircled{P} dans la référence d'une spécification géométrique.

Actuellement, B. Anselmetti travaille sur un projet d'article proposant un développement des références au minimum de matière, avec notamment une référence au minimum de matière dans une plage de projection : Il faudrait écrire une référence du type $E \textcircled{\varnothing} t \textcircled{L} \textcircled{P}$. L'axe de l'alésage E doit se trouver dans un cylindre de diamètre $\textcircled{\varnothing} t$ centré sur l'axe nominal dans la plage de projection \textcircled{P} . L'élément spécifié doit être dans sa zone de tolérance quelle que soit la position du nominal telle que les axes de E sont dans leur zone de tolérance.

6 Conclusion

Ce chapitre a montré que la méthode CLIC peut être appliquée aux mécanismes hyperstatiques. La description des jonctions par la notion d'entité gère implicitement les hyperstatismes locaux (plans coplanaires, cylindres coaxiaux, groupes de trous parallèles ...). La technique de décomposition d'un système en sous-systèmes permet de modéliser l'ordre de serrage des différentes parties du mécanisme (voir figure 2.50)

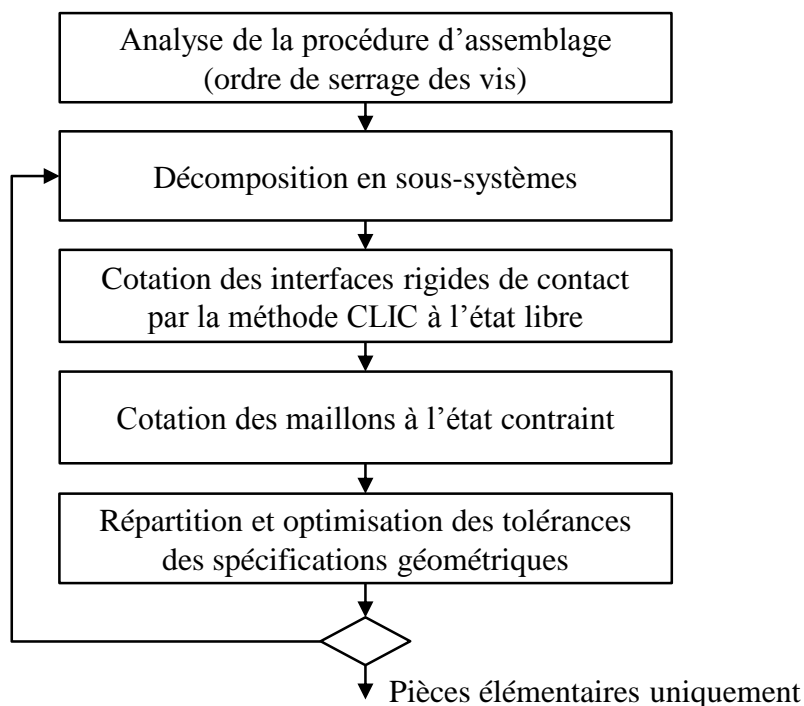


Figure 2.50. Organigramme de cotation des assemblages

La démarche classique de cotation fonctionnelle repose sur le comportement infiniment rigide des pièces. Il faut des jeux importants dans les liaisons pour assurer la fermeture du mécanisme, malgré les défauts de fabrication ou les mobilités permises par les jeux dans les sous-ensembles. Malheureusement, ces jeux très importants laissent des mobilités qui vont nuire considérablement au respect des exigences fonctionnelles. La répartition iso-capabilité des tolérances peut conduire à des tolérances très sévères, voire infaisables.

Dans la seconde partie, une des pièces a été considérée comme flexible et capable de compenser les écarts géométriques pour assurer la fermeture du mécanisme. De nouvelles règles de cotation ont été proposées pour établir une cotation à l'état libre propre à chaque interface rigide pour assurer la montabilité, une cotation à l'état libre interne à la jonction pour limiter les déformations lors de l'assemblage et une cotation des maillons dans un état contraint qui met la pièce dans une configuration la plus proche possible de sa forme en fonctionnement. Avec cette approche, les conditions de montabilité sont uniquement locales et propres à chacune des zones rigides, car la fermeture du mécanisme est assurée par la déformation de l'une des pièces. Les tolérances obtenues sont donc beaucoup plus larges.

Dans le cas du mécanisme étudié dans ce chapitre, la flexion et le vrillage de la plaque sont exploités pour rattraper respectivement des défauts d'entraxes et de planéité plus importants. Ceci

a augmenté considérablement les zones de tolérances sur les spécifications géométriques maîtrisant les entraxes entre les alésages et entre les pions ainsi que le vrillage de la plaque.

La méthode peut être résumée par l'organigramme suivant :

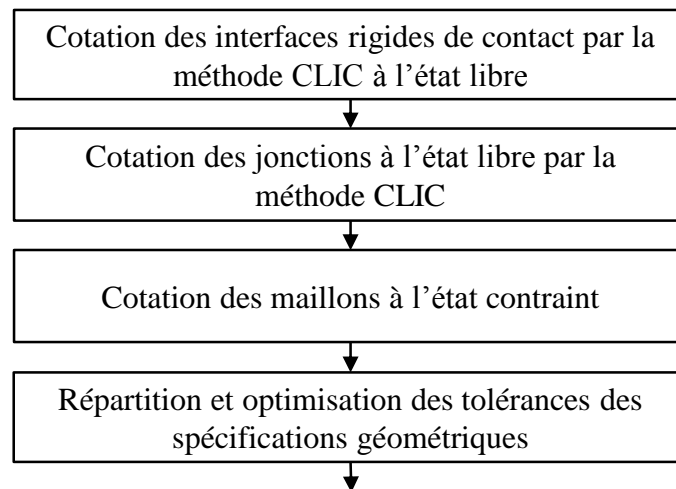


Figure 2.51. Cotation pour assemblages déformables

Cette approche peut être étendue sur des pièces plus complexes. Le concepteur décompose la pièce étudiée en interfaces rigides avec des tronçons déformables entre elles. Le problème a été traité très simplement avec l'exemple de la plaque qui est une pièce symétrique. La déformation est implicitement supposée symétrique pour établir un maillon avec le modificateur [DV] qui impose cette symétrie.

Le problème, se complique par exemple dès qu'il y a plus de deux zones rigides, car la « poutre flexible » qui relie ses différentes zones se déforme en fonction des défauts géométriques des pièces. Les zones fonctionnelles de cette poutre auront donc des orientations et des positions qui dépendent des défauts de toutes les interfaces. La cotation des maillons à l'état contraint permet de qualifier la pièce étudiée, mais est totalement impuissante pour prendre en compte les défauts des pièces complémentaires. Il est alors nécessaire de simuler l'influence de ces défauts par calcul pour injecter ces influences dans les chaînes de cotes 3D. Cela implique de calculer la déformation d'une pièce en fonction des défauts géométriques des interfaces de cette pièce ou des défauts de la pièce complémentaire. Cette approche sera développée dans le chapitre suivant.

Chapitre 3. Modélisation géométrique et mécanique des systèmes hyperstatiques

1 Introduction

1.1 Objectifs

L'approche classique de cotation des assemblages hyperstatiques introduit des jeux importants dans les liaisons pour compenser les défauts géométriques et garantir la montabilité de toutes les pièces. Toutefois, ces jeux sont très pénalisants sur les exigences fonctionnelles. Pour cette raison, la solution présentée consiste à assurer la montabilité en autorisant la déformation des pièces, et permettre ainsi de limiter les jeux maximaux. Cette démarche nécessite l'étude préalable du comportement mécanique des pièces pour déduire leurs déformabilités durant la procédure d'assemblage. Ce chapitre a pour objectif d'amener une nouvelle approche de calcul de chaînes de cotes 3D en intégrant la déformabilité des pièces en fonction des défauts géométriques.

Dans le chapitre 2, la déformation de la plaque autorise des défauts d'entraxes des alésages et des pions tout en garantissant la montabilité et le respect des exigences fonctionnelles. Les règles de cotation, énoncées dans le chapitre précédent, se compliquent avec le nombre important d'interfaces rigides et tronçons flexibles.

Les assemblages étudiés appartiennent à la famille d'outils « *Wireline Logging* » présentés dans le chapitre « Introduction ». Ces outils, présentés sur la figure 3.1, sont principalement composés de deux grands sous-ensembles.

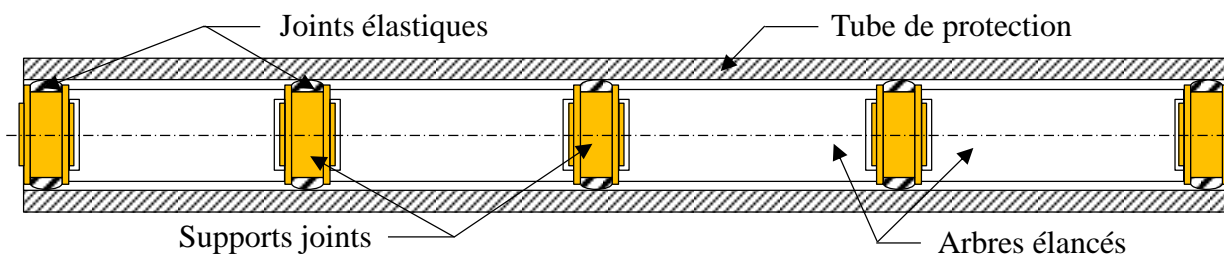


Figure 3.1. Joints élastiques montés sur le châssis

Le premier sous-ensemble, appelé châssis, représente un empilement d'arbres métalliques élargis, notés P_i , recevant les composants électroniques nécessaires pour effectuer les mesures. Les arbres élargis sont séparés par des supports joints notés S_i supportant des joints élastiques.

Le second sous-ensemble est le tube qui est globalement beaucoup plus rigide que le châssis.

Les joints élastiques ont pour objectif de limiter la propagation des chocs jusqu'aux capteurs et composants électroniques. Pour un fonctionnement optimal de l'outil, les contacts châssis/tube doivent être maintenus sans décollement au niveau des joints élastiques. Les joints doivent donc être précontraints sans atteindre des valeurs de compression trop importantes.

Pour assurer le bon maintien du matériel électronique et son intégrité face aux chocs et aux déformations, les arbres métalliques élancés du châssis sont rigides. Toutefois, l'empilement d'un nombre important d'arbres et de supports introduit un comportement déformable du châssis. Lors de l'insertion dans le tube, le châssis peut globalement se déformer sous l'influence des défauts géométriques des pièces.

1.2 Exigences fonctionnelles de l'assemblage étudié

La déformation du châssis lors de l'assemblage ou sous l'effet des chocs peut introduire des collisions de type métal-métal comme illustré en figure 3.2.

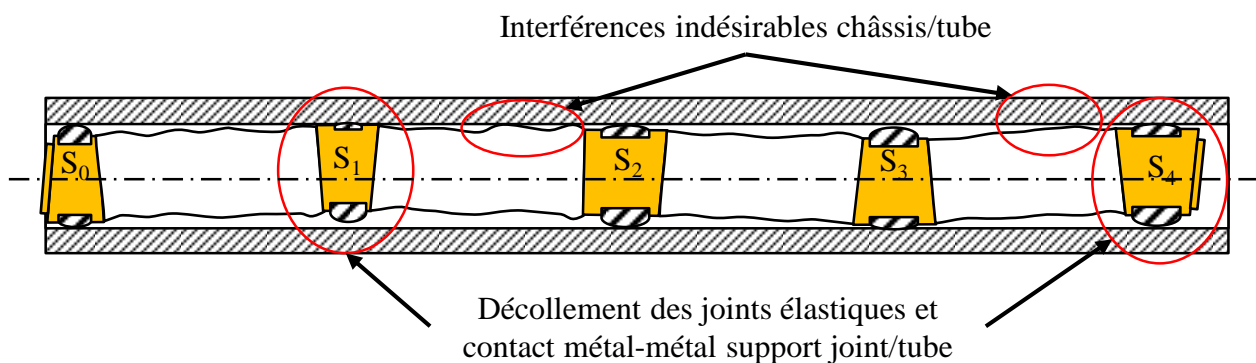


Figure 3.2. Non-conformités des exigences fonctionnelles

La figure 3.2 illustre les différents impacts des défauts géométriques avec des déformations non uniformes au niveau des joints élastiques. Le châssis, redressé par le tube, se déforme. Ces déformations peuvent créer des contacts entre les différentes pièces métalliques avec le tube car le fonctionnement des capteurs nécessite des flottements minimes et impose donc des jeux très faibles. Au niveau des joints, des efforts importants dans ces contacts élastiques peuvent entraîner le décollement des joints élastiques d'un côté et un contact métal / métal entre le support joint et le châssis de l'autre.

L'une des exigences fonctionnelles de cet assemblage est d'éviter les collisions entre le châssis et le tube de protection. Il faut donc des jeux suffisants entre les surfaces métalliques du châssis et la surface intérieure du tube. Pour éviter ces collisions, deux conditions doivent être respectées :

- Garantir une distance minimale $d1_{\text{mini}}$ entre tout point des arbres élargés et le tube de protection, comme illustré en figure 3.3, en respectant la relation (3-1).

$$D2(M) - D1(M) \geq 2 \times d1_{\text{mini}} \tag{3-1}$$

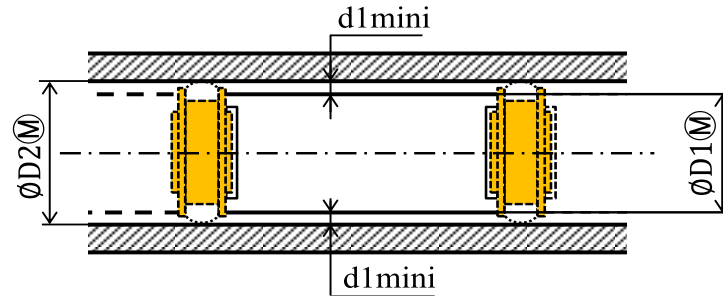


Figure 3.3. Jeu minimal entre un arbre élargé et le tube de protection

- Garantir une distance minimale $d2_{\text{mini}}$ entre les supports joints et le tube de protection, comme illustré en figure 3.4, en respectant la relation (3-2).

$$D2(M) - D3(M) \geq 2 \times d2_{\text{mini}} \tag{3-2}$$

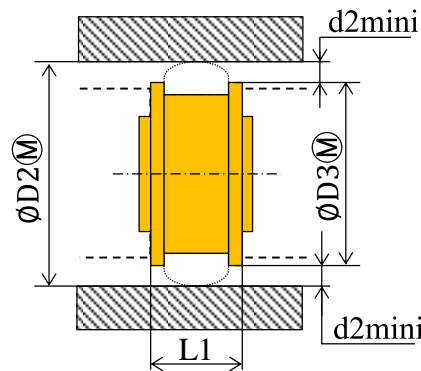


Figure 3.4. Jeu minimal entre le support joint et le tube de protection

Comme décrit dans le chapitre « Introduction », au montage, un technicien tire le châssis dans le tube. Pour permettre cette opération, il faut que l'effort d'insertion soit limité. L'effort d'insertion, noté $F_{\text{insertion}}$, dépend des efforts dans les joints décomposés en efforts de précontrainte des joints et en efforts de redressement qui génèrent des efforts de contact, appliqués par le tube sur le châssis. Cet effort d'insertion est défini par la relation suivante :

$$F_{\text{insertion}} = \mu \cdot \sum_{i=0}^N (F_{\text{prec},i} + F_{\text{contact},i}) \tag{3-3}$$

Avec :

- μ : Coefficient de frottement des joints élastiques avec le tube
- $F_{prec,i}$: Efforts de précontrainte au niveau de chaque support joint S_i
- $F_{contact,i}$: Efforts de contact au niveau de chaque support joint S_i

L'équilibre statique de l'assemblage est obtenu en déformant les joints élastiques et les arbres. Les défauts géométriques des pièces induisent des déformations du châssis et des joints élastiques. Si les défauts géométriques sont importants, les pièces subiront des déformations non négligeables, ce qui peut entraîner le non-respect des exigences fonctionnelles. Maîtriser ces déformations nécessite une relation mathématique directe entre les efforts de contact, les déformations et les défauts géométriques admissibles par les tolérances des pièces.

Dans ce chapitre, une approche d'analyse de tolérances va être proposée pour minimiser les efforts à appliquer pour insérer le châssis dans le tube.

1.3 Evolution de la norme

En préambule, la cotation proposée dans la section suivante intègre les évolutions récentes des normes ISO rappelées ci-dessous.

La norme ISO 2692:2015 a ajouté la note suivante :

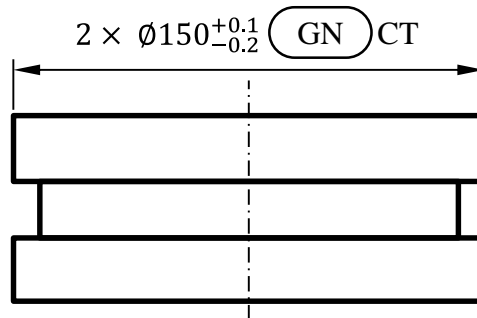
NOTE 4: In the case of several toleranced features controlled by the same toleranced indication, the maximum material requirement, MMR, without any other modifier than \textcircled{M} has exactly the same meaning as the same requirement with both \textcircled{M} and CZ modifiers.

Cela constitue un changement important dans la signification des anciennes cotations. Pour assurer la robustesse et la lisibilité des spécifications géométriques proposées, le modificateur CZ sera maintenu à côté du \textcircled{L} ou du \textcircled{M} pour les zones communes. Le modificateur SZ indiquera des zones indépendantes. Par contre, pour un groupe de trous parallèles spécifié avec $n \times$, il n'est pas nécessaire d'ajouter le CZ, car il n'y a pas de changement par rapport aux pratiques actuelles.

La norme ISO 14405-1:2016 définit le modificateur CT :

If the specification applies to a collection of more than one feature of size and this collection shall be considered as one feature of size, the specification modifier ($n \times$) shall be placed as the first

element in the specification to indicate the number of features of size on which the specification applies and the specification modifier “CT” shall be placed at the end of the specification (see figure 3.5).



NOTE. The specification operator “minimum circumscribed cylinder diameter” applies to the upper and lower limits for the two cylindrical surfaces considered as one feature of size.

Figure 3.5. Example of requirement for two features of size considered as one feature of size

Cela signifie même une indication ($n \times$) devant l'exigence de l'enveloppe, les enveloppes sont considérées comme indépendantes. Avec le modificateur CT, l'enveloppe est commune à tous les cylindres.

Dans ce chapitre, la démarche de cotation fonctionnelle, décrite dans le paragraphe 1.2 du chapitre 2, est employée pour définir les spécifications géométriques garantissant la montabilité des pièces et respecter les exigences fonctionnelles d'un assemblage de pièces rigides avec une décomposition en sous-ensembles et des spécifications géométriques à l'état libre et à l'état contraint.

2 Démarche de cotation des pièces

2.1 Décomposition en sous-ensembles

L'assemblage étudié dans ce chapitre est constitué par les deux sous-ensembles, châssis et tube, illustrés en figure 3.6.

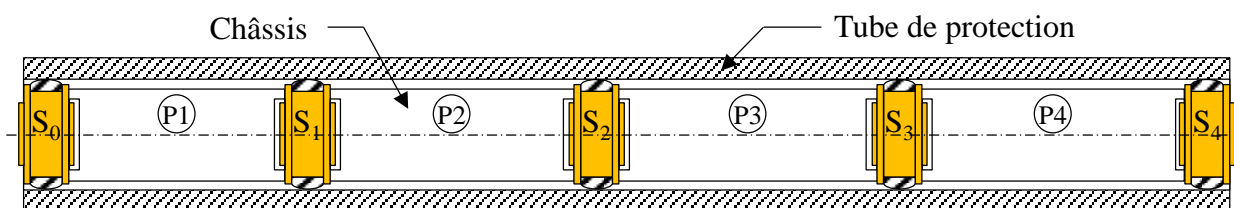


Figure 3.6. Assemblage hyperstatique étudié

Le châssis représente un empilement de quatre arbres métalliques élancés, notés P_i , et cinq supports joints similaires, notés S_i , portant des joints élastiques. Ces joints sont des bandes élastiques d'épaisseur $e_{joint}^{+t_j/2}_{-t_j/2}$ enroulées sur les supports joints. Cet empilement est inséré dans le tube de protection.

Conformément aux règles de cotation énoncées dans le chapitre 2, il faut tout d'abord analyser la procédure d'assemblage illustrée par l'insertion du châssis dans le tube. La décomposition en sous-ensembles est implicite telle que les deux sous-ensembles châssis et tube.

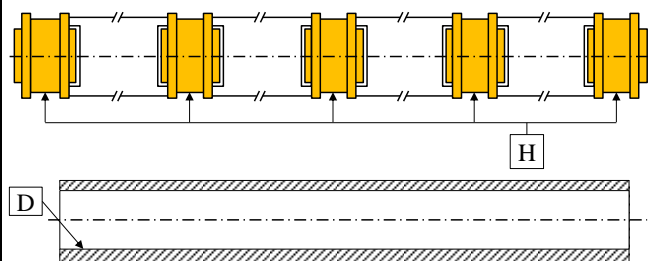
2.2 Montabilité des sous-ensembles

La première étape consiste à analyser le mécanisme et à définir les conditions d'assemblage structurées par des tableaux de mise en position. La méthode CLIC propose les spécifications géométriques adéquates pour garantir la montabilité des interfaces rigides entre les pièces en contact.

Le tableau 3.1 de mise en position proposé par la méthode CLIC [49] indique clairement les entités des liaisons entre le châssis, noté (c), par rapport au tube, noté (t). Les joints élastiques doivent être précontraints entre les supports joints et le tube. La montabilité de ces joints sera présentée dans le paragraphe 2.4.

Tableau 3.1. Tableau de mise en position du châssis dans le tube

Châssis		c	1	ORouetbi	
5 cylindres coaxiaux					
H	c				
Serrage 5 joints élastiques Serrage					
Cylindre					
D	t				



Pour garantir la montabilité des 5 supports joints du châssis dans le tube, la méthode CLIC propose la création des deux références, H sur le châssis et D sur le tube, illustrés respectivement dans les figures 3.7 et 3.8.

Les cinq supports joints sont reliés entre eux par des tronçons relativement flexibles. Chaque support joint doit pouvoir s'assembler dans le tube, indépendamment des autres.

Sur chaque support, une exigence d'enveloppe sur le diamètre de la portée joint suffit (voir figure 3.7).

Sur le tube, il suffirait a priori d'imposer le diamètre et l'enveloppe sur les 5 zones restreintes en vis-à-vis des 5 supports. Cependant, lors de l'insertion, cette zone en vis-à-vis glisse le long du tube. Pour éviter une spécification glissante complexe, l'enveloppe a été employée sur l'ensemble du tube (voir figure 3.8).

Pour limiter les défauts géométriques lors de l'assemblage, il faut imposer une rectitude (2) en zones commune à l'état libre des 5 portées de joints qui constituent la référence H, illustrée sur la figure 3.7.

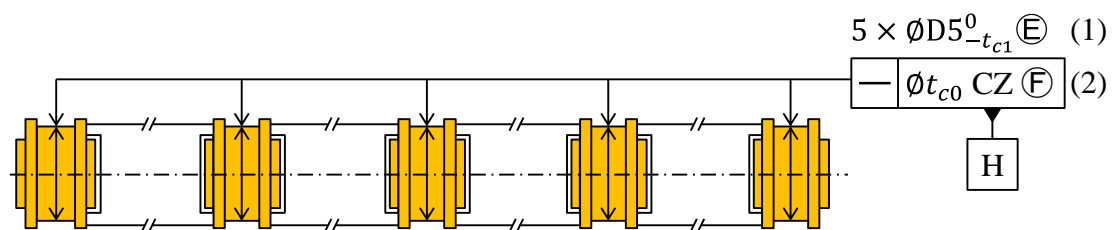


Figure 3.7. Spécifications de montabilité proposées par la méthode CLIC sur le châssis

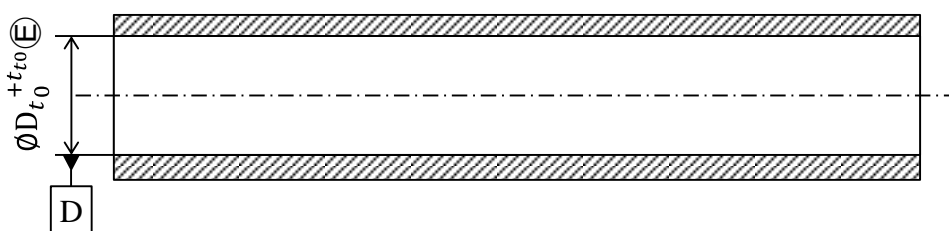


Figure 3.8. Spécifications de montabilité proposées par la méthode CLIC sur le tube

2.3 Montabilité des pièces 2 à 2 du sous-ensemble châssis

Le châssis est constitué par 5 interfaces rigides séparées par quatre arbres relativement flexibles. Conformément à la méthodologie développée dans le chapitre 2, il faut considérer séparément chaque zone rigide.

La jonction entre un arbre élané P_i et un support joint S_i est réalisée par un appui plan et un centrage court avec jeu, comme illustré par figure 3.9. Cette liaison est maintenue en position par 4 vis. La jonction entre P_i et S_i est décrite dans le tableau 3.2 de mise en position.

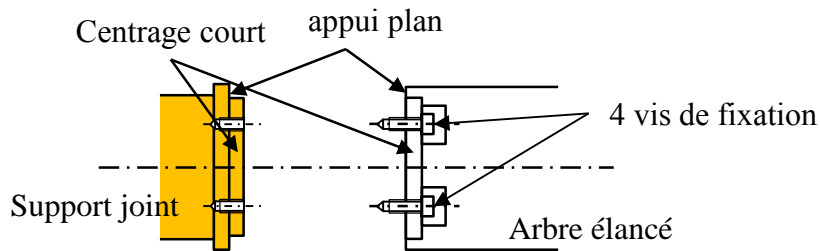
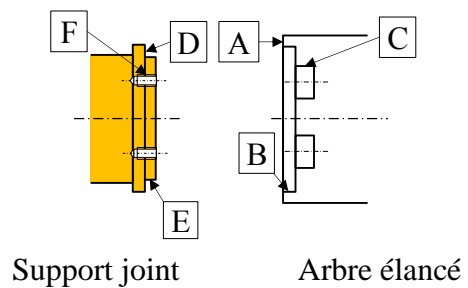


Figure 3.9. Jonction entre un arbre élané P_i et un support joint S_i

Tableau 3.2. Tableau de mise en position d'un arbre court par rapport à un arbre élané

Arbre élané	P_i	1	ORouetbi	
Plan	Cylindre		Groupe 4 trous //	
A	P_i	B	P_i	C
Contact	Jeu bloqué		Jeu bloqué 4 Vis M5 Serrage	
Plan	Cylindre	Groupe 4 taraudages //		
D	S_i	E	S_i	F



La méthode CLIC propose la création des systèmes de références A|B|C sur un arbre élané P_i et D|E|F sur un support joint S_i et des spécifications géométriques, illustrés sur la figure 3.10 provenant du tableau de cotation type des entités surfaciques et ajustement [27] proposé par B. Anselmetti (voir chapitre 1 section 3).

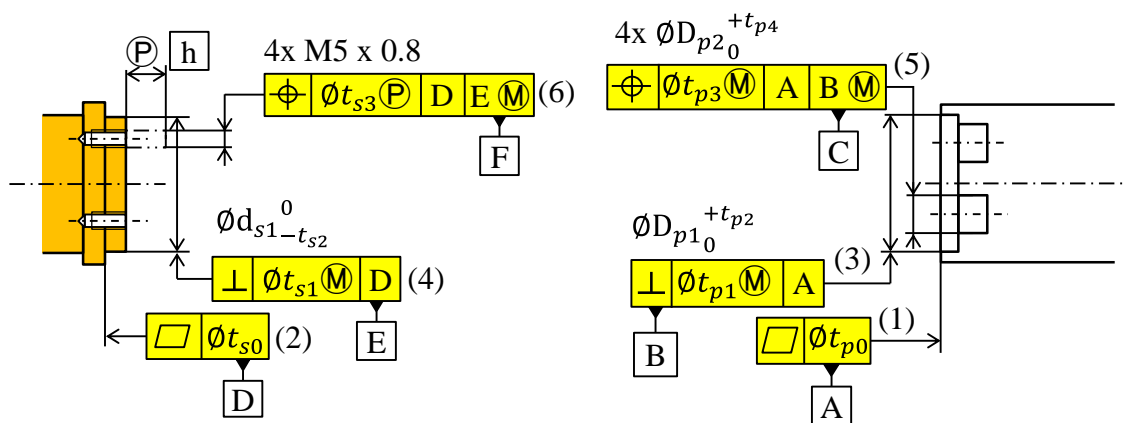


Figure 3.10. Spécification de montabilité d'un arbre élané sur un support joint

Les spécifications de planéité (1) et (2) de la figure 3.10, des surfaces A et D, imposées par la liaison primaire, sont destinées à limiter le gap entre les deux surfaces et garantir un bon contact plan.

La montabilité des deux centrages courts dans les deux alésages impose les deux perpendicularités au maximum de matière (3) et (4) de la figure 3.10 respectivement, par rapport aux plans primaires A et D.

La valeur du jeu au maximum de matière, noté $\text{Jeu}_{\frac{\text{arbre}}{\text{support}}}(\text{M})$, doit être supérieure à une valeur mini, notée Jeu_{\min} :

$$\text{Jeu}_{\frac{\text{arbre}}{\text{support}}}(\text{M}) = D_{p1}(\text{M}) - d_{s1}(\text{M}) \geq \text{Jeu}_{\min} \geq 0 \quad (3-4)$$

Avec les notations de la figure 3.10, $D_{p1}(\text{M}) = D_{p1} - t_{p1}$; $d_{s1}(\text{M}) = d_{s1} + t_{s1}$

L'équation du $\text{Jeu}_{\frac{\text{arbre}}{\text{support}}}(\text{M})$ s'écrit alors :

$$\text{Jeu}_{\frac{\text{arbre}}{\text{support}}}(\text{M}) = (D_{p1} - t_{p1}) - (d_{s1} + t_{s1}) \quad (3-5)$$

La méthode CLIC recommande des valeurs t_{p1} et t_{s1} nulles pour obtenir les tolérances les plus larges possible sur les diamètres des centrages courts entre les arbres élancés et les supports joints.

Tant que les vis de fixation ne sont pas serrées, le jeu dans le centrage court est favorable pour le passage des vis. L'ajout du modificateur (M) sur les références B et E des localisations (5) et (6) de la figure 3.10 est nécessaire.

Les liaisons entre les pièces du châssis sont avec jeu bloqué par 4 vis. Il faut garantir le passage des vis en respectant la relation suivante :

$$\text{Ø}D_{\text{vis}} \text{ maxi} + t_{s3} \leq D_{p2} + t_{p3} \quad (3-6)$$

Sur l'interface rigide de contact entre les pièces du châssis, la méthode CLIC recommande des tolérances « 0 » au maximum de matière d'orientation des trous de passage des vis et les trous taraudés. Ainsi, les valeurs des tolérances t_{p3} et t_{s3} sont nulles.

Si un technicien bloque les vis sans précautions particulières, un défaut d'alignement dans cette liaison peut être introduit, comme illustré par la figure 3.11.

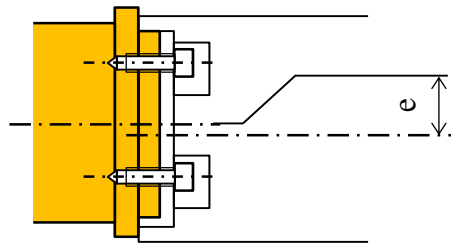


Figure 3.11. Défaut d'alignement des pièces du châssis

Le cumul de ce défaut d'alignement entre les pièces crée un défaut de rectitude du châssis rendant son insertion difficile dans le tube et augmente le risque de collisions de type métal-métal. Du moment où le châssis est inséré dans le tube, l'accès aux vis devient impossible. Les jeux dans les centrages courts sont alors défavorables. Pour bénéficier de ce jeu, il faudrait mettre en place un protocole particulier de centrage des pièces entre elles. Mais, dans ce cas, les centrages courts ne serviraient rien.

L'assemblage de chaque pièce du châssis est symétrique. Les spécifications, définies sur la figure 3.10, sont alors recopiées sur les deux côtés de chaque pièce pour garantir sa montabilité avec les pièces voisines comme illustrées sur la figure 3.12 pour les arbres élancés et sur la figure 3.13 pour les supports joints.

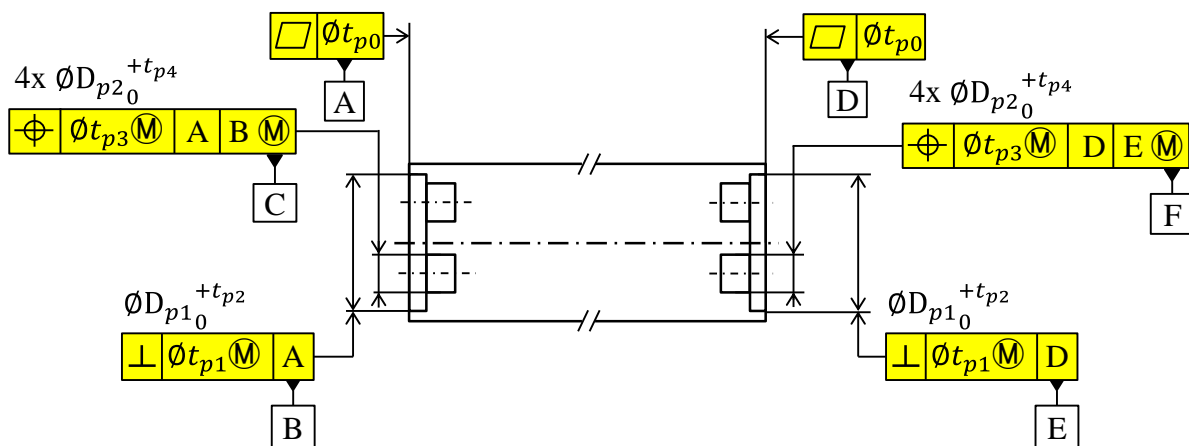


Figure 3.12. Jonctions d'un arbre élancé avec les deux supports joints voisins

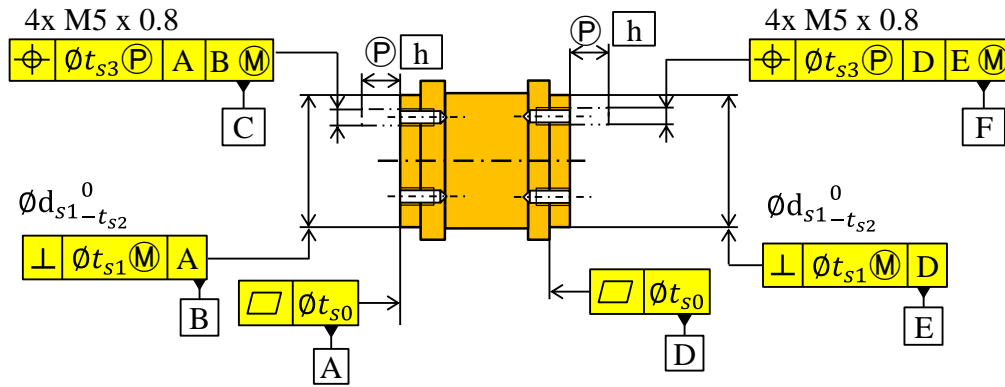


Figure 3.13. Jonctions d'un support joint avec les deux arbres élargés voisins

2.4 Condition de serrage des joints élastiques

Les joints élastiques sont montés avec précontrainte. Il faut garantir localement le serrage mini et le serrage maxi du joint entre son support et le tube en imposant les dimensions des pièces, telles qu'illustrées au niveau de la figure 3.14.

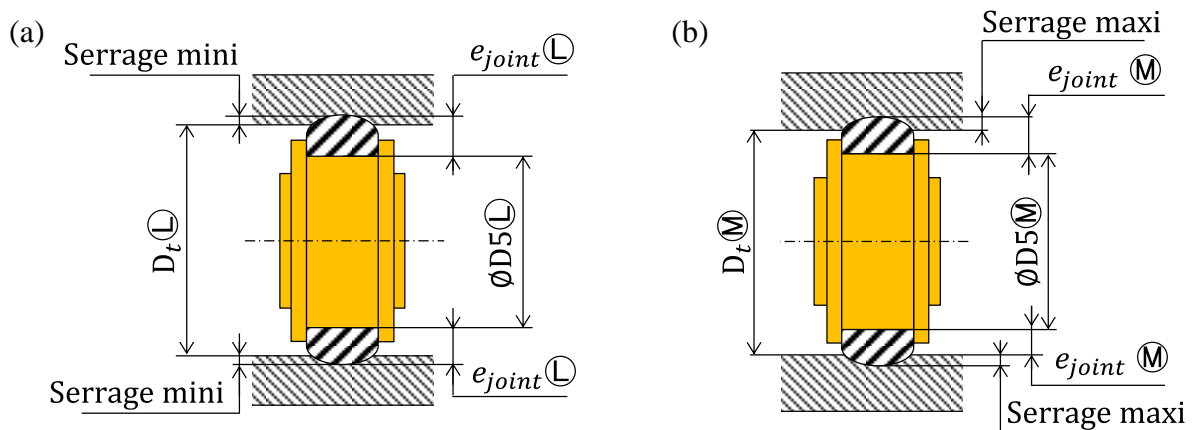


Figure 3.14. Serrages minimal et maximal des joints élastiques

Le serrage mini, décrit par la figure 3.14-a, est obtenu lorsque les pièces sont au maximum de matière. Il est exprimé par la relation suivante :

$$2 \times \text{Serrage mini} = (D5 \textcircled{L} + 2 \times e_{joint} \textcircled{L}) - D_t \textcircled{L} \quad (3-7)$$

Avec les notations des figures 3.7 et 3.8, le serrage minimal s'écrit :

$$2 \times \text{Serrage mini} = (D5 - t_{c1} + 2 \times (e_{joint} - t_j/2)) - (D_t + t_{t0}) \quad (3-8)$$

Inversement, le serrage maximal, décrit par la figure 3.14-b, est obtenu lorsque les pièces sont au maximum de matière. Il est exprimé par la relation suivante :

$$2 \times \text{Serrage maxi} = (D5^{\text{M}} + 2 \times e_{\text{joint}}^{\text{M}}) - D_t^{\text{M}} \quad (3-9)$$

Avec les notations des figures 3.7 et 3.8, le serrage maximal s'écrit :

$$2 \times \text{Serrage maxi} = (D5 + 2 \cdot (e_{\text{joint}} + t_j/2)) - D_t \quad (3-10)$$

2.5 Spécifications des sous-ensembles

Le tube est constitué d'une seule pièce. Le diamètre intérieur du tube et l'exigence de l'enveloppe sont suffisants pour assurer la montabilité et les conditions de serrage mini et maxi du joint, comme illustrée en figure 3.15.

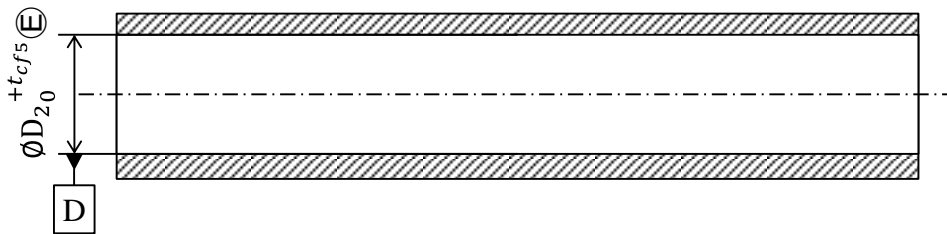


Figure 3.15. Exigences fonctionnelles sur le tube de protection

L'arbre doit être considéré à l'état contraint pour maîtriser les exigences en fonctionnement contraint (après insertion dans le tube), c'est-à-dire dans un montage qui aligne parfaitement les 5 axes des alésages H.

- La coaxialité en zone commune au maximum de matière (2) de la surface P composée des 4 cylindres par rapport à la surface H assure le respect de la distance d1 décrite figure 3.3.
- La coaxialité en zone commune au maximum de matière (3) de la surface Q composée des 10 épaulements cylindriques des supports par rapport à la surface H assure le respect de la distance d2 décrite en figure 3.4.

En fonctionnement, les joints élastiques, précontraints entre le châssis et le tube, autocentrent les axes des supports joints. Dans un ajustement avec serrage, en supposant un comportement élastique, l'équilibre statique de l'assemblage est obtenu en superposant les axes des cylindres associés par la méthode des moindres carrés.

Dans la figure 3.16, le modificateur [GM] (Gauss moyen) a été ajouté sur la référence H des spécifications (2) et (3). Cependant, cette précaution est inutile, car par définition, à l'état contraint, ces axes sont supposés parfaitement alignés. En métrologie, l'axe H sera identifié sur le montage de mesure.

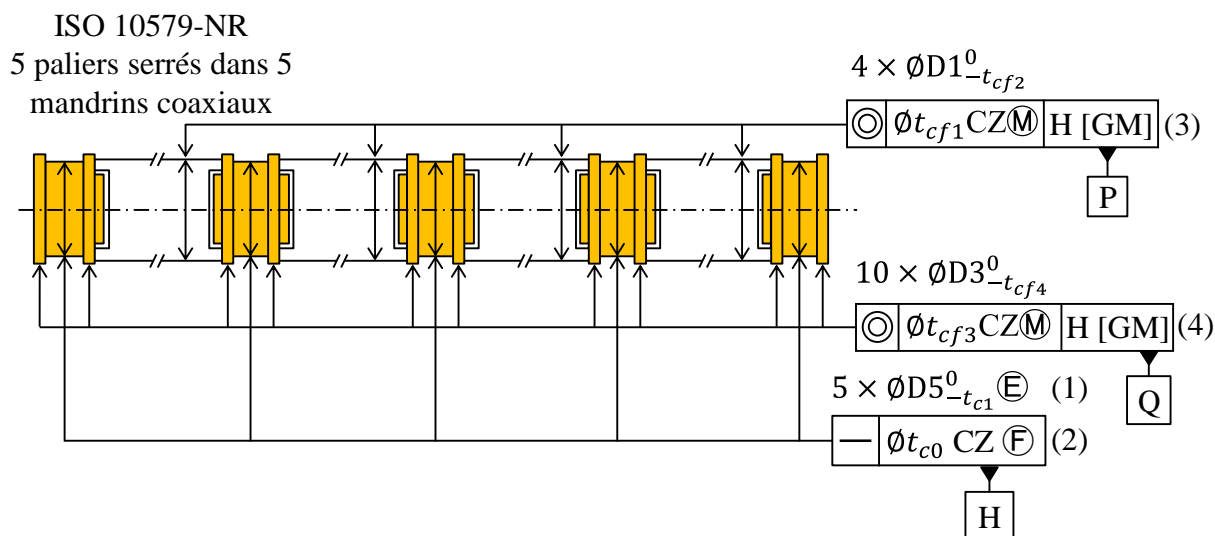


Figure 3.16. Exigences fonctionnelles sur le châssis

2.6 Transfert des exigences fonctionnelles

La montabilité de toutes les pièces du châssis étant assurée. Il faut maintenant examiner toutes les exigences fonctionnelles et les exigences d'assemblage définies sur la figure 3.16.

- Exigence fonctionnelle de coaxialité (3) figure 3.16 du cylindre P de l'arbre

Cette exigence évite les interférences entre les arbres élancés et le tube. La surface terminale de cette exigence est la surface cylindrique P. Selon la méthode Quick GPS, dans cette pièce, cette surface P doit être spécifiée par rapport au système principal de mise en position de l'arbre, en conservant le modificateur Ⓜ de l'exigence.

L'arbre étant une pièce « longue », la mise en position primaire est assurée par les deux centrages courts J. L'arbre est ensuite centré entre les deux plans parallèles symétriques latéraux. Cette mise en position impose la rectitude (1) et les deux perpendicularité (2) (voir figure 3.17). Localement, l'axe de l'arbre est donc défini par J. La surface P doit donc être coaxiale au maximum de matière par rapport à J. Le modificateur ⊕ est nécessaire sur la référence J, car le jeu est défavorable.

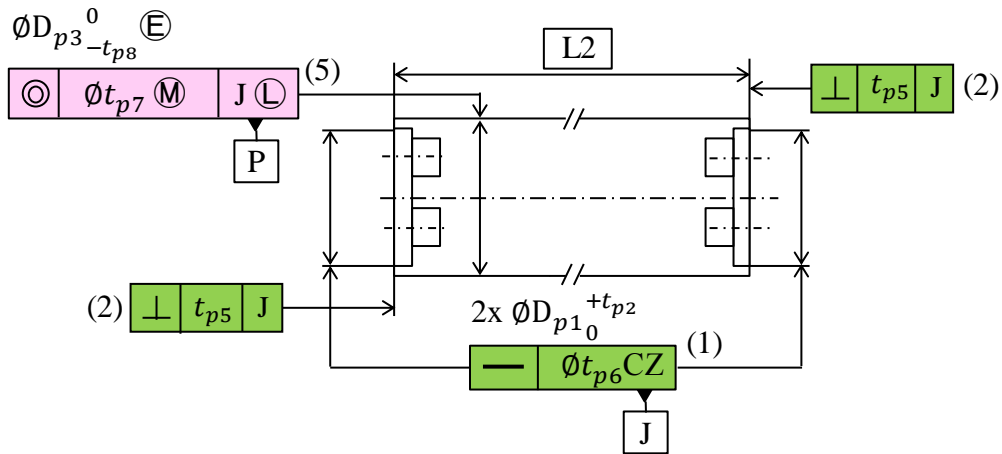


Figure 3.17. Transfert des exigences fonctionnelles sur les arbres élancés

- Exigence fonctionnelle de coaxialité (3) figure 3.16 du cylindre Q du support

Cette exigence évite les interférences entre les épaulements du support joint et le tube.

La surface terminale de cette exigence est la surface cylindrique Q. Selon la méthode Quick GPS, dans cette pièce, cette surface Q doit être spécifiée par rapport au système principal de mise en position de l'arbre, en conservant le modificateur \textcircled{M} de l'exigence.

Le support étant une pièce « courte », L'orientation primaire est assurée par les deux plans latéraux G. Le support est ensuite centré par les deux centrages courts J. Cette mise en position impose le parallélisme du groupe de plan (3) (figure 3.18) et la perpendicularité en zone commune (4) des deux portées J. Localement, l'axe du support est donc défini par le système de référence G | J. La surface Q doit donc respecter la coaxialité (7) au maximum de matière par rapport à G | J \textcircled{L} . Le modificateur \textcircled{L} est nécessaire sur la référence J, car le jeu est défavorable.

- Exigence fonctionnelle de rectitude (2) figure 3.16 de l'axe H

Cette exigence limite le défaut de rectitude du châssis assemblé à l'état libre pour faciliter sa montabilité dans le tube. L'axe H est construit par les 5 axes H_i des cylindres des supports joints en contact avec les joints élastiques. Il doit être contenu dans un cylindre de diamètre $\varnothing t_{c0}$ qui peut être de l'ordre de plusieurs dixièmes de millimètres, voire plusieurs millimètres compte tenu des flexions du châssis complet.

Chaque support est mis en position par rapport au système de références G | J \textcircled{L} . Cette exigence impose la coaxialité (6) (figure 3.18).

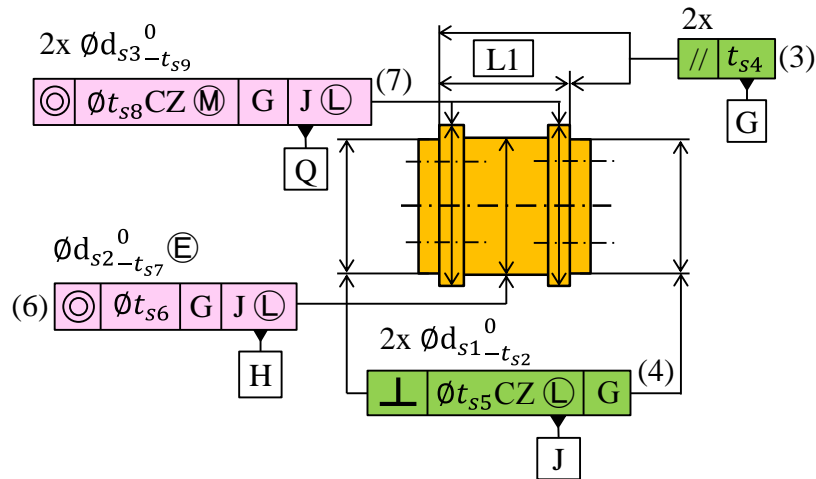


Figure 3.18. Transfert des exigences fonctionnelles sur les supports joints

2.7 Analyse de tolérances pour la rectitude (1)

Dans ce paragraphe, l'analyse de tolérances pour l'exigence de rectitude (1) figure 3.16 est réalisée avec la méthode des droites d'analyse. Pour cela, il faut établir la relation donnant la résultante R , illustrée en figure 3.19, de la chaîne de cotes 3D en fonction des tolérances décrites en figures 3.17 et 3.18.

La figure 3.19 représente la résultante R au pire des cas, en prenant comme référence l'axe du support joint de gauche. Sur chaque support, l'axe de référence est défini par $G|J\textcircled{L}$.

En prenant comme référence l'axe d'un des supports, le support suivant est incliné d'un angle qui dépend des défauts d'orientation des plans en contact. Le décalage des axes dépend également du jeu maxi dans chaque liaison. De plus, dans chaque support, l'axe de H peut être décalé en fonction de la coaxialité (6).

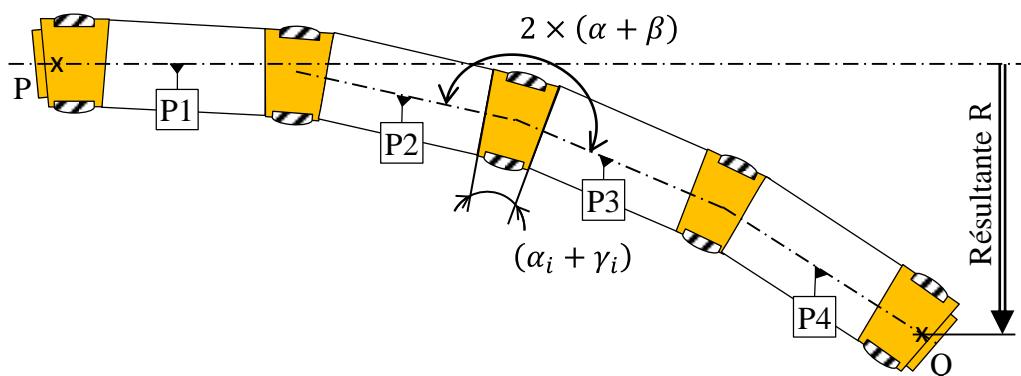


Figure 3.19. Cumul des défauts géométriques selon la droite d'analyse

Sur chaque support, l'axe de référence est $G \perp \text{J} \text{L}$. Les plans latéraux peuvent être inclinés d'un angle α permis par la tolérance t_{s4} du parallélisme (3) figure 3.18. Sur chaque arbre, l'axe de référence est $J \text{L}$. Les plans latéraux peuvent être inclinés d'un angle β permis par la tolérance t_{p5} des perpendicularités (2) figure 3.17.

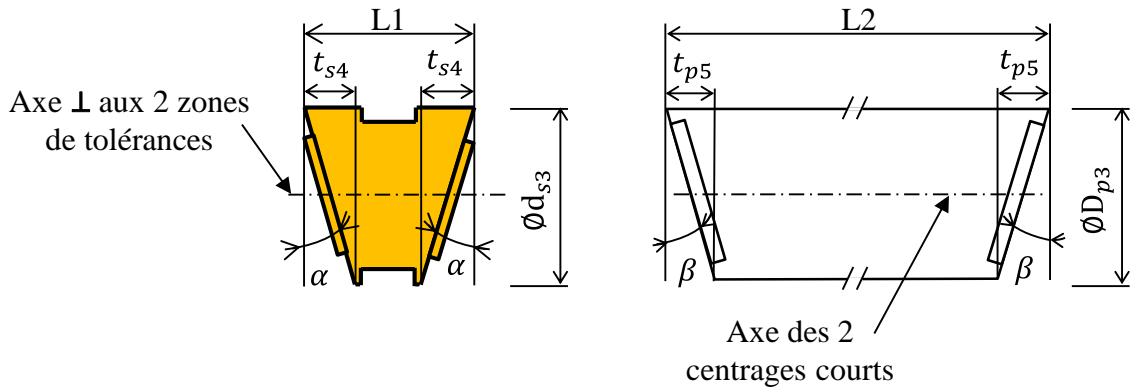


Figure 3.20. Défauts d'orientation des plans de contact

Avec : $\alpha = \frac{t_{s4}}{d_{s3}} ; \beta = \frac{t_{p5}}{D_{p3}}$

Le cumul des défauts d'orientation est déterminé par le déplacement du point Q, perpendiculairement à l'axe $[P_1P_2]$ du support joint S_0 , représenté par la résultante $R1$ dans la figure 3.21. Dans ce premier modèle, les jeux dans les jonctions sont négligés. L'inclinaison maximale de chaque interface de contact est égale à la somme des défauts d'orientation ($\alpha + \beta$).

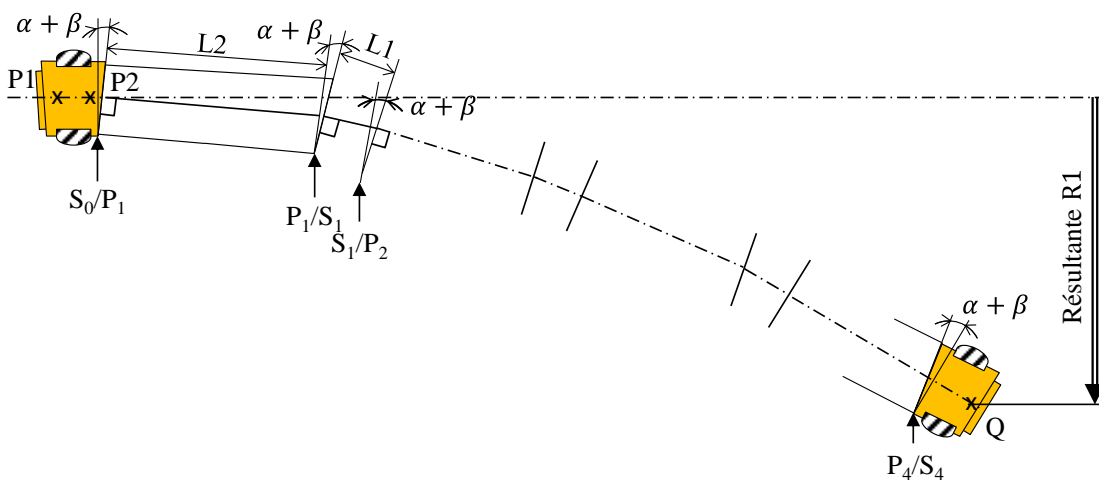


Figure 3.21. Cumul des défauts d'orientation

La résultante $R1$ du cumul des défauts d'orientation, illustrée en figure 3.21, est déterminée en calculant le déplacement du point Q par rapport à la droite de référence $[P_1P_2]$.

La résultante R1 est donc la somme des déplacements du point Q dus à chaque jonction.

Le défaut d'orientation de la jonction entre un support joint Si et un arbre Pi+1 fait déplacer le point d'analyse Q de la distance $R_{S_i/P_{i+1}}$, illustré en figure 3.22 et décrite par l'équation (3-11) où N_s correspond au nombre de support joint.

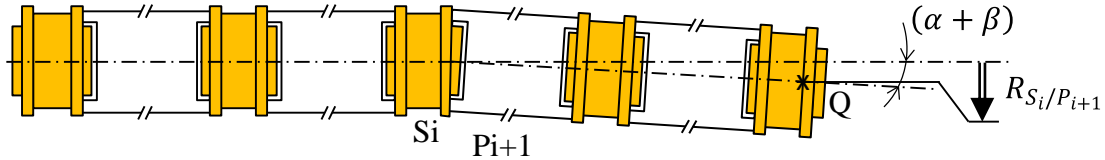


Figure 3.22. Déplacement de point dû au défaut d'orientation d'une jonction Si / Pi+1

$$R_{S_i/P_{i+1}} = (\alpha + \beta) \cdot (N_s - i) \cdot (L1 + L2) \tag{3-11}$$

Quant au défaut d'orientation de la jonction entre un arbre Pi et un support joint Si, le point Q se déplace de la distance R_{P_i/S_i} , illustrée en figure 3.23 et décrite par l'équation (3-12).

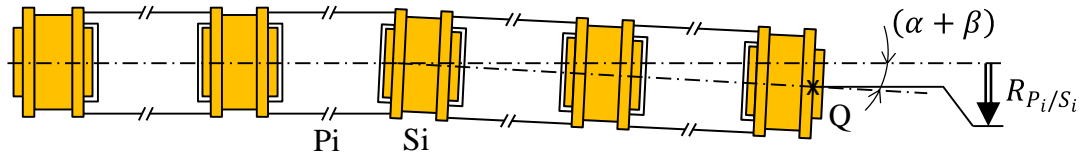


Figure 3.23. Déplacement de point dû au défaut d'orientation d'une jonction Pi / Si

$$R_{P_i/S_i} = (\alpha + \beta) \cdot [(N_s - i + 1) \cdot L1 + (N_s - i) \cdot L2] \tag{3-12}$$

La résultante R1 est la somme des déplacements $R_{S_i/P_{i+1}}$ et R_{P_i/S_i} de toutes les jonctions entre les pièces du châssis. Cette résultante, définie dans la figure 3.21, est décrite telle que :

$$R1 = \sum_{i=2}^{N_s} R_{P_i/S_i} + \sum_{i=1}^{N_s} R_{S_i/P_{i+1}} \tag{3-13}$$

Avec N_s : nombre des supports joints

En remplaçant les équations (3-11) et (3-12) dans la formule (3-13), cette dernière s'écrit :

$$R1 = (\alpha + \beta) \times [(N_s - 1) \cdot N_s \cdot L1 + (N_s - 1)^2 \cdot L2] \tag{3-14}$$

En complément, dans chaque jonction arbre/support, les axes peuvent être décalés d'une valeur égale à la moitié du jeu maxi calculé au minimum de matière par l'équation suivante :

$$\text{Jeu}_{\frac{\text{arbre}}{\text{support}}} \textcircled{L} = (D_{p1} + t_{p2}) - (d_{s1} - t_{s2}) \quad (3-15)$$

Le cumul de l'effet des jeux dans les liaisons arbre élané / support joint est dû aux $2 \times N_p$ jonctions :

$$R = R1 + N_p \times \text{Jeu}_{\frac{\text{arbre}}{\text{support}}} \textcircled{L} \quad (3-16)$$

La figure 3.24 représente la rectitude des différents axes des supports. Cette rectitude est le diamètre R' du cylindre contenant les axes des N_s supports.

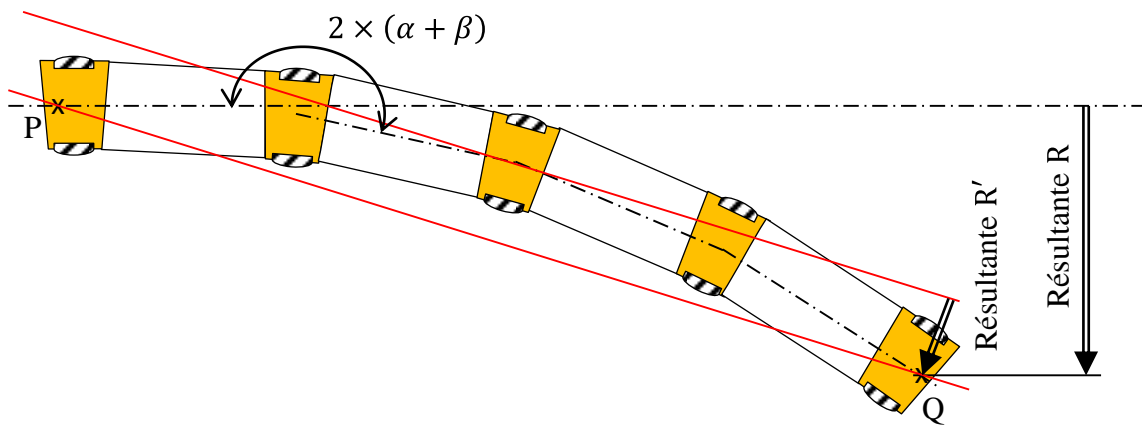


Figure 3.24. Respect de la rectitude (1) figure 3.16

Pour un nombre impair de supports, le diamètre R' de la zone de tolérance cylindrique qui contient tous les axes est déterminé en prenant comme référence de calcul le support joint central. Le diamètre R' est exprimé dans l'équation (3-17).

$$R' = \sum_{i=2}^{N_p/2} R_{P_i/S_i} + \sum_{i=1}^{\frac{N_s+1}{2}} R_{S_i/P_{i+1}} \quad (3-17)$$

Sur chaque support joint, l'axe de H peut être décalé de $t_{s6}/2$ permis par la coaxialité (6) figure 3.18. La résultante totale R est la somme des cumuls de ces défauts géométriques,

exprimée dans l'équation suivante : Pour respecter l'exigence de rectitude, il faut satisfaire la relation suivante :

$$R' + t_{s6} \leq t_{c0} \quad (3-18)$$

Cette valeur R' est donc le défaut de rectitude de l'axe au pire des cas, en considérant les pièces rigides. R' dépend principalement des tolérances d'orientation des interfaces de contact entre les pièces et du jeu entre les pièces.

Avec les tolérances préconisées, la résultante est de l'ordre de plusieurs dixièmes de millimètres, voire plusieurs millimètres. Il ne faut pas dépasser la tolérance t_{c0} fixée en figure 3.16. Il faut donc diviser toutes les tolérances et le jeu mini par un facteur important, ce qui devient très compliqué en fabrication et augmente le coût de pièces.

3 Modèle couplé géométrique / mécanique

Le problème est maintenant de fixer la valeur de la tolérance t_{c0} de rectitude à l'état libre en fonction notamment de l'effort d'insertion maximum admissible.

Pour l'étude de la montabilité du châssis dans le tube, un technicien fournit des efforts d'insertion maximum admissible en fonction du dispositif utilisé (tirant, vérin..). Un châssis avec défaut de rectitude nécessite des efforts de redressage plus important et donc des efforts d'insertion élevés.

L'approche proposée dans ce chapitre vise la construction d'un modèle mécanique déterminant une relation mathématique reliant l'influence des écarts géométriques à la déformation des pièces. Le modèle mécanique recherché doit donner un ordre de grandeur de ces efforts afin de garantir le respect des exigences fonctionnelles et d'optimiser les tolérances des pièces.

La première étape de notre démarche repose sur la formulation d'un ensemble d'hypothèses permettant de simplifier l'assemblage étudié à un problème plan, pour le développer ensuite vers un modèle de type poutre 3D.

À partir des défauts de rectitude déterminés dans le paragraphe 2.7, la deuxième étape est de construire un modèle géométrique qui consiste à déterminer les conditions limites à intégrer dans le modèle de type poutre proposé dans la première étape.

La troisième étape consiste à construire le modèle multiphysique issu des hypothèses simplificatrices proposées dans la première étape. Une relation mathématique entre les contraintes (efforts, déformée) du modèle mécanique et les écarts géométriques présents dans les liaisons des pièces.

La quatrième étape finalise la démarche en remplaçant les écarts géométriques dans les liaisons par ceux issus du modèle géométrique déterminé dans la deuxième étape.

3.1 Hypothèses générales

Dans un premier temps, le mécanisme doit être examiné afin de choisir le modèle mécanique le plus approprié, car un modèle par éléments finis peut être trop compliqué. En étudiant la géométrie des différentes pièces de l'assemblage, il semble qu'un modèle de type poutre à section variable semble le plus approprié. Ce dernier permet de définir la déformée du châssis à l'intérieur du tube et enfin de connaître la compression des joints élastiques et les efforts de contact. Le respect des exigences, de non-collision et la montabilité dans le tube, pourra alors être vérifié.

Le tube de protection est construit à partir d'un matériau plus rigide que celui du châssis pour protéger les capteurs et les composants électroniques contre les sévères conditions de fonctionnement. Par hypothèse, il sera considéré comme infiniment rigide. Par contre, sa géométrie peut présenter des défauts.

Les supports joints sont des arbres de longueur dix fois plus courte que les arbres élancés. Les déformations des supports joints sont faibles par rapport à celles des arbres élancés car les sections sont du même ordre de grandeur. Dans le modèle poutre, les supports joints ne seront donc pas représentés. En revanche, les défauts d'orientation et de position des surfaces des supports joints seront pris en compte, dans le calcul des positions des centres des supports joints.

Les vis de fixation entre un arbre élancé et un support joint sont serrées avec un couple suffisant. Aucun glissement relatif et aucun décollement ne sont autorisés entre les pièces du châssis.

Les outils de mesures fonctionnent principalement à la verticale, les effets de la gravité ne sont pas donc pris en compte dans le calcul des efforts de contact et de la déformée du châssis.

3.2 Modèle géométrique de l'assemblage

Un modèle géométrique consiste à créer un défaut de rectitude du châssis. Ce défaut est induit par les défauts géométriques des interfaces rigides de contact entre les différentes pièces du châssis.

Un premier modèle géométrique a été proposé au paragraphe 2.7 pour déterminer la rectitude au pire des cas du châssis selon la méthode des droites d'analyse. Tous les défauts entre les arbres élancés et les supports joints sont supposés dans la même direction comme illustrés en figure 3.25.

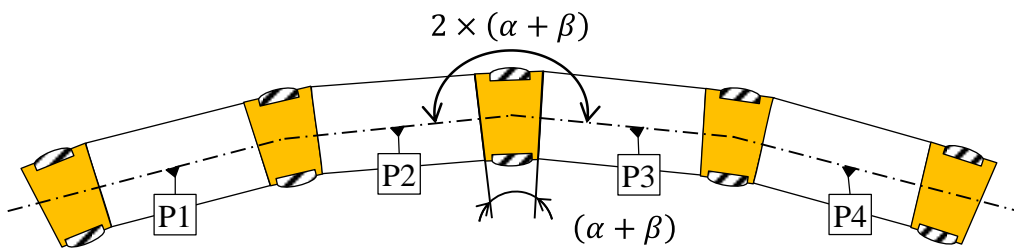


Figure 3.25. Défaut de rectitude selon la droite d'analyse

Ensuite, la rectitude du châssis est déterminée par l'ensemble des axes des supports joints et complétée par les écarts de position δ_{Si} des centres des supports joints par rapport à l'axe du support joint S_0 , comme illustré en figure 3.26.

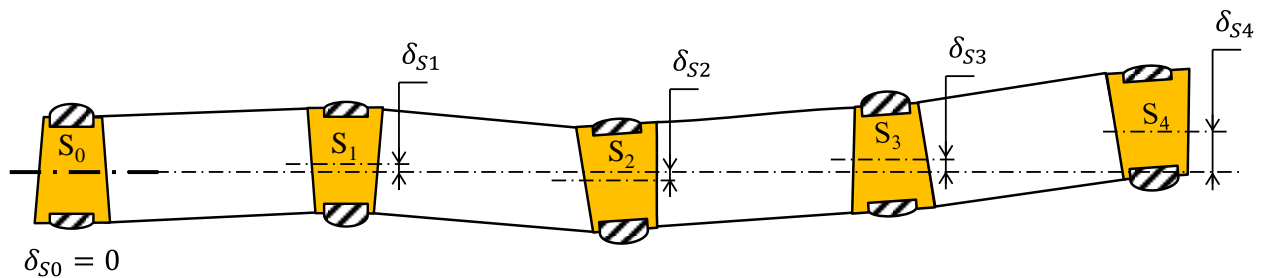


Figure 3.26. Modèle géométrique selon la méthode des droites d'analyse

Le problème est donc de savoir si c'est bien cette configuration qui donne l'effort d'insertion maximum. L'objectif de cette étude est de chercher le pire des cas à l'égard de l'effort d'insertion. Pour cela, un deuxième modèle géométrique est alors proposé pour introduire un ensemble de configurations de défaut de rectitude 3D, comme illustré en figure 3.27. Pour cela, la référence de position de chaque axe est prise comme la droite passant par rapport à l'axe du support joint S_0 .

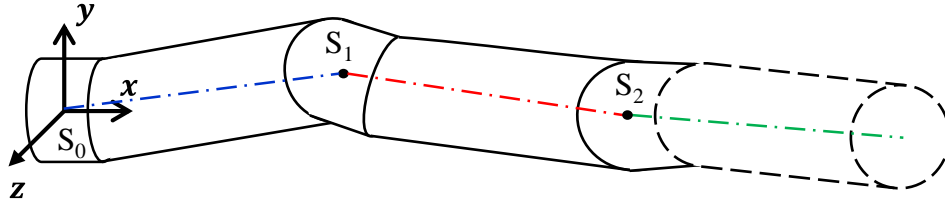


Figure 3.27. Défaut de rectitude 3D

La construction de ce deuxième modèle repose sur la génération des défauts d'orientation des interfaces de contact selon les plans Oxy et Oxz pour générer des défauts de rectitude 3D.

Pour couvrir tout l'espace géométrique, la déviation de chaque jonction i du châssis est choisie dans une direction caractérisée par l'angle γ_i , par rapport à la direction y . L'angle γ_i est compris entre 0 et 2π . Différentes valeurs du défaut d'orientation de chaque jonction i est définie par la variable d'angle θ_i , compris entre 0 et $\alpha + \beta$. Les deux angles γ_i et θ_i sont illustrés une jonction i en figure 3.28.

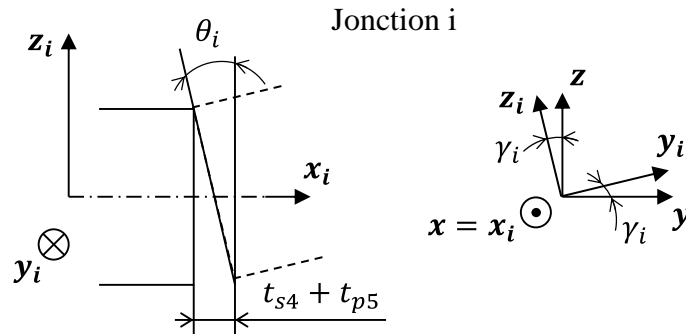


Figure 3.28. Défaut d'orientation de la jonction entre un support joint et un arbre élané

Les équations (3-19) et (3-20) définissent les déplacements $R_{i,y}$ et $R_{i,z}$, du centre de support joint S_i , induits par les angles θ_j et γ_j et les bras de levier $X_j(L1, L2)$ des jonctions situées à gauche du centre du support joint S_i .

$$R_{i,y} = \sum_{j=1}^i \theta_j \cdot X_j(L1, L2) \cdot \cos(\gamma_j) \tag{3-19}$$

$$R_{i,z} = \sum_{j=1}^i \theta_j \cdot X_j(L1, L2) \cdot \sin(\gamma_j) \tag{3-20}$$

Avec :

$$- \quad 0 \leq \theta_i \leq (\alpha + \beta) ; 0 \leq \gamma_i \leq 2\pi$$

- $\alpha = \frac{t_{s4}}{d_{s3}}$ (// support joint) ; $\beta = \frac{t_{p5}}{D_{p3}}$ (A et D \perp à H de l'arbre élancé) (voir figure 3.20)
- $X_j(L1, L2)$: bras de levier d'une jonction j située à gauche du centre du support joint Si

Pour déterminer les déplacements $\delta_{i,y}$ et $\delta_{i,z}$ des centres des supports joints, les différentes tolérances devant être prises en compte sont décrites dans les équations (3-21) et (3-22).

$$\delta_{i,y} = \sum_{j=1}^i \left[\theta_i \cdot X_j(L1, L2) + t_{p6} + t_{s5} + \frac{t_{s6}}{2} + \text{Jeu}_{\substack{\text{arbre} \\ \text{support}}} \textcircled{\text{L}} \right] \cdot \cos(\gamma_i) \quad (3-21)$$

$$\delta_{i,z} = \sum_{j=1}^i \left[\theta_i \cdot X_j(L1, L2) + t_{p6} + t_{s5} + \frac{t_{s6}}{2} + \text{Jeu}_{\substack{\text{arbre} \\ \text{support}}} \textcircled{\text{L}} \right] \cdot \sin(\gamma_i) \quad (3-22)$$

3.3 Modèle mécanique de l'assemblage

3.3.1 Modèle mécanique des joints élastiques

Dans ce paragraphe, l'intérêt est apporté aux joints élastiques dont les positions, entre le châssis et le tube de protection, sont connues. Localement, la compression des joints élastiques centre le support joint par rapport au tube. Dans le plan, ces derniers sont soumis alors à un couple d'efforts de serrage F_s , comme illustré en figure 3.29.

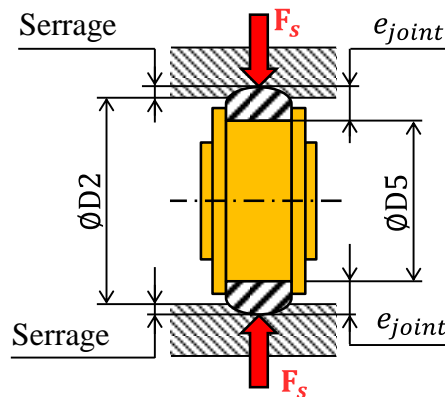


Figure 3.29. Précontraintes de compressions sur un joint élastique

Par hypothèse, les contacts sont supposés ponctuels. Ainsi, le montage des joints élastiques entre le tube et le châssis peut être assimilé à un support joint accroché au tube de protection via deux ressorts identiques de raideurs k_i , comme illustré au niveau de la figure 3.30. Les efforts de précontraintes du tube sur le joint sont représentés par les efforts F_s .

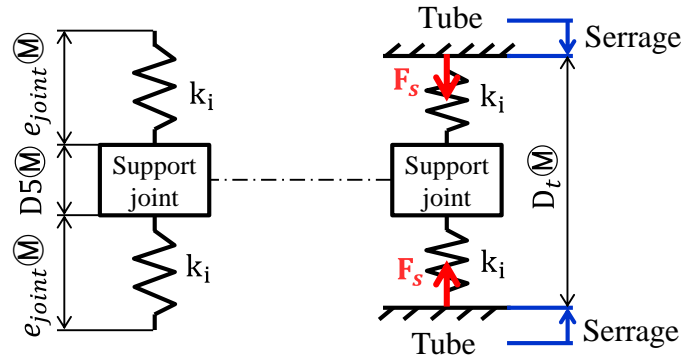


Figure 3.30. Modélisation par ressorts des joints élastiques

Les écarts géométriques du châssis et du tube introduisent des efforts supplémentaires sur les supports joints. Sous l'effet de ces efforts, noté F_d sur la figure 3.31-b, le support joint se déplace d'une distance d . Le contact bilatéral avec le tube peut être simplifié par un contact unilatéral comme illustré en figure 3.31-c.

Cette simplification provient de l'équilibre statique du support joint sur la figure 3.31-b. L'effort F_d s'écrit :

$$F_d = 2 \times k_i \times d \cdot y \tag{3-23}$$

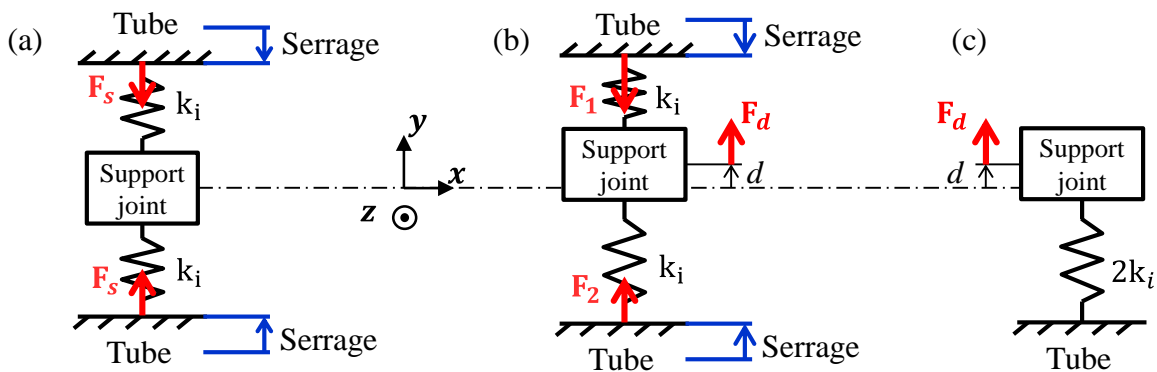


Figure 3.31. Équilibre statique du support joint

3.3.2 Modèle mécanique des arbres du châssis

Durant l'insertion, le tube applique des efforts de redressement introduisant des contraintes fléchissant le châssis. Le choix d'un modèle poutre classique est jugé intéressant pour déterminer le comportement de déformation du châssis sous l'effet de ces contraintes de flexion.

Les efforts de contact F_i sont appliqués par les joints élastiques supposés ponctuels. Par hypothèse de non-glissement des interfaces de contact, le châssis est étudié comme un arbre continu.

Le châssis est donc assimilé à un empilement de N poutres, notées T_i , avec N le nombre d'arbres élancés de matériaux différents (module d'Young E_i) et de sections différentes selon y et z (le moment d'inertie $I_{Gz,i}$ peut être différent de $I_{Gy,i}$). Cet empilement de poutres est soumis à des efforts ponctuels comme illustrés par la figure 3.32.

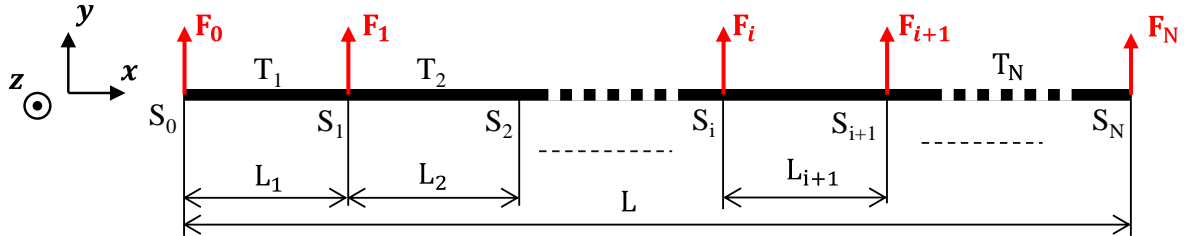


Figure 3.32. Modèle de type poutre pour un châssis avec $N+1$ points de contact

Le châssis est soumis à des contraintes de flexion. L'équation de la déformée $v(x)$ de chaque poutre T_i du châssis dans la direction y est obtenue par la relation suivante :

$$E_i \times I_{Gz,i} \times \frac{d^2 v(x)}{dx^2} = M_{fz,i}(x) \quad (3-24)$$

Avec $M_{fz,i}$ le moment fléchissant du tronçon T_i s'écrivant sous la forme suivante :

$$M_{fz,i}(x) = \sum_{j=0}^i F_j \cdot (x - X_j) \quad (3-25)$$

Où X_j l'abscisse du point d'application de l'effort F_j

Par double intégration de l'équation (3-24), l'équation de la déformée $v(x)$ est déterminée en fonction des efforts de contact F_i .

3.3.3 Modèle mécanique général

Le modèle mécanique général intègre les deux modèles mécaniques : celui des joints élastiques et celui du châssis. Ce modèle est développé pour un empilement de N arbres élancés et $N+1$ joints élastiques comme illustré par la figure 3.33.

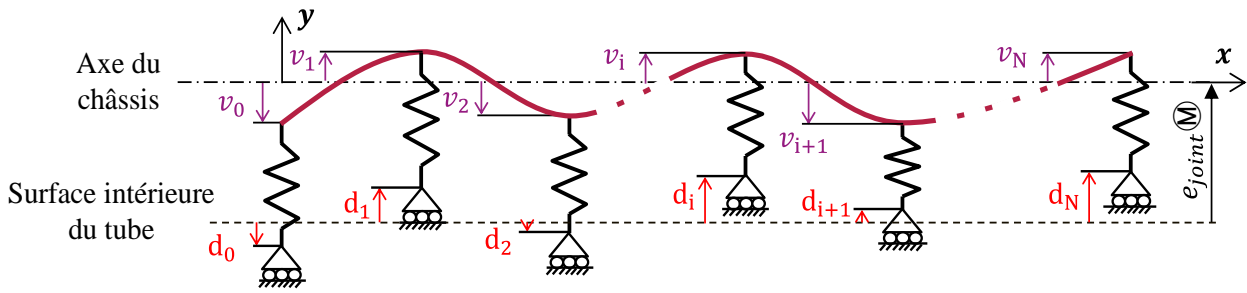


Figure 3.33. Modèle poutre du châssis avec des contacts élastiques

La figure 3.33 illustre la flèche v_i du châssis, au niveau des supports joints S_i , à l'équilibre statique. Les efforts de contact sont induits par la différence entre les flèches v_i et les déplacements d_i qui correspondent aux écarts géométriques cumulés du châssis et du tube à l'état libre (avant assemblage).

Dans cette étude, l'objectif est de proposer la formulation d'une relation mathématique directe entre les efforts de contact F_i et les déplacements d_i signés, mais aussi de connaître l'équation de la déformée $v(x)$ du châssis.

Le châssis et les différents joints sont en équilibre statique. En d'autres termes, les déformations des ressorts et de la poutre s'équilibrent. Pour étudier cet équilibre, une approche énergétique de l'ensemble a été mise en place. Cette approche consiste à étudier la variation d'énergie de déformation entre deux configurations : rigide et déformée.

- Configuration rigide :

Dans la première configuration, seuls les joints se déforment sous l'influence des défauts géométriques du châssis et du tube. Le châssis, considéré comme rigide, se retrouve initialement dans la situation décrite dans la figure 3.34.

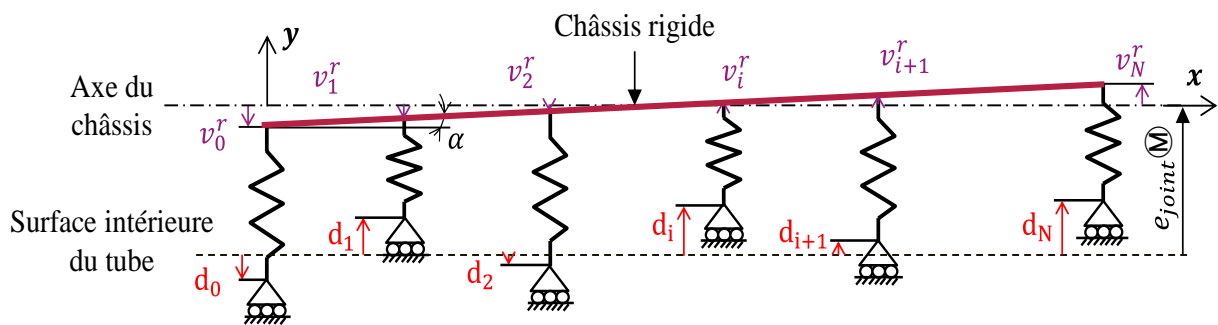


Figure 3.34. Première configuration de déformation

La poutre se déplace sous un mouvement de corps rigide. A chaque point de contact d'un ressort, le déplacement de la poutre v_i^r s'écrit sous la forme :

$$v_i^r = v_0^r + \alpha \cdot X_i \quad (3-26)$$

Avec :

- X_i les abscisses des points de contact,
- v_i^r l'écart de position du point S_i sur le châssis,
- α l'angle d'inclinaison du châssis.

L'équilibre statique donne le système d'équations suivant :

$$\begin{cases} \sum_{i=0}^N F_i = - \sum_{i=0}^N 2 \times k_i \times (v_0^r + \alpha \cdot X_i - d_i) = 0 \\ \sum_{i=0}^N F_i \cdot X_i = - \sum_{i=0}^N 2 \times k_i \times (v_0^r + \alpha \cdot X_i - d_i) \cdot X_i = 0 \end{cases} \quad (3-27)$$

Le système d'équations (3-27) peut être écrit sous la forme matricielle $\mathbf{A} \cdot \mathbf{X} = \mathbf{Y}$ comme suit :

$$\begin{bmatrix} \sum 2 \times k_i & \sum 2 \times k_i \cdot X_i \\ \sum 2 \times k_i \cdot X_i & \sum 2 \times k_i \cdot X_i^2 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} v_0^r \\ \alpha \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \sum 2 \times k_i \cdot d_i \\ \sum 2 \times k_i \cdot X_i \cdot d_i \end{bmatrix} \quad (3-28)$$

En inversant la matrice \mathbf{A} , il est aisé de trouver les valeurs v_0^r et α par la relation suivante :

$$\mathbf{X} = \mathbf{A}^{-1} \cdot \mathbf{Y} \quad (3-29)$$

L'énergie de déformation de cette configuration correspond à la somme des énergies de déformation des joints, notée $W_{conf1}(joints)$ et de l'énergie de déformation du châssis qui est nulle. Ces deux énergies, dans la configuration rigide, s'écrivent :

$$W_{rigide}(joints) = \sum_{i=0}^N \frac{1}{2} \times 2 \times k_i \times (v_i^r - d_i)^2 \quad (3-30)$$

$$W_{rigide}(châssis) = 0 \quad (3-31)$$

- Configuration souple :

Dans la seconde configuration, les ressorts et le châssis se déforment. L'énergie de déformation de l'assemblage est la somme de l'énergie des ressorts, notée $W_{conf2}(joints)$, et de l'énergie de déformation du châssis, notée $W_{châssis}$. Ces deux dernières énergies s'écrivent respectivement sous la forme des équations (3-32) et (3-33).

$$W_{souple}(joints) = \sum_{i=0}^N \frac{1}{2} \times 2 \times k_i \times (v_i^s - d_i)^2 \quad (3-32)$$

$$W_{souple}(châssis) = \sum_{i=1}^N W_{tronçon_i} = \sum_{i=1}^N \int_{X_{i-1}}^{X_i} \frac{M_{fz,i}^2}{2 \times E_i \times I_{Gz,i}} dx \quad (3-33)$$

Avec : X_{i-1} et X_i les abscisses des extrémités de chaque tronçon T_i

Lors du changement de configurations, l'assemblage est en équilibre énergétique : aucune énergie extérieure n'est ajoutée au système. La somme des énergies de déformation de la configuration rigide doit être égale à la somme des énergies de déformation de la configuration souple comme formulée par l'équation (3-34) :

$$W_{souple}(châssis) + W_{souple}(joints) = W_{rigide}(châssis) + W_{rigide}(joints) \quad (3-34)$$

En remplaçant les équations (3-30), (3-32) et (3-33) dans l'équation (3-34), cette équation devient :

$$\sum_{i=1}^N \int_{X_{i-1}}^{X_i} \frac{M_{fz,i}^2}{2 \times E_i \times I_{Gz,i}} dx = \sum_{i=0}^N k_i \times [(v_i^r - d_i)^2 - (v_i^s - d_i)^2] \quad (3-35)$$

3.4 Respect des exigences fonctionnelles

Dans cette partie, je propose de coupler le modèle géométrique, proposé dans le paragraphe 3.2, et le modèle mécanique, proposé dans le paragraphe 3.3.3. Dans ce modèle, les distances \mathbf{d}_i proviennent des écarts géométriques δ_i admissibles par les tolérances du châssis qui sont décrites par le modèle géométrique.

À partir des écarts géométriques $\delta_{i,y}$ et $\delta_{i,z}$, décrits respectivement par les relations (3-21) et (3-22), deux modèles de types poutres sont étudiés pour calculer les énergies de déformations des deux configurations. Les efforts de contact $\mathbf{F}_{i,y}$ dans le plan Oxy sont superposés avec les efforts de contact $\mathbf{F}_{i,z}$ dans le plan Oxz , dans le cas du châssis rigide puis dans le cas souple. Ces efforts sont déterminés respectivement par les relations (3-36) et (3-37).

$$\mathbf{F}_{i,y} = 2 \times k_i \times (v_{i,y}^{r\text{ous}} - \delta_{i,y}). \mathbf{y} \quad (3-36)$$

$$\mathbf{F}_{i,z} = 2 \times k_i \times (v_{i,z}^{r\text{ous}} - \delta_{i,z}). \mathbf{z} \quad (3-37)$$

A l'équilibre statique, les efforts de contact déforment le châssis. Cette flèche est à prendre en compte pour éviter les collisions entre les surfaces métalliques de l'assemblage. Il faut donc vérifier les relations suivantes :

$$-\frac{D_t - D_{p3} - t_{p7}}{2} + d1\text{mini} \leq v^s(x) \leq \frac{D_t - D_{p3} - t_{p7}}{2} - d1\text{mini} \quad (3-38)$$

Avec x décrivant l'ensemble des points des arbres élançés sur le châssis.

De plus, la non-collision des épaulements des supports joints doit aussi être vérifiée :

$$-\frac{D_t - d_{s3} - t_{s8}}{2} + d2\text{mini} \leq v^s(x) \leq \frac{D_t - d_{s3} - t_{s8}}{2} - d2\text{mini} \quad (3-39)$$

Avec x chaque position des épaulements limitant les joints élastiques

Pour résoudre ce problème à multi-contraintes (équilibre statique et énergétique), une solution est d'utiliser un solveur. L'ensemble des configurations géométriques définies dans le paragraphe 3.2 a été généré avec Excel®. Le choix du solveur Excel® s'est alors imposé.

L'équilibre énergétique, formulé par l'équation (3-35), est défini comme la fonction objective sur le solveur Excel®. Dans un premier temps, ce solveur calcule les écarts géométriques de position $\mathbf{d}_{i,y}$ et $\mathbf{d}_{i,z}$ selon le modèle géométrique du défaut de rectitude 3D (voir figure 3.27). Ensuite, on procède au calcul des efforts de contact et les énergies de déformation des ressorts (joints élastiques) dans les deux plans Oxy et Oxz . Enfin, par superposition, ces efforts sont intégrés dans l'équation de l'équilibre énergétique. L'énergie de déformation du châssis est déduite en variant les valeurs de v_i^s tout en respectant le principe fondamental de la statique.

La loi de Coulomb est utilisée pour faire le lien entre les efforts de contact et l'effort d'insertion en fonction du coefficient de frottement des joints élastiques sur le tube. Le coefficient de frottement, noté μ , entre les joints élastiques et le tube de protection est supposé constant. L'effort d'insertion est décrit par l'équation suivante :

$$F_{insertion} = \mu \cdot \sum_{i=0}^N \sqrt{F_{i,y}^2 + F_{i,z}^2} \quad (3-40)$$

Les efforts $F_{i,y}$ et $F_{i,z}$ sont en fonction des tolérances des pièces du châssis. Ces valeurs des tolérances restent à optimiser à travers la réduction de l'effort d'insertion. Cette réduction s'effectue en gardant un coût de fabrication moindre et des contraintes mécaniques réduites dans et entre les pièces de l'assemblage.

3.5 Application numérique

L'étude réalisée en fichier Excel® reçoit en entrée les données géométriques des supports joints et des arbres élanés telles que dimensions et tolérances et jeux introduits dans les équations du paragraphe 3.3. Ces données sont classées sur une feuille Excel® comme illustrées en tableaux 0.6 et 0.7. Pour des raisons de confidentialité, ces valeurs ne sont affichées.

Tableau 3.3. Données géométriques des supports joints

	Support joint Si	Valeur
Diamètre du centrage	ds1	x
Tolérance \perp % face d'appui	ts1	x
Tolérance sur diamètre	ts2	x
Tolérance \perp entre 2 centrages	ts5	x
Diamètre du palier	ds3	60
Tolérance //	ts4	x
Tolérance de coaxialité	ts8	x
Tolérance sur diamètre	ts9	x
t //	ds2	x
t coaxialité	ts6	x
Tolérance sur diamètre	ts7	x
Distance entre les deux faces d'appui	L1	x

Tableau 3.4. Données géométriques des supports joints

	Arbre élancé Pi	Valeur
Diamètre du centrage	ds1	x
Tolérance \perp % face d'appui	tp1	x
Tolérance sur diamètre	tp2	x
Tolérance \perp entre 2 centrages	tp6	x
Diamètre du palier	Dp3	60
Tolérance \perp entre faces d'appui	tp5	x
Tolérance de coaxialité	tp7	x
Tolérance sur diamètre	tp8	x
Distance entre les deux faces d'appui	L2	x

A partir de des valeurs des tableaux 0.6 et 0.7, les écarts de position δ_i sont calculés en fonction des défauts d'orientation ($\alpha + \beta$) et les jeux entre les supports joints et les arbres élancés sont calculés et injectés dans une autre feuille de calcul Excel®, illustrée en figure 3.35.

- Calcul de l'énergie de déformation du châssis
- Calcul de l'énergie de déformation des joints
- Vérification de l'équilibre énergétique
- Effort d'insertion résultant

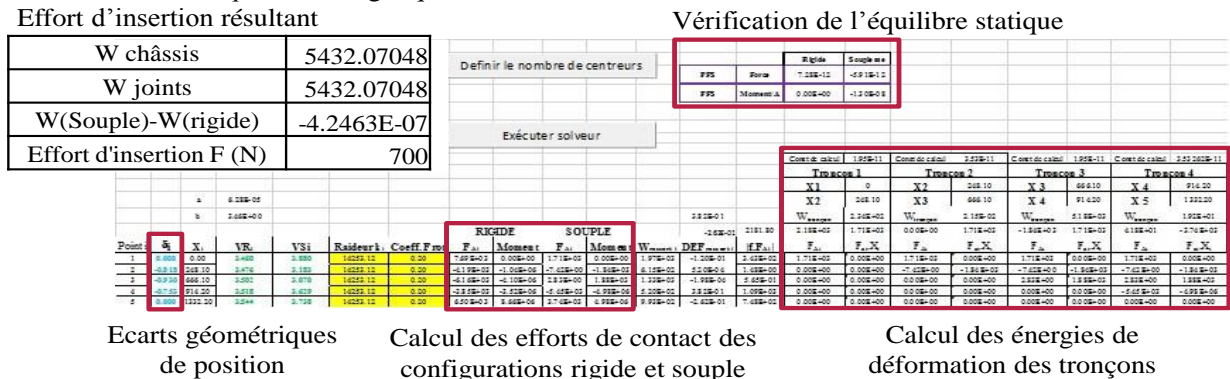


Figure 3.35. Feuille Excel® de calcul de l'effort d'insertion en fonction des tolérances

Cette démarche a été validée en prenant les dimensions et les tolérances d'un outil « *Wireline Logging* ». Cette méthode d'analyse multiphysique, reliant les efforts d'insertion aux tolérances, a permis d'obtenir des résultats proches des efforts d'insertion mesurés lors de l'assemblage du châssis dans le tube de protection. Une erreur de 30% sur l'effort d'insertion a été constatée.

4 Conclusion

Ce chapitre a permis l'application des règles de cotation énoncées dans le chapitre 2 sur un outil de mesures de type « *Wireline Logging* ». Cet outil est composé de deux sous-ensembles : le châssis et le tube de protection. Le châssis est décomposable en interfaces rigides de contact reliées par des

arbres élancés relativement flexibles. Le châssis est inséré dans le tube ; des joints élastiques sont intercalés entre le châssis et le tube de protection pour créer des contacts élastiques.

Le châssis est un empilement de longues pièces déformables sous l'influence des défauts géométriques des interfaces de contact. Les diverses exigences fonctionnelles et les exigences de montabilité ne peuvent pas être respectées simultanément. Les méthodes d'analyse de tolérances sont performantes lorsque les pièces sont considérées infiniment rigides. Toutefois, le comportement du châssis est non-rigide. Nous proposons donc, dans une étude plus approfondie d'analyse de tolérances, l'intégration de la déformabilité des arbres élancés. L'idée principale réside dans la proposition d'un modèle multi-physiques basé sur un modèle mécanique RdM de type poutre. Ce nouveau modèle permet de déterminer des relations mathématiques entre les efforts de redressage, appliqués par le tube sur le châssis, et les défauts géométriques admissibles par les tolérances.

La modélisation du châssis a été réalisée en assimilant le comportement flexible des arbres élancés par un empilement de poutres séparées par des interfaces rigides. Le comportement des joints qui assurent les contacts entre le tube et le châssis, est assimilé à un comportement élastique de type ressort. Les écarts géométriques sont introduits au niveau des conditions limites en déplacement de ce modèle. Les efforts dans les contacts au niveau des joints élastique est déterminé en utilisant une méthode énergétique.

Le calcul de la flèche du châssis est donc possible connaissant les efforts induits par les écarts géométriques. Les exigences fonctionnelles de non-collisions entre les surfaces métalliques sont respectées en vérifiant que la flèche du châssis reste inférieure aux exigences fonctionnelles énoncées dans le paragraphe 1.2.

Cette méthodologie ajoute deux nouvelles étapes au logigramme proposé dans le chapitre 2, comme illustrées en figure 3.36 :

- la détermination d'un modèle mécanique reliant les efforts aux défauts géométrique,
- la vérification des exigences fonctionnelles.

Cette démarche a été validée sur un outil « *Wireline Logging* ». Le calcul de la déformation a été possible grâce au couplage d'un modèle mécanique de type poutre à un modèle géométrique représentant les écarts géométriques présents dans l'assemblage. Cette méthode d'analyse multiphysique de tolérances a permis d'obtenir des résultats proches de ceux mesurés lors de

l'assemblage du châssis dans le tube de protection. Une erreur de 30% sur l'effort d'insertion a été constatée.

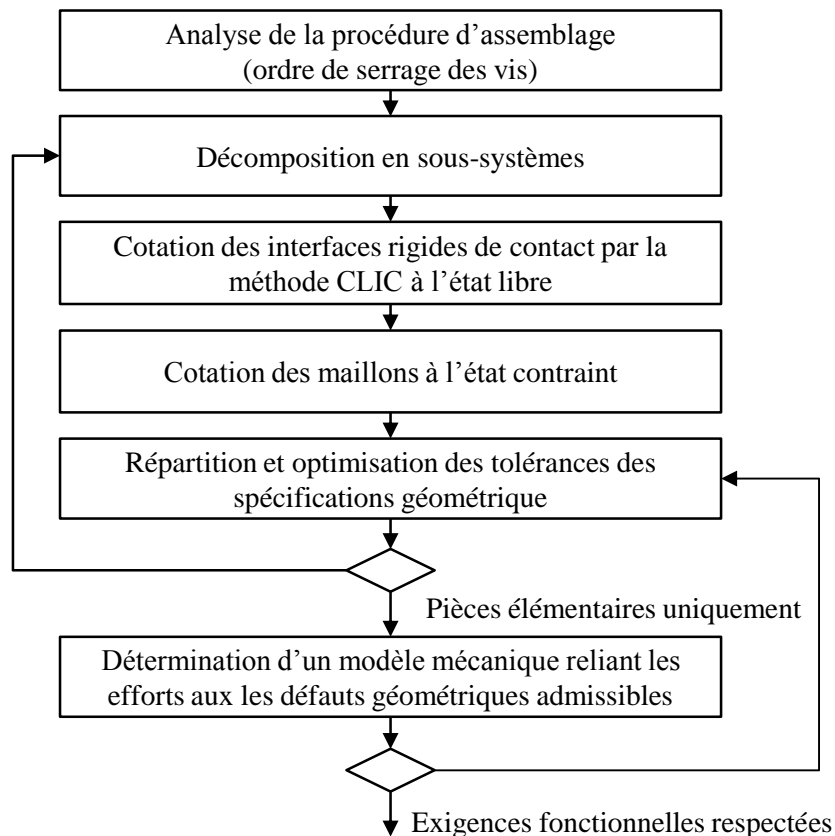


Figure 3.36. Logigramme de la méthode proposée

Cependant, différentes solutions technologiques de châssis existent notamment des solutions sans joints élastiques. Ainsi, le couplage proposé dans la section 3 ne peut pas être généralisé sur tous les outils de mesures. Par exemple, les outils fonctionnant durant le forage ne contiennent pas de supports joints et sont soumis à des effets dynamiques plus importants. Par la suite, une modélisation pour des châssis avec des contacts rigides (sans joints) sera développée dans le chapitre 4.

Chapitre 4. Conception innovante avec contacts précontraints

1 Introduction

1.1 Avant-propos

Les règles de cotation énoncées dans le chapitre 2 ont été appliquées pour un assemblage constitué d'un empilement d'arbres métalliques supportant des joints élastiques (châssis) inséré dans un tube de protection. L'analyse de tolérances a été réalisée au travers d'un couplage d'un modèle mécanique et un modèle géométrique. Une relation mathématique entre les efforts de contact générés par le redressage du châssis dans le tube et les écarts géométriques admissibles par les tolérances a été déterminée. Les contacts entre le châssis et le tube sont imposés au niveau des joints élastiques. Il était donc possible de proposer cette relation mathématique directe en intégrant le comportement élastique des joints et l'empilement d'arbres.

Dans ce chapitre, l'assemblage étudié est inspiré des outils de mesures employés durant le forage. Ces outils sont composés par deux sous-ensembles. Le premier sous-ensemble est le châssis qui est un empilement d'arbres élancés de diamètre 120mm, notés P_i , comme illustré en figure 4.1. Les deux arbres (P1 et P2) supportent tout le matériel électronique avec des longueurs allant jusqu'à quelques mètres. Quant aux deux arbres (P0 et P3), ils sont de longueurs plus courtes (quelques centaines de millimètres), montés sur les extrémités assurant la connexion avec les outils empilés sur le trépan (**voir glossaire**). Ce châssis est inséré dans le deuxième sous-ensemble qui est le tube de protection. Pour des raisons technologiques, il est impossible d'ajouter des joints élastiques pour garantir des contacts élastiques permanents entre le châssis et le tube de protection. Deux couvercles sont montés entre les deux extrémités du châssis et le tube pour garantir l'étanchéité de l'assemblage ainsi que limiter les flottements axiaux du châssis par rapport au tube. Enfin, un dispositif d'orientation spécifie la position angulaire du châssis par rapport au tube.

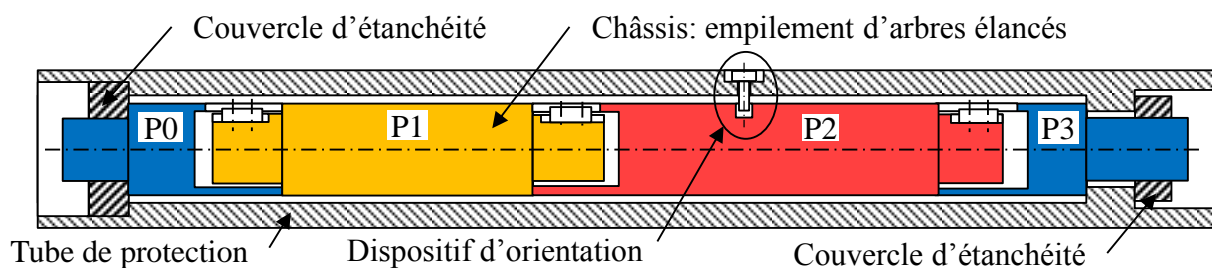


Figure 4.1. Assemblage hyperstatique d'un empilement d'arbres élancés avec contacts rigides

1.2 Phénomène des chocs mécaniques et propagation des chocs

Durant la phase de forage, les outils de mesures sont entraînés en rotation par le trépan. Ils sont en interaction avec les roches créant des effets dynamiques néfastes au matériel électronique. Ces effets sont induits par des évènements d'accrochage et de glissement des tubes de protection, de torsion et de flexion, comme illustrés en figure 4.2, durant l'avance et la rotation de la tête foreuse.

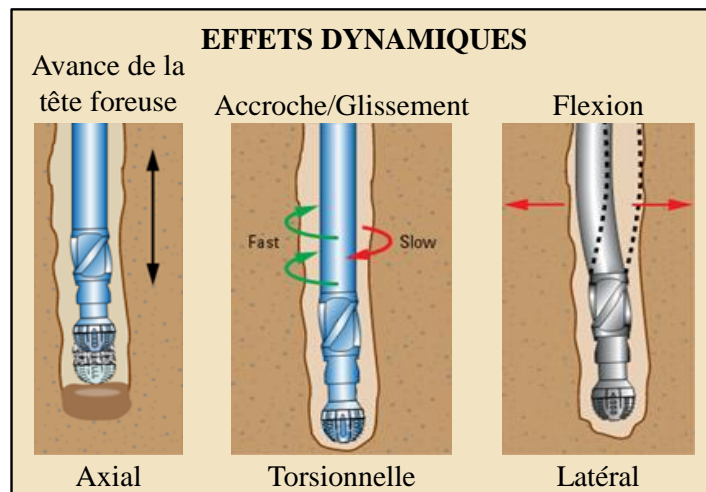


Figure 4.2. Effets dynamiques rencontrés durant le forage

Ces interactions donnent naissance aux chocs traduits par des actions mécaniques F avec des amplitudes qui évoluent brusquement vers des amplitudes importantes pendant des périodes de temps très réduites (de l'ordre de quelques microsecondes). Ces forces peuvent être modélisées par une impulsion avec des composantes X, Y et Z semblables à la forme illustrée en figure 4.3.

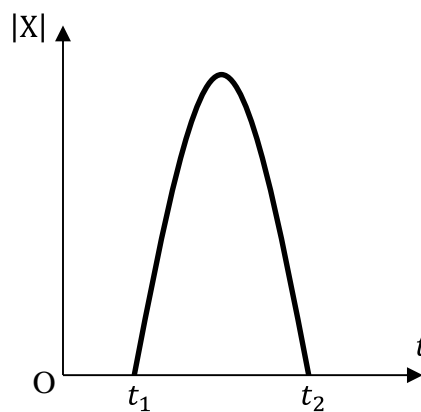


Figure 4.3. Forme d'une action mécanique courte dans le temps [94]

Les collisions avec les roches génèrent des ondes de choc qui se transmettent dans la structure des outils de mesures avec de hauts niveaux d'accélération [95]. Ces accélérations sont confirmées

par de multiples mesures durant le forage. En effet, des accéléromètres, installés au niveau des tubes de protection, mesurent des accélérations qui peuvent atteindre des amplitudes d'ordre de grandeur d'une centaine de g ($m.s^{-2}$) durant quelques millisecondes. Ces ondes de choc induisent des contraintes de compression, de flexion et de cisaillement. Les capteurs et les composants électroniques doivent impérativement résister à ces contraintes pour assurer leurs fonctionnements. Cela étant, une série de tests est réalisée sur chaque outil de mesures afin d'affirmer sa performance sous l'impact des chocs. Actuellement, le choix de conception d'un outil est validé via le coefficient de transmissibilité de chocs [96] qui s'exprime en fonction du rapport d'accélération mesurée sur le tube de protection et celle transmise et mesurée à différents endroits sur le châssis ; puis, le rapport d'accélération entre le châssis et les capteurs et composants électroniques. Un coefficient de sécurité est considéré pour définir un seuil d'accélérations transmises de pièce en pièce à ne pas dépasser.

Ce paragraphe vise à expliquer la déformation sous l'effet dynamique provenant de la collision du tube de protection avec les roches. Une onde de choc est traduite par une accélération $a(t)$, sous la forme d'un demi-sinus, durant une période $[t_1 t_2]$ très courte de l'ordre de quelques millisecondes. Le châssis, centré dans le tube et connecté au tube au niveau de ses extrémités, est soumis à cette accélération, comme illustré en figure 4.4.

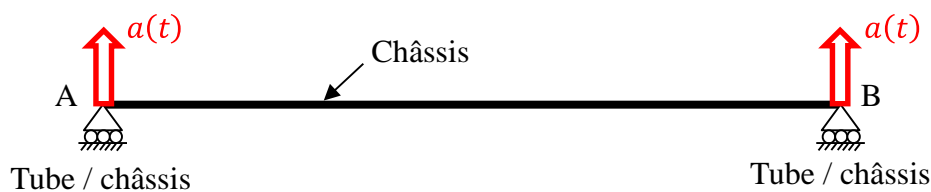


Figure 4.4. Châssis sous l'effet d'une onde de choc

Entre les instants $t = 0$ et $t = t_1$, aucune action mécanique n'est appliquée par le tube sur le châssis. Le châssis ne présente aucune déformation et est centré dans le tube.

A l'instant t_1 , le tube entre en collision avec les roches et récupère une accélération qui évolue brusquement. Cette accélération entraîne la déformation du châssis, comme illustrée en figure 4.5. Dans le cas d'un châssis de section constante et de même matériau, la flexion est maximale au milieu du châssis au niveau du point C comme illustrée en figure 4.5.

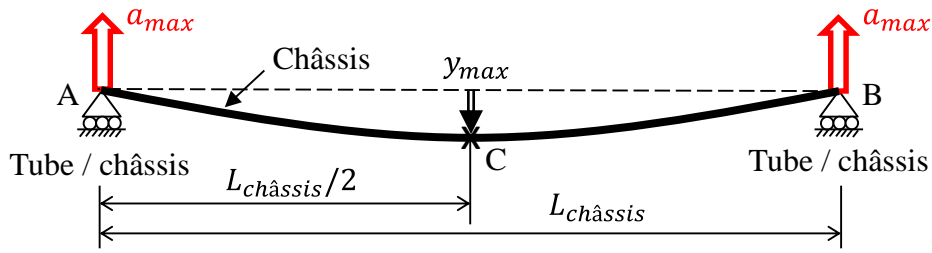


Figure 4.5. Flexion du châssis sous l'effet de l'accélération

Pour déterminer y_{max} , une force F est appliquée au milieu du châssis avec une amplitude égale à $Masse_{châssis} \times a_{max}$. La flexion maximale y_{max} est déterminée par le modèle de type poutre, présenté par la figure 4.5, et exprimée par l'équation (4-1).

$$y_{max} = \frac{Masse_{châssis} \times a_{max} \times L_{châssis}^3}{48 \cdot EI} \tag{4-1}$$

Pour déterminer y_{max} , une charge répartie p est appliquée sur le châssis avec une amplitude égale à $Masse_{châssis} \times a_{max} / L_{châssis}$. La flexion maximale y_{max} est déterminée par le modèle de type poutre, présenté par la figure 4.5, et exprimée par l'équation (4-1).

$$y_{max} = \frac{5 \times Masse_{châssis} \times a_{max} \times L_{châssis}^3}{384 \cdot EI} \tag{4-2}$$

Selon ce modèle, la distance initiale séparant le châssis et le tube est fortement influencée par la longueur L représentant la distance entre deux points de contact du châssis et du tube de protection. De plus le châssis étant très long, il faut avoir un jeu très grand ce qui n'est pas réalisable. Le concepteur fait volontairement le choix d'avoir des contacts entre le châssis et le tube.

Durant la collision entre le châssis et le tube, l'énergie transmise est proportionnelle à la distance d_{1mini} , illustrée en figure 4.6. La valeur de cette distance doit être inférieure au jeu maxi autorisé, noté J_{max} .

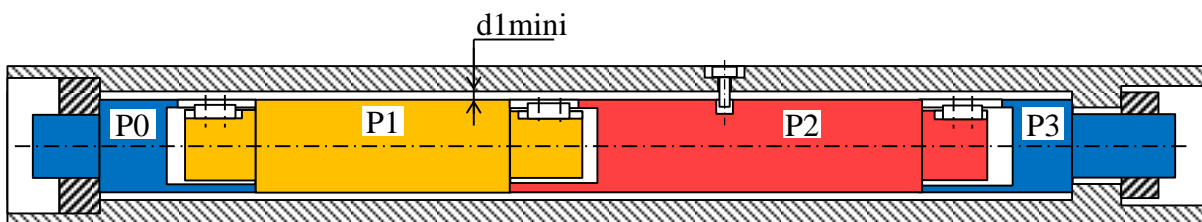


Figure 4.6. Exigence fonctionnelle de l'assemblage étudié

Le jeu maxi entre le châssis et le tube constitue le paramètre principal de transmissibilité des chocs. Pour cette raison, le concepteur crée un modèle CAO de l'assemblage en définissant un jeu réduit entre les pièces de forme parfaite et avec des dimensions nominales. En contrepartie, un jeu très réduit induit des efforts d'insertion importants pour insérer le châssis dans le tube de protection.

Le concepteur doit faire un compromis entre l'augmentation du jeu, afin de garantir une montabilité avec des efforts convenables appliqués pour redresser le châssis à l'intérieur du tube de protection (efforts de contact), et sa réduction pour éviter des niveaux de chocs élevés durant le fonctionnement (faibles coefficients de transmissibilité des chocs) comme illustré par la figure 4.7.

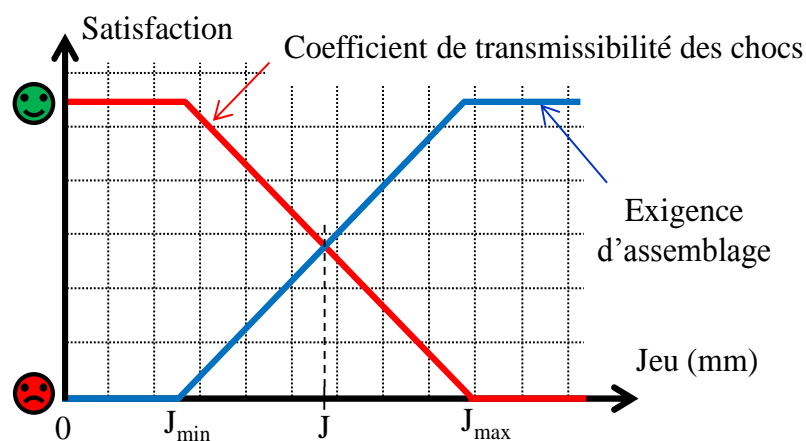


Figure 4.7. Exigences d'assemblage contre les exigences fonctionnelles d'un outil de mesures

1.3 Limites du modèle couplé géométrique / mécanique

Pour des raisons technologiques, le concepteur fait le choix de ne pas utiliser des joints élastiques. Il autorise donc des collisions de type métal-métal entre le châssis et le tube. Ces collisions doivent être maîtrisées pour garantir le bon fonctionnement des capteurs et composants électroniques.

Dans le chapitre 3, les supports joints constituent des interfaces rigides de contact entre le châssis le tube de protection. Les défauts de rectitude du châssis sont compensés par la compression des joints élastiques et la déformation des arbres élancés.

Le redressage du châssis par le tube de protection est une fonction des défauts géométriques admissibles par les tolérances. L'analyse de tolérances, moyennant la droite d'analyse, s'avère limitée. Un modèle couplé mécanique / géométrique offre une relation mathématique entre les efforts de redressage et les tolérances.

Le couplage du modèle géométrique (proposant multiples configurations de défauts de rectitude du châssis) et du modèle mécanique (basé sur un modèle de type poutre avec connaissance de la localisation des points de contact) a été réalisé pour déterminer une relation mathématique directe entre efforts et tolérances admissibles, dans l'assemblage étudié.

Dans le cas de l'assemblage étudié dans ce chapitre, les contacts sont potentiellement rigides (absence des joints élastiques) et non connus (le jeu est défini constant entre le châssis et le tube de protection). Les défauts géométriques des arbres élancés induisent un défaut de rectitude du châssis. Le défaut de rectitude implique des points aléatoires de contact et des distances $d1$ variables, comme illustré en figure 4.8.

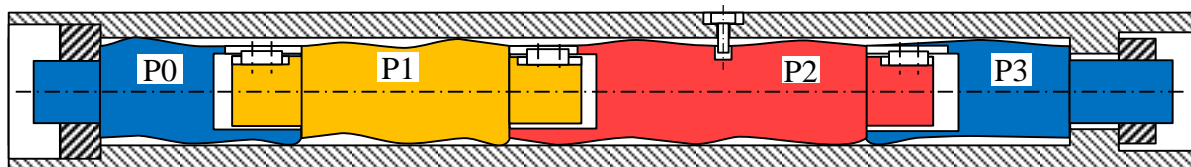


Figure 4.8. Châssis avec défauts avec des distances $d1$ variables

Les géométries exactes des différentes pièces, tenant compte des défauts géométriques, doivent être connues pour pouvoir déterminer les efforts nécessaires pour redresser l'empilement d'arbres à l'intérieur du tube. Dans le pire des cas, le jeu entre le châssis et le tube de protection doit pouvoir consommer ces défauts pour limiter les efforts d'insertion. Garantir la montabilité nécessite la définition de jeux importants. Contrairement à l'exigence fonctionnelle de l'assemblage, les jeux importants causent des coefficients de transmissibilité de chocs phénoménaux. Ceci a été confirmé, par des expérimentations, en remarquant que les châssis difficiles à insérer ont des coefficients de transmissibilité de chocs réduits.

1.4 Objectifs

L'objectif de ce chapitre se décompose en deux grandes parties : proposer de nouveaux modèles mécaniques / géométriques et ensuite d'autres conceptions d'assemblage du châssis dans le tube.

Dans un premier temps, l'extension de la méthode CLIC, avancée auparavant, est employée pour proposer les spécifications géométriques nécessaires pour garantir l'assemblage des pièces. Dans un deuxième temps, différents modèles mécaniques seront construits dans le but de déterminer le pire des cas géométrique (défauts de rectitude du châssis) qui nécessite des efforts d'insertion les plus importants.

La seconde partie se concentre sur la proposition de nouveaux modèles mécaniques / géométriques. En supposant que les jeux tendent vers des valeurs nulles, le châssis, avec défaut de rectitude, est redressé complètement par le tube de protection. Le modèle couplé mécanique / géométrique, proposé en chapitre 3, sera adapté pour le cas de l'assemblage illustré en figure 4.1 avec des points de contact rigides. Pour cela, une étude statistique sera réalisée pour générer multiples configurations de défauts de rectitude 3D pour déterminer le pire des cas géométriques et mécaniques. Ensuite, cette étude sera suivie par une décomposition modale des mesures de la rectitude d'un châssis en modes de flexion. Afin de s'affranchir de l'hypothèse de jeu nul, une approche supplémentaire est proposée pour calculer les efforts d'insertion dans le cas où la valeur du jeu est proche des défauts de rectitude du châssis.

Enfin, la dernière partie vise alors à proposer d'autres conceptions. Le besoin du concepteur est de réduire les jeux sauf que cette approche force l'insertion du châssis dans le tube ce qui altère l'interchangeabilité des pièces. Le châssis est coincé durant l'insertion et la désinsertion altère l'état de surface des pièces en frottement. L'objectif est donc de conserver des jeux réduits en garantissant des efforts d'insertion et de désinsertion raisonnables tout en exploitant la déformation du châssis. Les modélisations mécaniques, proposées en section 3, permettront d'orienter les nouveaux choix de conception mais aussi de calculer l'effort d'insertion du châssis. Pour valider les conceptions proposées, une étude par modélisation et simulation éléments finis a été réalisée en collaboration avec des experts. Quelques modélisations et simulations ont été validées par une campagne d'essais expérimentaux en simulant localement la modification de la géométrie du châssis. Les travaux de cette thèse ne se sont pas approfondis dans l'étude du choc et sa transmissibilité.

2 Démarche de cotation des pièces

2.1 Décomposition en sous-ensembles

L'assemblage étudié dans ce chapitre, présenté en figure 4.1, est composé d'un châssis qui est un empilement de quatre arbres métalliques élancés, notés P_i , inséré dans le deuxième sous-ensemble qui est le tube de protection. Un contact plan /plan vient bloquer la translation du châssis dans le tube. Enfin, un dispositif complexe d'orientation étudié comme un sous-ensemble est monté pour finir de bloquer le châssis dans le tube. Une simplification est apportée à ce dispositif pour le représenter comme une vis serrée dans le tube de protection et avec jeu sur le châssis. Des couvercles d'étanchéité à chaque extrémité du tube maintiennent en position axiale le châssis par rapport au tube de protection.

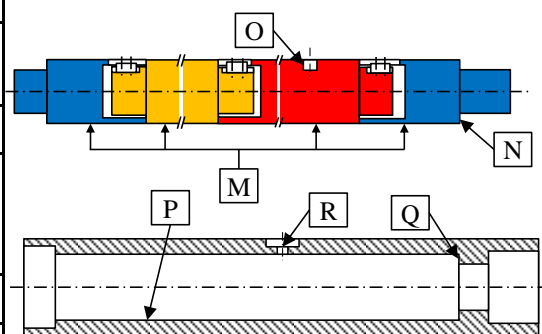
La démarche de cotation fonctionnelle suit les règles de cotation proposées en chapitre 2. Dans le paragraphe 2.2, nous déterminerons la cotation du sous-ensemble châssis monté dans le tube de protection, puis, dans le paragraphe 2.3 la cotation des arbres élançés du châssis garantissant leur montabilité deux à deux. Dans le paragraphe 2.4, nous proposons le transfert des exigences fonctionnelles et des exigences d'assemblage définies sur le châssis assemblé.

2.2 Montabilité des sous-ensembles

La longueur de guidage du châssis dans le tube est beaucoup plus grande que son diamètre tels que $L_{ch\grave{a}ssis}/D_{ch\grave{a}ssis,ext} \gg 1.5$. La surface cylindrique P du tube de protection oriente le châssis. Ainsi, la liaison primaire est réalisée par les deux surfaces cylindriques M et P (voir tableau 3.1). Le plan de contact châssis / tube supprime le degré de translation selon l'axe du tube. Pour la liaison tertiaire, le dispositif d'orientation bloque le dernier degré de liberté en rotation du châssis par rapport au tube. Le tableau 3.1 de mise en position, proposé par la méthode CLIC [49], indique clairement les entités des liaisons entre le châssis, noté (c), par rapport au tube, noté (t).

Tableau 4.1. Tableau de mise en position du châssis dans le tube

Châssis		c	1	ORouetbi	
4 cylindres coaxiaux		Plan		Cylindre	
M	c	N	c	O	c
Jeu bloqué		Contact		Jeu Dispositif d'orientation Serrage	
Cylindre		Plan		Taraudage	
P	t	Q	t	R	t



Pour garantir la montabilité du châssis dans le tube, la méthode CLIC propose la création des systèmes de références M|N|O sur le châssis et P|Q|R sur le tube et les spécifications géométriques, illustrés en figures 4.10 et 4.11, provenant du tableau de cotation type des entités surfaciques et ajustement [27] proposé par B. Anselmetti (voir chapitre 1 section 3).

Le châssis assemblé, ainsi que le tube, sont des pièces longues. Les deux sous-ensembles non-rigides admettent des déformations sous l'effet de la gravité. Pour réduire les efforts de redressage et d'insertion du châssis, il faut décrire deux enveloppes, limitant les défauts de rectitude à l'état libre des deux sous-ensembles, illustrées en figure 4.9.

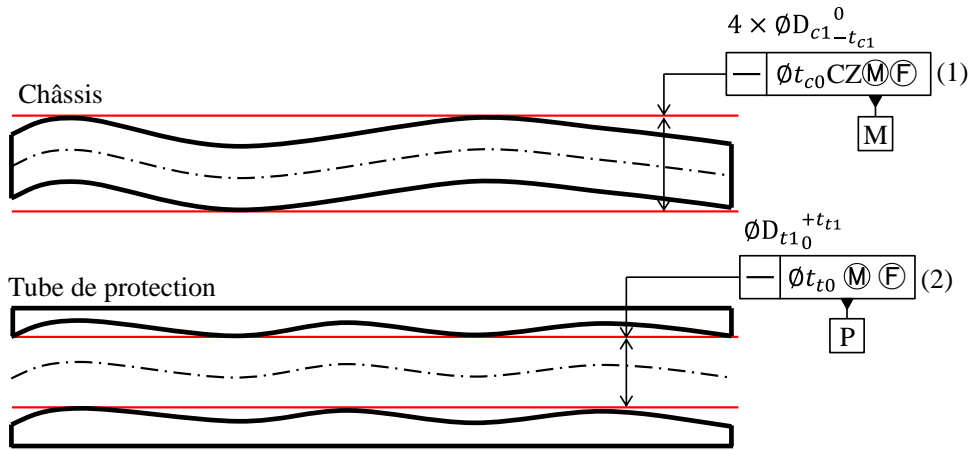


Figure 4.9. Envelopes à l'état libre des sous-ensembles

Le concepteur choisit les valeurs des tolérances t_{c0} et t_{t0} des rectitudes (1) et (2) selon la déformation autorisée du châssis inséré dans le tube.

D'un point de vue mécanique, le châssis et le tube sont considérés comme rigides en dessous d'une longueur L. Pour garantir la montabilité locale de chaque tronçon rigide de longueur L, il faut définir deux enveloppes glissantes sur les deux sous-ensembles décrites par les spécifications de rectitude glissante (7) figure 4.10 sur le châssis et (8) figure 4.11 sur le tube, pour garantir la montabilité de chaque tronçon.

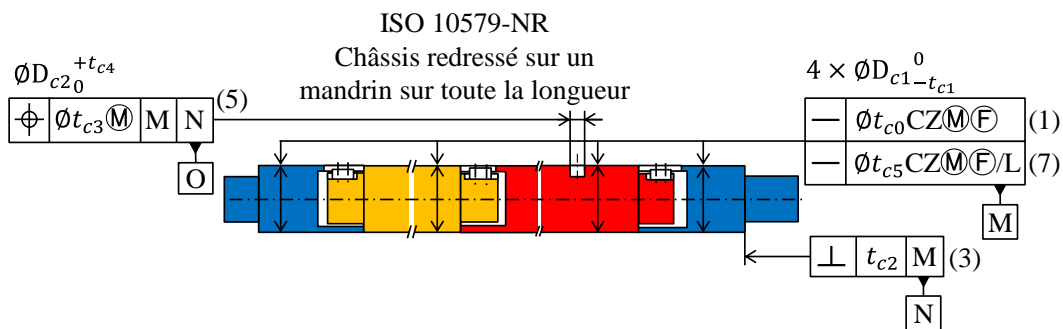


Figure 4.10. Spécifications de montabilité du châssis

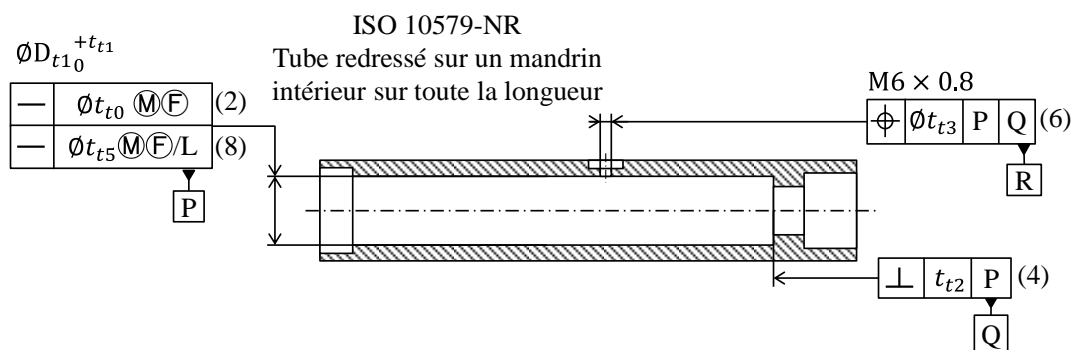


Figure 4.11. Spécifications de montabilité du tube de protection

Localement, la montabilité de chaque tronçon, de longueur L, du châssis dans le tube doit être garantie. Deux frontières glissantes, de diamètre $D_{t1}(\mathbb{M})$ du tube et de diamètre $D_{c1}(\mathbb{M})$ sur le châssis, sont définies garantissant un jeu mini, noté $Jeu_{\frac{ch\hat{a}ssis}{tube}(\mathbb{M})}$, supérieur à une valeur limite notée Jeu_{min} et défini par la relation suivante :

$$Jeu_{\frac{ch\hat{a}ssis}{tube}(\mathbb{M})} = D_{t1}(\mathbb{M}) - D_{c1}(\mathbb{M}) \geq Jeu_{min} \geq 0 \tag{4-3}$$

Avec les notations des figures 0.14 et 0.15, l'équation du $Jeu_{\frac{ch\hat{a}ssis}{tube}(\mathbb{M})}$ s'écrit alors :

$$Jeu_{\frac{ch\hat{a}ssis}{tube}(\mathbb{M})} = (D_{t1} - t_{t5}) - (D_{c1} + t_{c5}) \tag{4-4}$$

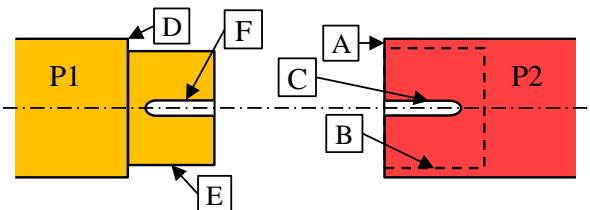
2.3 Montabilité des pièces 2 à 2 du sous-ensemble châssis

Le châssis est composé de 4 arbres élancés (notés P_i) : P_1 et P_2 ont des longueurs de l'ordre de quelques mètres, tandis que P_0 et P_3 sont des arbres de longueurs de quelques centaines de millimètres. La mise en place d'un arbre P_{i+1} sur un arbre P_i est réalisée par un appui plan et un centrage court avec jeu. Une clavette oriente l'empilement de P_{i+1} par rapport à P_i .

Dans chaque liaison, 4 vis non représentées maintiennent en position les arbres en contact. Le jeu entre P_{i+1} et P_i est un jeu bloqué. La méthode CLIC propose alors le même tableau de mise en position, pour chaque interface de contact entre deux arbres. Le tableau 4.2 décrit la mise en position de l'arbre P_2 sur l'arbre P_1 . Les spécifications déterminées par ce tableau seront recopiées sur les interfaces de contact des autres arbres.

Tableau 4.2. Tableau de mise en position d'un arbre élancé par rapport à autre

Arbre élancé	P ₂	1	ORouetbi		
Plan	Cylindre		Plans parallèles symétriques		
A	P ₂	B	P ₂	C	P ₂
Contact	Jeu bloqué		Jeu bloqué Clavette Serrage		
Plan	Cylindre		Plans parallèles symétriques		
D	P ₁	E	P ₁	F	P ₁



La liaison entre les arbres élançés est indépendante de l'ensemble des surfaces du châssis. Les pièces du châssis sont de longueurs importantes. Pour garantir la montabilité d'un arbre sur un autre, les spécifications géométriques résultant de la méthode CLIC sont illustrées en figure 4.12.

L'extension proposée pour la méthode CLIC décompose chaque pièce en interfaces rigides de contact et géométries déformables. Les spécifications géométriques des interfaces rigides sont proposées à l'état libre, avec le modificateur \textcircled{F} .

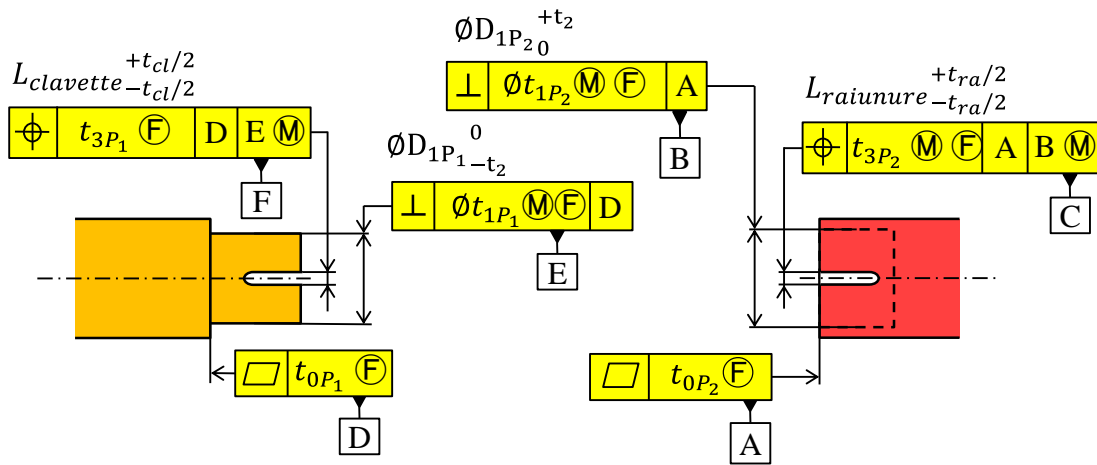


Figure 4.12. Spécifications géométriques de montabilité des arbres en contact

La valeur du jeu au maximum de matière, noté $\text{Jeu}_{P_1/P_2}^{\textcircled{M}}$, doit être supérieure à une valeur limite notée Jeu_{\min} :

$$\text{Jeu}_{P_1/P_2}^{\textcircled{M}} = D_{1P_2}^{\textcircled{M}} - D_{1P_1}^{\textcircled{M}} \geq \text{Jeu}_{\min} \geq 0 \quad (4-5)$$

Avec les notations de la figure 4.12, l'équation du $\text{Jeu}_{P_1/P_2}^{\textcircled{M}}$ s'écrit alors :

$$\text{Jeu}_{P_2/P_1}^{\textcircled{M}} = (D_{1P_2} - t_{1P_2}) - (D_{1P_1} - t_{1P_1}) \quad (4-6)$$

La montabilité de l'empilement d'arbres est garantie par un contact plan et un centrage court avec jeu bloqué. Les spécifications proposées sur la figure 4.12 sont recopiées sur les interfaces de contact, comme illustrées figure 4.13.

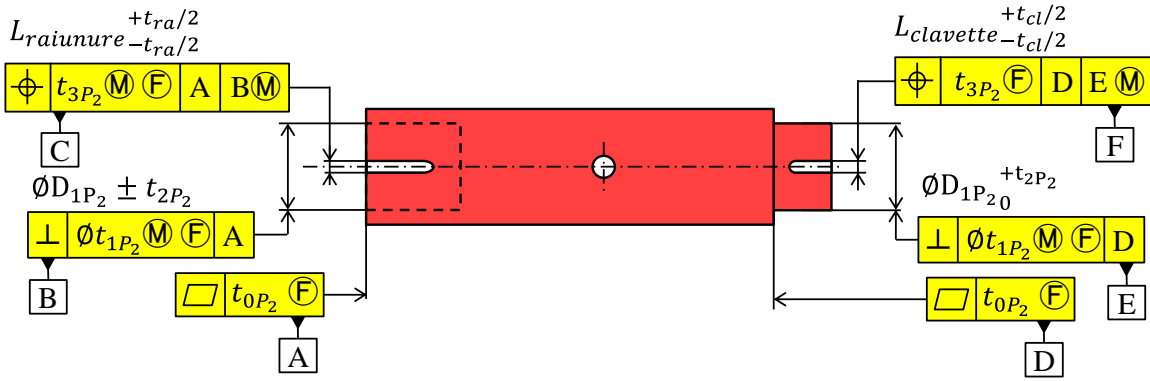


Figure 4.13. Jonctions de l'arbre P₂ avec les deux arbres voisins

Le maintien en position de cette liaison est réalisé par 4 vis non-représentées dans la figure 4.12. Des spécifications de localisation doivent être ajoutées sur la vue où apparaissent les trous de passage et les trous taraudés par rapport aux références A|B|C et D|E|F des arbres élançés P_i et P_{i+1}. Le poids des pièces est important. En effet, un technicien ne peut pas centrer les arbres manuellement avant le serrage des vis. Le jeu, dans cette liaison, est défavorable ; il faut donc ajouter, sur les références B et E des trous de passage et les trous taraudés, le modificateur \ominus au minimum de matière.

2.4 Spécifications des sous-ensembles

Pour limiter les coefficients de transmissibilité des chocs, le concepteur doit réduire le jeu maxi, noté $Jeu_{\frac{ch\acute{a}ssis}{tube}}^{\ominus}$, sur chaque tronçon rigide, de longueur L, entre le châssis et le tube. Il est respecté par les deux spécifications de rectitude glissante au minimum de matière (1) figure 4.14 et (2) figure 4.15 sur la longueur L.

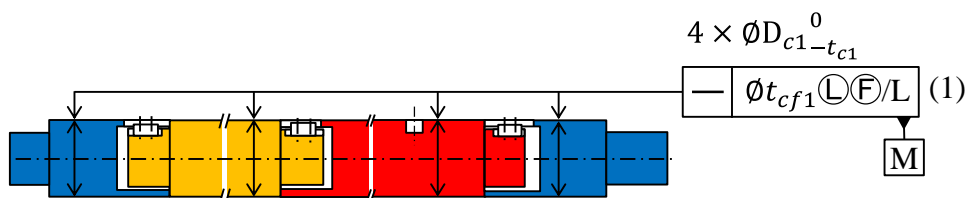


Figure 4.14. Rectitude au minimum de matière du châssis

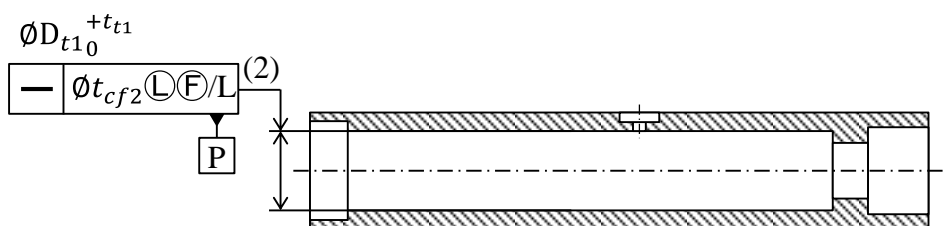


Figure 4.15. Rectitude au minimum de matière du tube de protection

Ce jeu doit être inférieur à la distance $d1_{\text{mini}}$, définie en figure 4.6, tel que :

$$\text{Jeu}_{\frac{\text{châssis}}{\text{tube}}} \textcircled{L} = (D_{t1} + t_{t1} + t_{cf2}) - (D_{c1} - t_{c1} - t_{cf1}) \leq d1_{\text{mini}} \quad (4-7)$$

2.5 Transfert des exigences fonctionnelles

Le châssis est un assemblage de pièces. Il faut maintenant recenser toutes les exigences fonctionnelles et exigences d'assemblage, illustrées en figure 4.16, pour les transférer sur les différentes pièces.

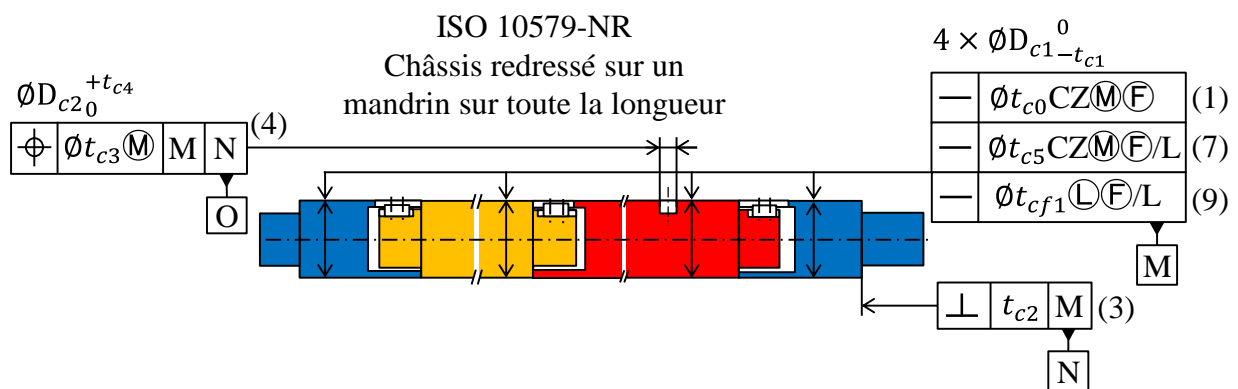


Figure 4.16. Exigences à transférer sur les pièces du châssis

La démarche de cotation CLIC/QUICK GPS est décrite ci-dessous :

- Exigence fonctionnelle de rectitude (1) figure 4.16 de la surface M

Le châssis est déformable. Cette exigence évite d'avoir un châssis trop déformé pour limiter les efforts d'insertion. Chaque arbre du châssis étant une pièce « longue », la mise en position primaire est assurée par les deux centrages courts H. Un arbre est ensuite centré entre les deux plans parallèles symétriques latéraux. Cette mise en position impose la rectitude (1) et les deux perpendicularités (2) de la figure 4.18. Localement, l'axe de chaque arbre est donc défini par H. La surface M doit donc être coaxiale au maximum de matière par rapport à H. Le modificateur \textcircled{L} est nécessaire sur la référence H, car le jeu est défavorable.

- Exigence fonctionnelle de rectitude glissante (7) figure 4.16 de la surface M

Cette exigence est définie sur une longueur L glissante sur la surface M du châssis. Elle est transférée sur la surface M de chaque arbre comme une rectitude glissante (4) figure 4.18 sur la même longueur L.

Lorsque cette rectitude glissante se situe sur deux pièces du châssis, le transfert ne peut pas être direct sur la surface M. Les écarts géométriques de l'interface de contact entre deux arbres voisins sont à prendre en compte dans le transfert de la rectitude. Il faut spécifier la forme des arbres élançés à une longueur $L/2$ suivant la figure 4.17.

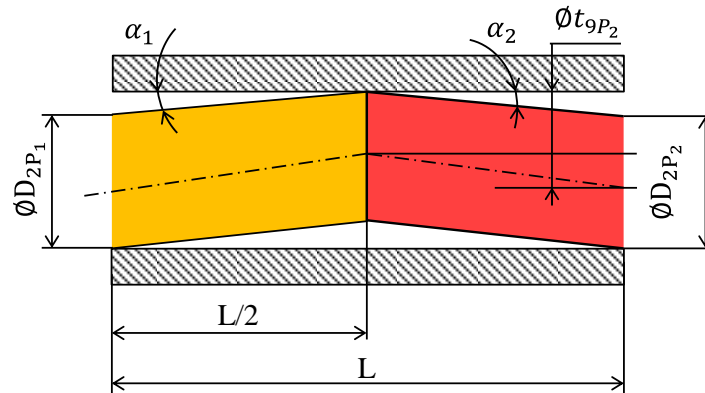


Figure 4.17. Défaut de rectitude induit par le défaut d'orientation de la jonction

Avec $\alpha_i = \frac{t_{5P_i}}{D_{2P_i}}$: défaut d'orientation du plan de contact de chaque arbre élançé P_i .

Cette forme engendre les spécifications de coaxialité (5) figure 4.18.

- Exigence fonctionnelle de localisation (4) figure 4.16 de la surface O

Cette exigence consiste à orienter le châssis par rapport au tube de protection au maximum de matière par rapport à la surface M (4 cylindres coaxiaux). La boucle de contacts passe par la surface terminale de l'exigence à travers les deux clavettes, montées sur chaque arbre, vers le système de référence G|H. Il faudra créer une spécification de localisation au maximum de matière de la surface terminale de l'exigence par rapport aux groupes de clavettes. Ceci impliquera la spécification de localisation (7) figure 4.18 en conservant le modificateur \textcircled{M} de l'exigence. Puis, il faut positionner le groupe de clavettes par rapport au système de références G|H ; ce qui donne la spécification de symétrie (6) figure 4.18. Il y a du jeu sur H. La référence H est donc au minimum de matière. Ces exigences sont en couleur verte sur la figure 4.18.

- Exigence fonctionnelle de rectitude (9) figure 4.16 au minimum de matière

Il est préférable de localiser la surface M par rapport à H ; ce qui donne la coaxialité (8) figure 4.18 en conservant le modificateur \textcircled{L} de l'exigence. Il y a du jeu sur H. La référence H est donc au minimum de matière.

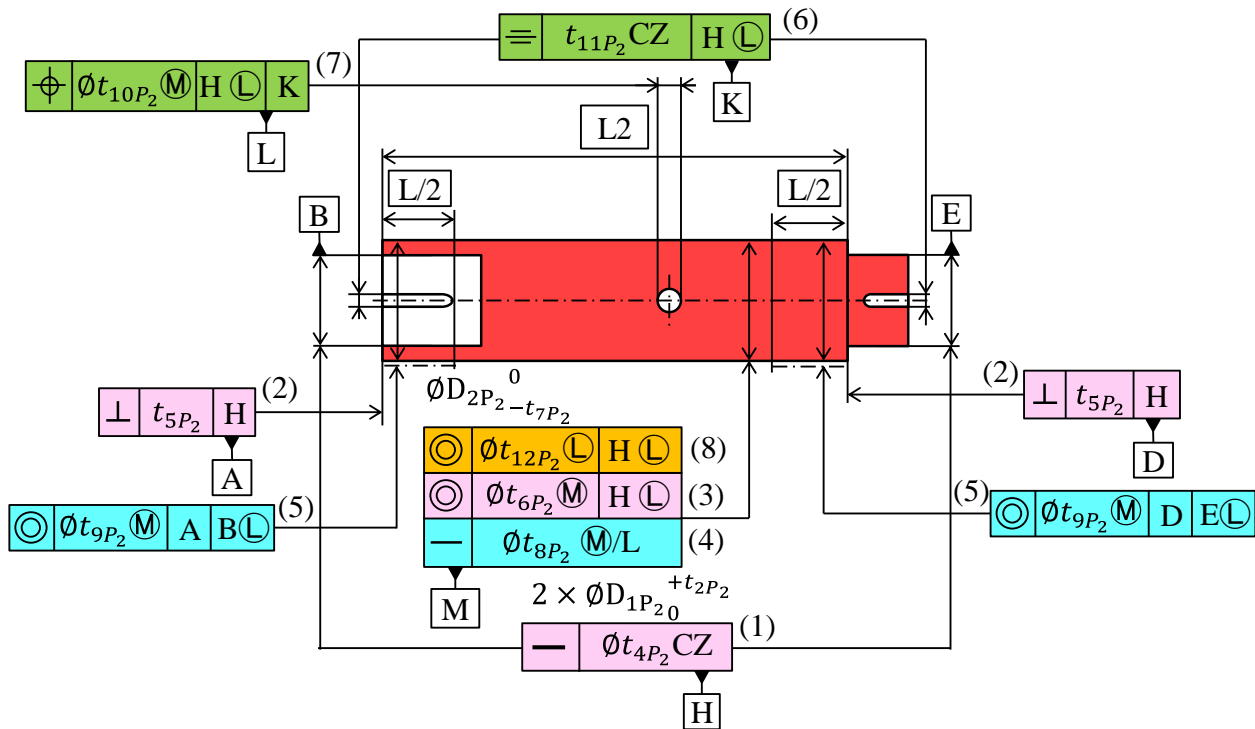


Figure 4.18. Spécifications géométriques du transfert des exigences

Les spécifications des autres pièces sont déduites par analogie à la démarche de transfert des exigences sur l'arbre P_2 .

3 Modèle couplé géométrique / mécanique adapté

Avec l'hypothèse des pièces infiniment rigides, les exigences d'assemblage et les exigences fonctionnelles imposent des tolérances trop serrées. Les châssis ne sont pas infiniment rigides. Les défauts géométriques des pièces induisent des déformations du châssis. Pour cette raison, un modèle couplé mécanique / géométrique a déjà été proposé dans le chapitre 3 pour déterminer une relation mathématique directe entre les contraintes de déformation et les écarts géométriques admissibles par les tolérances. Ce modèle se base sur la connaissance des points de contact entre le châssis et le tube de protection.

Dans cette section, les pièces constituant le châssis sont assimilées à des arbres élancés de diamètre extérieur constant. Aucun joint et aucune pièce ne sont intercalés entre le châssis et le tube. Nous pouvons alors considérer qu'aucun point de contact n'est connu explicitement. Ils sont donc aléatoires et dépendent des déformations des pièces induites par les écarts géométriques des différentes pièces.

3.1 Hypothèses générales

Les hypothèses énoncées dans la section 3.1 du chapitre 3 restent valables dans cette section. Ces hypothèses sont illustrées ci-dessous.

Les hypothèses concernant la géométrie des différentes pièces de l'assemblage permettent de réduire la modélisation à un problème plan. La modélisation par un modèle de type poutre de section variable et déformable est toujours valable.

Le tube de protection est construit à partir d'un matériau plus rigide que celui du châssis pour protéger les capteurs et les composants électroniques contre les conditions sévères de fonctionnement. Par hypothèse, le tube de protection est toujours considéré comme infiniment rigide. Cependant, le tube peut présenter des défauts géométriques. Il est possible de transférer tous les défauts géométriques du tube sur le châssis. Pour l'étude du comportement mécanique de l'assemblage, le tube est donc « parfait ». Le châssis porte le cumul des défauts du tube et du châssis.

Aucun glissement relatif et décollement entre les arbres ne sont autorisés entre les plans des interfaces de contact. Pour cela, les vis de fixation entre deux arbres élançés sont serrées avec un couple suffisant.

Les outils de mesures fonctionnent principalement à la verticale, les effets de la gravité ne sont pas pris en compte dans le calcul des efforts de contact appliqués sur le châssis. Contrairement aux assemblages avec joints élastiques, les assemblages étudiés dans ce chapitre sont conçus comme un cylindre inséré dans un tube. Les points de contact sont uniquement fonction des défauts de forme du châssis et du tube. Un châssis avec défauts de rectitude doit se déformer pour être assemblé dans un tube. Plusieurs modèles géométriques vont être proposés par la suite pour simuler le redressement du châssis dans le tube.

3.2 Modèle mécanique avec contacts rigides imposés

3.2.1 Objectif

Dans une première approche, les défauts géométriques du châssis sont modélisés par des écarts géométriques dans les jonctions entre les différentes pièces. Les pièces sont de géométrie parfaites entre deux jonctions. La figure 4.19 illustre cette hypothèse. La principale hypothèse de ce premier modèle repose sur la localisation des contacts entre le châssis et le tube. En effet, cette modélisation impose que les contacts entre le châssis et le tube se situent au niveau des différentes jonctions du

châssis. Les efforts de redressage induits par le châssis sont alors imposés à ce niveau voir figure 4.19.

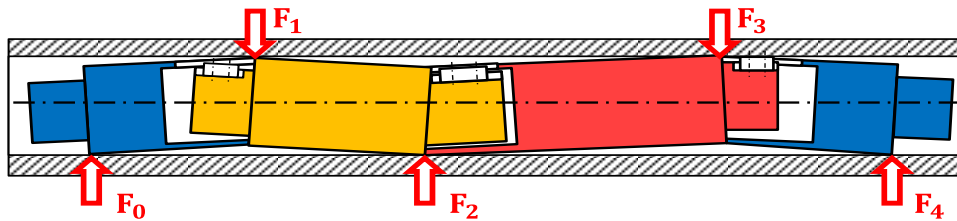


Figure 4.19. Localisation des efforts de contact

L'objectif de cette modélisation est de proposer un modèle mécanique permettant d'avoir une relation directe entre les efforts de redressage notés F_i et les écarts de position notés δ_i induits par les défauts de rectitude du tube et du châssis. Cette modélisation permettra aussi d'optimiser les tolérances pour réduire le jeu local sans augmenter l'effort d'insertion.

3.2.2 Modélisation mécanique

La figure 4.20 illustre la modélisation mécanique selon l'hypothèse de contact connus. La principale différence par rapport au modèle présenté dans le chapitre 3 est la modélisation mécanique des contacts entre le châssis et le tube. Précédemment, un modèle élastique a été proposé, ici les contacts de type métal-métal sont modélisés par des contacts infiniment rigides. Les déplacements, notés δ_i , sont donc directement imposés sur le modèle poutre du châssis. Ce nouveau modèle est développé pour un châssis composé de N arbres élancés avec $N+1$ points de contact. Pour la suite de cette démarche, le déplacement δ_0 est défini comme nulle.

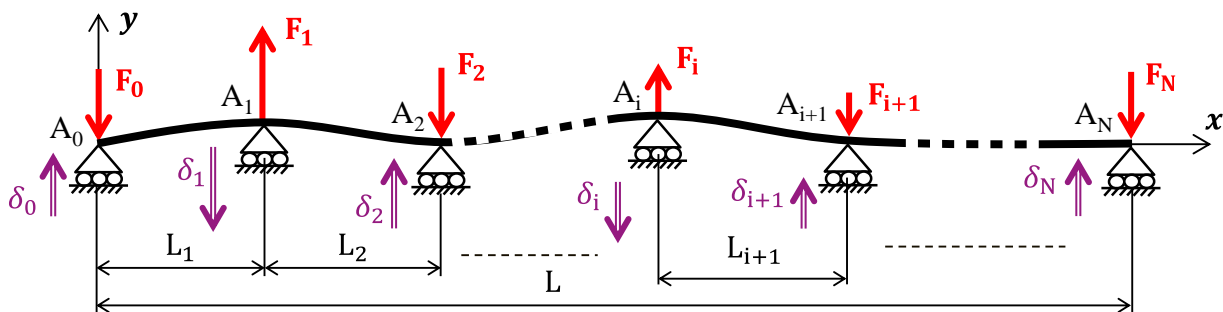


Figure 4.20. Modèle de type poutre avec $N+1$ contacts rigides

Le premier théorème de Castigliano dit : « la dérivée partielle de l'énergie de déformation par rapport à l'une des charges généralisées est égale au déplacement généralisé correspondant comme indiqué dans l'équation (4-8) » [97].

$$\frac{\partial W}{\partial F_k} = \delta_k \quad (4-8)$$

L'étude proposée, dans ce paragraphe, est basée sur la détermination de l'énergie de déformation du châssis en fonction des efforts de contact. L'énergie de déformation du châssis, notée $W_{ch\grave{a}ssis}$, est la somme des énergies de déformation des arbres de $P_1 \rightarrow P_N$, écrite comme suit :

$$W_{ch\grave{a}ssis} = \sum_{j=1}^N W_{P_j} = \sum_{j=1}^N \frac{1}{2E_j \cdot I_j} \int_{X_{j-1}}^{X_j} \left(\sum_{i=j}^N F_i \cdot (X_i - x) \right)^2 dx \quad (4-9)$$

En appliquant le théorème de Castigliano, la dérivation de l'énergie de déformation du châssis donne l'équation des écarts géométriques δ_k , aux points de contact avec $k = \{1, \dots, N\}$, comme suit :

$$\delta_k = \sum_{j=1}^k \frac{1}{E_j \cdot I_j} \left[\frac{1}{3} \sum_{i=j}^N F_i \cdot x^3 - \frac{1}{2} \sum_{i=j}^N F_i \cdot X_i \cdot x^2 - \frac{1}{2} \sum_{i=j}^N F_i \cdot X_k \cdot x^2 + \sum_{i=j}^N F_i \cdot X_i \cdot X_k \cdot x \right]_{X_{j-1}}^{X_j} \quad (4-10)$$

En écrivant l'équation (4-10) sous la forme matricielle, nous pouvons définir la matrice \mathbf{M} de transition entre le vecteur des efforts de contacts \mathbf{F} et le vecteur des écarts de position Δ :

$$\Delta = \mathbf{M} \cdot \mathbf{F} \quad (4-11)$$

Avec :

- Δ : Vecteur des écarts géométriques des points de contact aux points A_i ,
- \mathbf{F} : Vecteur des efforts de contact aux points A_i ,
- \mathbf{M} : Matrice de transition triangulaire inférieure, les composantes de cette matrice sont :
 - o $m_{ij} = 0$ pour $\forall j > i$
 - o $m_{ij} = \frac{1}{E_i \cdot I_i} \left[\frac{X_i^3 - X_{i-1}^3}{3} - \frac{(X_i^2 - X_{i-1}^2) \cdot X_i}{2} - \frac{(X_i^2 - X_{i-1}^2) \cdot X_k}{2} + \frac{X_i \cdot X_j \cdot (X_i - X_{i-1})}{1} \right]$ pour $\forall i \leq j$

La matrice \mathbf{M} est une matrice triangulaire inférieure et inversible. Ainsi :

$$\mathbf{F} = \mathbf{M}^{-1} \cdot \Delta \quad (4-12)$$

Pour le point de contact A_0 , l'équilibre statique donne l'équation de l'effort de contact :

$$F_0 = - \sum_{i=1}^N F_i \quad (4-13)$$

Cette modélisation permet de définir une relation directe entre les déplacements imposés caractérisant les écarts géométriques et les efforts de contact.

3.2.3 Modélisation géométrique

Le pire des cas géométriques est celui qui oriente tous les défauts géométriques dans la même direction d'analyse et définit le défaut de rectitude le plus important du châssis. Ce pire des cas donne les écarts de position δ_i des jonctions en fonction des tolérances, sous la forme :

$$\delta_i = \sum_{j=1}^i \frac{t_{5P_j} \times L_j}{D_{2P_j}} + \frac{t_{4P_j}}{2} + \text{Jeu}_{P_j/P_{j-1}} \textcircled{\text{L}} \quad (4-14)$$

$$\text{Avec } \text{Jeu}_{P_j/P_{j-1}} \textcircled{\text{L}} = (D_{1P_i} + t_{2P_i}) - (D_{1P_{i-1}} - t_{2P_{i-1}})$$

Pour déterminer le pire des cas mécaniques, avec l'effort d'insertion le plus important, une étude statistique 3D sur un ensemble de configurations de défauts de rectitude 3D doit être réalisée. Pour cela, le modèle de génération des défauts d'orientation des interfaces de contact selon les plans Oxy et Oxz pour générer des défauts de rectitude 3D proposé dans la section 3.2 du chapitre III est repris. Le choix de la référence du défaut de rectitude est l'axe nominal de l'arbre P_0 . Ainsi, dans le modèle de type poutre, proposé en figure 4.20, $\delta_0 = \delta_1 = 0$.

3.2.4 Détermination du pire des cas mécaniques

L'étude statistique réalisée dans ce paragraphe est réalisée dans un fichier Excel® par le moyen d'une macro VBA qui suit les étapes suivantes :

1. Déterminer un nombre important de configurations de défaut de rectitude 3D.

2. Pour chaque configuration, l'écart de position de chaque point de contact est projeté dans les deux plans Oxy et Oxz , ce qui construit deux modèles poutre.
3. Pour chaque modèle de type poutre, les efforts de contact sont déterminés par la résolution de l'équation (4-12).
4. Les efforts de contact sont superposés et l'effort d'insertion est déduit en multipliant les efforts de contact par le coefficient de frottement entre chaque arbre et le tube.

Une exploitation des résultats de cette étude est illustrée en figure 4.21 qui résulte du fichier Excel®. Cet histogramme classe les différentes solutions étudiées en fonction de l'effort d'insertion. Les différentes valeurs d'effort d'insertion sont ensuite regroupées en trois grandes familles :

- Inséré à la main : un technicien peut tirer manuellement le châssis dans le tube,
- Inséré avec un treuil : utiliser un treuil de puissances différentes pour tirer le châssis,
- Inséré avec un vérin hydraulique : employer un vérin hydraulique pour insérer le châssis dans le tube

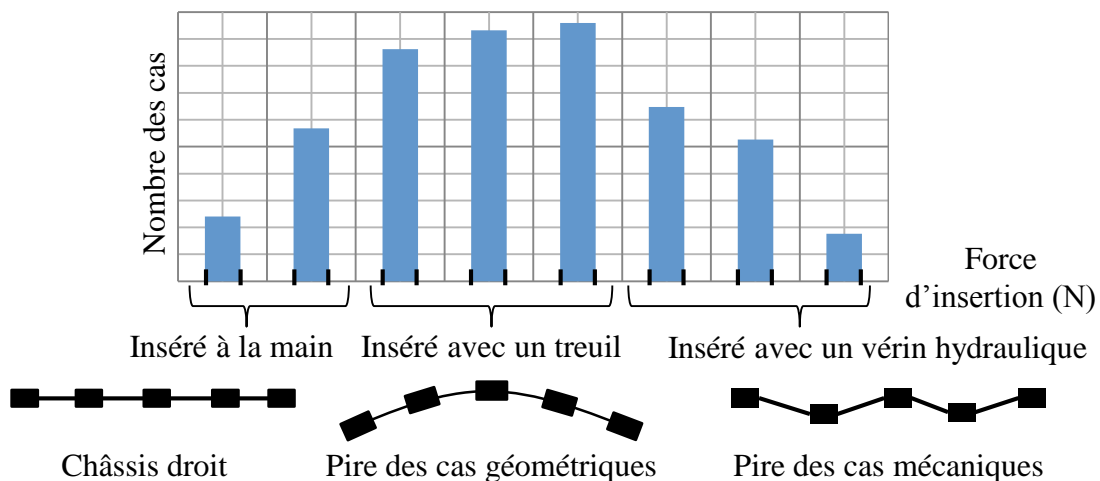


Figure 4.21. Diagramme des configurations en fonction de la procédure d'insertion

Pour chacune des trois familles classées selon l'effort d'insertion, des configurations géométriques peuvent être observées :

- Si l'empilement d'arbres présente un défaut de rectitude très faible, un technicien peut tirer manuellement le châssis dans le tube.

- Si le défaut de rectitude décrit une courbe de courbure constante, l'emploi d'un treuil est nécessaire pour l'insertion.
- Le pire des cas mécaniques se situe lorsque les défauts des interfaces de contact forment la lettre « W » dans les deux plans Oxy et Oxz. L'effort d'insertion est très important et nécessite l'emploi d'un vérin hydraulique.

3.2.5 Limites de la modélisation proposée

Cette modélisation permet d'obtenir une valeur approchée des efforts de redressement et de l'effort d'insertion du châssis dans le tube. Toutefois, pour pouvoir employer le modèle de type poutre proposé, il est nécessaire d'avoir deux hypothèses :

- Les pièces du châssis présentent des défauts de rectitude faibles comparés aux défauts introduits par les défauts au niveau des interfaces de contact entre elles,
- Le jeu entre le châssis et le tube est très faible comparé au défaut global de rectitude du châssis.

D'autre part, les arbres sont de longueurs très variables. La longueur de certains arbres est de quelques centaines de millimètres tandis que d'autres arbres ont des longueurs de quelques mètres. L'hypothèse d'arbre ayant une rectitude nulle est très restrictive. De plus, la déformation de ces arbres longs peut provoquer des contacts aléatoires entre le châssis et le tube.

Dans la suite de ce travail, une deuxième modélisation est proposée pour s'affranchir de l'hypothèse concernant les points de contact.

3.3 Détermination par décomposition modale

3.3.1 Objectif

Dans le modèle précédent, une hypothèse forte concernant les défauts de rectitude nuls des arbres a été faite : Cette hypothèse impose que les points de contact sont au niveau des jonctions entre les pièces du châssis. L'objectif de cette section est de lever cette hypothèse et de supposer que les points de contact sont indéterminés a priori. La détermination de ces points de contact entre le châssis et le tube de protection s'avère difficile étant donné les défauts de rectitude possibles du châssis et du tube de protection mais aussi de la déformation du châssis.

Dans cette partie, les défauts de rectitude du châssis seront issus de mesures. L'utilisation de la décomposition modale du défaut de rectitude du châssis sera utilisée. Une nouvelle exploitation de cette décomposition modale est alors proposée. Pour chaque mode, des efforts de redressement seront calculés, puis les différents modes seront superposés pour déterminer les efforts de contact nécessaire pour redresser le châssis. Les défauts de rectitude du châssis et du tube sont très complexes à cumuler sur un seul sous-ensemble. Par la suite, uniquement les défauts de rectitude du châssis sont pris en compte. Dans des travaux plus poussés, la rectitude du tube peut être prise en compte.

3.3.2 Mesure du défaut de rectitude

Le forage est réalisé généralement à la verticale. Donc la gravité n'intervient pas sur les assemblages étudiés. Pour garantir la montabilité avec des contraintes résiduelles entre et dans les pièces après assemblage, il faut s'affranchir de la gravité. Il y a deux solutions : mesure en mettant le châssis en position verticale ou mesure par retournement.

La méthodologie par retournement est souvent utilisée notamment pour les règles étalon [98], [99] et [100]. D'autres méthodes de retournement sont détaillées dans les travaux de [101].

Pour la mesure de la rectitude du châssis, il faut spécifier le protocole de mesure. Les extrémités du châssis sont connectées au tube de protection par les deux couvercles. Pour réaliser la mesure de la rectitude, le châssis est alors posé sur ses deux appuis de référence au niveau de ses deux extrémités, comme illustré sur la figure 4.22.

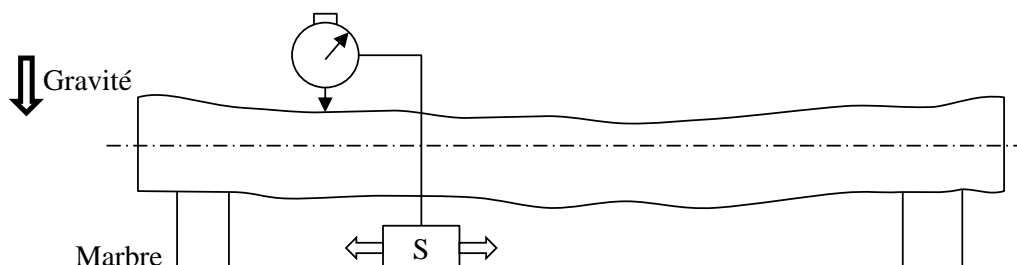


Figure 4.22. Mise en position durant la procédure de mesure de la rectitude

L'hypothèse du retournement consiste à dire que la pièce fléchie de la même valeur dans les deux sens. Dans chaque section, la différence des mesures par retournement donne la distance d du centre à l'axe de rotation de la pièce autour de ces deux paliers. Ces mesures sont effectuées dans le plan Oxy et dans le plan Oxz , pour obtenir la localisation des centres de chaque cercle mesuré. L'ensemble des distances donne la rectitude du châssis. Ensuite, le diamètre extérieur du châssis

est relevé dans chaque section [102] [103]. Ceci permet de caractériser la géométrie extérieure et la rectitude de l'axe du châssis (figure 4.23).

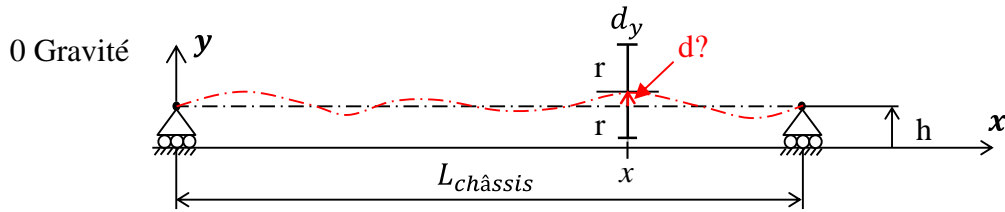


Figure 4.23. Mesure de la rectitude sous l'effet de zéro gravité

3.3.3 Principe de la décomposition

Cette méthode consiste à décomposer le défaut de rectitude de l'axe dans une base modale déduite des modes de flexion à l'état libre (Q_i) et à obtenir les coefficients d'influence λ_i (coordonnées modales) de chaque mode de flexion.

Pour un solide quelconque, les six premiers modes sont les modes dits rigides. Ces six modes rigides correspondent aux mouvements de corps rigides dans l'espace. L'influence de ces modes rigides est nulle dans notre cas car durant la mesure de la rectitude, la mise en position sur les deux appuis et l'utilisation du critère des moindres carrés centrent l'axe du châssis sur le repère de calcul.

Les coefficients d'influence λ_i correspondent à l'amplitude de la déformée de chaque mode. L'étude de vibration transversale des cordes donne l'équation des Q_i :

$$Q_i = \sin\left(\frac{i \cdot \pi}{L_{châssis}} \cdot x\right) \tag{4-15}$$

La mesure de la rectitude, notée $\delta_{rectitude}$, s'écrit alors :

$$\delta_{rectitude} = \sum_{i=1}^n \lambda_i \cdot Q_i = \mathbf{Q} \cdot \boldsymbol{\lambda} \tag{4-16}$$

Avec :

- \mathbf{Q} : Matrice des modes propres de flexion,
- $\boldsymbol{\lambda}$: Vecteur des coefficients modaux, obtenu par décomposition en série de Fourier.

3.3.4 Association des modèles mécaniques

Chaque mode de flexion est associé à un modèle de flexion d'une poutre droite. Le mode N est associé à un modèle de flexion (N + 2) points de contact. La figure 4.24 illustre la localisation des points de contact pour les trois premiers modes de flexion.

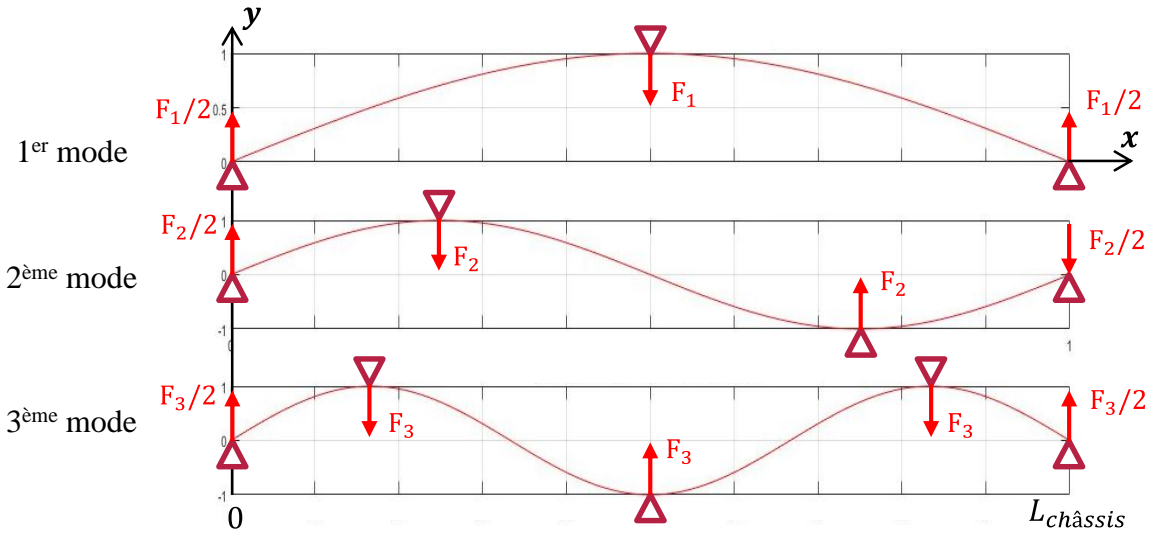


Figure 4.24. Points de contact pour les 3 premiers modes de flexion

L'objectif est de redresser chaque mode d'influence d'amplitude λ_i . Les points de contact se situent au niveau des extrémums de chaque mode et aux extrémités du châssis. Aux extrémums de chaque mode, un effort de redressement F_i est imposé, comme illustrés sur les 3 premiers modes en figure 4.24. L'équilibre statique donne les efforts $F_i/2$ aux deux extrémités.

Le premier mode de flexion constitue un modèle de flexion 3 points d'une poutre de longueur L correspondant à la longueur du châssis. Il est possible d'étudier le redressement de chaque mode i comme le redressement d'un l'empilement de i tronçons ayant un modèle de flexion 3 points de poutres de longueur $L_i = \frac{L}{i}$. Ces modèles peuvent être schématisés en figure 4.25.

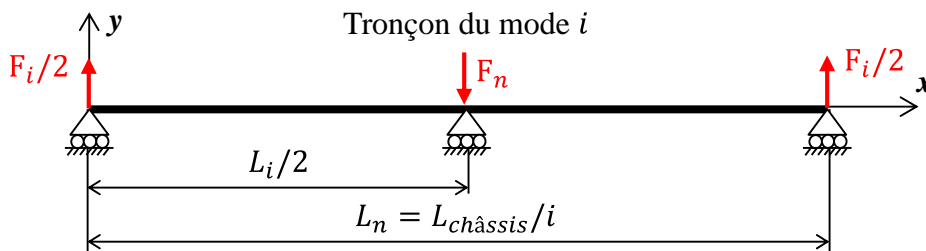


Figure 4.25. Modèle de flexion 3 points d'un tronçon du mode i

L'effort de contact F_i , pour une poutre de module d'Young E et de moment d'inertie I_{Gz} , est de la forme :

$$F_i = \lambda_i \cdot \frac{48 \cdot i^3 \cdot E \cdot I}{L_{\text{châssis}}^3} \quad (4-17)$$

3.3.5 Développement sur Matlab®

Les efforts de contact pour chaque mode sont maintenant connus. Un algorithme est simulé sur Matlab® pour déterminer les efforts de contact de chaque mode.

Un code Matlab® a été développé, durant la thèse, simulant l'algorithme suivant :

1. Initialiser le nombre n de modes de flexion à étudier par la décomposition modale.
2. Par une décomposition en série de Fourier de type sinus (voir figure 4.24), déterminer les λ_i coefficients d'influence de chaque mode de flexion Q_i (voir figure 4.26).

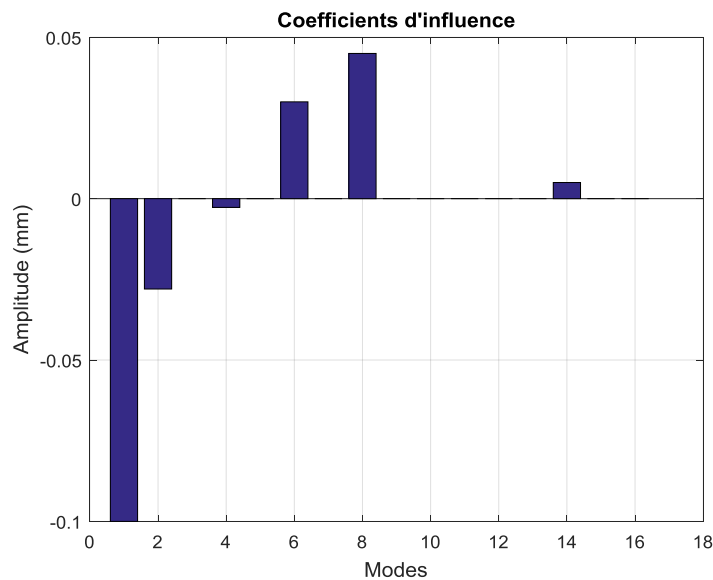


Figure 4.26. Résultats de la décomposition modale – contribution de chaque mode

3. À travers d'une étape de validation, déterminer le résidu en calculant la différence entre le défaut de rectitude mesuré et la somme des modes de flexion influents choisis. Si le résidu est supérieur au jeu au maximum de matière, la décomposition modale est relancée en incrémentant N de 1. Cette étape est répétée jusqu'à obtention d'un résidu inférieur au jeu au maximum de matière.
4. Calculer les efforts de contact définis dans l'équation (4-17),

5. Superposer les modèles de type poutre construits dans l'étape 4 et déduire l'effort d'insertion nécessaire pour assembler le châssis dans le tube de protection.

Ce code présente une méthode d'estimation des efforts d'insertion du châssis dans le tube de protection. Une exploitation des résultats de ce code consiste à amener des opérations de redressage du châssis pour réduire au minimum les efforts d'insertion.

3.3.6 Limites de la modélisation proposée

L'intérêt de cette modélisation réside dans la gestion des contacts et la déformation des pièces. En effet aucune hypothèse sur la localisation des contacts n'est faite. De plus, cette nouvelle modélisation permet aussi d'obtenir une valeur approchée des efforts de redressage et de l'effort d'insertion du châssis dans le tube. Toutefois cette modélisation est uniquement valable lorsque les défauts géométriques du châssis sont plus grands que le jeu entre le châssis et le tube. Dans la suite de ce travail, un troisième modèle est proposé pour se libérer de l'hypothèse de jeu faible.

Une autre limite réside dans la décomposition en série de Fourier de type sinus correspondant au mode de vibration des poutres. En effet, lors du redressage du châssis, ce dernier se déforme sous une composition de mode de flexion. La déformée d'une poutre en flexion correspond à une courbe polynomiale de degré 3. Un calcul d'erreur a été réalisé, et montre que l'erreur est au maximum de 5%. Une décomposition en modes polynomiaux peut être réalisée. Chaque mode sera construit par morceaux. Les coefficients modaux, pour cette décomposition, sont très fastidieux à déterminer.

3.4 **Modèle construit par itération**

3.4.1 Objectif

Les deux modèles proposés jusqu'à présent sont applicables dans le cas où le défaut de rectitude, mesuré ou simulé, est largement supérieur au jeu défini entre le châssis et le tube. Il faut donc déterminer un nouveau modèle mécanique mieux adapté aux valeurs du jeu pour calculer les efforts d'insertion.

Ce modèle se basera sur une gestion de points de contact entre le châssis et le tube de protection tels que la déformation du châssis peut introduire des nouveaux points de contact ou les enlever.

Il faut rappeler la mise en position du châssis dans le tube de protection. Deux couvercles maintiennent le châssis par ses deux extrémités. Elles sont donc confondues sur l'axe du tube considéré comme rigide. Le redressage du châssis consiste à appliquer des déplacements sur les zones du châssis qui dépassent l'enveloppe créée par le tube, comme illustré sur la figure 4.27.

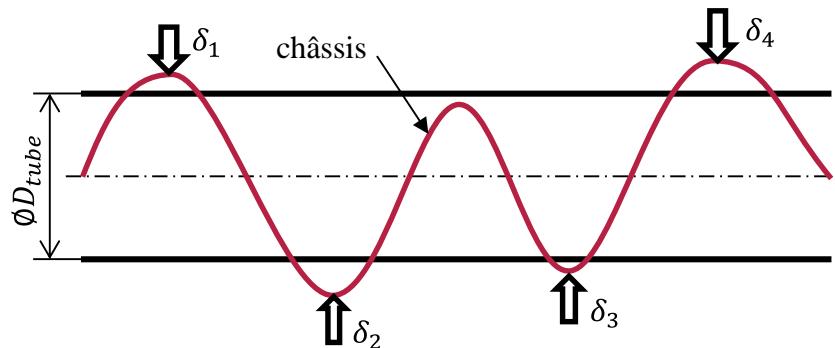


Figure 4.27. Géométrie du châssis à redresser dans le tube

La figure 4.27 illustre un exemple avec un nombre réduit de points de contact. Ce nombre peut devenir assez important et avec des déplacements δ_i variables. Pour étudier le comportement mécanique du châssis, la déformation du châssis induite par chaque déplacement δ_i indépendamment des autres est déterminée. La superposition de toutes les déformations peut imposer des nouveaux points de contact. L'approche doit être réalisée en réalisant le calcul du redressage par une méthode pas à pas en redressant les points avec les amplitudes les plus importantes en contrôlant la déformée du châssis.

3.4.2 Détermination du défaut de rectitude

La détermination du défaut de rectitude peut être faite soit par simulation comme cela a été présenté dans le paragraphe 3.2.3 soit par la mesure présentée dans le paragraphe 3.3.2. En suite la méthode de décomposition modale peut être utilisée pour combler les zones où aucune numérisation n'a pu être réalisée. Des travaux ont déjà utilisé cette méthodologie, comme [104] dans sa thèse.

3.4.3 Construction du modèle mécanique

Le modèle proposé dans cette section est inspiré du principe de superposition. Le châssis est discrétisé en $n+2$ points de contact. Le modèle poutre associé à cette discrétisation est un modèle de flexion $n+2$ points. Ensuite le modèle mécanique est décomposé en n poutre en flexion 3 points. La figure 4.28 illustre cette décomposition.

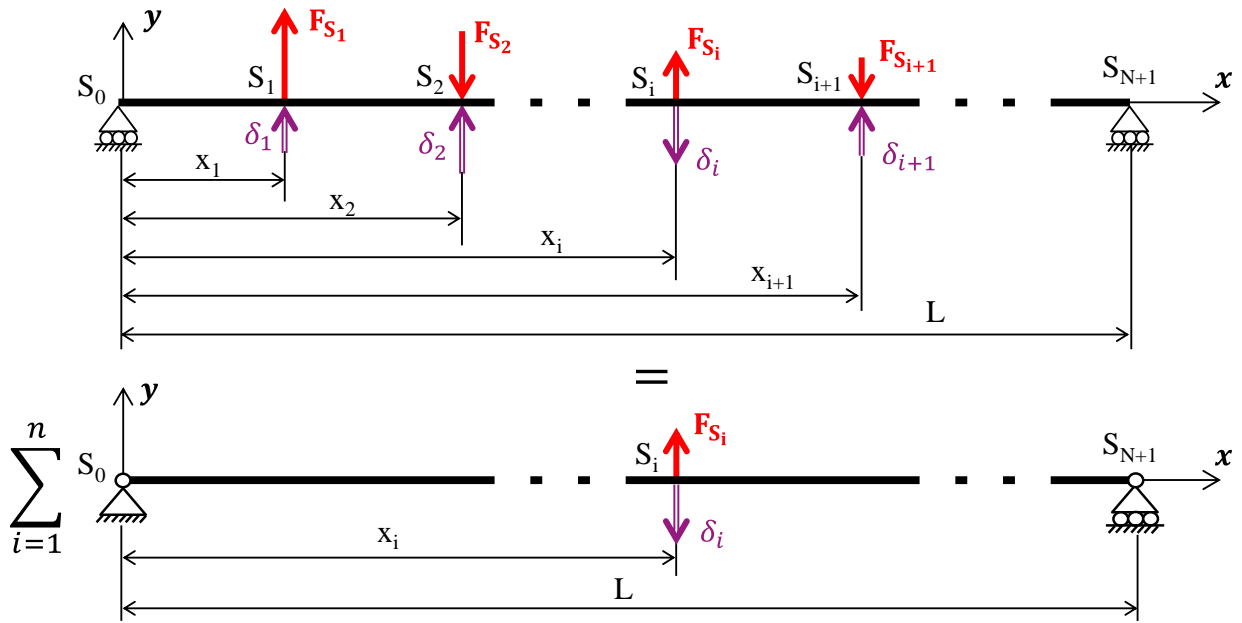


Figure 4.28. Décomposition du modèle poutre en flexion à n+2 points

L'équation de la déformée est définie par les deux relations suivantes en fonctions de la position x_j de l'effort F_j :

$$v(x) = F_j \cdot \left[\frac{(L - x_j) \cdot x}{6 \cdot E \cdot I \cdot L} \cdot (L - (L - x_j)^2 - x^2) \right], \forall 0 \leq x \leq x_j \quad (4-18)$$

$$v(x) = -F_j \cdot \left[\frac{x_j}{6 \cdot E \cdot I \cdot L} \cdot ((L - x)^3 - (L - x_j) \cdot (L + x_j) \cdot (L - x)) \right], \forall x_j \leq x \leq L \quad (4-19)$$

Pour chaque force F_j , il est possible de déterminer les déplacements d_i^j du point d'abscisse x_i induit par cette dernière. L'expression littérale est la suivante :

$$d_i^j = \left[\frac{(L - x_j) \cdot x_i}{6 \cdot E \cdot I \cdot L} \cdot (L - (L - x_j)^2 - x_i^2) \right] \cdot F_j, \forall 1 \leq i < j \quad (4-20)$$

$$d_i^i = \left[\frac{x_j^2 \cdot (L - x_j)^2}{3 \cdot E \cdot I \cdot L} \right] \cdot F_j, \forall j = i \quad (4-21)$$

$$d_j^i = \left[-\frac{x_j}{6 \cdot E \cdot I \cdot L} \cdot ((L - x_i)^3 - (L - x_j) \cdot (L + x_j) \cdot (L - x_i)) \right] \cdot F_j, \forall j < i \leq n \quad (4-22)$$

Or en superposant l'ensemble des modèles, le déplacement d_i dû à l'ensemble des efforts F_j est la somme des déplacements d_i^j . Cette relation peut s'écrire sous la forme matricielle suivante :

$$\mathbf{M} \cdot \mathbf{F} = \mathbf{D} \quad (4-23)$$

$$\text{Avec : } \mathbf{D} = \begin{pmatrix} d_1 \\ \vdots \\ d_n \end{pmatrix}, \mathbf{F} = \begin{pmatrix} F_1 \\ \vdots \\ F_n \end{pmatrix} \text{ et } \mathbf{M} = \begin{pmatrix} m_{11} & \cdots & m_{1n} \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ m_{n1} & \cdots & m_{nn} \end{pmatrix}$$

Les valeurs m_{ij} de la matrice \mathbf{M} sont telles que :

- $m_{ij} = \frac{(L-x_j) \cdot x_i}{6 \cdot E \cdot I \cdot L} \cdot (L - (L - x_j)^2 - x_i^2), \forall i < j$
- $m_{ij} = \frac{x_i^2 \cdot (L-x_i)^2}{3 \cdot E \cdot I \cdot L}, \forall j = i$
- $m_{ij} = -\frac{x_j}{6 \cdot E \cdot I \cdot L} \cdot ((L - x_i)^3 - (L - x_j) \cdot (L + x_j) \cdot (L - x_i)), \forall j < i$

En inversant la matrice \mathbf{M} , les efforts de contact, dus aux déplacements imposés, peuvent être déterminés.

Un deuxième type de calcul est réalisé pour déterminer les efforts de contact en fonction des contacts imposés. Dans ce cas, seul un nombre l de contact est imposé avec $1 \leq l \leq n$. Ce calcul ne prend pas en compte l'ensemble des points et efforts de contact, il est appelé problème réduit. Cette démarche consiste à construire une matrice \mathbf{A} carré de dimension $l \times l$. Cette matrice est définie selon la même méthodologie que précédemment pour la matrice \mathbf{M} tel que :

$$\mathbf{A} = \begin{pmatrix} a_{11} & \cdots & a_{1l} \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ a_{l1} & \cdots & a_{ll} \end{pmatrix} \quad (4-24)$$

Avec :

- $a_{ij} = \frac{(L-x_j) \cdot x_i}{6 \cdot E \cdot I \cdot L} \cdot (L - (L - x_j)^2 - x_i^2), \forall i < j$
- $a_{ij} = \frac{x_i^2 \cdot (L-x_i)^2}{3 \cdot E \cdot I \cdot L}, \forall j = i$
- $a_{ij} = -\frac{x_j}{6 \cdot E \cdot I \cdot L} \cdot ((L - x_i)^3 - (L - x_j) \cdot (L + x_j) \cdot (L - x_i)), \forall j < i$

Pour construire plus rapidement cette matrice, nous pouvons conserver les lignes et colonnes de la matrice \mathbf{M} correspondant à l'ensemble des déplacements d_k imposés.

La détermination des efforts F_k en fonction des déplacements d_k , (avec $1 \leq k \leq l$), est réalisée par l'opération suivante :

$$\mathbf{F}' = \mathbf{A}^{-1} \cdot \mathbf{D}' \quad (4-25)$$

La déformée peut être alors déterminée en injectant les efforts F_l déterminés ci-dessus dans la relation (4-23).

3.4.4 Développement sur Excel®

Le modèle itératif proposé dans cette section a été réalisé dans un fichier Excel® par le moyen d'une macro VBA qui suit les étapes suivantes :

1. Détermination du défaut de rectitude de l'axe du châssis et du jeu local,
2. Construction de la matrice \mathbf{M} ,
3. Calcul itératif des efforts et de la déformée :
 - a) Recherche du point le plus éloigné,
 - b) Construction de la matrice \mathbf{A} ,
 - c) Détermination des efforts de contact,
 - d) Si des points ont des efforts de contact incohérents (le tube tire au lieu d'appuyer sur le châssis), suppression de ces points de contact, retour à l'étape c,
 - e) Si des points sont encore en dehors du châssis, retour à l'étape b.
4. Détermination de la déformée, des efforts de contact et de l'effort d'insertion.

3.4.5 Limites de la modélisation proposée

Le principal intérêt de cette méthode vis-à-vis des deux précédentes est la gestion des contacts avec un jeu non nul. De plus, aucune hypothèse sur la localisation des contacts n'est faite a priori.

Cependant cette modélisation est limitée à un problème plan avec une poutre ayant un moment quadratique constant. Une voie pour améliorer cette modélisation est de proposer un modèle 3D de

déformation qui résulte d'une superposition de déformation élémentaire dans différents plans. Une autre voie serait l'utilisation d'un modèle éléments finis de type poutre. De plus l'algorithme proposé est très basique, une réflexion s'avère indispensable pour réduire le temps de calcul surtout dans l'optique de proposer un modèle 3D.

4 Proposition de solutions et d'autres conceptions

Dans le paragraphe 3, le châssis a été assimilé à un empilement de poutres de sections et matériaux variables.

Face à la contradiction qu'il faut beaucoup de jeu pour permettre l'insertion et peu de jeu pour limiter les chocs, une autre conception est proposée par la suite. Elle a été envisagée en assurant le guidage par des contacts localisés, maintenus par une précontrainte. Nous avons adopté deux conceptions différentes prenant en compte la déformabilité des pièces. Les modèles mécaniques développés précédemment seront exploités pour calculer les efforts d'insertion nécessaires. Ces choix assurent la réduction des chocs entre le châssis et le tube et l'intégrité des composants électroniques.

4.1 Proposition d'une nouvelle gestion des jeux entre le châssis et le tube

Dans le cas des outils « *Wireline Logging* », les joints élastiques se déforment pour garantir l'assemblage et absorber les chocs transmis par les tubes de protection. L'ajout des joints élastiques est technologiquement difficile dans les outils étudiés dans ce chapitre. Les châssis doivent se déformer pour compenser les défauts géométriques et pouvoir s'insérer.

L'idée principale, dans un premier temps, consiste à avoir des points de contact connus entre le châssis et le tube. Une conception différente qui consiste à définir des jeux très réduits, voire nuls, sur de courtes longueurs entre le châssis et le tube, a été proposée comme illustrée dans la figure 4.29.

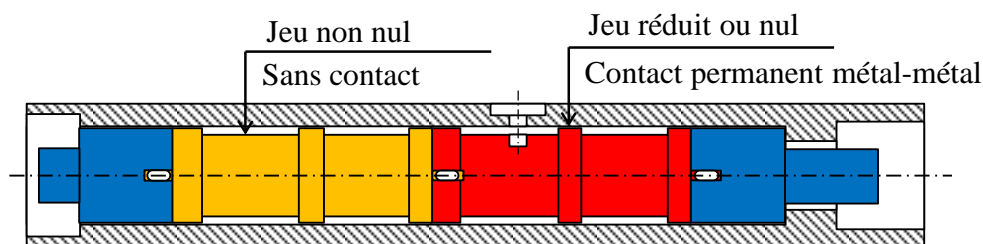


Figure 4.29. Jeux réduits sur des sections courtes imposées

Ces sections courtes, de longueur L1, vont définir les points de contact rigides. Elles sont séparées par des sections de jeux plus importants pour éviter les collisions du châssis avec le tube durant son insertion et durant le fonctionnement. Ces sections courtes sont appelées cylindres de contact par la suite.

Le modèle mécanique avec contacts rigides imposés pour N+1 points de contact, défini au paragraphe 3.2, est exploité pour déterminer les efforts de contact et déduire l'effort d'insertion. Il est utilisé pour optimiser les distances entre les cylindres de contact et garantir l'absence des contacts éventuels en cas de déformation du châssis dans les sections avec jeu important.

La figure 4.30 illustre les spécifications géométriques du tube et du châssis issues du transfert des exigences d'assemblage. Le châssis doit être capable de se déformer pour être inséré dans le tube de protection en gardant des contacts connus et permanents au niveau des cylindres de contact. Une spécification de rectitude en zone commune sur les cylindres de contact doit être définie sur la surface M pour limiter l'effort d'insertion. Pour garantir un jeu minimal et maximal entre les cylindres de contact et le tube, des spécifications au minimum et maximum sont mise sur les cylindres de contact ; sur le tube des spécifications au maximum et minimum de matière glissantes sont proposées.

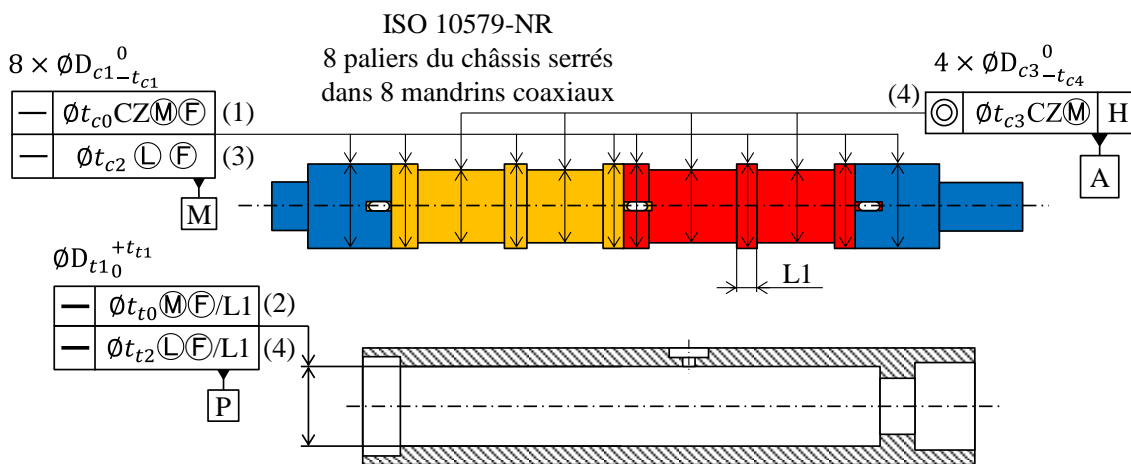


Figure 4.30. Nouvelles spécifications des sous-ensembles

4.2 Propositions d'une autre conception – Contacts spiraux

Lorsque les outils de mesures entrent en collision avec les roches des puits pétroliers, des accélérations importantes entraînent alors des chocs entre le châssis et le tube. Ces chocs élevés se propagent jusqu'aux capteurs et composants électroniques.

Comme il a été expliqué dans le paragraphe 1.2 de ce chapitre, lors d'un choc le châssis se déforme et entre en collision avec le tube de protection, comme illustré au niveau de la Figure 4.5, multipliant ainsi les chocs et accélérations transmises jusqu'aux capteurs et composants électroniques.

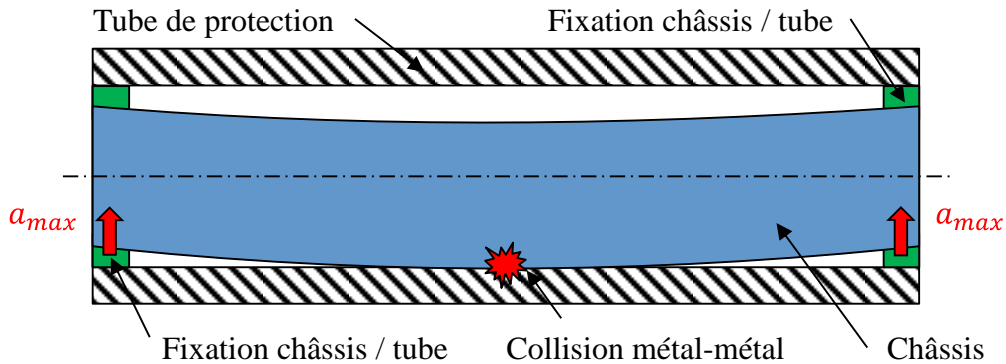


Figure 4.31. Collision métal-métal entre le châssis et le tube de protection

Face à la difficulté de maîtrise du jeu mini pour permettre l'insertion et le jeu maxi pour limiter les chocs avec des tolérances raisonnables, une autre conception a été envisagée assurant le guidage par des contacts localisés maintenus par une précontrainte.

L'idée principale pour créer ces précontraintes consiste à introduire un défaut de rectitude sur le châssis représenté par une bosse locale sur la surface extérieure du châssis, comme illustrée sur la figure 4.32.

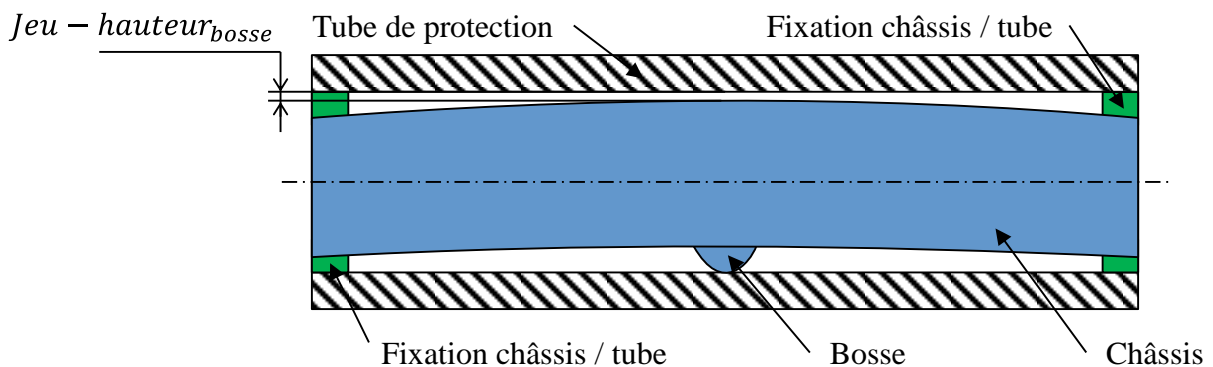


Figure 4.32. Défaut géométrique (Bosse) sur le châssis

La hauteur nécessaire d'une bosse ajoutée à la position $x = L_{ch\grave{a}ssis}/2$ est égale à la flexion maximale y_{max} du châssis soumis à une charge répartie p d'amplitude égale à $Masse_{ch\grave{a}ssis} \times a_{max}/L_{ch\grave{a}ssis}$. La flexion maximale y_{max} est déterminée par le modèle de type poutre présenté en figure 4.5 et exprimée par l'équation suivante :

$$y_{max} = \frac{5 \times Masse_{ch\grave{a}ssis} \times a_{max} \times L_{ch\grave{a}ssis}^3}{384 \cdot EI} \quad (4-26)$$

Dans la plupart des cas de fonctionnement, des accéléromètres mesurent des pics d'accélération sur les châssis de l'ordre de quelques centaines de g ($m \cdot s^{-2}$). Pour un châssis en acier, de section donnée et de longueur quelques mètres, il faudra avoir une bosse de hauteur y_{max} de l'ordre de quelques millimètres. Il faut rappeler que le jeu entre le châssis et le tube de protection est de l'ordre des centièmes de millimètres, il est donc impossible d'insérer le châssis dans le tube de protection. Il faudra donc créer un réseau de bosse, comme expliqué en figure 4.33. Toutefois, il ne faut pas oublier de valider les efforts de montabilité.

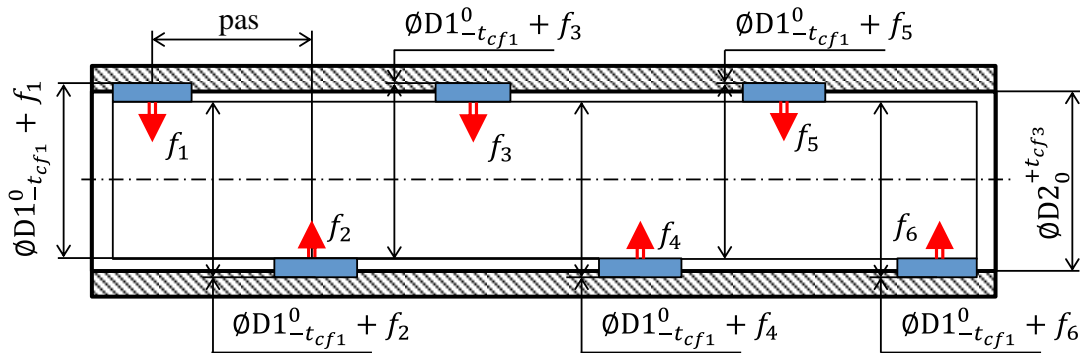


Figure 4.33. Contacts forcés en opposé entre le châssis et le tube

L'ajout des bosses sur la surface du châssis doit respecter les deux relations suivantes :

$$\text{ØD1}(\text{M}) + f_i < \text{ØD2}(\text{M}) \quad (4-27)$$

$$\text{ØD1}(\text{M}) + (f_i + f_{i+1}) > \text{ØD2}(\text{M}) \quad (4-28)$$

Chaque section du châssis avec une bosse peut se monter dans le tube sans se coincer en respectant l'équation (4-27). Pour assurer la déformation du châssis, l'équation (4-28) doit être respectée : dès l'insertion de 3 bosses dans le tube, le châssis se déforme pour pouvoir s'assembler. L'intégration de la déformabilité du châssis est obligatoire pour déterminer le pas entre les bosses et garantir la montabilité de l'assemblage.

Il est important ici de rappeler que le pire des cas du défaut de rectitude selon l'effort d'insertion, déterminé dans le paragraphe 3.2, est lorsque le châssis a une forme de « W ». Par expérience, les châssis ayant des efforts d'insertion les plus importants résistent mieux aux chocs et leurs transmissibilités.

Les collisions n'étant pas unidirectionnelles, il faut penser à ajouter des bosses sur deux plans perpendiculaires, comme illustrés par la figure 4.34. De ce fait, les contacts forcés prennent la forme de « W » proche de la forme de deux spirales évoluant sur la surface du châssis.

Avec cette conception, le châssis est en contact permanent avec le tube, ceci dans toutes les directions et sur toute la longueur de l'outil. Il n'y a donc aucun jeu donc aucune mobilité possible du châssis par rapport au tube.

La précontrainte doit être calculée de sorte que le châssis ne décolle pas de ces appuis, même avec de très fortes accélérations, quelles que soient leurs directions, Cela impose donc une déformation du châssis dès l'introduction du châssis dans le tube, ce qui implique un effort d'insertion assez important qu'il faut maîtriser. L'optimisation consiste donc à choisir le pas entre les différents appuis et la précontrainte minimale à assurer.

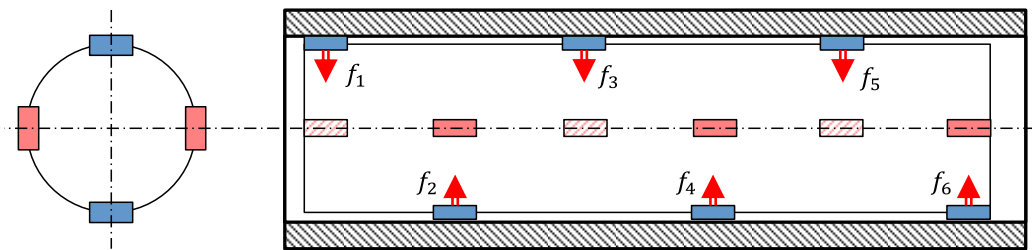


Figure 4.34. Contacts forcés en spirale entre le châssis et le tube de protection

Le châssis est un empilement de pièces de matériaux différents et de sections variables. Dans la deuxième partie de l'étude, un modèle éléments finis reliant la transmissibilité des chocs aux différentes conceptions proposées précédemment va être développé pour valider ces modèles et ces conceptions proposés. En complément à ces simulations, une campagne d'expériences sera réalisée.

4.3 Simulation FEA et essais expérimentaux

L'application des modèles éléments finis fait, de nos jours, partie des outils d'analyse des performances des produits industriels afin d'optimiser la conception avant de lancer la fabrication. Les logiciels d'aide à la modélisation couvrent un nombre important d'outils de calcul de plus en plus affinés. Dans l'industrie, multiples logiciels sont utilisés pour la modélisation et simulation par éléments finis tels que NASTRAN, RADIOS, ANSYS.

Le logiciel ABAQUS a été utilisé, avec le support des experts en simulation éléments finis de l'entreprise, pour effectuer une analyse dynamique. ABAQUS fournit des résultats de type : bilan énergétique, forces nodales, déformations, contraintes, vitesses, accélérations

L'application minutieuse de l'analyse dynamique permettra de mieux comprendre l'impact des accélérations du tube de protection qui se transmettent au châssis et au matériel électronique sous forme d'ondes de choc. Toutefois, les collisions métal-métal entre le châssis et le tube amplifient les accélérations dans l'assemblage et créent d'autres ondes de choc. L'emploi du module CAE d'ABAQUS/Explicit est intéressant puisqu'il supporte les comportements non linéaires des contacts (collisions châssis / tube).

Le modèle FEA développé relie les chocs, la transmissibilité des chocs, l'assemblage et les variations du jeu entre le châssis et le tube de protection. Le but des simulations éléments finis est le développement et la validation de l'approche de conception, proposée dans ce chapitre, pour améliorer la fiabilité des outils de mesures.

Pour valider le modèle des simulations et les propositions faites dans cette thèse, une campagne d'essais expérimentaux de chocs a été réalisée en simulant des défauts géométriques locaux entre un châssis et un tube de protection de test. Ces tests visent à comparer les niveaux de chocs mesurés sur un outil de mesure actuel puis en simulant localement la modification de la géométrie de son châssis.

4.3.1 Différentes simulations éléments finis

Le comportement dynamique des pièces joue un rôle très important dans la propagation des ondes de choc jusqu'au matériel électronique. Différentes simulations par éléments finis ont été faites avec le support d'un expert en simulation de l'entreprise. Une analyse dynamique, reliant les chocs, leur transmissibilité, l'assemblage et les variations géométriques des pièces a été réalisée.

➤ Données d'entrée du modèle FEA développé

Avec l'aide des connaissances dans le domaine de simulation des éléments finis des chocs de l'entreprise, le modèle FEA développé a pour données d'entrée :

1. Le système d'unités : N, mm, T, s.
2. Les pièces 3D à géométrie complexe importées depuis le modèle CAO après simplifications des éléments géométriques qui n'interfèrent pas dans les événements de chocs.
3. Les propriétés des différents matériaux des pièces.
4. Le tube de protection soumis, durant la simulation, à une impulsion d'accélération unidirectionnelle A_y de la forme illustrée en figure 4.35.

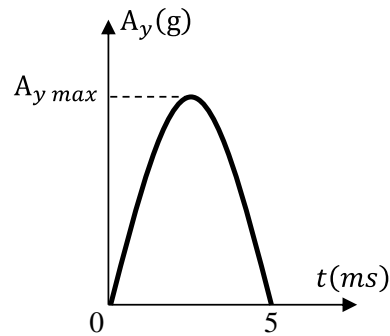


Figure 4.35. Impulsion d'accélération appliquée sur le tube de protection

5. La méthode de résolution du contact choisie, décrite dans [105], est la méthode de pénalisation avec un coefficient de friction 0.1.
6. Le nombre total d'éléments est 1 364 211 avec un mélange d'éléments triangulaires (41 613 éléments) et quadrilatéraux (1 065 973 éléments). Nous nous intéressons aux coefficients de chocs mesurés sur le châssis et exactement au niveau des capteurs et composants électroniques les plus critiques. On relève alors les accélérations des positions où se situe le matériel électronique le plus critique.
7. Le châssis positionné par rapport au tube au niveau de ses extrémités. Ces liaisons sont supposées comme étant des encastremets.
8. Les différentes valeurs du jeu entre les pièces bien fixées : Nous avons commencé par les valeurs du jeu au maximum et au minimum de matière pour déterminer l'impact du jeu sur la transmissibilité des chocs. Ensuite, ces valeurs sont changées selon les propositions avancées dans les paragraphes 4.1 et 4.2.

Grâce à cette analyse dynamique, nous sommes capables de prédire la signature dynamique de l'assemblage étudié tout en assurant un processus de solution opportun. Ce type de modélisation nous permet de simuler différentes valeurs de jeu entre le châssis et le tube de protection en vue d'améliorer la performance des outils de mesures.

➤ Données de sortie

Vu la taille importante des éléments contenus dans ce modèle éléments finis, le temps de simulation est assez important atteignant l'ordre de deux jours pour un set de paramètres (valeurs des jeux introduits entre les pièces).

Le choc et sa transmissibilité sont exprimés en accélérations mesurées sur les différentes pièces de l'outil de mesures. Pour chaque simulation, différentes accélérations sont prélevées sur le châssis

au niveau des capteurs et composants électroniques sensibles. L'accélération prélevée sur une localisation X du châssis est de la forme illustrée en figure 4.36.

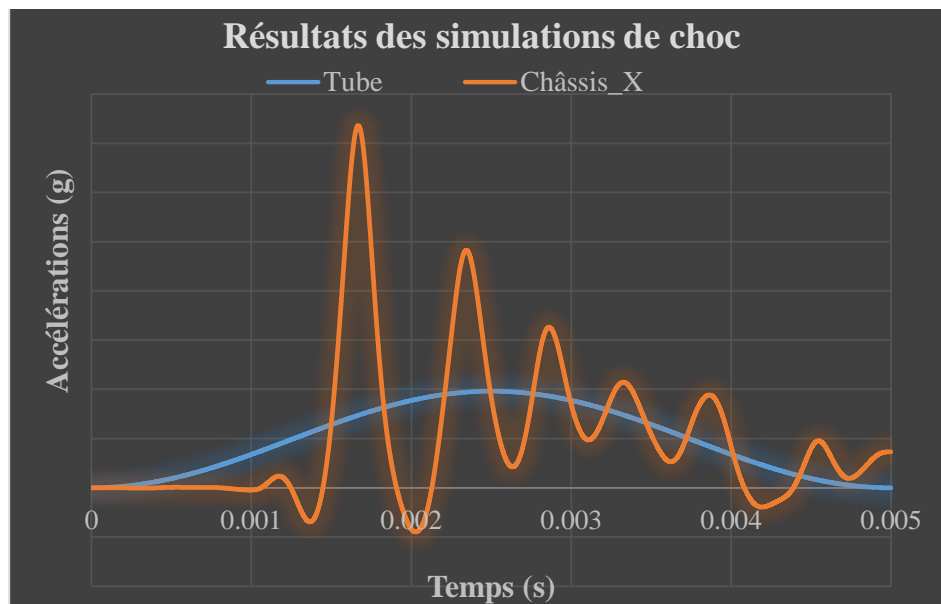


Figure 4.36. Signal d'accélération prélevé sur une position donnée du châssis

Les différents capteurs et composants électroniques doivent résister à des chocs de basses et hautes fréquences. Un traitement des données de sortie a été réalisé sur Matlab® en appliquant des filtres passe-bas et passe-haut pour dissocier les effets des fréquences d'accélération prélevées. Ensuite, les coefficients de transmissibilité des chocs sont déterminés en divisant le maximum atteint par l'accélération sur une localisation définie sur le châssis par le maximum de l'accélération d'entrée $A_{y\ max}$ appliquée sur le tube de protection (voir figure 4.35).

En simulant les différentes valeurs du jeu au maximum et au minimum de matière entre le châssis et le tube de protection, une réduction des coefficients de transmissibilité des chocs est observée. Pour cette raison, les diamètres locaux sur différentes positions d'un châssis et d'un tube composant un outil « test » de mesures ont été prélevés puis introduits dans le modèle éléments finis développé durant ces études. L'objectif est de créer un modèle géométrique avec un comportement dynamique proche de celui de l'outil « test ». Ensuite, des essais expérimentaux sur cet outil sont réalisés pour valider la modélisation et la simulation éléments finis de l'outil étudié.

4.3.2 Validation par essais expérimentaux

Pour valider les modèles éléments finis, une campagne d'essais expérimentaux a été menée, en collaboration avec un autre centre de recherche rattaché à l'entreprise.

Le test de chocs réalisé consiste à entraîner l'outil en rotation à une vitesse de fonctionnement, comme illustré en figure 4.37. A un instant t , l'outil est excité en vibration transversale pour entrer en collision avec l'anneau d'impact de manière à créer des chocs dans l'outil durant une dizaine de minutes. Ces collisions créent des ondes de choc qui se transmettent jusqu'au châssis.

Pour mesurer ces chocs, plusieurs accéléromètres triaxiaux sont installés sur le tube de protection et le châssis (dans les mêmes positions où les résultats de simulation ont été relevés).

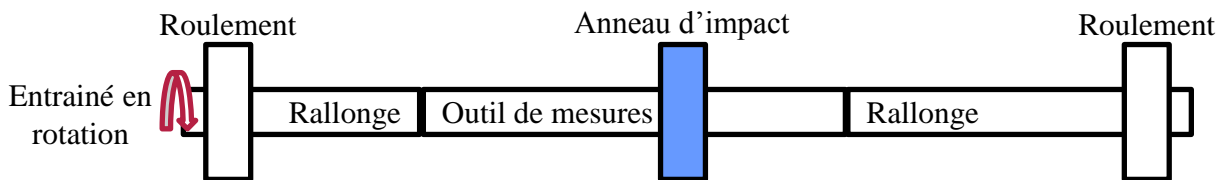


Figure 4.37. Dispositif des essais expérimentaux

Vis-à-vis l'outil de mesures, usiner un châssis avec un diamètre plus grand pour réduire le jeu ou introduire des bosses sur sa surface extérieure est impossible vu le coût élevé de la fabrication des arbres élancés. Pour cette raison, plusieurs solutions technologiques ont été proposées pour réduire le jeu entre le châssis et le tube. Ces solutions consistent à :

- décentrer les liaisons entre les arbres élancés et augmenter ainsi le diamètre local dans une jonction du châssis afin de réduire le jeu dans le tube,
- usiner une rondelle spéciale, de la forme illustrée par la figure 4.38, montée dans la jonction entre deux arbres élancés, introduisant ainsi un défaut d'orientation plus important.

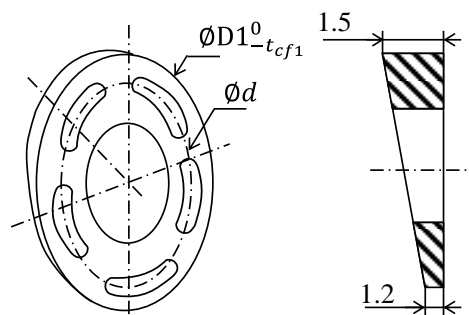


Figure 4.38. Rondelle spéciale

- coller des bandes métalliques sur la surface extérieure du châssis : Il faut trouver le type de la colle qui résiste aux efforts de cisaillement lors de l'insertion pour que les bandes métalliques ne se décollent pas de leurs positions,

- Pour maintenir les capteurs électroniques sur le châssis, plusieurs clampes sont installées sur le châssis, de la forme illustrée en figure 4.39. La modification potentiellement apportée est de soulever ces clampes pour avoir un diamètre extérieur du châssis plus important ce qui réduira le jeu localement dans le tube,

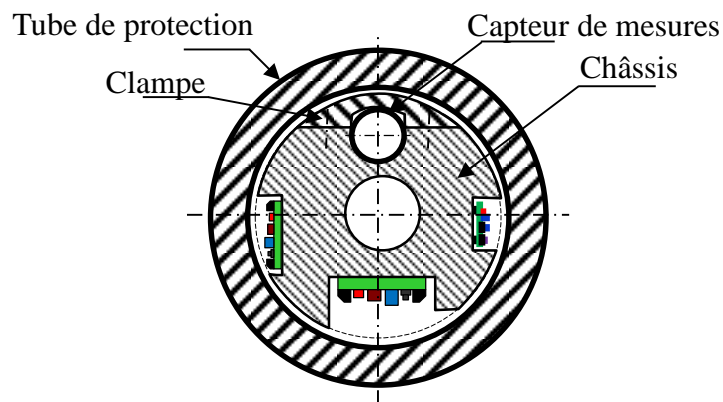


Figure 4.39. Coupe d'un outil de mesures montrant un capteur maintenu par une clampe

- modifier le dispositif d'orientation pour qu'il bloque le débattement du châssis à l'intérieur du tube de protection,

Pour étudier l'impact des modifications apportées sur le comportement dynamique de l'outil, on a décidé de réaliser deux tests :

- le premier consiste à soulever uniquement une seule clampe sur l'arbre élargi P_1 . Durant la procédure d'assemblage du châssis dans le tube, des efforts d'insertion ont été observés ce qui confirme l'impact de réduction du jeu,
- le deuxième consiste à modifier le dispositif d'orientation pour appliquer un effort sur le châssis contre le tube. Cette modification est apportée après insertion du châssis.

Ces deux tests seront comparés au comportement de l'assemblage sans modifications.

Durant les tests de choc réalisés, une quantité de données très importante a été stockée contenant les signaux mesurés par les accéléromètres. Ensuite, j'ai conduit, durant la thèse, un travail de post-traitement de données, sur Matlab®, en se basant sur l'expertise de l'entreprise et d'autres études issues de l'aéronautique spatiale. L'étude de ces données va être poursuivie en décrivant des nouvelles méthodes de décisions du comportement de l'assemblage sous l'impact des chocs. Ces méthodes seront employées pour comparer les différents résultats des tests réalisés durant cette thèse.

4.3.3 Bilan de simulations et essais expérimentaux

Dans l'optique de la validation des modèles éléments finis, j'ai essayé de reproduire les modifications apportées durant la campagne des tests de chocs dans le modèle éléments finis. Il a fallu prendre en compte le jeu de l'outil en cours du test pour l'introduire dans les simulations. Avec le matériel de mesures disponible durant les tests, le jeu est mesuré uniquement en prenant la différence entre le diamètre interne du tube et le diamètre externe du châssis.

En observant les résultats obtenus par les tests de chocs, les accélérations mesurées suivent le même profil observé dans les résultats obtenus par ABAQUS. Qualitativement, le modèle éléments finis fournit des résultats intéressants pour valider son emploi pour réaliser des procédures d'optimisation de conception des outils de mesures selon l'approche des conceptions proposées dans ce chapitre. Quantitativement, l'outil « test » de mesures présente des défauts géométriques non pris en compte dans le modèle éléments finis qui est basé sur le modèle CAO avec des dimensions nominales et en plus simplifié pour enlever toutes géométries jugées n'affectant pas l'analyse dynamique.

Dans le besoin de détermination de nouveaux critères d'acceptation des résultats des tests de validation, l'exploitation des résultats des simulations et des essais expérimentaux, réalisés dans le cadre de cette thèse, sera poursuivie dans le cadre d'autres projets de l'entreprise.

5 Conclusion

Ce chapitre a permis tout d'abord d'étudier un outil actuel avec une cotation perfectible pour s'aligner avec les normes ISO. Cet outil est composé d'un empilement déformable, d'arbres élancés déformables, inséré dans un tube de protection. Cet empilement présente des défauts de rectitude. Des efforts sont nécessaires pour redresser le châssis lors de son insertion dans le tube.

La démarche de cotation géométrique proposée dans ces travaux de recherche est donc appliquée pour donner une cotation ISO. Dans le même esprit que le chapitre 3, un modèle mécanique couplé à un modèle géométrique pour déterminer une relation entre les efforts nécessaires pour assembler les pièces et les défauts géométriques admissibles par les tolérances.

Dans ce chapitre, différentes approches ont été représentées pour déterminer les efforts nécessaires de redressement du châssis en fonction des écarts géométriques admissibles par les tolérances.

Deux cas de figures en fonction du jeu entre le châssis et le tube ont été illustrés. Le premier cas de figure s'illustre avec un jeu réduit. Deux modèles géométriques sont alors proposés pour estimer les valeurs des efforts d'insertion. Le premier modèle se base sur l'hypothèse des points de contact imposés au niveau des jonctions entre les arbres empilés du châssis. Ainsi, un modèle mécanique de type poutre a été construit avec des appuis rigides connus. La résolution de ce modèle a donné des premières valeurs approximatives des efforts d'insertion nécessaires pour assembler l'empilement d'arbres dans le tube. Nous avons donc proposé un protocole de mesure de la rectitude de l'empilement d'arbres. Ces mesures sont les données d'entrées du deuxième modèle qui se base sur une décomposition modale en modes de flexion pour associer des modèles simples de type poutre pour chaque mode. Par superposition de ces modèles, l'effort d'insertion nécessaire est déterminé.

Atteindre des jeux très réduits entre le châssis et le tube est limité par le jeu mini nécessaire pour garantir l'insertion de l'empilement d'arbres ainsi que la désinsertion pour la maintenance des capteurs et composants électroniques. Cependant, il faut réduire les jeux entre les châssis et les tubes de protection pour réduire l'impact des chocs et garantir le bon fonctionnement du matériel électronique. Avec ces deux conditions, le concepteur se retrouve dans la difficulté de choisir entre augmenter le jeu pour garantir la montabilité et le réduire pour satisfaire le bon fonctionnement de l'assemblage. Les travaux de cette thèse exploitent la déformation des pièces pour proposer d'autres conceptions avec des jeux réduits. Les châssis devront se déformer pour pouvoir s'insérer dans le tube. Cette déformation contraindra les châssis dans les tubes dans des formes définies selon leurs géométries.

En s'inspirant de la conception des outils étudiés dans le chapitre 3, une première conception proposée consiste à introduire des sections courtes avec des jeux très réduits, voire nuls, calculées au préalable en fonction du comportement mécanique du châssis. Ces sections vont jouer le rôle des supports joints mais avec des interfaces rigides de contact. Le modèle de type poutre avec points de contact rigide, développé dans le paragraphe 3.2, est employé pour optimiser la localisation de ces sections.

Le pire des cas mécaniques, mettant le châssis en forme « W », a été l'initiateur d'une autre conception des châssis exploitant leurs déformabilités. Augmenter le diamètre du châssis, sur des sections courtes, réduit améliore le comportement dynamique de l'outil mais implique des efforts d'insertion élevés. L'idée de cette conception est d'éviter les jeux réduits et imposer des contacts unilatéraux précontraints. Le châssis est déformé dans le tube pour avoir une forme spirale. Cette

forme résiste au flottement induit par les collisions du tube avec les roches du puit pétrolier. Le jeu est exploité pour autoriser la déformation du châssis dans les directions imposées par les contacts précontraints. Cette déformation réduit le flottement du châssis induisant l'atténuation des collisions de type métal-métal entre les pièces des outils de mesures. Le comportement dynamique du châssis devrait donc être amélioré avec des coefficients de transmissibilité des chocs réduits.

La géométrie de l'outil étudié dans ce chapitre est très complexe. L'étude du comportement dynamique s'avère compliquée. Les contacts avec le tube peuvent évoluer considérablement durant les collisions de type métal-métal. Une modélisation et simulation éléments finis est jugée plus intéressante pour mieux comprendre le comportement de l'outil sous l'effet des chocs. Dans un premier temps, cette simulation a servi comme outil pour déterminer l'effet des jeux entre le châssis et le tube sur la transmissibilité des chocs. Puis, dans un deuxième temps, de nouvelles modélisations et simulations éléments finis sont employées pour valider le comportement dynamique optimisé par les conceptions proposées dans ce chapitre. Pour valider ces modélisations et simulations éléments finis, une campagne d'essais expérimentaux a été réalisée en collaboration avec un autre centre de recherche. Suite à une étude exhaustive de traitement de données, les résultats acquis par expérimentation ont validé qualitativement les résultats des simulations éléments finis. La simulation éléments finis est donc un outil performant pour valider les conceptions proposées et optimiser le comportement dynamique des outils conçus.

Conclusions générales et perspectives

1 Synthèse

L'objectif initial de cette thèse était de définir une méthodologie de tolérancement avec les normes ISO dans le contexte industriel Schlumberger.

La problématique rencontrée est double : le tolérancement des systèmes hyperstatiques de pièces déformables et la prise en compte des déformations des pièces dues aux défauts permis par les tolérances. Les travaux de la thèse ont donc complété la méthode CLIC [49] afin de proposer une méthodologie de cotation des assemblages de pièces déformables. En complément, face à la difficulté de réduire les jeux, une autre conception d'outils a été proposée en plaçant le châssis en précontraintes dans le tube de protection.

2 Conclusions

L'approche traditionnelle de cotation fonctionnelle des assemblages hyperstatiques demeure une tâche complexe à réaliser. Dans le cas de ces mécanismes de pièces considérées infiniment rigides, les déformations ne sont pas prises en compte. Le concepteur doit admettre des jeux importants dans les liaisons pour garantir la fermeture du mécanisme. Toutefois, ces jeux très importants laissent des mobilités qui dégradent considérablement la précision des mécanismes. Pour remédier à ce problème, des tolérances serrées sont définies pour respecter les exigences fonctionnelles ce qui induit des coûts de fabrication élevés.

Pour assurer une bonne communication entre concepteur et fabricant, Schlumberger a adopté la cotation ISO sur l'ensemble des outils de mesures pour forage pétrolier. Une phase importante des travaux s'est concentrée sur l'étude et compréhension des habitudes des concepteurs qui emploient les normes ISO. Les travaux de cette thèse viennent épauler les concepteurs pour définir une cotation qui répond à leurs besoins et la mieux adaptée aux normes garantissant les exigences de montabilité et les exigences fonctionnelles. J'ai donc regroupé dans un document interne à Schlumberger les différents outils d'aide aux tolérances existants.

Les travaux détaillés dans ce manuscrit illustrent des représentations simplifiées des outils de mesures jugés intéressants pour une étude de tolérancement. Dans la plupart des outils développés pour forage pétrolier, certaines pièces sont longues avec un rapport diamètre / longueur compris entre 1.5 et 10. Sous l'influence de plusieurs paramètres, ces pièces ont une aptitude à se déformer considérablement grande, ce qui dégrade les exigences de montabilité et les exigences fonctionnelles. L'objectif était donc d'exploiter cette aptitude dans une approche de tolérancement

pour proposer une cotation avec des tolérances moins serrées et un meilleur comportement durant le fonctionnement.

Ces déformations sont généralement défavorables aux respects des exigences. De nombreux chercheurs proposent généralement d'ajouter l'effet des déformations à l'influence des défauts géométriques. Dans ce cas, les déformations sont calculées avec le modèle nominal, indépendamment des tolérances.

Dans notre cas, les déformations ont été considérées comme favorables aux exigences de montabilité, en particulier pour la fermeture des mécanismes. Les déformations dépendent donc des défauts géométriques qui sont aléatoires. La difficulté a donc été de développer un modèle de déformation en considérant les défauts permis par les tolérances, puis de déterminer la configuration qui donne le pire des cas pour une exigence donnée. Il faut donc proposer un tolérancement conforme aux normes ISO, avec prise en compte la déformabilité des pièces.

Cette recherche a permis d'intégrer la déformation des pièces à deux niveaux différents du tolérancement des assemblages hyperstatiques.

Le premier niveau d'intégration de la déformabilité des pièces est durant la définition des spécifications géométriques pour garantir la montabilité et les exigences fonctionnelles. Par ailleurs, l'expérience acquise au LURPA, au sujet du tolérancement géométrique et de l'application des normes ISO, a permis de déboucher à une méthodologie de cotation fonctionnelle avec une série de règles définie en complément de la méthode CLIC qui gère implicitement l'hyperstatisme des assemblages. Cette méthodologie a été synthétisée dans un document développé en interne à Schlumberger avec des applications sur des assemblages type. Ce document peut être employé sur d'autres types d'assemblage en appliquant les règles de cotation fonctionnelle énoncées à l'issue des travaux de cette thèse.

Cette méthodologie consiste à décomposer un assemblage en sous-ensembles permettant ainsi la modélisation de l'ordre de serrage à appliquer. Ces règles à suivre exploitent l'aptitude des pièces à se déformer dans l'optique d'optimiser au mieux les spécifications géométriques. Nous sommes donc allés chercher les dernières évolutions des normes pour définir une cotation ISO. Les règles de cotation ont été proposées pour établir deux types de cotation :

- à l'état libre, propre à chaque interface rigide de contact assurant la montabilité et limitant les déformations dans les jonctions,

- à l'état contraint, en mettant les pièces ou les sous-ensembles de pièces déformables dans une configuration la plus proche possible de sa forme en fonctionnement.

Avec cette décomposition, les exigences de montabilité sont uniquement locales et propres à chacune des zones de contact rigides. La fermeture des mécanismes est assurée par la déformation d'une ou plusieurs pièces.

Le chapitre 2 expose cette contribution dans la cotation des assemblages hyperstatiques de pièces déformables. Les règles de cotation sont décrites sur un assemblage composé de deux pièces dont l'une des deux a été considérée comme flexible. Cette pièce est capable de compenser les écarts géométriques des deux pièces pour assurer la fermeture du mécanisme et respecter les exigences fonctionnelles. La fermeture de l'assemblage nécessite la flexion et le vrillage de la plaque. Les exigences d'assemblage et les exigences fonctionnelles sont alors exprimées par les déformations maximales, admissibles de la pièce déformable (plaque).

Cette méthodologie a été développée pour le cas simple où la plaque se déforme symétriquement. Cette aptitude à se déformer induit l'ajout du modificateur [DV] sur le maillon de déformation symétrique. Suite à cette intégration de déformation, les zones de tolérances, sur les spécifications géométriques maîtrisant les entraxes entre les alésages et entre les pions ainsi que le vrillage de la plaque, ont été augmentées considérablement.

Dans le cas d'étude de la plaque, la déformation est induite par des efforts appliqués par un technicien durant la procédure d'assemblage. Cette approche a été étendue dans les chapitres 3 et 4 pour des pièces plus complexes où les déformations sont en fonction des défauts géométriques admissibles par les tolérances. Ainsi, cette méthodologie, couplée à la méthode CLIC, est généralisée et peut être appliquée à différents assemblages composés de pièces déformables. Elle reste valable pour les assemblages de pièces rigides pour classer les spécifications selon les exigences définies par le concepteur.

La déformation des pièces des assemblages étudiés est fonction des défauts géométriques. Une seconde contribution se positionne dans un deuxième niveau d'intégration de la déformation dans l'approche de tolérancement. Des modèles mécaniques sont donc développés pour intégrer la déformation des pièces dans le calcul de chaînes de cotes. Cette intégration a donné des outils exploitables par l'entreprise pour répartir et optimiser les tolérances.

Les assemblages étudiés présentent un sous-ensemble composé d'un empilement d'arbres élancés, insérés dans une pièce tubulaire. L'analyse et la synthèse de tolérances sont difficiles à réaliser dans le cas des assemblages complexes composés de pièces déformables. L'analyse de tolérances a été réalisée à travers des modèles mécaniques donnant des relations entre déformations et tolérances. Ces modèles sont utilisés dans l'objectif de répartir et d'optimiser les tolérances, avec comme critère la réduction des contraintes dans et entre les pièces.

Dans le chapitre 3, le support d'étude est un empilement déformable, d'arbres élancés rigides avec des interfaces rigides, insérés dans un tube rigide. Le tube et l'empilement sont reliés par des interfaces de contact souples à travers des joints élastiques. Ces joints fonctionnent comme des amortisseurs de chocs provenant des collisions des tubes de protection avec le puit pétrolier et transmis au matériel électronique installé sur le châssis.

Les défauts des interfaces de contact entre les arbres élancés introduisent un défaut de rectitude du châssis. Pour l'insérer dans le tube, des efforts de redressement sont appliqués sur le châssis et déforment les arbres élancés dans des orientations différentes. Les exigences de montabilité et les exigences fonctionnelles consistent à maintenir des contacts précontraints au niveau des joints élastiques et éviter les collisions de type métal-métal, entre le châssis et le tube de protection. Toutefois, la déformation du châssis doit être contrôlée pour respecter les exigences fonctionnelles, ainsi que l'interchangeabilité des châssis dans les tubes.

L'analyse et la synthèse de tolérances de chaque pièce, indépendamment des autres, sont impossibles. Nous avons proposé, dans le chapitre 3, une étude énergétique couplant un modèle géométrique, décrivant les défauts géométriques admissibles par les tolérances des interfaces de contact, à un modèle mécanique de type poutre. Dans un fichier Excel®, cette modélisation a été généralisée pour calculer les efforts de redressement et d'insertion d'un châssis des outils « *Wireline Logging* » avec N supports joints élastiques dans un tube de protection. Cette étude a fait l'objet d'une communication au congrès JCM2016 [106] en introduisant l'emploi d'un modèle multiphysique donnant une relation mathématique entre déformation et écarts géométriques admissibles par les tolérances. Cette modélisation mécanique a été possible à travers les exigences de montabilité imposées (contacts précontraints au niveau des joints élastiques) et les exigences fonctionnelles (non-collisions entre les pièces métalliques). Le fichier Excel® développé offre un outil exploitable pour optimiser les tolérances en fonction des efforts nécessaires pour assembler les châssis avec des contacts élastiques dans les tubes de protection.

Dans le chapitre 4, nous avons continué l'application des règles de cotation proposée pour définir une cotation ISO d'un outil de mesures « *Measurement While Drilling* ». L'analyse de tolérances a suivi la méthode proposée dans le chapitre 3 en proposant des modélisations mécaniques pour intégrer la déformation des pièces en fonction des écarts géométriques admissibles par les tolérances. Ces outils sont soumis à des effets dynamiques (chocs) créés par les collisions avec les roches, des tubes de protection, entraînés en rotation par la tête foreuse. Ces collisions créent des ondes de choc qui se transmettent jusqu'au matériel électronique installé sur le châssis. L'absence des joints élastiques, fonctionnant comme des amortisseurs de chocs, et les collisions métalliques introduisent des niveaux de chocs phénoménaux. La solution pour améliorer la performance des outils face aux chocs est de réduire le jeu entre le châssis et le tube. Le concepteur est alors amené à faire un compromis entre la définition d'un jeu important pour garantir l'interchangeabilité des châssis et la définition d'un jeu faible pour réduire les effets des chocs et les efforts d'insertion importants.

La troisième contribution des travaux effectués consiste à exploiter différemment le jeu et la déformabilité des pièces pour améliorer le comportement dynamique des outils de mesures. Cette contribution a fait l'objet d'un document développé en interne à Schlumberger. Au terme de ces travaux, des propositions de conceptions ont été avancées.

Une première conception consiste à ajouter des sections locales courtes avec des jeux réduits. Cette modification introduit des contacts bilatéraux entre le châssis et le tube de protection. Le châssis, plus souple que le tube, se déforme pour pouvoir se monter. Cette proposition s'avère pénalisante sur l'interchangeabilité des châssis et des tubes avec des efforts d'insertion et de désinsertion importants.

A l'issue de cette proposition, une deuxième conception a été proposée. Elle consiste à imposer des contacts unilatéraux décalés avec des précontraintes déformant le châssis pour avoir une forme spécifique dans le tube. La notion de jeu maxi et mini est remplacée par celle de précontraintes maxi et mini à appliquer. Le jeu est uniquement introduit pour garantir la déformation sans créer des collisions de type métal-métal indésirables en dehors des guidages. Ces précontraintes et leurs localisations sont alors les données d'entrées des modélisations mécaniques développées pour des contacts rigides entre le châssis et le tube de protection.

L'expérience acquise à Schlumberger, au sujet des simulations éléments finis, a permis la construction aisée de modèles pour la simulation éléments finis afin d'étudier l'influence des chocs

et la transmissibilité des chocs en fonction des jeux entre les pièces. Le chapitre 4 expose rapidement les données d'entrée et de sortie de ces simulations qui ont été validées par une campagne d'essais expérimentaux. Il a fallu donc préparer au mieux un plan de test de choc pour prévoir les modifications du jeu à introduire entre le châssis et le tube de protection sur un outil « test ». Les résultats du test de choc, induits par ces modifications ont été comparés au comportement initial de l'outil « test ». Au terme d'un travail de traitement des données enregistrées, la simulation éléments finis a été validée qualitativement par les essais expérimentaux. A l'issue des simulations et essais expérimentaux réalisés, j'ai créé un guide de règles à suivre pour les prochaines simulations éléments finis et tests de choc employé par l'entreprise sur les outils de type « *Measurement While Drilling* ».

A l'issue de cette thèse, la recherche réalisée arrive à répondre aux besoins de l'entreprise en intégrant la déformation des pièces dans la cotation des assemblages. Les documents rédigés en interne à l'entreprise récapitulent les méthodologies élaborées dans cette thèse. Un concepteur peut reprendre la méthodologie de cotation pour l'appliquer à son assemblage. Ensuite, les conceptions proposées amènent une approche d'amélioration du comportement dynamique des outils « *Measurement While Drilling* ».

3 Perspectives

Les perspectives envisageables en prolongement de cette thèse se décomposent en 4 objectifs principaux :

- Validation de faisabilité des protocoles de mesures proposés par la cotation fonctionnelle des assemblages étudiés.
- Validation du modèle d'assemblage avec les défauts géométriques des pièces,
- Validation des modèles mécaniques (flexion) et dynamique (choc)
- Perspectives Industrielles

3.1 Validation de la faisabilité des protocoles de mesures

La méthodologie de cotation proposée dans ces travaux de thèse détermine une cotation à l'état libre avec l'emploi du modificateur \textcircled{F} entre les arbres empilés puis une cotation à l'état contraint des pièces. Selon la norme ISO 10579-NR, la coexistence de spécifications à l'état libre et à l'état contraint nécessite la description des conditions de mesures des spécifications à l'état contraint. Des

protocoles spéciaux de mesures « idéaux » sont donc proposés pour contrôler les pièces à l'état contraint pour simuler par exemple l'insertion des châssis dans les tubes de protection. Il serait intéressant de poursuivre ces travaux pour étudier la faisabilité réelle de ces protocoles et pour proposer des procédures de mesures réalisables, notamment pour les pièces longues. Le Centre Technique des Industries Mécanique, CETIM, offre plusieurs méthodes de mesures adéquates pour des pièces de grandes dimensions [107] :

- Tracker laser, pour une grande précision $5 \mu\text{m} + 5 \mu\text{m}/\text{m}$,
- Scanner laser, pour la numérisation de surface (en millions de points),
- Photogrammétrie, pour l'acquisition d'un plus grand nombre de points (jusqu'à 5000 points),
- Bras de mesure articulé pour une mesure 3D portable.

3.2 Validation du modèle d'assemblage

Notre technique d'analyse de tolérances se base sur le couplage d'un modèle mécanique de type poutre où les conditions aux limites sont issues d'un modèle géométrique. Dans le chapitre 3, ainsi que le chapitre 4, le modèle géométrique consiste à définir les conditions aux limites induites par les défauts géométriques des interfaces rigides de contact entre les pièces du châssis.

La continuité de ces travaux consiste à valider l'influence des défauts géométriques des interfaces de contacts sur le défaut de rectitude de l'empilement. Conformément aux configurations des défauts de rectitude 3D du châssis, des arbres, à une échelle réduite, peuvent être fabriqués avec des défauts imposés et/ou mesurés des interfaces de contact. L'empilement de ces pièces est réalisé afin d'observer l'influence des défauts sur l'empilage. Ensuite, les efforts d'insertion sont mesurés pour différentes configurations énoncées par le modèle géométrique au chapitre 3 et valider les résultats des modèles mécaniques.

3.3 Validation des modèles mécaniques et dynamiques

Dans les travaux illustrés dans le chapitre 3 et 4, le châssis est assimilé à un empilement de poutres. Les modèles mécaniques reposent la détermination d'une relation mathématique entre les efforts de contact et les défauts géométriques admissibles par les tolérances. Pour valider le comportement mécanique du châssis, différentes mises en place du châssis peuvent être réalisées comme illustrées en figures 1 et 2.

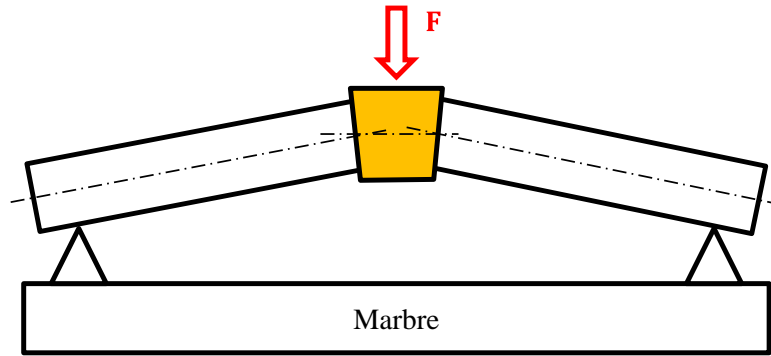


Figure 1. Modèle mécanique pour simuler les efforts de contact

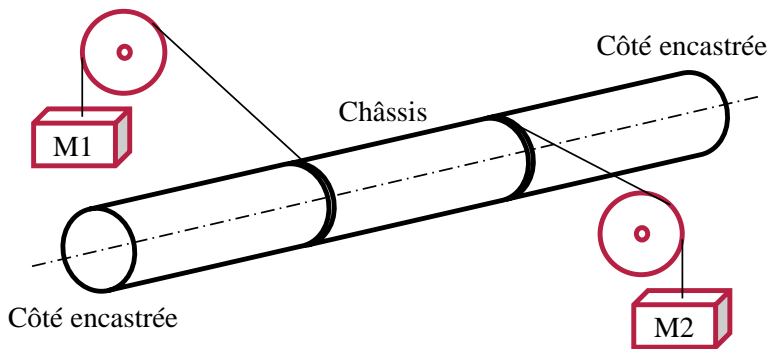


Figure 2. Modèle mécanique pour simuler les efforts de contact

La figure 1 illustre l'exemple d'une machine de flexion plane. Un effort F est appliqué pour redresser un empilement de deux arbres élancés séparés par un support joint. Des comparateurs et des jauges de déformation sont alors installés sur l'assemblage pour mesurer la déformation induite par l'effort F . Le but est de mettre en évidence le comportement des liaisons entre les pièces.

La figure 2 illustre un essai dans lequel l'arbre a été assemblé, puis mesuré pour en déterminer les défauts. La simulation donne alors les efforts à appliquer pour redresser cet arbre. Ces efforts sont réellement appliqués par des systèmes de poulies et de masses dans les différentes directions préconisées. De la même manière que la figure 1, la déformation de l'empilement est mesurée pour valider son comportement mécanique.

3.4 Perspectives industrielles

L'assemblage, à échelle réduite fabriqué au paragraphe 3.2, peut faire l'objet de validation d'un test de choc comme celui présentés dans le chapitre 4. La possibilité d'usiner des pièces avec des contacts délocalisés et précontraints est donc possible, avec coûts de fabrication moindres. Ceci aura comme objectif le développement d'un outil d'optimisation de la localisation des contacts précontraints. Cet outil se basera sur des simulations éléments finis d'un assemblage et des tests de

choc pour déterminer le comportement mécanique sous l'influence des contacts précontraints. Au terme de ce développement, cette étude peut être encore étendue sur un outil de mesures de taille réelle.

Dans le cadre des essais expérimentaux réalisés durant ces travaux de thèse, le jeu a été mesuré localement en relevant les diamètres du châssis et du tube. Ces mesures représentent uniquement l'enveloppe locale entre le châssis et le tube respectant la rectitude glissante définie au chapitre 4. Un projet a été lancé récemment pour déterminer un protocole de mesures qui permet de construire le profil du jeu entre le châssis et le tube de protection. En se basant sur ce profil jeu, une étude dynamique plus avancée, des chocs et transmissibilité des chocs, sera réalisée. Les résultats des chocs seront traités par des méthodes inspirées du domaine aérospatial.

4 Conclusion personnelle

Grâce aux travaux effectués conjointement au LURPA et à Schlumberger, j'ai acquis de multiples compétences : la connaissance du cadre industriel de Schlumberger, l'importance des contacts humains, la culture de l'entreprise, les contraintes économiques et techniques et les aspects du travail collaboratif. Au LURPA, j'ai pu acquérir une démarche scientifique, apprendre à exploiter les ressources bibliographiques, J'ai pu approfondir les approches de tolérancement et de modélisation mécanique. Enfin, grâce à l'environnement industriel, j'ai maintenant une bonne compréhension du phénomène des chocs, notamment grâce à la simulation éléments finis et à la réalisation d'essais expérimentaux.

Glossaire

- Forage : Un forage consiste à creuser un trou dans le sous-sol grâce à une machine adaptée. L'objectif d'un forage peut être l'exploration (collecte d'informations directes sur le sous-sol, recherche d'hydrocarbures, reconnaissance d'aquifères...) ou l'exploitation (production de pétrole, de gaz, d'eau..).
- Le rotary : Une méthode par rotation et broyage. Les déblais sont entraînés vers la surface par la circulation d'un fluide de forage (boue de forage) dans l'espace annulaire entre le terrain et le train de tige. Le marteau fond de trou fonctionne à l'air comprimé par percussion d'un taillant. Il est utilisé en terrain dur et fissuré (roches cristallines, carbonatées, volcaniques,..).
- Gisement : Un gisement est une accumulation de matière première (pétrole, gaz, charbon, uranium, minerais métalliques, substance utile...) située à plus ou moins grande profondeur dans le sous-sol de la Terre.
- Hydrocarbures : Les hydrocarbures sont des composés chimiques dont les molécules sont constituées d'atomes de carbone et d'hydrogène. Ce sont les principaux constituants du pétrole brut et du gaz naturel, ainsi que des produits pétroliers.
- Train de tiges : Pendant un forage, le train de tiges constitue l'ensemble continu de tiges reliant la surface au trépan.
- Tige de forage : La tige de forage est l'élément de base de la garniture de forage, ensemble qui permet d'effectuer un forage jusqu'à plusieurs kilomètres de profondeur. Elle est de forme tubulaire de longueur de 9m environ.
- Trépan ou tricône :



Le trépan, aussi appelé outil de forage, est l'outil qui permet de forer les roches en les broyant, permettant ainsi au forage de progresser en profondeur. Il est composé de trois parties solidaires, munies de dents ou de pastilles abrasives en acier spécial très dur. Il en existe plusieurs types (à dents d'acier, à pastilles de carbure, comportant des diamants pour le forage des roches très dures, ...). L'action d'un trépan pour détruire la roche est triple : appui par gravité, abrasion par rotation et démantèlement par la puissance du jet de boue de forage arrivant par l'intérieur du train de tiges. Ce courant de boue de forage va ensuite remonter les déblais de roche vers la surface dans l'annulaire entre les parois du puits et le train de tiges.

- Tubage : La paroi d'un trou de forage est fondamentalement instable du fait du différentiel de pression existant entre les roches traversées et le trou occupé par la boue de forage, et aussi de la circulation de cette boue dans le trou. Pour éviter l'effondrement de ces parois, avec pour conséquence par exemple un coincement de la garniture de forage et parfois la perte du puit, on pose régulièrement des cylindres en acier (descendus comme les tiges de forage par segments vissés les uns aux autres) appelés tubages. Chaque tubage, une fois posé, est cimenté aux formations rocheuses sur toute sa longueur afin d'en assurer la stabilité. Chaque tubage successif a un diamètre inférieur au précédent.

Références bibliographiques

- [1] J.-P. Nguyen, Techniques d'exploitation pétrolière. Le forage, Editions Technip, Éd., Publications de l'Institut français du pétrole, 1993.
- [2] Landaud Petroleum Technology, Landaud Petroleum Technology, 02 Février 2015. [En ligne].
- [3] A.-A. BA, «Contribution à la surveillance d'un processus de forage pétrolier,» PhD Thesis, Arts et Métiers ParisTech - Centre de Paris, 2010.
- [4] ISO 10424-1:2004, Petroleum and natural gas industries—Rotary drilling equipment—Part 1: Rotary drill stem elements, 2004.
- [5] Z. El Marzouki, «Etude du comportement dynamique des trains de tiges de forage petrolier,» GEOSCIENCES - Centre de Géosciences , 2008.
- [6] PetroWiki, 25 Juin 2015. [En ligne]. Available: <http://petrowiki.org/>.
- [7] J.-P. Petit, «Spécification géométrique des produits : méthode d'analyse de tolérances. application en conception assistée par ordinateur,» Thèse de Doctorat, Université de Savoie, 2004.
- [8] F. Thiébaud, «Contribution à la définition d'un moyen unifié de gestion de la géométrie réaliste basé,» thèse de doctorat, Ecole Normale Supérieure de cachan, 2001.
- [9] A. A. G. Requicha, «Mathematical models of rigid solid objects,» Rapport de l'Université de Rochester. N°28, 1977.
- [10] A. A. G. Requicha, «Toward a theory of geometrc tolerancing,» *The International Journal of Robotics Research*, vol. 2, n° %14, pp. 45-60, 1983.
- [11] A. A. G. Requicha et T. W. Whalen, «Representations for assemblies,» vol. 148, pp. 15-39, 1992.
- [12] S. Vijay et R. Jayaraman, «Issues in Conditional Tolerances for CAD systems,» St Louis, 1985.
- [13] J. Rangarajan et S. Vijay, «Geometric tolerancing : I. Virtual boundary requirement,» *IBM Journal of Research an Development*, vol. 33, n° %12, pp. 90-104, Mars 1989.
- [14] F. Etesami, «Position Tolerance Verification Using Simulated Gaging,» vol. 10, n° %14, pp. 358-370, 1991.

- [15] S. Nigam, J. Guilford et J. Turner, «Derivation of generalized datum frames for geometric tolerance analysis,» Albuquerque, 1993.
- [16] A. Ballu et L. Mathieu, «Virtual gauge with internal mobilities for verification of functional specifications,» Toronto, 1997.
- [17] J. Dantan et A. Ballu, «Functional and product specification by Gauge with Internal Mobilities,» Netherlands, 1999.
- [18] D. Teissandier, Y. Couétard, A. Gerard et F. Le Breton, «Three-dimensional Functional Tolerancing with Proportioned Assemblies Clearance Volume (U.P.E.L : Unions Pondérées d'Espaces de Liberté),» *ASME Third Biennial Joint Conference on Engineering Systems Design & Analysis*, vol. 8, p. 129 – 136, 1998.
- [19] L. Pierre, D. Teissandier et J.-P. Nadeau, «Variational tolerancing analysis taking thermomechanical strains into account: Application to a high pressure turbine,» *Elsevier*, vol. 74, pp. 82-101, April 2014.
- [20] M. Giordano et D. Duret, «Clearance Space and Deviation Space. Application to three-dimensional chain of dimensions and position,» chez *3rd CIRP Seminars on Computer Aided Tolerancing*, Eyrolles, 1993.
- [21] M. Giordano, S. Samper et J.-P. Petit, «Tolerance analysis and synthesis by means of deviation domains, axi-symmetric cases,» chez *Models for Computer Aided Tolerancing in Design and Manufacturing*, Springer éd., Springer, 2007a, pp. 85-94.
- [22] S. Bhide, G. Ameta, J. K. Davidson et J. J. Shah, «Tolerance-maps applied to the straightness and orientation of an axis,» chez *Models for Computer Aided Tolerancing in Design and Manufacturing*, 2007, pp. 45-54.
- [23] G. Singh, G. Ameta, J. K. Davidson et J. J. Shah, «Tolerance Analysis and Allocation for Design of a Self-Aligning Coupling Assembly Using Tolerance-Maps,» *Journal of Mechanical Design*, vol. 135, n° 13, Mars 2013.
- [24] ISO 2692, Geometrical product specifications (GPS) - Geometrical tolerancing - Maximum material requirement (MMR), least material requirement (LMR) and reciprocity requirement (RPR), 2014.
- [25] B. Anselmetti, Manuel de tolérancement - Volume 1 : Langage des normes ISO de cotation, Lavoisier, 2007b.

- [26] E. Pairel, «Métrologie fonctionnelle par calibre virtuel sur machine à mesurer tridimensionnelle,» Thèse de doctorat, Université de Savoie, 1995.
- [27] B. Anselmetti, Manuel de tolérancement - Volume 2 : Bases de la cotation fonctionnelle, Hermes - Lavoisier, 2008a.
- [28] P. Bourdet et E. Ballot, «Présentation à partir d'un exemple du calcul des chaînes de cotes 3D,» *Revue Technologies et Formations*, vol. 5, pp. 23-27, 1996.
- [29] L. Pierre, «Intégration du comportement thermomécanique des pièces dans l'analyse des spécifications géométriques : application à une turbine de moteur d'hélicoptère,» Thèse de doctorat, Arts et Métiers ParisTech - Centre de Bordeaux-Talence, 2011.
- [30] P. Bourdet et A. Clément, «A study of optimal-criteria identification based on the small-displacement screw model,» *CIRP Annals - Manufacturing Technology*, vol. 37, n° 11, pp. 503-506, 1988.
- [31] E. Ballot, «Lois de comportement géométrique des mécanismes pour le tolérancement,» thèse de doctorat, Université de Nancy, 1995.
- [32] L. Mathieu et A. Ballu, «Geospelling : A common language for specification and verification to express method uncertainty,» chez *8th CIRP seminar on Computer Aided Tolerancing*, 2003.
- [33] A. Ballu, «Caractérisation et métrologie de la géométrie et des déplacements pour le tolérancement et la biomécanique,» Mémoire d'Habilitation à Diriger des Recherches, Laboratoire de Mécanique Physique, Université de Bordeaux 1, 2009.
- [34] N. Anwer, A. Ballu et L. Mathieu, «The skin model, a comprehensive geometric model for engineering design,» *Manufacturing Technology*, vol. 62, n° 11, p. 143–146, 2013.
- [35] L. Mathieu et A. Ballu, «A model for a coherent and complete tolerancing process,» 2005.
- [36] N. Anwer, N. Mathieu et W. Elmaraghy, «Apport des ontologies de spécification et de vérification géométrique des produits pour la conception intégrée,» 2005.
- [37] J.-Y. Dantan, A. Ballu et L. Mathieu, «Geometrical product specifications - model for product life cycle,» *Computer-Aided Design*, vol. 40, n° 14, pp. 493-501, 2008.
- [38] S. Samper et M. Giordano, «Taking into account elastic displacements in 3d tolerancing : Models and application,» *Journal of Materials Processing Technology*, vol. 78, n° 11-3, pp. 156-162, 1998.

- [39] Y. Ledoux, D. Lasseux, H. Favrelière, S. Samper et J. Grandjean, «On the dependence of static flat seal efficiency to surface defects,» *International Journal of Pressure Vessels and Piping*, vol. 88, n° %111-12, pp. 518-529, 2011.
- [40] S. Samper, «Tolérancement et analyse des structures au service des systèmes et du défaut de forme,» Habilitation à Diriger les Recherches, 2007a.
- [41] S. Samper et F. Formosa, «Form Defects Tolerancing by Natural Modes Analysis,» *Journal of Computing and Information Science in Engineering*, vol. 4, n° %11, pp. 44-51, Mars 2007b.
- [42] S. Samper, P.-A. Adragna, H. Favrelière et M. Pillet, «Modeling of 2D and 3D assemblies taking into account form errors of plane surfaces,» *Journal of Computing and Information Science in Engineering*, vol. 9, n° %14, 2009.
- [43] A. Leroy, «Contribution au développement d'une méthode d'analyse des mécanismes parfaits et assistance par ordinateur,» Thèse de doctorat, Université de Nantes, 1991.
- [44] E. Ballot, P. Bourdet et F. Thiébaud, «Determination of relative situation of parts for tolerance computation,» chez *7th CIRP International Seminar on Computer Aided Tolerancing*, ENS de Cachan, 2003.
- [45] M. Giordano, B. Kataya et E. Pairel, «Tolerance analysis and synthesis by means of clearance and deviation spaces,» chez *Geometric Product Specification and Verification: Integration of Functionality*, Springer Netherlands, 2003, pp. 145-154.
- [46] C. Berge, *Théorie des graphes et ses applications*, Deuxième édition éd., Dunod, 1967.
- [47] B. Anselmetti, «Generation of functional tolerancing based on positioning features,» *Computer-Aided Design*, vol. 38, n° %18, pp. 902-919, August 2006.
- [48] B. Anselmetti, *Manuel de tolérancement - Volume 3 : Cotation fonctionnelle tridimensionnelle et statistique*, Hermes - Lavoisier, 2008b.
- [49] B. Anselmetti, «CLIC : a method for geometrical specification of products,» chez *Geometric Tolerancing of Products*, Hoboken, NJ, USA, John Wiley & Sons, Inc., 2010.
- [50] H. Mejbri, «Contribution au développement d'une méthode de cotation fonctionnelle des mécanismes complexes,» Thèse de doctorat, Ecole Normale Supérieure de Cachan, 2004.
- [51] H. Mejbri, B. Anselmetti et K. Mawussi, «Functional tolerancing of complex mechanisms : Identification and specification of key parts,» *Computers & Industrial Engineering*, vol. 49, n° %12, p. 241-265, 2005.

- [52] B. Anselmetti, «Calcul tridimensionnel de la résultante d'une chaîne de cotes en cotation ISO, en vue d'un calcul probabiliste,» *Mécanique & Industries*, vol. 8, n° %13, pp. 173-185, Mai 2007a.
- [53] R. Chavanne, «Contribution au tolérancement fonctionnel 3D des mécanismes complexes : synthèse des spécifications et analyse de tolérances,» Thèse de doctorat, ENS Cachan, 2011.
- [54] B. Anselmetti, «Cotation fonctionnelle des mécanismes,» *Techniques de l'ingénieur*, vol. AG2463, 2017.
- [55] B. Anselmetti, R. Chavanne, N. Anwer et J.-X. Yang, «Quick GPS: A new CAT system for single-part tolerancing,» *Computer-Aided Design*, vol. 42, n° %19, pp. 768-780, 2010.
- [56] R. Chavanne et B. Anselmetti, «Chaîne de cotes 3D : Application de la méthode des droites d'analyse à une liaison prismatique,» 22-24 Avril 2009.
- [57] A. Hassani, N. Aifaoui, A. Benamara et S. Samper, «Méthodologie d'analyse et d'optimisation des tolérances dans un contexte de conception intégrée: TOL_ANALYSES,» *Mécanique & Industries*, vol. 9, n° %15, pp. 381-395, 2009.
- [58] P. Clozel, «Mecamaster, expertise en conception mécanique pour les bureaux d'études,» *International Conference StruCoMe*, p. 757-770, 1990.
- [59] P. Clozel et P.-A. Rance, «MECAMaster: A Tool for Assembly Simulation from Early Design, Industrial Approach,» chez *Tolérancement géométrique des produits*, Paris, Hermes Science Publications, Lavoisier, 2007, pp. 241-274.
- [60] MECAMaster, 2011. [En ligne]. Available: www.mecamaster.com.
- [61] B. Marguet, H. Falgarone et N. Chevassus, «Anatole : un outil d'analyse 3d des variations géométriques pour la conception de produit aéronautique,» *Tolérancement Géométrique des Produits*, vol. 18, pp. 113-122, 2003.
- [62] CeTOL, «www.sigmetrix.com,» 2011.
- [63] S. C. Liu et S. J. Hu, «Variation Simulation for Deformable Sheet Metal Assemblies Using Finite Element Methods,» *Journal of Manufacturing Science and Engineering*, vol. 119, n° %13, pp. 368-374, 1997.
- [64] B. F. Bihlmaier, «Tolerance Analysis of Flexible Assemblies Using Finite Element and Spectral Analysis,» 1999.

- [65] J. A. Camelio, S. J. Hu et S. P. Marin, «Compliant assembly variation analysis using component geometric covariance,» *Journal of Manufacturing Science and Engineering, Transactions of the ASME*, vol. 126, n° %12, pp. 355-360, 2004.
- [66] S. J. Hu et J. A. Camelio, «Modeling and control of compliant assembly systems,» *CIRP Annals - Manufacturing Technology*, vol. 55, n° %11, pp. 19-22, 2006.
- [67] K. Xie, L. Wells, J. A. Camelio et B. D. Youn, «Variation propagation analysis on compliant assemblies considering contact interaction,» *Journal of Manufacturing Science and Engineering*, vol. 129, n° %15, pp. 934-942, 2007.
- [68] G. Cid, F. Thiébaud et P. Bourdet, «Taking the deformation into account for components' tolerancing,» chez *5th Conference on IDMM*, Bath, UK, 2004.
- [69] G. Cid, F. Thiébaud, P. Bourdet et H. Falgarone, «Geometrical study of assembly behaviour, taking into accounts rigid components' deviations, actual geometric variations and deformations,» chez *Proceedings of the 9th CIRP International Seminar on Computer-Aided Tolerancing*, 2005.
- [70] N. Chevassus, H. Falgarone et F. Thiébaud, «A new approach for best fit assembly based on the behaviour of components,» Toulouse, France, 2006.
- [71] P. Breteau, F. Thiébaud, C. Lartigue, B. Fricéro, H. Falgarone et G. E. Moufle, «Assembly simulation of flexible parts through the fitting of linkage devices,» chez *10th CIRP International Seminar*, Erlangen, Germany , 2007.
- [72] P. Breteau, «Simulation d'assemblage flexible par la mesure - Application au domaine de l'aéronautique,» Thèse de doctorat, ENS de Cachan, 2009.
- [73] G. Cid, «Etablissement des relations de comportement de mécanismes avec prise en compte des écarts géométriques et des souplesses des composants,» Thèse de doctorat, ENS de Cachan, 2005.
- [74] M. Mounaud, F. Thiébaud, P. Bourdet, H. Falgarone et N. Chevassus, «Assembly Sequence Influence on Geometric Deviations Propagation of Compliant Parts,» Annecy, France, 2009.
- [75] J. Stuppy et H. Meerkamm, «Tolerance analysis of a crank mechanism by taking into account different kinds of deviation,» chez *CIRP CAT Conference*, Annecy, France, 2009.
- [76] A. Stricher, «Tolérancement flexible d'Assemblages de grandes Structures aéronautiques,» Thèse de doctorat, LMT-LURPA-Cachan, 2013.

- [77] G. Mandil, A. Desrochers et A. Rivière, «Computational methodology for the prediction of functional requirement variations across the product life-cycle,» Annecy, France, 2009a.
- [78] G. Mandil, A. Desrochers et A. Rivière, «Framework for the monitoring of functional requirements along the product life cycle,» Fes, Maroc, 2009b.
- [79] A. Desrochers et A. Clément, «A Dimensioning and Tolerancing Assistance Model for CAD/CAM Systems,» *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, vol. 9, n° 16, pp. 352-361, 1994.
- [80] A. Desrochers, «A CAD/CAM representation model applied to tolerance transfer methods,» *Journal of Mechanical Design*, vol. 125, n° 11, pp. 14-22, 2003.
- [81] L. Pierre, D. Teissandier et J.-P. Nadeau, «Analyse des tolérances géométriques dans un contexte multi-expertises, application à une turbine de moteur d'hélicoptère,» Grenoble, France, 2007.
- [82] L. Pierre, D. Teissandier et J.-P. Nadeau, «Integration of thermomechanical strains into tolerancing analysis,» *International Journal on Interactive Design and Manufacturing*, vol. 3, n° 14, pp. 247-263, 2009.
- [83] S. Benichou, «Intégration des effets des dilatations thermiques dans le tolérancement,» Thèse de doctorat, ENS Cachan, 2012.
- [84] L. Champany, «<http://www-cast3m.cea.fr>,» 2003. [En ligne].
- [85] G. Jayaprakash, K. Sivakumar et M. Thilak, «Integration of thermomechanical strains into optimal tolerance design of mechanical assembly using NSGA II and fe simulation,» *Journal of mechanical science and technology*, vol. 26, n° 110, pp. 3261-3268, 2012.
- [86] S.-H. Liao, C.-L. Hsieh et P.-J. Lai, «An evolutionary approach for multi-objective optimization of the integrated location-inventory distribution network problem in vendor-managed inventory,» *Expert Systems with Applications*, vol. 38, n° 16, pp. 6768-6776, 2001.
- [87] A. Belhadj Ahmed, «Contribution à l'amélioration de la rectitude dans l'obtention de produits longs : application aux abouts de rails,» ENSAM, Metz, 2013.
- [88] J.-Y. Dantan, A. Ballu, L. Mathieu et P. Martin, «Tolerance synthesis : quantifier notion and virtual boundary,» vol. 37, n° 12, pp. 231-240, 2005.

- [89] J. Dufaure et D. Teissander, «A tolerancing framework to support geometric specifications traceability,» *International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, vol. 36, n° %19, pp. 894-907, 2008.
- [90] P. Bourdet, F. Thiébaud et G. Cid, «Writing the 3d Chain of Dimensions (Tolerance Stack-Up) in Symbolic Expressions,» chez *Geometric Tolerancing of Products*, ISTE-WILEY, 2010, pp. 125-149.
- [91] M. Giordano, E. Pairel et S. Samper, Analyse et synthèse de tolérances : méthode des domaines, Tolérancement géométrique des produits, Hermes - Lavoisier, 2007.
- [92] ISO 10579:2010, Geometrical product specifications (GPS) – Dimensioning and tolerancing – Non-rigid parts, 2010.
- [93] ISO 5459:2011, Geometrical product specifications (GPS) – Geometrical tolerancing – Datums and datum systems, 2011.
- [94] J.-P. Brossard, «Mécanique générale Dynamique : théorie classique du choc,» *Techniques de l'ingénieur Mécanique physique*, vol. base documentaire : TIB110DUO., 2016.
- [95] E. Urbain, «Caractérisation aux chocs pyrotechniques d'un boîtier de circuits électroniques pour satellite,» *Revue scientifique des ISILF*, vol. 21, pp. 41-57, 2007.
- [96] O. Arizona, Mechanical Vibration and Shock, Optics Arizona, 2010.
- [97] P. Agati, F. Lerouge et N. Mattéra, Mécanique appliquée, 2ème édition éd., Dunod, Éd., Sciences Sup, 2012.
- [98] A. Cayere, «Métrologie des angles, Extraits de la machine moderne,» Publié en polycopié par l'Ecole Libre d'Apprentissage de Grenoble, de juin 1953 à septembre 1954.
- [99] A. Cayere, «Mesure des défauts d'une règle-étalon, Extraits de "Manipulation de Métrologie mécanique",» ublié en polycopié par l'Ecole Libre d'Apprentissage de Grenoble, 1956.
- [100] D. J. Whitehouse, «Some theoretical aspects of error separation techniques in surface metrology,» *Journal of Physics E: Scientific Instruments*, vol. 9, n° %17, pp. 531-536, 1976.
- [101] C. J. Evans, R. J. Hocken et T. Estler, «Self-Calibration :Reversal, Redundancy, Error Separation, and 'Absolute Testing',» *CIRP Annals - Manufacturing Technology*, vol. 45, n° %12, pp. 617-634, 1996.
- [102] M. Shunmugam, «Comparison of linear and normal deviations of forms of engineering surfaces,» *Precision Engineering*, vol. 9, n° %12, pp. 96-102, Avril 1987.

- [103] M. Shunmugam, «Assessment of errors in geometrical relationships,» *Wear*, vol. 128, n° 12, pp. 179-188, Decembre 1988.
- [104] C. Lacroix, «Caractérisation géométrique des assemblages flexibles par la mesure,» Thèse de doctorat, LURPA, ENS Cachan, 2015.
- [105] B. Tang et F. Convert, «Impact des méthodes de résolution du contact sur le comportement mécanique des structures,» chez *20ème congrès Français de Mécanique*, Besançon, 2011.
- [106] O. Rouetbi, L. Pierre, B. Anselmetti et H. Denoix, «ISO Tolerancing of hyperstatic mechanical systems with deformation control,» Sicile, 2016.
- [107] CETIM, Centre Technique des Industries Mécaniques, 2017. [En ligne]. Available: <http://www.cetim.fr>.

Titre : Maîtrise de l'assemblage et des exigences fonctionnelles des systèmes hyperstatiques déformables : Application aux outils de mesure pour forage pétrolier

Mots clés : Cotation ISO, Assemblages hyperstatiques, Pièces déformables, Couplage modèles mécanique et géométrique

Résumé :

Ces travaux de recherche sont réalisés dans le cadre d'une thèse CIFRE en collaboration entre Schlumberger et le LURPA de l'ENS Paris-Saclay. Schlumberger est une entreprise de service pétrolier. Elle développe des outils de mesures fonctionnant sous des conditions sévères de température et pression élevées mais aussi des effets dynamiques tels que des accélérations produisant des chocs entre les différentes pièces. Les travaux de la thèse ont permis de déployer de nouvelles règles de cotation, pour des assemblages hyperstatiques déformables, basées sur la méthode CLIC et les normes ISO. La déformation des pièces dépend considérablement des défauts géométriques. Des modèles de chaînes de cotes 3D sont couplés avec des modèles RdM de type poutre

afin de définir de relations mathématique directes entre les efforts nécessaires pour l'assemblage et les tolérances. Ces modèles doivent permettre la prise en compte des jeux d'assemblage dans les liaisons, la rigidité des pièces et les différents types de contact entre les sous-ensembles des outils étudiés. Ces modèles multi-physiques ont permis de caractériser le comportement mécanique en fonction des écarts géométriques des pièces. Enfin, pour des études plus complexes, des modélisations et simulations éléments finis, sur Abaqus, ont été réalisées puis validées par une campagne expérimentale de comportement au choc.

Title : Control of assembly and functional requirements of overconstrained and deformable assemblies: Application to measurement tools for petroleum drilling

Keywords : ISO tolerancing, Overconstrained assemblies, Deformable parts, Coupling mechanical and geometric models

Abstract:

This research is carried out within a CIFRE doctoral thesis in collaboration between Schlumberger and the LURPA of ENS Paris-Saclay. Schlumberger is an oil service company. It develops measurement tools operating under severe conditions of high temperature and pressure but also dynamic effects such as accelerations producing shocks between the different parts. The thesis permitted the deployment of a new dimensioning and tolerancing rules for deformable hyperstatic assemblies, based on the CLIC method and the ISO standards. The deformation of the parts greatly depends on the geometrical defects. A 3D dimension chains are coupled to a beam models to define a mathematical

relations between necessary forces for assembly and tolerances. These models must allow the taking into account of the assembly clearances between parts, their rigidity and the different types of contact between the subassemblies of the studied tools. These multi-physical models allowed to characterize the mechanical behavior as a function of the geometrical deviations of parts. Finally, for more complex studies, finite element models and simulations on Abaqus were carried out and then validated by an experimental campaign of impact behavior.