

FRÉDÉRIC CÔTÉ

**CONCEPTION D'UN SUPPORT RECONFIGURABLE
POUR L'ASSEMBLAGE DE BLOCS-MOTEURS**

Mémoire présenté
à la Faculté des études supérieures de l'Université Laval
dans le cadre du programme de maîtrise en génie mécanique
pour l'obtention du grade de maître ès sciences (M.Sc.)

FACULTÉ DES SCIENCES ET DE GÉNIE
UNIVERSITÉ LAVAL
QUÉBEC

2006

Résumé

Ce mémoire traite de la conception d'un support reconfigurable pour l'industrie de l'automobile et plus particulièrement pour l'assemblage des blocs-moteurs. Le support reconfigurable est composé de quatre mécanismes de positionnement qui possèdent chacun trois degrés de liberté en translation. Ainsi, les quatre points d'appui du support peuvent être déplacés dans l'espace, ce qui permet d'accommoder plusieurs modèles de moteur différents. La clé de ce projet de recherche est l'utilisation de mécanismes parallèles pour le développement du support reconfigurable. En effet, les mécanismes parallèles ont le potentiel de fournir la rigidité et la précision de positionnement nécessaires. Le choix d'une architecture hybride pour le mécanisme de positionnement a été réalisé pendant la première phase du projet par Nicolas Bouchard. Cette deuxième phase du projet met l'accent sur les mécanismes de blocage du mécanisme de positionnement. Ces mécanismes sont importants car le mécanisme de positionnement doit posséder une rigidité et une précision élevées lorsqu'il n'est pas en mouvement. Ce mémoire présente trois mécanismes de positionnement qui utilisent des appareils de blocage différents. D'abord, une analyse de sensibilité aux jeux dans les articulations est effectuée sur le premier design qui utilise des leviers et des cames pour le blocage du mécanisme. Ensuite, des exemples de support reconfigurable complet sont montrés avec le deuxième design qui utilise des anneaux de serrage pour le blocage du mécanisme pour trois modèles de moteur spécifiques. Finalement, des analyses théoriques, des simulations et des tests expérimentaux sont réalisés sur le troisième design qui possède un blocage et un déblocage automatisés. Le support reconfigurable utilise ce dernier concept comme mécanisme de positionnement.

Avant-propos

Tout d’abord, j’aimerais remercier Clément Gosselin, mon directeur de recherche, qui a su me conseiller et m’initier au domaine de la recherche en robotique pendant mes travaux de maîtrise. Sa disponibilité et son travail rigoureux m’ont permis de réaliser un projet qui me rend très fier. Mes remerciements vont aussi à Chi-Hung Shen de *General Motors* qui effectuait le suivi du projet et qui s’assurait que les travaux allaient dans la bonne direction.

De même, je souhaite remercier tous les membres du laboratoire que j’ai eu la chance de côtoyer pendant ces deux années de maîtrise. Merci à Thierry Laliberté, Boris Mayer-St-Onge et Simon Foucault pour leur aide et leurs conseils indispensables. Merci aussi aux autres étudiants du laboratoire avec qui j’ai partagé de bons moments : Éric Boudreault, Martin Noël, Simon Perreault, Jean-Philippe Jobin, Pierre-Luc Richard, Catherine Leclerc, Samuel Bouchard, Cyril Quennouelle, Mathieu Goulet et Frédéric Pelletier. Une pensée spéciale et méritée pour Nicolas Bouchard qui a fondé une base solide au projet.

Je veux aussi remercier les techniciens et le directeur de l’atelier de génie mécanique : Jean Ruel, Pierre Carrier, Sylvain Ménard, Yves Guérard et Michel Tremblay. Sans leurs conseils et leur travail les prototypes n’auraient jamais vu le jour. Merci aussi aux gens de l’électronique pour leur soutien technique : Yves Jean et André Chamberland.

Je tiens à remercier ma famille, mes amis et tous les gens que j’aime. Votre soutien a été essentiel à ma réussite.

Finalement, je désire remercier le Fonds québécois de la recherche sur la nature et les technologies (FQRNT) pour son soutien financier pendant mes études graduées.

Table des matières

Résumé	i
Avant-propos	ii
Table des matières	iii
Liste des tableaux	vi
Liste des figures	ix
1 Introduction	1
1.1 Problématique	1
1.2 Structure du mémoire	4
2 Concepts fondamentaux	6
2.1 Introduction aux mécanismes parallèles	7
2.2 Notions associées aux mécanismes parallèles	9
3 Travail précédent	13
3.1 Analyse de mécanismes à 3 ddl en translation	14
3.2 Caractéristiques du mécanisme hybride 4-UU-H	17
3.3 Design préliminaire du mécanisme de positionnement	19
4 Mécanisme de positionnement utilisant des leviers et des cames pour le blocage	20
4.1 Design mécanique	21
4.2 Analyse de sensibilité aux jeux	23

4.2.1	Méthodes existantes	24
4.2.2	Méthode utilisée	26
4.2.3	Résultats théoriques	31
4.3	Prototype	36
5	Mécanisme de positionnement utilisant des anneaux de serrage pour le blocage	39
5.1	Design mécanique	40
5.2	Support pour trois moteurs spécifiques	42
5.2.1	Présentation des trois moteurs	43
5.2.2	Minimisation de l'espace atteignable	43
5.2.3	Dimensions du mécanisme de positionnement	48
5.3	Exemples de support reconfigurable	50
6	Mécanisme de positionnement avec blocage et déblocage automatiques	55
6.1	Design mécanique	56
6.2	Analyses théoriques et simulations	60
6.2.1	Coefficient de frottement minimal	60
6.2.1.1	Mécanisme de blocage de l'arbre principal	62
6.2.1.2	Mécanisme de blocage des pattes	64
6.2.2	Mécanisme de déblocage	65
6.2.2.1	Mécanisme de déblocage de l'arbre principal	66
6.2.2.2	Mécanisme de déblocage des pattes	72
6.3	Tests expérimentaux	76
6.3.1	Mécanisme de blocage des pattes	77
6.3.1.1	Charge unique et choix des matériaux	77
6.3.1.2	Charge répétée et épaisseur des plaques	82
6.3.1.3	Tige filetée	85
6.3.2	Mécanisme de blocage de l'arbre principal	90
6.3.3	Mécanisme de déblocage des pattes	92
6.3.4	Mécanisme de positionnement	94
6.3.4.1	Prototype	94
6.3.4.2	Montage expérimental	95
6.3.4.3	Résultats	96
6.4	Support reconfigurable	104
	Conclusion	105

A	Caractéristiques du solénoïde	113
B	Tests expérimentaux : mécanisme de blocage des pattes	117
	B.1 Charge unique et choix des matériaux	117
	B.2 Charge répétée et épaisseur des plaques	121
	B.3 Tige filetée	124
C	Tests expérimentaux : mécanisme de blocage de l'arbre principal	126
D	Tests expérimentaux : mécanisme de positionnement	129
	D.1 Précision	129
	D.2 Rigidité	132
E	Support reconfigurable	134

Liste des tableaux

3.1	Résultats de l'analyse de la dextérité des mécanismes à 3 ddl en translation à l'intérieur de l'espace atteignable dans un domaine cartésien.	16
4.1	Jeu total à l'effecteur pour différentes positions du mécanisme et pour des jeux radiaux et axiaux de 0.025 mm (0.001").	35
4.2	Jeu total à l'effecteur pour différentes positions du mécanisme et pour des jeux radiaux de 0.013 mm (0.0005") et des jeux axiaux de 0.025 mm (0.001").	36
5.1	Comparaison entre le mécanisme utilisant des leviers et des cames et celui utilisant des anneaux de serrage pour le blocage.	41
5.2	Coordonnées des points d'appui des trois moteurs dans leur repère respectif (dimensions en mm).	45
6.1	Dimensions du mécanisme de blocage de l'arbre principal (dimensions en mm).	69
6.2	Résultats de l'analyse théorique et de la simulation <i>Adams</i> pour l'arbre principal.	72
6.3	Dimensions du mécanisme de blocage des pattes (dimensions en mm).	74
6.4	Résultats de l'analyse théorique et de la simulation <i>Adams</i> pour les pattes.	76
6.5	Duretés des plaques utilisées pour le choix des matériaux.	78
6.6	Résultats pour un chargement de 1700 N répété 10 fois avec des plaques d'épaisseur 4.76 mm (3/16") ayant une dureté de 46.7 RC.	83
6.7	Résultats pour un chargement de 1700 N répété 10 fois avec des plaques d'épaisseur 4.76 mm (3/16") ayant une dureté de 54.8 RC.	83

6.8	Raideurs moyennes du mécanisme de positionnement.	102
B.1	Mesures et résultats du test effectué sur le mécanisme de blocage des pattes pour une charge unique et des plaques de 14.8 RC.	118
B.2	Mesures et résultats du test effectué sur le mécanisme de blocage des pattes pour une charge unique et des plaques de 46.7 RC.	118
B.3	Mesures et résultats du test effectué sur le mécanisme de blocage des pattes pour une charge unique et des plaques de 46.7 RC avec lubrification.	119
B.4	Mesures et résultats du test effectué sur le mécanisme de blocage des pattes pour une charge unique et des plaques de 54.8 RC.	119
B.5	Mesures et résultats du test effectué sur le mécanisme de blocage des pattes pour une charge unique et des plaques de 54.8 RC avec lubrification.	119
B.6	Mesures et résultats du test effectué sur le mécanisme de blocage des pattes pour une charge unique et des plaques de 64.8 RC.	120
B.7	Mesures et résultats du test effectué sur le mécanisme de blocage des pattes pour une charge unique et des plaques de 6.35 mm (1/4") d'épaisseur.	121
B.8	Mesures et résultats du test effectué sur le mécanisme de blocage des pattes pour une charge répétée et des plaques de 4.76 mm (3/16") d'épaisseur.	122
B.9	Mesures et résultats du test effectué sur le mécanisme de blocage des pattes pour une charge répétée et des plaques de 6.35 mm (1/4") d'épaisseur.	123
B.10	Mesures et résultats du test effectué sur le mécanisme de blocage des pattes pour une charge unique et une tige filetée.	124
B.11	Mesures et résultats du test effectué sur le mécanisme de blocage des pattes pour une charge répétée et une tige filetée.	125
C.1	Mesures et résultats du test effectué sur le mécanisme de blocage de l'arbre principal pour une charge unique.	127
C.2	Mesures et résultats du test effectué sur le mécanisme de blocage de l'arbre principal pour une charge répétée.	128
D.1	Déplacements de l'effecteur du mécanisme de positionnement lorsque la charge est appliquée à l'extrémité de l'arbre principal.	130
D.2	Déplacements de l'effecteur du mécanisme de positionnement lorsque la charge est appliquée directement sur la plate-forme.	131
D.3	Calcul des raideurs du mécanisme de positionnement lorsque la charge est appliquée à l'extrémité de l'arbre principal.	132

D.4 Calcul des raideurs du mécanisme de positionnement lorsque la charge est appliquée directement sur la plate-forme. 133

Liste des figures

1.1	Exemples de supports utilisés présentement dans l'industrie automobile.	3
2.1	Robots sériels : (a) robot à six degrés de liberté FANUC S-500iB [5] et (b) robot SCARA Adept Cobra 600 [6].	7
2.2	Mécanismes parallèles : (a) plate-forme de Gough-Stewart à six degrés de liberté [7] et (b) oeil agile à trois degrés de liberté en orientation [8].	8
3.1	Mécanismes à 3 ddl en translation analysés en détail dans [1] : (a) 3-UPU, (b) 3-PUU vertical, (c) P-2-PII et (d) 4-UU-H.	15
3.2	(a) Modèle cinématique et (b) espace atteignable du mécanisme parallèle à 2 ddl en translation.	18
3.3	Limites inférieure et supérieure de l'espace atteignable du mécanisme hybride 4-UU-H.	18
3.4	Design préliminaire du mécanisme hybride 4-UU-H [1].	19
4.1	Mécanisme hybride 4-UU-H utilisant des leviers et des cames pour le blocage.	22
4.2	(a) Mécanisme de blocage des pattes utilisant un levier et une came et (b) section du mécanisme de blocage.	22
4.3	(a) Mécanisme de blocage de la vis ACME utilisant un levier et une came et (b) section du mécanisme de blocage.	23
4.4	Architecture d'une patte du mécanisme parallèle 3-UPU.	25
4.5	Liaison rotoïde virtuelle utilisée dans l'analyse de sensibilité [27].	25
4.6	Modélisation du jeu dans une articulation [30].	26

4.7	Mécanisme à quatre barres sans jeu et avec jeux [30].	27
4.8	Limites du déplacement angulaire β_{min} et β_{max} [30].	27
4.9	Articulations qui constituent une patte du mécanisme hybride 4-UU-H.	28
4.10	Triangle formé par les points A , B et C	29
4.11	Les valeurs limites de θ pour le triangle ABC	29
4.12	Déviations angulaires du point D	30
4.13	Espace atteignable à l'extrémité de la patte 1 sans le jeu dans l'articulation 6 : (a) réel et (b) modélisé par un prisme rectangulaire.	31
4.14	Espace atteignable à l'extrémité des quatre pattes pour $\theta_1 = 0^\circ$ et $\theta_2 = 0^\circ$ et pour des jeux radiaux et axiaux de 0.025 mm (0.001").	32
4.15	Jeu à l'effecteur pour $\theta_1 = 0^\circ$ et $\theta_2 = 0^\circ$ avec l'orientation de la plate-forme gardée constante et des jeux axiaux et radiaux de 0.025 mm (0.001").	32
4.16	Jeu à l'effecteur pour $\theta_1 = 0^\circ$ et $\theta_2 = 0^\circ$ en considérant l'orientation de la plate-forme et la longueur maximale de la vis pour des jeux radiaux et axiaux de 0.025 mm (0.001").	33
4.17	Espace atteignable à l'extrémité des quatre pattes pour $\theta_1 = -24.0^\circ$ et $\theta_2 = 22.1^\circ$ et pour des jeux radiaux et axiaux de 0.025 mm (0.001").	34
4.18	Jeu à l'effecteur pour $\theta_1 = -24.0^\circ$ et $\theta_2 = 22.1^\circ$ avec l'orientation de la plate-forme gardée constante et des jeux axiaux et radiaux de 0.025 mm (0.001").	34
4.19	Jeu à l'effecteur pour $\theta_1 = -24.0^\circ$ et $\theta_2 = 22.1^\circ$ en considérant l'orientation de la plate-forme et la longueur maximale de la vis pour des jeux radiaux et axiaux de 0.025 mm (0.001").	35
4.20	Photos du prototype du mécanisme hybride utilisant des leviers et des cames pour le blocage : (a) $\theta_1 = 0^\circ$ et $\theta_2 = 0^\circ$, (b) $\theta_1 = 24.0^\circ$ et $\theta_2 = 22.1^\circ$	36
4.21	Artifices permettant de minimiser les jeux axiaux dans les articulations du mécanisme de positionnement.	37
5.1	Mécanisme hybride 3-UU-C utilisant des anneaux de serrage pour le blocage.	40
5.2	Mécanismes de positionnement utilisant (a) des leviers et des cames et (b) des anneaux de serrage pour le blocage.	42
5.3	Modèle CAO du moteur 1 : (a) trous de positionnement et (b) patins de positionnement.	43
5.4	Modèle CAO du moteur 2 : (a) trous de positionnement et (b) patins de positionnement.	44

5.5	Modèle CAO du moteur 3 : (a) trous de positionnement et (b) patins de positionnement.	44
5.6	Coordonnées des points d'appui : (a) moteur 1, (b) moteur 2 et (c) moteur 3 (dimensions en mm).	46
5.7	Exemple de surfaces paraboliques pour les trois termes de l'équation (5.4).	47
5.8	Exemple des six intersections pour quatre points d'appui.	48
5.9	Résultats de l'optimisation en utilisant les équations (5.1) à (5.3) (dimensions en mm).	48
5.10	Nouvelles dimensions de la patte du mécanisme de positionnement.	49
5.11	Plaques de support.	50
5.12	Dimensions principales du mécanisme de positionnement avec un décalage.	50
5.13	Positions des mécanismes de positionnement sur la plaque du support (dimensions en mm).	51
5.14	Support reconfigurable qui supporte le moteur 1 : (a) trous de positionnement et (b) patins de positionnement.	52
5.15	Support reconfigurable qui supporte le moteur 2 : (a) trous de positionnement et (b) patins de positionnement.	53
5.16	Support reconfigurable qui supporte le moteur 3 : (a) trous de positionnement et (b) patins de positionnement.	54
6.1	Mécanisme hybride 3-UU-C avec blocage et déblocage automatiques.	56
6.2	Fusil à calfeutrer typique.	57
6.3	Mécanisme autobloquant du fusil à calfeutrer.	57
6.4	Section du mécanisme de blocage de l'arbre principal.	58
6.5	Mécanisme de blocage des pattes : (a) vue de face et (b) vue de droite.	59
6.6	Dimensions de la patte du mécanisme avec blocage et déblocage automatiques.	59
6.7	Diagramme du corps libre de la plaque du mécanisme de blocage.	60
6.8	La quadratique de l'équation (6.11) en fonction de μ pour l'arbre principal.	63
6.9	Modèle <i>Adams</i> du mécanisme de blocage de l'arbre principal.	63
6.10	La quadratique de l'équation (6.11) en fonction de μ pour les pattes.	64
6.11	Modèle <i>Adams</i> du mécanisme de blocage des pattes.	65
6.12	Diagramme du corps libre de la plaque supérieure du mécanisme de blocage de l'arbre principal.	65
6.13	Diagramme du corps libre de la barre supérieure du mécanisme de déblocage.	67

6.14	Diagramme du corps libre de la barre intermédiaire du mécanisme de déblocage.	67
6.15	Diagramme du corps libre de la barre inférieure du mécanisme de déblocage.	68
6.16	Courbes de performance du solénoïde sélectionné.	70
6.17	Simulation <i>Adams</i> : déplacement de la tige du solénoïde pour l'arbre principal.	71
6.18	Simulation <i>Adams</i> : force générée par le solénoïde pour l'arbre principal.	71
6.19	Simulation <i>Adams</i> : forces de contact pour l'arbre principal.	72
6.20	Diagramme du corps libre de la plaque supérieure du mécanisme de blocage des pattes.	73
6.21	Simulation <i>Adams</i> : déplacement de la tige du solénoïde pour les pattes.	75
6.22	Simulation <i>Adams</i> : force générée par le solénoïde pour les pattes. . . .	75
6.23	Simulation <i>Adams</i> : forces de contact pour les pattes.	76
6.24	Montage expérimental pour mesurer le chargement appliqué sur le mécanisme de blocage des pattes.	78
6.25	Mesures prises sur le mécanisme de blocage des pattes (a) avant que la charge soit appliquée et (b) après que la charge soit appliquée.	79
6.26	Déplacement de la tige du mécanisme de blocage des pattes sous chargement unique pour différents matériaux des plaques.	80
6.27	Variation de la distance entre les plaques sous chargement unique pour différents matériaux des plaques.	81
6.28	Distance initiale entre les plaques sous chargement unique pour différents matériaux des plaques.	81
6.29	(a) Déformation plastique de la plaque de 14.8 RC et (b) rupture fragile de la plaque de 64.8 RC.	82
6.30	Déplacement de la tige pour des plaques d'épaisseurs 4.76 mm (3/16") et 6.35 mm (1/4") pour un chargement unique.	84
6.31	Variation de la distance entre les plaques pour des plaques d'épaisseurs 4.76 mm (3/16") et 6.35 mm (1/4") pour un chargement unique.	84
6.32	Déplacement de la tige pour des plaques d'épaisseurs 4.76 mm (3/16") et 6.35 mm (1/4") pour un chargement répété : (a) $F = 1100$ N, (b) $F = 1250$ N et (c) $F = 1400$ N.	86
6.33	Variation de la distance entre les plaques pour des plaques d'épaisseurs 4.76 mm (3/16") et 6.35 mm (1/4") pour un chargement répété : (a) $F = 1100$ N, (b) $F = 1250$ N et (c) $F = 1400$ N.	87

6.34	Déplacement de la tige pour un chargement unique et des tiges lisse et fileté.	88
6.35	Variation de la distance entre les plaques pour un chargement unique et des tiges lisse et fileté.	88
6.36	Déplacement de la tige pour un chargement répété pour des tiges lisse et fileté : (a) $F = 1100$ N, (b) $F = 1250$ N, (c) $F = 1400$ N et (d) $F = 1550$ N.	89
6.37	Mesures prises sur le mécanisme de blocage de l'arbre principal (a) avant que la charge soit appliquée et (b) après que la charge soit appliquée.	91
6.38	Déplacement de l'arbre principal pour un chargement unique.	91
6.39	Déplacement de l'arbre principal pour une charge répétée.	92
6.40	Mécanisme de déblocage des pattes avec le ressort ajouté.	93
6.41	Photos du prototype du mécanisme de positionnement avec blocage et déblocage automatiques : (a) $\theta_1 = 0^\circ$ et $\theta_2 = 0^\circ$, (b) $\theta_1 = -24.0^\circ$ et $\theta_2 = 22.1^\circ$	94
6.42	Montage expérimental permettant de mesurer la force appliquée et le déplacement du mécanisme de positionnement.	95
6.43	(a) Position 1 : $\theta_1 = 0^\circ$ et $\theta_2 = 0^\circ$, (b) position 2 : $\theta_1 = 24^\circ$ et $\theta_2 = -22.1^\circ$, (c) position 3 : $\theta_1 = 0^\circ$ et $\theta_2 = -22.1^\circ$ et (d) position 4 : $\theta_1 = -24^\circ$ et $\theta_2 = -22.1^\circ$	97
6.44	Exemple typique de la position en fonction du temps pour cinq applications de la charge sur le mécanisme de positionnement (position 1, $F = 1500$ N).	98
6.45	Déplacement initial pour les quatre positions lorsque la charge est appliquée à l'extrémité de l'arbre principal.	99
6.46	Déplacement moyen pour les quatre positions lorsque la charge est appliquée à l'extrémité de l'arbre principal.	100
6.47	Déplacement moyen v_{moy} de l'effecteur du mécanisme de positionnement : (a) position 1, (b) position 2, (c) position 3 et (d) position 4.	101
6.48	Limites inférieure et supérieure de la raideur du mécanisme de positionnement lorsque la charge est appliquée (a) à l'extrémité de l'arbre principal et (b) directement sur la plate-forme.	103
6.49	Comparaison de la raideur moyenne lorsque la charge est appliquée à l'extrémité de l'arbre principal et lorsqu'elle est appliquée directement sur la plate-forme.	103

6.50	Support reconfigurable utilisant les mécanismes de positionnement avec blocage et déblocage automatiques.	104
E.1	Support reconfigurable avec le moteur 1.	135
E.2	Support reconfigurable avec le moteur 2.	135
E.3	Support reconfigurable avec le moteur 3.	136

Chapitre 1

Introduction

Ce mémoire présente le développement d'un support reconfigurable qui permet de supporter différents blocs-moteurs lors de leur assemblage. Ce projet de recherche est une collaboration entre le Laboratoire de robotique de l'Université Laval et *General Motors* du Canada. Les résultats obtenus dans ce mémoire sont la continuité des travaux effectués par Nicolas Bouchard dans le cadre de sa maîtrise à l'Université Laval [1]. Ce premier chapitre présente d'abord la problématique qui explique la pertinence de ce projet de recherche. Ensuite, la structure du mémoire est proposée.

1.1 Problématique

Depuis le début des années soixante-dix, la compétition entre les différents fabricants d'automobile est implacable. Toute leur énergie est mobilisée au développement

de nouvelles techniques de fabrication permettant une production à moindre coût tout en gardant une qualité constante et exceptionnelle. Le défi le plus récent de l'industrie automobile est de continuellement introduire de nouveaux modèles de véhicule en une période de développement et de production de plus en plus courte sans engager des coûts d'investissement élevés et répétitifs. Au même moment, la tendance dans le design des moteurs d'automobile se dirige vers l'utilisation de moteurs faits d'alliages d'aluminium car ils sont plus légers et permettent une grande flexibilité de moulage. En conséquence, de nouvelles techniques sont recherchées afin de remplacer celles dites plus traditionnelles pour la fabrication des composantes du groupe moteur-transmission. La priorité est donnée au développement de technologies avancées permettant une réduction des coûts de fabrication, offrant une grande fiabilité ainsi qu'une grande flexibilité et surtout, permettant la *reconfigurabilité*. Les domaines les plus ciblés sont les machines-outils, les outils de coupe, les logiciels et l'équipement nécessaires à la surveillance du processus de fabrication, les procédés de manutention ainsi que les techniques reliées à la maintenance des usines.

Ce projet de recherche vise la réduction des coûts d'investissement dans les lignes d'assemblage des moteurs, en particulier au niveau des supports adaptés aux blocs-moteurs. Actuellement, toutes les composantes des lignes d'assemblage sont entièrement dédiées à un modèle de moteur spécifique. Une ligne d'assemblage typique qui produit en moyenne 1000 moteurs par jour demande un investissement d'environ 60 millions de dollars. La technologie actuelle permet l'utilisation de la ligne d'assemblage pour des moteurs d'une même famille si des attentions particulières ont été prises lors de la conception des moteurs pour avoir des points d'appui, une hauteur ou des positions de piston communs. À défaut de ces précautions, une nouvelle ligne d'assemblage est requise pour la mise en marché d'un nouveau modèle et les pénalités associées sont des dépenses additionnelles et des pertes de temps pour le démarrage de la production.

La fonction principale du support est de positionner et supporter le bloc-moteur tout au long de son assemblage sur la chaîne de montage. Bien que leur design soit simple, les positions des points d'appui des supports actuels sont spécifiques à chaque modèle de moteur et ne sont pas ajustables pour supporter d'autres modèles (figure 1.1). Il y a environ 300 supports utilisés sur une ligne d'assemblage et il est clair que la conception et la fabrication de tels supports impliquent des délais et des frais considérables.

Dans ce contexte, une solution recherchée est le développement de supports re-



FIG. 1.1 – Exemples de supports utilisés présentement dans l'industrie automobile.

configurables. Un support reconfigurable est un système mécanique complexe qui doit simultanément *i*) permettre un support rigide et précis lorsque le moteur est assemblé sur la chaîne de montage et *ii*) permettre le déplacement des points d'appui lorsque la géométrie du support est modifiée pour accommoder un nouveau modèle de moteur. Typiquement, la configuration du support sera modifiée seulement aux quelques mois. Ainsi, le support reconfigurable est considéré comme un mécanisme spécial qui est ajusté très rarement et qui demeure immobile lorsqu'il effectue sa tâche principale qui est de supporter un moteur. Ce mécanisme fait contraste avec les robots industriels et les machines-outils pour qui les performances sont principalement associées au mouvement. Par conséquent, les demandes sur le mécanisme de positionnement qui constitue le support reconfigurable sont particulières :

1. Le mécanisme doit avoir une capacité de mouvement sans toutefois produire des trajectoires, des vitesses ou des accélérations spécifiques pendant la phase du mouvement. En fait, la principale demande concernant les caractéristiques du mouvement du mécanisme est son espace atteignable.
2. L'espace atteignable du mécanisme de positionnement doit être suffisant pour accommoder trois modèles de moteur spécifiques. Initialement, l'espace atteignable consistait en un cube ayant des côtés de 150 mm pour supporter une famille entière de blocs-moteurs.
3. La précision de positionnement du mécanisme doit être relativement élevée (0.5 mm).
4. La rigidité du mécanisme doit être très élevée une fois qu'il est bloqué en position.

Le support complet doit résister à une charge statique verticale de 2000 N et à des impacts dynamiques de 2000 N dans toutes les directions. Cependant, la rigidité du mécanisme ne doit pas être élevée lorsque le mécanisme est en mouvement.

5. La reconfiguration du support peut être faite d'une manière automatisée. Initialement, la reconfiguration devait être faite de façon manuelle principalement pour réduire les coûts d'investissement et pour démontrer simplement le concept du support reconfigurable.
6. L'empreinte, le poids des composantes mobiles et le nombre de pièces du mécanisme doivent être le plus petit possible.
7. La manipulation du mécanisme doit s'effectuer de manière simple et sécuritaire.

En considérant les caractéristiques précédentes, il est clair que les mécanismes parallèles sont d'excellents candidats pour le développement du support reconfigurable. En effet, les mécanismes parallèles ont le potentiel de fournir la rigidité et la précision de positionnement nécessaires. Par contre, différentes architectures de mécanismes parallèles doivent être considérées et des simulations détaillées doivent être effectuées pour identifier les mécanismes les plus prometteurs. Il est anticipé que les résultats de ce projet de recherche puissent trouver des applications dans d'autres domaines tels les appareils nécessitant une haute précision de positionnement et les manipulateurs opérés manuellement.

1.2 Structure du mémoire

Le mémoire est séparé en cinq parties. Le chapitre 2 présente les concepts fondamentaux de la robotique qui permettent de comprendre les présents travaux de recherche. Une brève introduction ainsi que les notions de base associées aux mécanismes parallèles sont présentées. Le chapitre 3 résume le travail effectué par Nicolas Bouchard dans le cadre de sa maîtrise à l'Université Laval. Ce chapitre aborde l'analyse de différents mécanismes à trois degrés de liberté en translation, les caractéristiques du mécanisme retenu ainsi que le design préliminaire du mécanisme de positionnement. Les trois derniers chapitres présentent trois mécanismes de positionnement qui utilisent des mécanismes de blocage différents. Le chapitre 4 présente un mécanisme de positionnement utilisant des leviers et des cames pour le blocage. Une analyse de sensibilité

aux jeux dans les articulations du mécanisme est effectuée et un premier prototype du mécanisme de positionnement est introduit. Le chapitre 5 montre un mécanisme de positionnement utilisant des anneaux de serrage pour le blocage. Les nouvelles demandes concernant l'espace atteignable du mécanisme sont décrites. Les trois modèles de moteur que le support reconfigurable doit maintenant accommoder ainsi que des exemples de support reconfigurable complet sont illustrés dans ce chapitre. Finalement, le chapitre 6 présente le design mécanique final du mécanisme de positionnement qui constitue le support reconfigurable. Ce mécanisme utilise un système mécatronique qui permet un blocage et un déblocage automatiques des différents degrés de liberté. Des analyses théoriques, des simulations et les résultats de tests expérimentaux effectués sur les mécanismes de blocage ainsi que sur le deuxième prototype du mécanisme de positionnement sont présentés.

Chapitre 2

Concepts fondamentaux

Ce chapitre aborde succinctement les concepts fondamentaux de la robotique afin de comprendre les présents travaux de recherche. D'abord, une comparaison entre les robots sériels et les manipulateurs parallèles est effectuée par rapport aux caractéristiques de leur espace de travail, leur rapport charge utile/masse du manipulateur et leur précision de positionnement. Ensuite, les notions de manipulateur parallèle, chaîne cinématique, degré de liberté, espace atteignable, lieu de singularité et dextérité sont définies. Le lecteur intéressé peut trouver plus d'informations sur les mécanismes parallèles dans [2–4].



FIG. 2.1 – Robots sériels : (a) robot à six degrés de liberté FANUC S-500iB [5] et (b) robot SCARA Adept Cobra 600 [6].

2.1 Introduction aux mécanismes parallèles

Pendant ces dernières années, l'utilisation des robots a connu un grand essor dans le monde industriel, principalement en raison de leur flexibilité. L'architecture mécanique des robots les plus couramment utilisés dans l'industrie présente une forte ressemblance au bras humain. Ces manipulateurs sont en fait une succession de membrures reliées entre elles par des articulations motorisées, c'est pourquoi on les nomme *robots sériels*. Les moteurs ou les actionneurs permettent de modifier la position relative des membrures l'une par rapport à l'autre et ainsi déterminent la position et l'orientation de l'organe terminal du manipulateur.

La figure 2.1 montre (a) un robot industriel sphérique à six degrés de liberté et (b) un robot de type SCARA à quatre degrés de liberté. Les caractéristiques des robots sériels sont présentées dans [2]. Trois points importants ressortent de l'analyse des caractéristiques des robots sériels :

1. Les robots sériels possèdent un grand espace de travail. En effet, l'espace de travail de l'organe terminal est limité seulement par une chaîne cinématique ouverte.
2. Le rapport charge utile/masse des robots sériels est très faible. Dans le cas d'un manipulateur sphérique à six degrés de liberté, ce rapport n'est jamais supérieur à 0.1. Pour les robots de type SCARA, ce rapport est en général meilleur, mais il

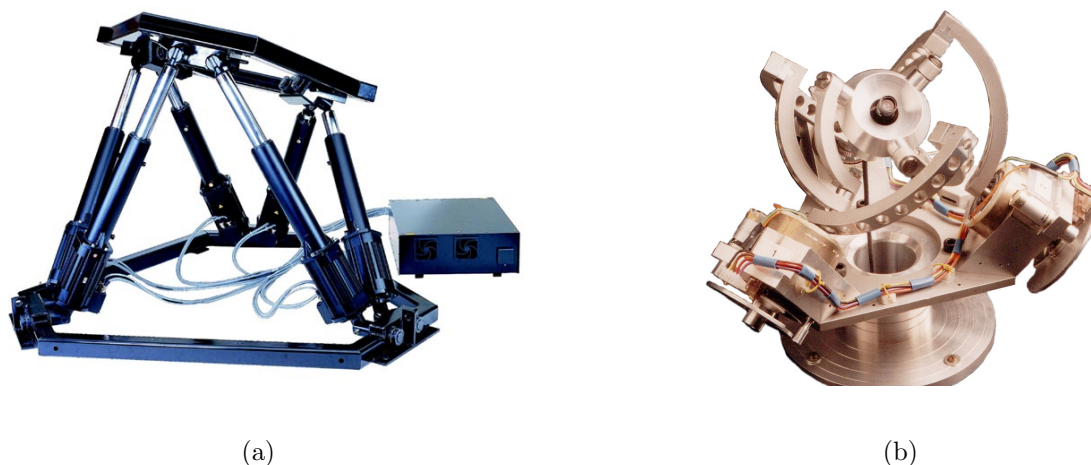


FIG. 2.2 – Mécanismes parallèles : (a) plate-forme de Gough-Stewart à six degrés de liberté [7] et (b) oeil agile à trois degrés de liberté en orientation [8].

n'atteint pas plus de 0.15. La disposition en série des membrures explique le faible rapport charge utile/masse. En effet, chaque membrure doit supporter, en plus de la charge, le poids des membrures et des actionneurs suivants. Les membrures doivent donc être très massives pour résister aux efforts et l'inertie du robot devient très élevée.

3. La précision du positionnement de l'organe terminal des robots sériels est faible. Puisque les actionneurs sont placés un à la suite de l'autre, l'erreur de positionnement de l'organe terminal devient la somme des erreurs aux différents actionneurs. De plus, l'ampléur du bras de levier fait qu'une petite erreur à une extrémité de la membrure entraîne une importante erreur de positionnement à l'autre extrémité.

Les mauvaises performances des robots sériels pour certaines applications ont donc motivé les chercheurs à trouver d'autres formes de mécanismes. Parmi les différentes architectures, une attention particulière a été portée aux *mécanismes parallèles*. La figure 2.2 montre deux exemples de mécanismes parallèles. La plate-forme de Gough-Stewart [9, 10] possède six degrés de liberté et elle est largement utilisée en tant que simulateur de vol (figure 2.2(a)). L'oeil agile [11] est un mécanisme parallèle sphérique à trois degrés de liberté qui permet l'orientation à haute vitesse d'une caméra (figure 2.2(b)). Les mécanismes parallèles comportent des chaînes cinématiques fermées, c'est-à-dire que plusieurs branches relient l'effecteur à la base. Les actionneurs travaillent en coopération : ils produisent chacun des mouvements de l'ensemble des articulations passives du mécanisme contrairement au cas des manipulateurs sériels qui consistent en une chaîne cinématique ouverte où toutes les articulations sont actionnées.

Les principales caractéristiques des mécanismes parallèles sont les suivantes :

1. Les mécanismes parallèles possèdent un petit espace de travail. L'espace de travail de l'organe terminal est en quelque sorte l'intersection de l'espace de travail de chacune des pattes. Ainsi, l'espace de travail du manipulateur est de loin inférieur à l'espace obtenu avec une seule chaîne cinématique ouverte.
2. Le rapport charge utile/masse des mécanismes parallèles est très élevé. En effet, le poids du mécanisme ainsi que la charge sont répartis sur les différentes pattes du mécanisme. De plus, les actionneurs sont habituellement fixés à la base du mécanisme. Donc, le manipulateur n'a pas à supporter les différents moteurs comme dans le cas des robots sériels.
3. La précision de positionnement de l'organe terminal des mécanismes parallèles est élevée. Les actionneurs travaillent en coopération pour positionner le même point. Donc, l'erreur à l'effecteur ne sera pas additive. Également, la flexion des membrures est diminuée car on a une structure qui est très rigide. On obtient ainsi une meilleure précision sur la position de l'effecteur.

Les mécanismes parallèles sont donc utilisés dans des applications où les propriétés de rigidité, de précision et de rapport charge utile/masse du manipulateur sont d'une importance capitale alors qu'un espace de travail limité est acceptable. Plusieurs architectures parallèles ont été développées afin de satisfaire des tâches spécifiques telles le positionnement, l'orientation ou le déplacement d'objets. Certaines machines-outils à commande numérique utilisent des mécanismes parallèles afin de positionner et orienter l'outil de coupe. Néanmoins, les mécanismes parallèles sont encore peu utilisés en industrie. Ces dernières années, la conception de nouvelles architectures satisfaisant les besoins de l'industrie a manifestement occupé les chercheurs. Le mécanisme de positionnement conçu pour ce projet de recherche pourrait être utilisé pour effectuer d'autres tâches où le positionnement précis d'une lourde charge est essentiel.

2.2 Notions associées aux mécanismes parallèles

Cette section explique différentes notions associées aux mécanismes parallèles. Les définitions de manipulateur parallèle, chaîne cinématique, degré de liberté, espace atteignable, lieu de singularité et dextérité sont présentées.

Merlet dans [2] adopte la définition suivante des manipulateurs parallèles :

Un manipulateur parallèle est constitué d'un organe terminal à n degrés de liberté et d'une base fixe, reliés entre eux par au moins deux chaînes cinématiques indépendantes, la motorisation s'effectuant par n actionneurs simples.

On définit une *chaîne cinématique* comme un système mécanique composé de corps rigides, ou membres, reliés entre eux par des liaisons cinématiques, ou articulations. Les liaisons cinématiques les plus utilisées en robotique sont les liaisons rotoïdes (R) et les liaisons prismatiques (P). Deux corps couplés par une liaison rotoïde peuvent tourner l'un par rapport à l'autre autour d'un axe de rotation, mais ne peuvent pas subir de mouvements relatifs de translation. Par contre, deux corps couplés par une liaison prismatique ne peuvent subir que des mouvements relatifs de translation et ce dans une seule direction. On retrouve aussi les liaisons de Cardan (U)¹, sphériques (S)², cylindriques (C), planes (T) et hélicoïdales (H). Certains mécanismes utilisent également des parallélogrammes plans (Π), qui sont en fait des mécanismes à quatre barres ayant deux groupes de deux membrures de même longueur opposées, comme liaison.

Le *degré de liberté (ddl)* d'un mécanisme parallèle est le nombre de paramètres indépendants qu'il faut spécifier pour déterminer exactement sa configuration. La configuration du mécanisme désigne la position et l'orientation relative instantanée des corps de la chaîne entre eux. Le ddl d'un corps du mécanisme, par exemple l'effecteur, est le nombre de rotations ou déplacements indépendants qu'il peut subir par rapport à un repère de référence, par exemple la base fixe du mécanisme.

Les mécanismes parallèles ayant des chaînes cinématiques identiques sont notés n -JJJJ, où n est le nombre de chaînes cinématiques et JJJJ décrit le type de chaîne cinématique, la dernière lettre décrivant la liaison à l'effecteur. Lorsqu'une articulation de la chaîne est actionnée, la lettre correspondante est soulignée. Puisque l'information concernant le type et le nombre de chaînes cinématiques n'est pas suffisante pour connaître le nombre de ddl du mécanisme, ce dernier est donné explicitement afin de déterminer complètement le mécanisme. Par exemple, la plate-forme de Gough-Stewart (figure 2.2(a)) est un mécanisme 6 ddl 6-(RR)PS et l'oeil agile (figure 2.2(b)) est un

¹Les liaisons de Cardan sont formées de deux liaisons rotoïdes dont les axes s'intersectent (RR).

²Les liaisons sphériques sont la combinaison de trois liaisons rotoïdes dont les axes s'intersectent (RRR).

mécanisme sphérique 3 ddl 3-RRR dont les axes de toutes les liaisons rotoïdes s'intersectent en un seul et même point.

L'*espace atteignable*, ou l'espace de travail, d'un mécanisme parallèle est l'ensemble des positions/orientations que l'effecteur peut atteindre. Pour un mécanisme parallèle en général, l'espace atteignable est l'intersection de l'espace atteignable de chaque chaîne cinématique qui relie la base à l'effecteur. Des méthodes algébriques et géométriques ont été développées afin de déterminer l'espace atteignable des mécanismes parallèles [12, 13].

Les *lieux de singularité* d'un mécanisme parallèle sont les configurations où le mécanisme perd ou gagne instantanément un ddl. L'analyse des singularités pour diverses architectures a suscité l'intérêt de plusieurs chercheurs [14–16]. Les mécanismes parallèles ont, en général, deux types de singularités. Un mécanisme parallèle est dans une configuration singulière de type I lorsqu'il est possible d'appliquer des vitesses aux actionneurs sans obtenir de vitesses à l'effecteur. Le contrôle du mécanisme est alors perdu puisque les mouvements des actionneurs n'ont plus d'effet sur les mouvements de l'effecteur. Inversement, un mécanisme parallèle est dans une configuration singulière de type II lorsque des vitesses à l'effecteur ne produisent pas de vitesses aux actionneurs. Dans une telle configuration, l'effecteur peut subir un mouvement infinitésimal même si les actionneurs sont bloqués, ce qui veut dire que le mécanisme devient une fois de plus incontrôlable. Au niveau des forces, on obtient la même interprétation qu'au niveau des vitesses. Dans une configuration singulière de type I, des efforts appliqués à l'effecteur peuvent être équilibrés par des forces nulles aux actionneurs. Inversement, lorsque le manipulateur est dans une configuration singulière de type II, il ne peut équilibrer des efforts appliqués à l'effecteur et ce même si les actionneurs sont bloqués. Les lieux de singularité peuvent survenir à l'intérieur de l'espace atteignable des mécanismes parallèles. Dans le cas du mécanisme de positionnement qui constitue le support reconfigurable, il est primordial d'obtenir un espace atteignable qui ne contient pas de singularité. En effet, on veut un mécanisme qui garde sa précision et sa rigidité dans tout son espace de travail.

La *dextérité* permet de caractériser les capacités d'un manipulateur à effectuer précisément des mouvements fins. En effet, étant donnée une certaine précision des actionneurs, la précision du mouvement obtenue à l'effecteur dépendra des paramètres géométriques du manipulateur ainsi que de sa configuration. La dextérité est une pro-

priété qui évolue à l'intérieur de l'espace atteignable du mécanisme. La dextérité d'un mécanisme parallèle peut prendre une valeur comprise entre 0 et 1 selon la convention utilisée. Une valeur de 0 caractérise une configuration où la précision des mouvements est très pauvre, c'est-à-dire une configuration singulière. Une valeur de 1 indique que la dextérité du manipulateur est parfaite. La valeur minimale de dextérité que peut prendre un mécanisme est importante puisqu'elle indique le pire cas de rigidité et de précision à l'intérieur de l'espace de travail.

Chapitre 3

Travail précédent

Ce chapitre résume les travaux de Nicolas Bouchard dans le cadre de sa maîtrise à l'Université Laval [1]. L'objectif des travaux présentés dans son mémoire est de sélectionner la meilleure architecture à utiliser pour le mécanisme de positionnement du support reconfigurable. D'abord, certaines architectures à 3 ddl en translation sont présentées et analysées selon leur espace atteignable, leur dextérité, leurs lieux de singularité, leur rigidité, leur précision et leur simplicité de fabrication. Ensuite, les caractéristiques importantes du mécanisme retenu sont présentées. Finalement, le design préliminaire du mécanisme de positionnement est introduit.

3.1 Analyse de mécanismes à 3 ddl en translation

Puisque la tâche que doit effectuer le mécanisme qui constitue le support reconfigurable est de positionner un point dans l'espace avec une orientation constante, le mécanisme peut posséder seulement 3 ddl en translation. Ainsi, les mécanismes parallèles à 3 ddl en translation permettent d'éviter la complexité de fabrication et de contrôle rencontrée avec les architectures à 6 ddl comme la plate-forme de Gough-Stewart (figure 2.2(a)). Les architectures parallèles présentées dans le mémoire de Nicolas Bouchard [1] sont la famille des 3-CRR et des 3-PUU [17–19], le mécanisme 3-UPU [20–22], le mécanisme 3-RRC [23], le mécanisme DELTA [24] et le mécanisme STAR [25]. Également, deux architectures hybrides, le P-2-PII et le 4-UU-H, sont présentées.

Une analyse détaillée a été effectuée sur quatre de ces mécanismes qui avaient le potentiel de répondre aux demandes pour le mécanisme de positionnement. Les mécanismes analysés en détail sont montrés à la figure 3.1, il s'agit des mécanismes parallèles 3-UPU et 3-PUU vertical ainsi que des mécanismes hybrides P-2-PII et 4-UU-H. Un *mécanisme hybride* est une architecture qui comprend des structures parallèles et des structures sérielles. Ces deux mécanismes hybrides utilisent des parallélogrammes plans (mécanismes à quatre barres à 1 ddl) pour bloquer les rotations.

L'analyse des quatre mécanismes portait sur l'encombrement, la dextérité, la sensibilité aux jeux dans les articulations, les singularités ainsi que la simplicité de fabrication. Les mécanismes sont dimensionnés afin d'obtenir un espace atteignable de $150 \text{ mm} \times 150 \text{ mm} \times 150 \text{ mm}$ tel que demandé au début du projet (section 1.1). La première remarque concerne l'encombrement du mécanisme 3-UPU. En fait, pour obtenir de bonnes performances avec ce mécanisme, la base doit avoir des dimensions beaucoup plus grandes que la plate-forme mobile. Cette grande différence crée un encombrement indésirable au niveau de la base du mécanisme. La deuxième analyse porte sur la dextérité des mécanismes. La manière d'évaluer la dextérité est détaillée dans [1]. Le tableau 3.1 résume les résultats de l'analyse de la dextérité à l'intérieur de l'espace atteignable pour les quatre mécanismes. On remarque que le mécanisme hybride 4-UU-H est celui qui possède de loin la meilleure dextérité, suivi du mécanisme hybride P-2-PII. Ensuite, l'analyse de la sensibilité aux jeux dans les articulations a fait ressortir un point important : les chaînes cinématiques UPU et PUU ont le même

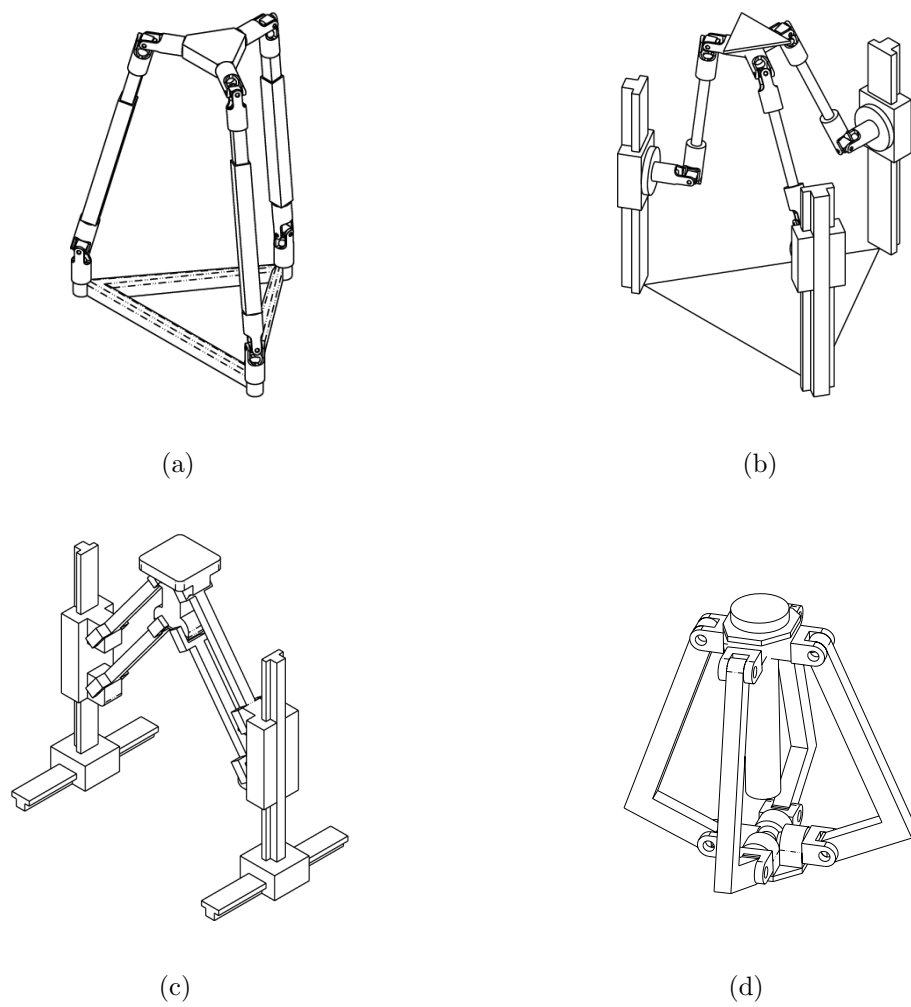


FIG. 3.1 – Mécanismes à 3 ddl en translation analysés en détail dans [1] : (a) 3-UPU, (b) 3-PUU vertical, (c) P-2-PII et (d) 4-UU-H.

TAB. 3.1 – Résultats de l’analyse de la dextérité des mécanismes à 3 ddl en translation à l’intérieur de l’espace atteignable dans un domaine cartésien.

	Minimum	Maximum	Moyenne
Mécanisme 3-UPU	0.0368	0.0422	0.0456
Mécanisme 3-PUU	0.0321	0.140	0.118
Mécanisme hybride P-2PII	0.0463	0.458	0.373
Mécanisme hybride 4-UU-H	0.825	1.000	0.948

désavantage d’utiliser uniquement les contraintes angulaires des liaisons de Cardan pour bloquer les rotations [26, 27]. En effet, les jeux présents dans les articulations s’additionnent tout au long de la chaîne cinématique puisqu’elle est formée de quatre liaisons rotoïdes en série. Ainsi, le jeu résultant à l’effecteur devient élevé. L’utilisation de parallélogrammes pour bloquer les rotations rend la structure beaucoup moins sensible aux jeux dans les articulations. De plus, de récents travaux de recherche [28, 29] ont confirmé la présence de singularités de contrainte pour les mécanismes 3-UPU et 3-PUU lorsqu’ils sont assemblés d’une manière spécifique. Finalement, l’utilisation de liaisons prismatiques comme dans le cas du mécanisme hybride P-2-PII nécessite un montage précis et fastidieux. En effet, un mauvais alignement des glissières impose des efforts internes à la structure. Également, les liaisons prismatiques sont plus fragiles aux saletés que les liaisons rotoïdes puisqu’un dépôt de débris peut bloquer la glissière.

Il a été conclu dans le mémoire de Nicolas Bouchard [1] que le mécanisme hybride 4-UU-H serait la meilleure architecture à utiliser pour le mécanisme de positionnement du support reconfigurable. En effet, ce mécanisme présente les avantages suivants par rapport aux autres mécanismes analysés : une dextérité excellente à l’intérieur de son espace atteignable, aucune singularité, peu sensible aux jeux dans les articulations, un design très compact et simple à fabriquer.

3.2 Caractéristiques du mécanisme hybride 4-UU-H

L'architecture hybride proposée, qui est représentée à la figure 3.1(d), est composée d'un mécanisme à 1 ddl qui effectue une translation verticale monté sur un mécanisme parallèle à 2 ddl en translation. Deux parallélogrammes plans sont couplés pour former le mécanisme à 2 ddl en translation. Le mécanisme peut fonctionner seulement si les deux parallélogrammes sont perpendiculaires entre eux.

Les déplacements de la plate-forme du mécanisme à 2 ddl en translation sont similaires à ceux d'un point sur une sphère en gardant son orientation constante, c'est-à-dire que la plate-forme demeure toujours parallèle à la base. En effet, les deux parallélogrammes plans permettent de bloquer les rotations de la plate-forme. Ainsi, l'architecture proposée est moins sensible aux jeux dans les articulations puisque les liaisons rotoïdes qui forment les parallélogrammes sont éloignées l'un de l'autre comparative-ment à une liaison de Cardan. La position du centre de la plate-forme est donnée en fonction des angles correspondant aux 2 ddl du mécanisme (figure 3.2(a)) :

$$p_x = L \sin \theta_2 \quad (3.1)$$

$$p_y = -L \sin \theta_1 \cos \theta_2 \quad (3.2)$$

$$p_z = L \cos \theta_1 \cos \theta_2 \quad (3.3)$$

La longueur de chaque patte du modèle, c'est-à-dire la distance entre les deux liaisons de Cardan, est fixée à $L = 200$ mm. Le mécanisme peut ainsi atteindre toutes les positions de l'espace atteignable en x - y (± 75 mm) avec de petites déviations angulaires ($\theta_1 = \pm 24.0^\circ$ et $\theta_2 = \pm 22.1^\circ$). La figure 3.2(b) montre l'espace atteignable du mécanisme à 2 ddl en translation ainsi que sa projection dans le plan x - y . Le désavantage de cette architecture est qu'il y a une variation de la coordonnée z lorsque le mécanisme se déplace dans les directions x et y . Cependant, avec les déviations angulaires trouvées, cette variation est d'environ 30 mm. Pour obtenir le déplacement nécessaire de 150 mm dans la direction z , le mécanisme additionnel à 1 ddl doit pouvoir effectuer une translation sur 180 mm. La figure 3.3 présente les limites inférieure et supérieure de l'espace atteignable du mécanisme hybride 4-UU-H. Le cube aux traits foncés représente l'espace atteignable demandé de 150 mm \times 150 mm \times 150 mm. Il n'y a aucun lieu de singularité dans l'espace de travail demandé.

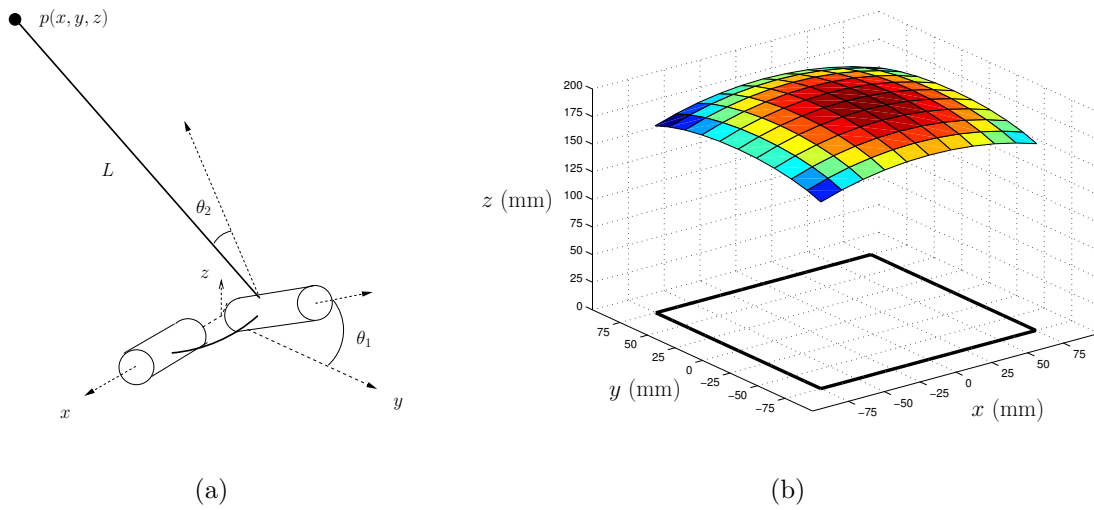


FIG. 3.2 – (a) Modèle cinématique et (b) espace atteignable du mécanisme parallèle à 2 ddl en translation.

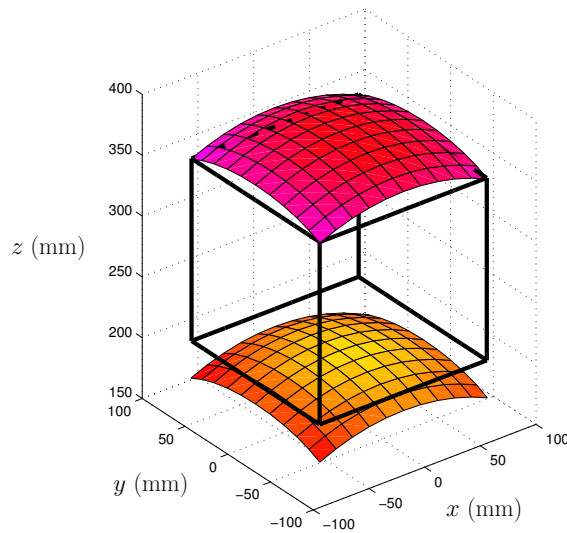


FIG. 3.3 – Limites inférieure et supérieure de l'espace atteignable du mécanisme hybride 4-UU-H.

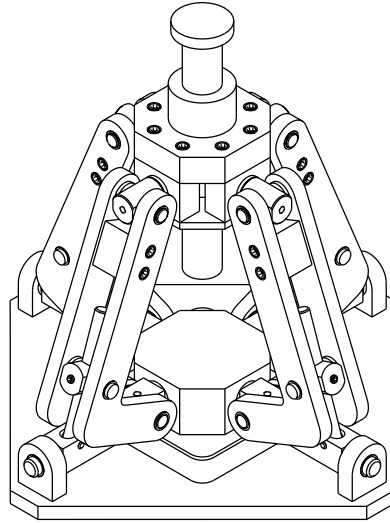


FIG. 3.4 – Design préliminaire du mécanisme hybride 4-UU-H [1].

3.3 Design préliminaire du mécanisme de positionnement

Le mémoire de Nicolas Bouchard [1] présente un design préliminaire du mécanisme de positionnement. Ce premier mécanisme complet est montré à la figure 3.4. Le mécanisme à 1 ddl vertical est constitué d'une vis ACME et d'un écrou. La vis ACME présente de bonnes caractéristiques autobloquantes ainsi qu'un coût de revient faible pour une fabrication en grand volume. Toutes les liaisons rotoïdes du mécanisme parallèle à 2 ddl sont formées d'un axe en acier et d'un palier lisse autolubrifiant en bronze. Ainsi, le frottement est faible au niveau des articulations. La forme des membrures qui constituent les parallélogrammes permet d'éviter les interférences avec la vis ACME. Pour effectuer le blocage du mécanisme, un axe supplémentaire a été ajouté à l'intérieur de chacune des pattes. Une vis de pression permet de bloquer cet axe et ainsi la structure devient très rigide. En effet, l'ajout de ces axes permet de reprendre les efforts en traction-compression et ainsi permet d'éliminer les efforts de torsion au niveau des axes des articulations. Il en résulte donc une distribution plus adéquate des forces dans la structure.

Chapitre 4

Mécanisme de positionnement utilisant des leviers et des cames pour le blocage

Les travaux de Nicolas Bouchard [1] ont mené à un design préliminaire du mécanisme hybride 4-UU-H pour être utilisé comme mécanisme de positionnement pour le support reconfigurable. Pour ce mécanisme, le blocage des quatre pattes est effectué avec une vis de pression qui vient bloquer une tige insérée à l'intérieur de chacune des pattes. Ce mécanisme de blocage est simple, mais il présente quelques inconvénients. En effet, le contact ponctuel de la vis de pression peut endommager la surface de la tige et ainsi réduire les performances du système de blocage. De plus, les opérations de vissage et de dévissage sont relativement longues et impliquent des pertes de temps indésirables lorsque le mécanisme doit être reconfiguré. Pour ce mécanisme préliminaire, il n'y a pas de mécanisme de blocage pour la vis ACME.

Les mécanismes de blocage sont des éléments très importants pour le mécanisme de positionnement puisque ce dernier est utilisé comme support. Le mécanisme hybride doit être bloqué une fois qu'il est dans la configuration désirée pour garantir qu'aucun mouvement ne survienne lorsque le support est déplacé sur la ligne d'assemblage. Ce chapitre présente un mécanisme de positionnement utilisant des leviers et des cames pour bloquer les quatre pattes et la vis ACME. L'espace de travail demandé est encore $150 \text{ mm} \times 150 \text{ mm} \times 150 \text{ mm}$ et on veut que le support soit reconfiguré manuellement. D'abord, le design mécanique du mécanisme hybride avec ses nouveaux mécanismes de blocage est présenté. Ensuite, une analyse de sensibilité aux jeux dans les articulations est effectuée sur ce mécanisme. Finalement, le prototype du mécanisme hybride est introduit.

4.1 Design mécanique

La figure 4.1 présente le design mécanique du mécanisme hybride utilisant des leviers et des cames pour le blocage. Quelques modifications ont été apportées au design préliminaire du mécanisme de positionnement (section 3.3). Premièrement, le mécanisme de blocage des pattes a été changé pour un autre mécanisme utilisant le frottement pour bloquer les tiges situées à l'intérieur des pattes. Deuxièmement, un nouveau système de blocage a été ajouté pour bloquer la vis ACME.

Le nouveau mécanisme de blocage des pattes est encore basé sur un principe utilisant la force de frottement. Le blocage et le déblocage des pattes s'effectuent avec des leviers reliés à des cames (figure 4.2(a)). Tel que montré à la figure 4.2(b), lorsque le levier (1) est remonté, la came (2) pousse sur le guide droit (3) et la tige (4) est solidement maintenue entre le guide gauche (5) et le guide droit (3). L'excentricité de la came est choisie suffisamment petite de telle sorte que le frottement suffit à maintenir rigidement les membres ensemble. Le levier est placé sur un côté de la patte pour maximiser l'utilisation de l'espace libre entre les pattes et ainsi diminuer l'empreinte du mécanisme. Ce mécanisme produit une meilleure distribution des forces de frottement sur la tige que dans le cas de la vis de pression. De plus, la manipulation de leviers est très simple, ce qui réduit les pertes de temps pour bloquer les mécanismes.

Un nouveau mécanisme de blocage est ajouté au design préliminaire pour bloquer la

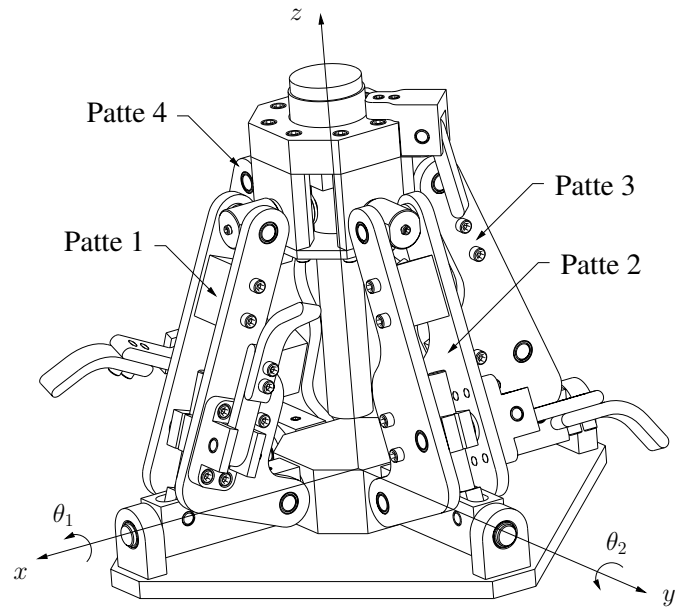


FIG. 4.1 – Mécanisme hybride 4-UU-H utilisant des leviers et des cames pour le blocage.



FIG. 4.2 – (a) Mécanisme de blocage des pattes utilisant un levier et une came et (b) section du mécanisme de blocage.

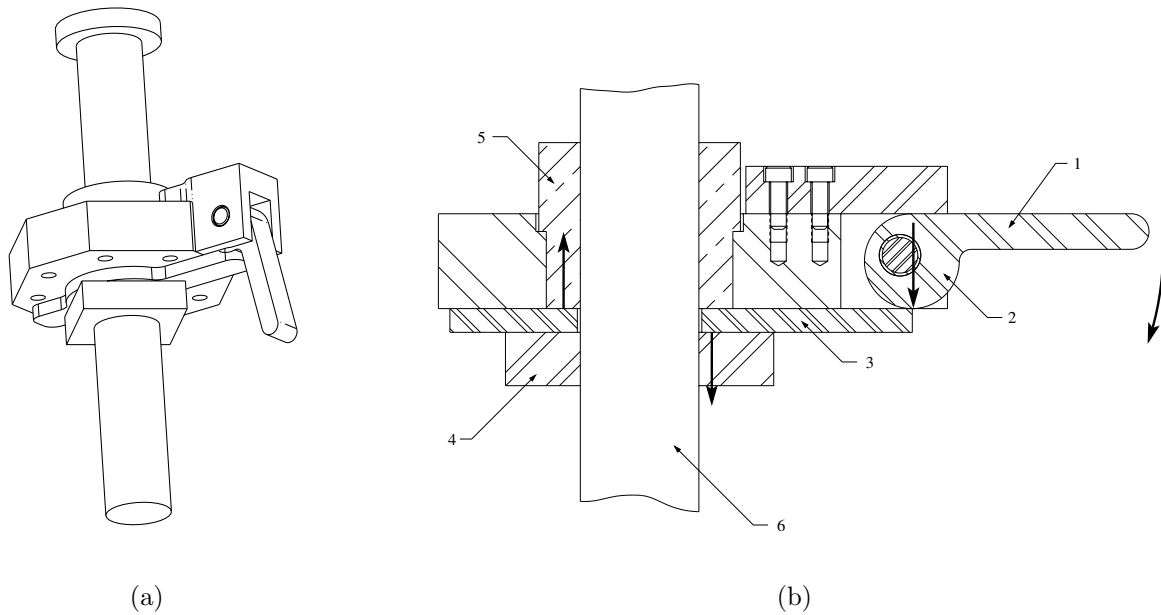


FIG. 4.3 – (a) Mécanisme de blocage de la vis ACME utilisant un levier et une came et (b) section du mécanisme de blocage.

vis ACME du mécanisme à 1 ddl en translation. Ce mécanisme de blocage est important car il garde la coordonnée z constante en empêchant la rotation de la vis et en éliminant le jeu entre la vis et l'écrou. Le principe utilisé pour bloquer la vis est de séparer deux (2) écrous placés sur la vis. Comme pour le mécanisme de blocage des pattes, le mécanisme de blocage de la vis ACME utilise un levier relié à une came (figure 4.3(a)). Tel que montré à la figure 4.3(b), lorsque le levier (1) est descendu, la came (2) pousse sur une extrémité de l'espaceur (3) et l'espaceur sépare les deux écrous (4–5) pour bloquer la vis ACME (6). Ce mécanisme est simple, efficace et rapide à opérer.

4.2 Analyse de sensibilité aux jeux

Les effecteurs des mécanismes hybrides à 3 ddl servent de points d'appui pour le bloc-moteur. Les positions des effecteurs dans l'espace doivent respecter une certaine précision pour garantir la position et l'orientation désirées du bloc-moteur sur la ligne d'assemblage. Les mécanismes hybrides doivent respecter une précision de 0.5 mm pour des efforts appliqués dans toutes les directions (section 1.1). L'erreur de positionnement de l'effecteur d'un mécanisme est généralement causée par les tolérances dimensionnelles

des composantes et par les jeux dans les articulations. Dans le cas du mécanisme hybride utilisé comme point d'appui, les erreurs de positionnement dues aux tolérances dimensionnelles des composantes ne sont pas critiques. En effet, lorsque la position désirée de l'effecteur est obtenue, le mécanisme est bloqué précisément à cette position. Cependant, les jeux dans les articulations ont un effet direct sur l'effecteur du mécanisme lorsqu'il est bloqué en position. Une méthode d'analyse doit donc être développée pour estimer le jeu à l'effecteur lorsqu'il y a des jeux dans les articulations.

4.2.1 Méthodes existantes

Certaines méthodes d'analyse de sensibilité aux jeux pour les mécanismes et les manipulateurs ont été développées par les chercheurs au cours des dernières années. Ces méthodes sont basées sur des modèles cinématiques, sur le principe du travail virtuel ou sur des analyses géométriques. On retrouve des méthodes particulièrement intéressantes pour l'analyse de mécanismes comprenant des liaisons rotoïdes dans [26, 27, 30].

Dans [26], Innocenti présente une méthode efficace pour prédire l'influence des jeux dans les mécanismes composés de corps rigides reliés par des liaisons rotoïdes. Cette méthode donne les déplacements linéaires et angulaires d'un corps rigide dans un mécanisme affecté par des jeux lorsqu'un chargement externe est appliqué sur ce corps. Pour prédire tous les déplacements d'un corps rigide et pour tous chargements possibles, il suffit de faire seulement six analyses statiques sur le mécanisme. Cette méthode est basée sur le principe du travail virtuel et elle est applicable seulement pour les mécanismes statiquement déterminés, c'est-à-dire isostatiques.

Le mécanisme parallélépipédique à 2 ddl compris dans le mécanisme hybride à 3 ddl est hyperstatique car il possède des éléments redondants. Il est également difficile de le rendre isostatique en augmentant ou en diminuant le nombre de corps rigides et d'articulations sans modifier sa cinématique. Pour cette raison, la méthode d'Innocenti est difficilement applicable au mécanisme hybride.

Une analyse de sensibilité aux jeux est effectuée sur un mécanisme parallèle 3-UPU à 3 ddl en translation dans [27]. Ce mécanisme est constitué d'une base fixe et d'une plateforme mobile reliées par trois chaînes cinématiques dont chacune est composée d'une

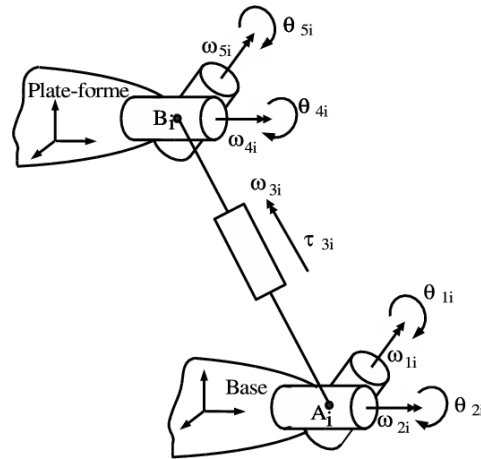


FIG. 4.4 – Architecture d’une patte du mécanisme parallèle 3-UPU.

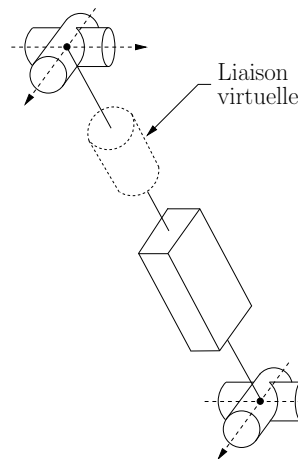


FIG. 4.5 – Liaison rotoïde virtuelle utilisée dans l’analyse de sensibilité [27].

liaison de Cardan, d’une liaison prismatique et d’une liaison de Cardan (figure 4.4). Pour effectuer cette analyse, une liaison rotoïde virtuelle est ajoutée à chacune des trois liaisons de Cardan supérieures dans l’axe de la liaison prismatique pour ainsi former une liaison sphérique (figure 4.5). Les limites angulaires de cette nouvelle articulation virtuelle représentent les tolérances de fabrication ainsi que les jeux dans les liaisons de Cardan. Une analyse cinématique du nouveau mécanisme avec des liaisons virtuelles permet de déterminer l’influence des jeux dans les liaisons de Cardan au niveau de l’effecteur du mécanisme parallèle 3-UPU.

Dans [30], une approche géométrique simple est présentée pour identifier les erreurs maximales en position et en orientation dues aux jeux dans les articulations d’un mécanisme ou d’un manipulateur. Il est démontré avec les lois découvertes par

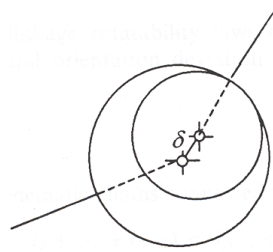


FIG. 4.6 – Modélisation du jeu dans une articulation [30].

Ting [31, 32] que pour un mécanisme à chaîne cinématique simple, des jeux égaux dans les liaisons rotoïdes contribuent également à l'erreur en orientation. Le jeu dans une articulation est modélisé par une courte membrure de longueur δ égale à la moitié du jeu total dans l'articulation (figure 4.6). Le jeu total dans l'articulation est la différence entre le diamètre de l'alésage et le diamètre de l'arbre. Ainsi, tel que montré à la figure 4.7, un mécanisme à quatre barres à 1 ddl devient un mécanisme à huit barres à 5 ddl puisque quatre membrures correspondant aux jeux dans les quatre articulations du mécanisme original ont été ajoutées. Selon les lois de Ting, les limites de déplacement angulaire entre deux membrures réelles du mécanisme demeurent les mêmes lorsque les membrures courtes représentant les jeux sont connectées une à la suite de l'autre. Avec l_i , l_j et l_k étant les longueurs de trois membrures mobiles réelles et l_s , la somme des longueurs des membrures courtes représentant les jeux, l'angle θ entre deux membrures réelles, par exemple l_i et l_j , doit être compris entre θ_{min} et θ_{max} , où

$$\theta_{min} = \arccos \left\{ \frac{l_i^2 + l_j^2 - (l_k - l_s)^2}{2l_i l_j} \right\} \quad (4.1)$$

$$\theta_{max} = \arccos \left\{ \frac{l_i^2 + l_j^2 - (l_k + l_s)^2}{2l_i l_j} \right\} \quad (4.2)$$

Un exemple est montré à la figure 4.8 avec un mécanisme à quatre barres pour déterminer les limites du déplacement angulaire β_{min} et β_{max} de la membrure c lorsque θ_2 est donné.

4.2.2 Méthode utilisée

La méthode utilisée pour déterminer le jeu à l'effecteur du mécanisme hybride à 3 ddl lorsqu'il y a présence de jeux dans ces articulations est basée sur une approche géométrique. Cette nouvelle méthode est relativement simple et elle se résume en deux

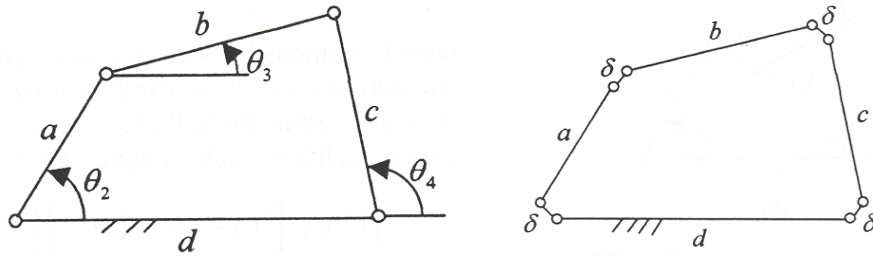


FIG. 4.7 – Mécanisme à quatre barres sans jeu et avec jeux [30].

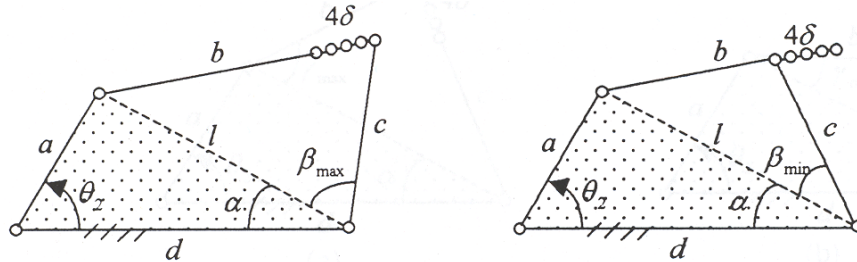


FIG. 4.8 – Limites du déplacement angulaire β_{min} et β_{max} [30].

étapes principales. D'abord, lorsque le mécanisme est bloqué en position, l'espace atteignable dû aux jeux dans les articulations à l'extrémité supérieure de chaque patte est trouvé. Ensuite, la plate-forme qui supporte la vis du mécanisme est assemblée à l'intérieur des espaces atteignables aux extrémités des quatre pattes. Toutes les positions et les orientations possibles que peut prendre la plate-forme déterminent un espace atteignable à l'extrémité de la vis. L'espace atteignable à l'extrémité de la vis constitue le jeu à l'effecteur du mécanisme lorsqu'il y a des jeux dans ses articulations.

Les articulations du mécanisme à 2 ddl en translation sont des liaisons rotoïdes. Le jeu dans une liaison rotoïde est modélisé par un cylindre de diamètre d et de longueur L . Le jeu radial d est la différence entre le diamètre de l'alésage et le diamètre de l'arbre. Le jeu axial L est le jeu dans la direction de l'axe de la liaison rotoïde. Puisque les quatre pattes du mécanisme hybride sont identiques, les jeux dans leurs articulations sont les mêmes. La figure 4.9 montre les articulations qui constituent une patte du mécanisme. Les articulations 1 et 2 à l'extrémité inférieure de la patte sont perpendiculaires et leurs axes s'intersectent au point A . Les articulations 5 et 6 à l'extrémité supérieure de la patte sont perpendiculaires et leurs axes s'intersectent au point D . Les axes des articulations 2, 3, 4 et 5 sont parallèles entre eux.

Le centre du cylindre qui représente le jeu dans une articulation est la position

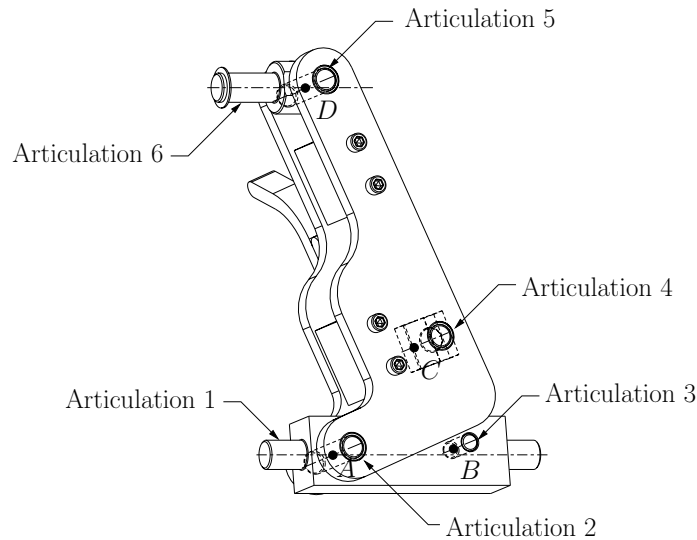


FIG. 4.9 – Articulations qui constituent une patte du mécanisme hybride 4-UU-H.

nominale, c'est-à-dire la position sans jeu, de l'articulation. Pour deux articulations consécutives ayant des jeux, la position nominale de la deuxième articulation peut se trouver à l'intérieur ou sur les contours du cylindre représentant le jeu de la première articulation. Ainsi, plus une chaîne cinématique ouverte possède d'articulations avec des jeux, plus le jeu total à l'extrémité de la chaîne cinématique est grand. Ce phénomène d'*amplification* du jeu total permet de trouver l'espace atteignable dû aux jeux à l'extrémité d'une chaîne cinématique ouverte lorsque les corps la constituant sont gardés dans une orientation constante.

Dans le modèle utilisé, l'orientation de toutes les composantes d'une patte du mécanisme est considérée constante sauf pour les côtés de la patte. Cette considération simplifie le modèle tout en demeurant réaliste puisque les côtés de la patte sont plus longs que les autres composantes. En effet, un petit déplacement angulaire à l'extrémité d'une membrure qui est longue produit un grand déplacement à l'extrémité opposée. Pour tenir compte de la déviation angulaire des côtés de la patte, le modèle de Ting dans [30] est utilisé (section 4.2.1).

À la figure 4.10, on remarque que les points A , B et C forment les sommets d'un triangle reliés par trois membrures, soient a , b et c . Ce triangle est considéré comme un mécanisme à trois barres et la méthode de Ting pour déterminer la déviation angulaire des membrures due aux jeux dans les articulations peut être utilisée (figure 4.11). En prenant les équations (4.1) et (4.2), on obtient les angles θ_{min} et θ_{max} entre les

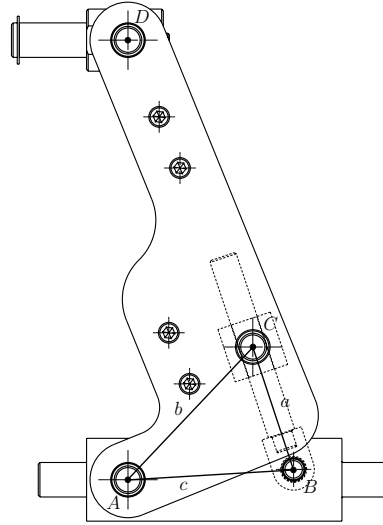


FIG. 4.10 – Triangle formé par les points A , B et C .

membrures b et c :

$$\theta_{min} = \arccos \left\{ \frac{b^2 + c^2 - (a - (\delta_a + \delta_b + \delta_c))^2}{2bc} \right\} \quad (4.3)$$

$$\theta_{max} = \arccos \left\{ \frac{b^2 + c^2 - (a + (\delta_a + \delta_b + \delta_c))^2}{2bc} \right\} \quad (4.4)$$

où δ_a , δ_b et δ_c sont les jeux dans les articulations aux points A , B et C .

Puisque le point D est sur la même pièce que le point C , une déviation angulaire de la droite b par rapport au point A implique nécessairement la même déviation de la droite reliant les points A et D (figure 4.12).

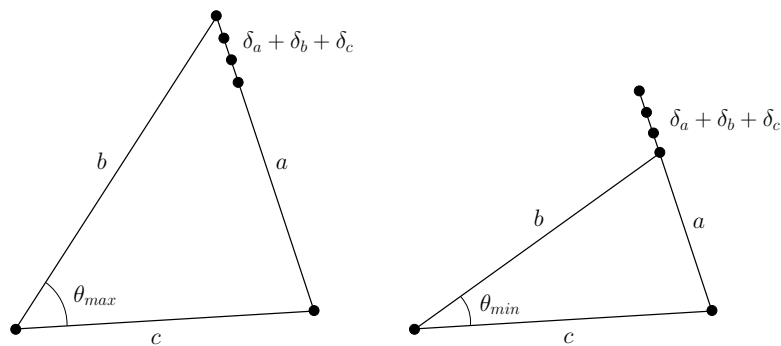


FIG. 4.11 – Les valeurs limites de θ pour le triangle ABC .

Pour chacune des quatre pattes du mécanisme hybride, l'espace atteignable à l'extrémité

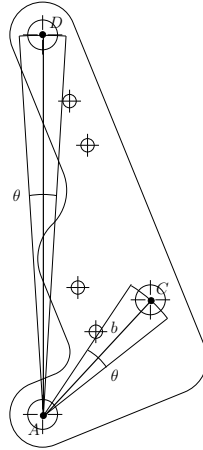


FIG. 4.12 – Déviation angulaire du point D .

supérieure de la patte est trouvé avec l'utilisation simultanée du phénomène d'amplification du jeu et de la méthode développée par Ting dans [30]. En effet, entre les articulations 1 et 2, le phénomène d'amplification est utilisé pour déterminer les positions possibles du point A du côté de la patte. Ensuite, la méthode de Ting permet de trouver les positions possibles du point D par rapport au point A dues à la déviation angulaire du côté de la patte. Finalement, le phénomène d'amplification entre les articulations 5 et 6 donne l'espace atteignable à l'extrémité de la patte en tenant compte des jeux dans toutes les articulations.

La figure 4.1 présente le repère de référence pour l'analyse des jeux ainsi que la numérotation des pattes utilisée. L'espace atteignable à l'extrémité de la patte 1 pour des jeux dans toutes les articulations sauf l'articulation 6 et pour des angles de rotation $\theta_1 = -24.0^\circ$ et $\theta_2 = 22.1^\circ$ est présenté à la figure 4.13(a). Le jeu dans l'articulation 6 n'est pas présent sur la figure 4.13(a) car le temps de calcul pour déterminer l'espace atteignable dû aux jeux à l'extrémité de la patte devenait beaucoup trop long. Pour simplifier le modèle, l'espace atteignable à l'extrémité d'une patte est modélisé par un prisme rectangulaire (figure 4.13(b)). Cette estimation néglige les arêtes arrondies de l'espace atteignable réel, c'est pourquoi l'espace atteignable modélisé par un prisme est plus grand que l'espace atteignable réel. En ajoutant le jeu dans l'articulation 6, la forme de l'espace atteignable dû au jeu demeure semblable. Dans le modèle utilisé, l'extrémité supérieure de la patte est située au point D . L'espace atteignable dû aux jeux dans les articulations à l'extrémité supérieure de la patte est distribué également autour de la position nominale du point D . Pour trouver le jeu total à l'effecteur, la plate-forme doit être assemblée à l'intérieur des espaces atteignables à l'extrémité des

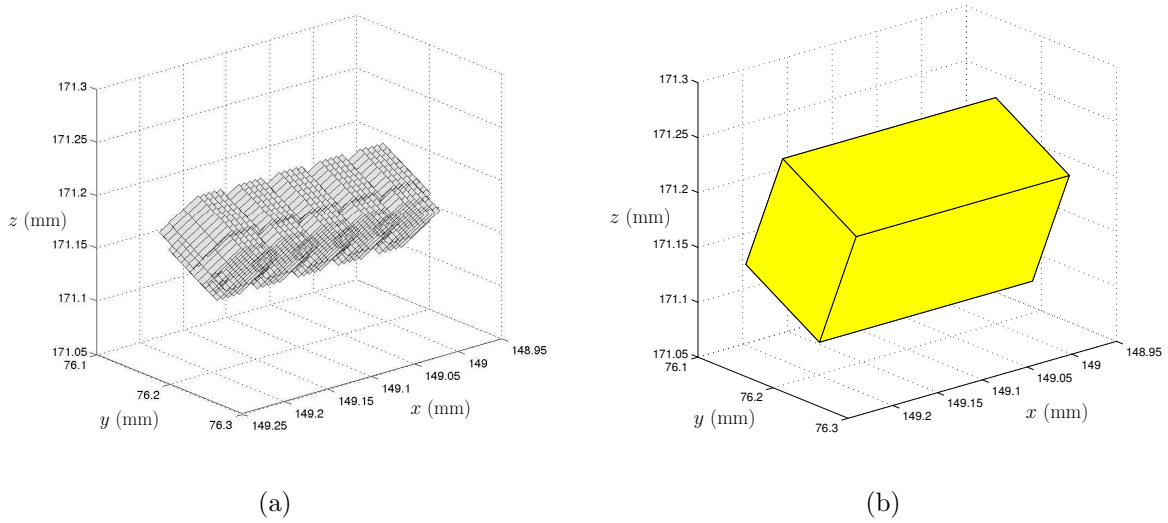


FIG. 4.13 – Espace atteignable à l’extrémité de la patte 1 sans le jeu dans l’articulation 6 : (a) réel et (b) modélisé par un prisme rectangulaire.

quatre pattes du mécanisme hybride.

4.2.3 Résultats théoriques

Cette section présente le jeu à l’extrémité de la vis ACME du mécanisme hybride obtenu avec la méthode décrite à la section 4.2.2. Trois types d’analyse de sensibilité aux jeux sont effectués sur le mécanisme hybride. D’abord, le jeu total à l’effecteur est calculé lorsque l’orientation de la plate-forme mobile est gardée constante, soit à l’horizontale. Ensuite, on tient compte des changements d’orientation que la plate-forme peut prendre à l’intérieur des espaces atteignables dû aux jeux à l’extrémité de chacune des pattes et la vis est à sa longueur minimale. L’extrémité de la vis se trouve alors à 92 mm du plan formé par les extrémités supérieures des quatre pattes (points D). Pour la dernière analyse, les changements d’orientation de la plate-forme sont considérés et la vis est à sa longueur maximale, soit à 272 mm du plan formé par les extrémités supérieures des quatre pattes.

Les figures 4.14 à 4.16 montrent les résultats de l’analyse de sensibilité aux jeux dans le mécanisme hybride pour des angles de rotation $\theta_1 = 0^\circ$ et $\theta_2 = 0^\circ$ et pour des jeux radiaux et axiaux de 0.025 mm (0.001”). La position du mécanisme est représentée à la

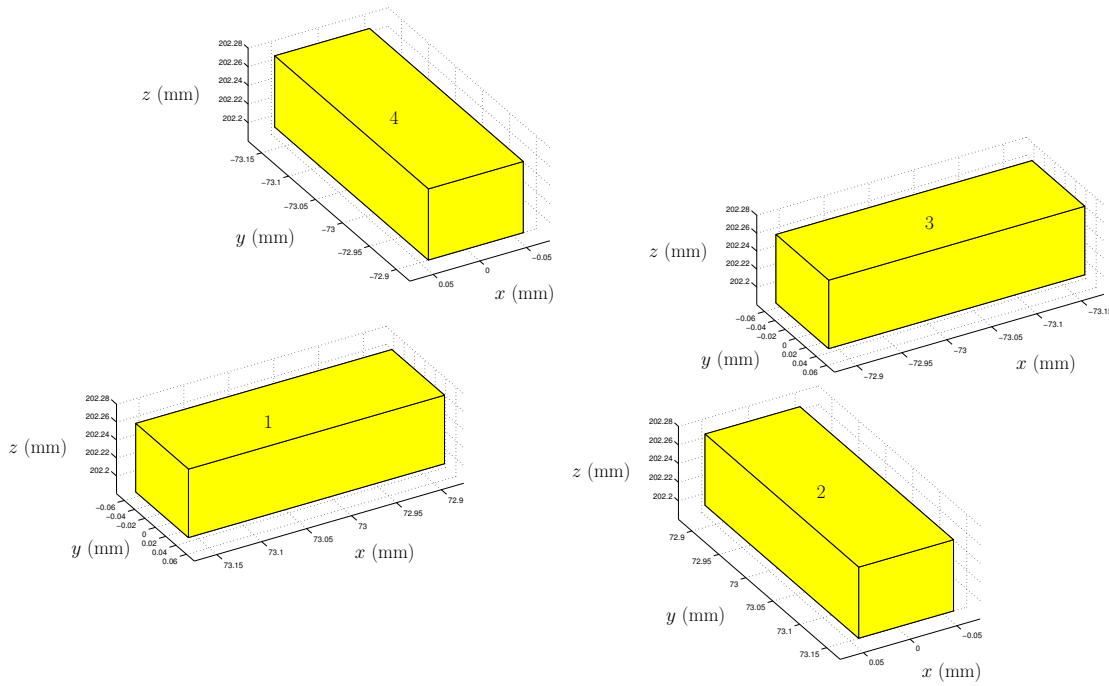


FIG. 4.14 – Espace atteignable à l'extrémité des quatre pattes pour $\theta_1 = 0^\circ$ et $\theta_2 = 0^\circ$ et pour des jeux radiaux et axiaux de 0.025 mm (0.001").

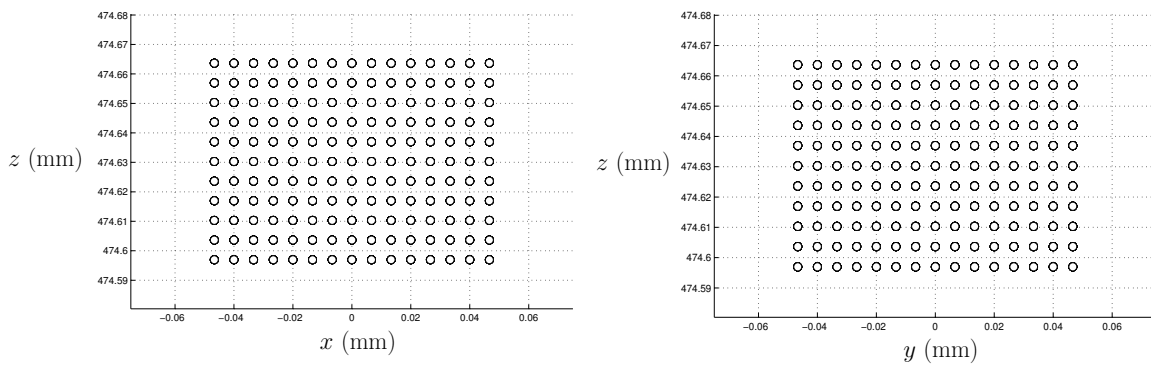


FIG. 4.15 – Jeu à l'effecteur pour $\theta_1 = 0^\circ$ et $\theta_2 = 0^\circ$ avec l'orientation de la plate-forme gardée constante et des jeux axiaux et radiaux de 0.025 mm (0.001").

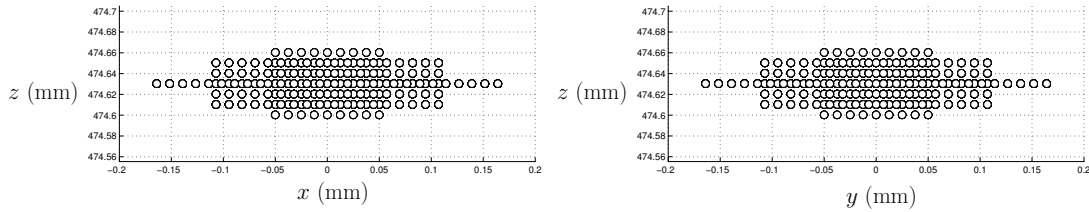


FIG. 4.16 – Jeu à l’effecteur pour $\theta_1 = 0^\circ$ et $\theta_2 = 0^\circ$ en considérant l’orientation de la plate-forme et la longueur maximale de la vis pour des jeux radiaux et axiaux de 0.025 mm (0.001’’).

figure 4.1. La modélisation des jeux à l’extrémité supérieure des quatre pattes par des prismes rectangulaires est présentée à la figure 4.14. Lorsque l’orientation de la plate-forme est gardée constante, le jeu à l’effecteur prend la forme d’un prisme rectangulaire (figure 4.15). En considérant les changements d’orientation de la plate-forme, le jeu à l’effecteur devient plus grand selon x et y (figure 4.16).

Les figures 4.17 à 4.19 montrent les résultats de l’analyse de sensibilité aux jeux dans le mécanisme hybride pour des angles de rotation $\theta_1 = -24.0^\circ$ et $\theta_2 = 22.1^\circ$ et pour des jeux radiaux et axiaux de 0.025 mm (0.001’’). La modélisation des jeux à l’extrémité supérieure des quatre pattes par des prismes rectangulaires est présentée à la figure 4.17. La figure 4.18 montre le jeu à l’effecteur lorsque l’orientation de la plate-forme est gardée constante et la figure 4.19 montre le jeu à l’effecteur lorsque l’orientation de la plate-forme est considérée et que la vis est à sa longueur maximale.

Le tableau 4.1 résume les trois types d’analyse de sensibilité aux jeux pour différentes positions du mécanisme et pour des jeux radiaux et axiaux de 0.025 mm (0.001’’). Les valeurs données dans ce tableau sont les dimensions maximales en x , y et z de l’espace atteignable dû aux jeux dans les articulations du mécanisme hybride à l’extrémité de la vis ACME. D’abord, on remarque dans ce tableau que le jeu total à l’effecteur est maximal aux limites de l’espace atteignable du mécanisme hybride, par exemple pour $\theta_1 = -24.0^\circ$ et $\theta_2 = 22.1^\circ$, et qu’il est minimal au centre de l’espace atteignable du mécanisme ($\theta_1 = 0^\circ$ et $\theta_2 = 0^\circ$). Ensuite, on observe que le jeu total à l’effecteur est plus élevé pour une position donnée du mécanisme lorsque l’orientation de la plate-forme est considérée. Le jeu devient encore plus élevé lorsque la vis est à sa longueur maximale. Seulement les jeux en x - y deviennent plus élevés lorsque l’orientation de la plate-forme est considérée. Finalement, le tableau 4.1 démontre que la précision de positionnement demandée de 0.5 mm n’est pas respectée sur tout l’espace atteignable du mécanisme

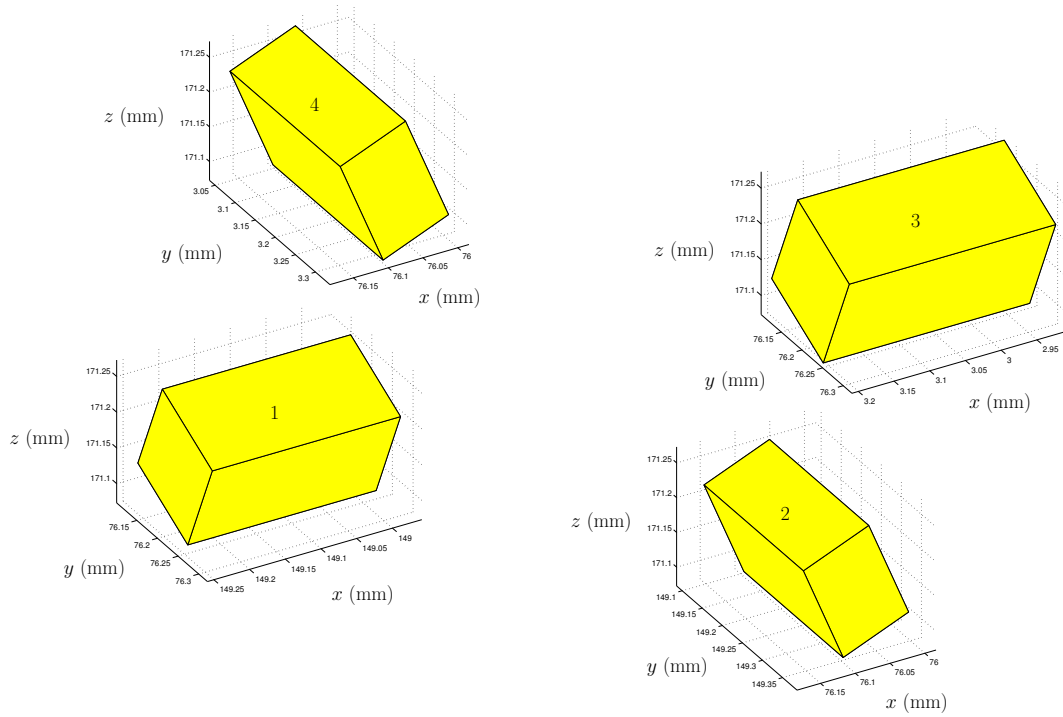


FIG. 4.17 – Espace atteignable à l’extrémité des quatre pattes pour $\theta_1 = -24.0^\circ$ et $\theta_2 = 22.1^\circ$ et pour des jeux radiaux et axiaux de 0.025 mm (0.001”).

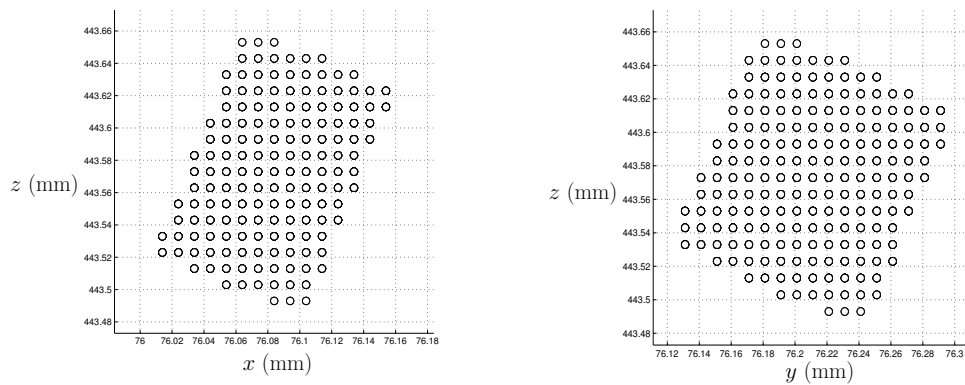


FIG. 4.18 – Jeu à l’effecteur pour $\theta_1 = -24.0^\circ$ et $\theta_2 = 22.1^\circ$ avec l’orientation de la plate-forme gardée constante et des jeux axiaux et radiaux de 0.025 mm (0.001”).

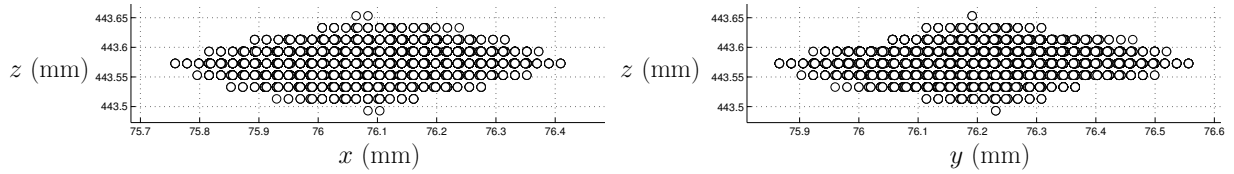


FIG. 4.19 – Jeu à l’effecteur pour $\theta_1 = -24.0^\circ$ et $\theta_2 = 22.1^\circ$ en considérant l’orientation de la plate-forme et la longueur maximale de la vis pour des jeux radiaux et axiaux de 0.025 mm (0.001’’).

TAB. 4.1 – Jeu total à l’effecteur pour différentes positions du mécanisme et pour des jeux radiaux et axiaux de 0.025 mm (0.001’’).

Position du mécanisme	$\theta_1 = 0^\circ$			$\theta_1 = 5^\circ$			$\theta_1 = -24.0^\circ$		
	$\theta_2 = 0^\circ$			$\theta_2 = 10^\circ$			$\theta_2 = 22.1^\circ$		
Jeu max. (mm)	Δx	Δy	Δz	Δx	Δy	Δz	Δx	Δy	Δz
Orient. const.	0.09	0.09	0.07	0.11	0.11	0.08	0.14	0.16	0.16
Vis rétractée	0.17	0.17	0.06	0.20	0.20	0.08	0.30	0.30	0.16
Vis déployée	0.34	0.34	0.06	0.43	0.43	0.08	0.70	0.70	0.16

hybride pour des jeux radiaux et axiaux de 0.025 mm (0.001’’). En effet, aux limites de l’espace atteignable, le jeu total à l’effecteur peut atteindre 0.70 mm. Cependant, il ne faut pas oublier que le jeu total est légèrement supérieur à ce qu’il serait en réalité puisqu’on modélise l’espace atteignable à l’extrémité d’une patte par un prisme rectangulaire. Le tableau 4.2 résume les trois types d’analyse de sensibilité aux jeux pour différentes positions du mécanisme et pour des jeux radiaux de 0.013 mm (0.0005’’) et des jeux axiaux de 0.025 mm (0.001’’). On remarque cette fois que la précision de positionnement demandée de 0.5 mm est respectée sur tout l’espace atteignable du mécanisme hybride.

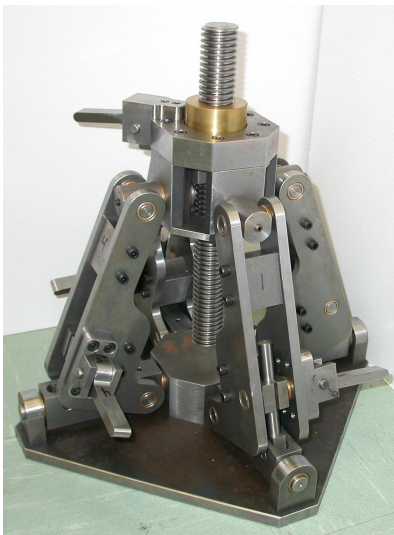
En conclusion, cette analyse de sensibilité aux jeux dans les articulations du mécanisme hybride a démontré que pour atteindre la précision de positionnement demandée de 0.5 mm, les jeux axiaux et radiaux dans les articulations doivent être très faibles. En fait, les jeux axiaux ne devraient pas dépasser 0.025 mm (0.001’’) et les jeux radiaux ne devraient pas dépasser 0.013 mm (0.0005’’). Lors de la fabrication du mécanisme de positionnement, ces résultats doivent être considérés et les jeux dans le mécanisme doivent être minimisés.

TAB. 4.2 – Jeu total à l’effecteur pour différentes positions du mécanisme et pour des jeux radiaux de 0.013 mm (0.0005”) et des jeux axiaux de 0.025 mm (0.001”).

Position du mécanisme	$\theta_1 = 0^\circ$ $\theta_2 = 0^\circ$			$\theta_1 = 5^\circ$ $\theta_2 = 10^\circ$			$\theta_1 = -24.0^\circ$ $\theta_2 = 22.1^\circ$		
	Δx	Δy	Δz	Δx	Δy	Δz	Δx	Δy	Δz
Jeu max. (mm)									
Orient. const.	0.08	0.08	0.04	0.08	0.08	0.05	0.10	0.11	0.10
Vis rétractée	0.11	0.11	0.03	0.11	0.11	0.06	0.17	0.17	0.09
Vis déployée	0.19	0.19	0.03	0.19	0.19	0.06	0.32	0.32	0.10

4.3 Prototype

Un prototype du mécanisme de positionnement utilisant des leviers et des cames pour le blocage a été fabriqué à l’atelier de génie mécanique de l’Université Laval. La figure 4.20 montre des photos du prototype dans deux positions différentes. Cette section présente d’abord les attentions particulières qui ont été prises lors de la fabrication du prototype suite aux résultats de l’analyse de sensibilité aux jeux présentés à la section 4.2.3. Ensuite, les défauts du prototype sont abordés.



(a)



(b)

FIG. 4.20 – Photos du prototype du mécanisme hybride utilisant des leviers et des cames pour le blocage : (a) $\theta_1 = 0^\circ$ et $\theta_2 = 0^\circ$, (b) $\theta_1 = 24.0^\circ$ et $\theta_2 = 22.1^\circ$.

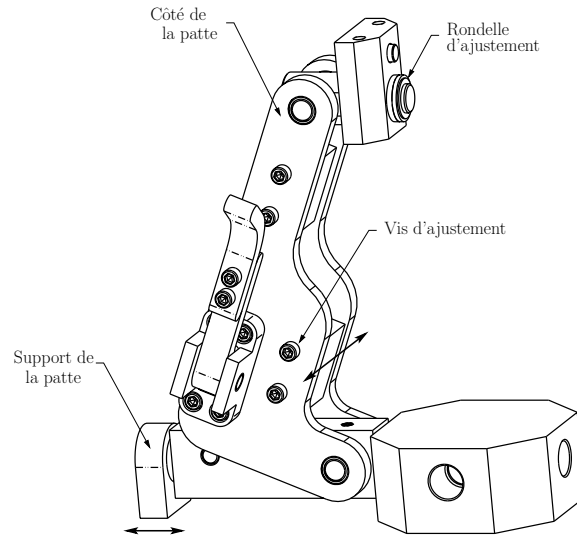


FIG. 4.21 – Artifices permettant de minimiser les jeux axiaux dans les articulations du mécanisme de positionnement.

Suite à l'analyse de sensibilité aux jeux présentée à la section 4.2, des attentions particulières ont été portées au niveau des articulations lors de la fabrication du prototype. Premièrement, puisque les paliers lisses utilisés ont des tolérances relativement élevées (0.025 mm (0.001") sur les diamètres intérieur et extérieur), ces derniers ont été alésés après avoir été insérés à la presse dans leur composante respective. Ainsi, le diamètre de l'alésage est le même pour toutes les liaisons rotoïdes du mécanisme. Il suffit ensuite de spécifier les tolérances de fabrication sur le diamètre des axes des articulations pour obtenir des jeux radiaux inférieurs à 0.013 mm (0.0005"). Deuxièmement, différents artifices permettent de minimiser les jeux axiaux dans les liaisons rotoïdes du mécanisme. Pour l'articulation 1 (figure 4.9), il est possible de déplacer le support de la patte pour minimiser le jeu axial (figure 4.21). En effet, les trous de passage pour les vis du support permettent cet ajustement. Pour les articulations 2 et 5, les vis sur les côtés de la patte permettent de régler les jeux axiaux. Pour l'articulation 6, le jeu axial est minimisé en usinant une rondelle d'ajustement avec l'épaisseur nécessaire. Donc, il est possible d'obtenir des jeux axiaux inférieurs à 0.025 mm (0.001") pour toutes les articulations du mécanisme de positionnement.

Les mécanismes de blocage des pattes du prototype fonctionnent lorsqu'ils sont bien ajustés. Cependant, la distance optimale entre l'axe de la came et le guide droit est difficile à obtenir et à conserver puisque la came s'use et se déforme (figure 4.2). Puisque les mécanismes de blocage des pattes sont souvent mal ajustés, les opérations

de blocage et de déblocage sont très difficiles à effectuer manuellement. D'un autre côté, le mécanisme de blocage de la vis ACME fonctionne correctement et les opérations de blocage et de déblocage sont facilement réalisables d'une manière manuelle.

En plus d'avoir des défauts sur ses mécanismes de blocage, le prototype est surdimensionné et l'empreinte du mécanisme de positionnement est beaucoup trop élevée. En effet, l'empreinte du mécanisme lorsqu'il se déplace dans tout son espace de travail est de $333.2 \text{ mm} \times 333.2 \text{ mm}$, ce qui est plus de deux fois l'espace atteignable demandé de $150 \text{ mm} \times 150 \text{ mm}$ en $x-y$. Également, la masse élevée du mécanisme (36.1 kg) rend le déplacement de l'effecteur difficile pour un opérateur. Finalement, le nombre de pièces fabriquées est élevé (79 pièces), ce qui augmente la complexité du mécanisme de positionnement.

En conclusion, le prototype fabriqué fonctionne relativement bien, mais il ne satisfait pas complètement les demandes. Pour toutes les raisons mentionnées précédemment, un autre design mécanique a été conçu pour mieux satisfaire les demandes concernant le mécanisme de positionnement.

Chapitre 5

Mécanisme de positionnement utilisant des anneaux de serrage pour le blocage

Au chapitre précédent, il a été démontré que le mécanisme hybride utilisant des leviers et des cames pour le blocage ne satisfait pas totalement les demandes concernant le mécanisme de positionnement qui constitue le support reconfigurable. En effet, ce mécanisme possède une masse, un nombre de pièces et une empreinte trop élevés. De plus, le mécanisme de blocage des pattes est très difficile à bloquer et à débloquer manuellement.

Ce chapitre présente d'abord le design mécanique d'un mécanisme hybride 3-UU-C qui utilise des anneaux de serrage pour le blocage des différents degrés de liberté. Une

comparaison est effectuée entre ce mécanisme et le mécanisme utilisant des leviers et des cames pour le blocage. Ensuite, les changements concernant l'espace atteignable demandé sont présentés. Les mécanismes de positionnement du support reconfigurable doivent maintenant accommoder trois modèles de moteur spécifiques. Finalement, des exemples du support reconfigurable avec les trois moteurs sont illustrés.

5.1 Design mécanique

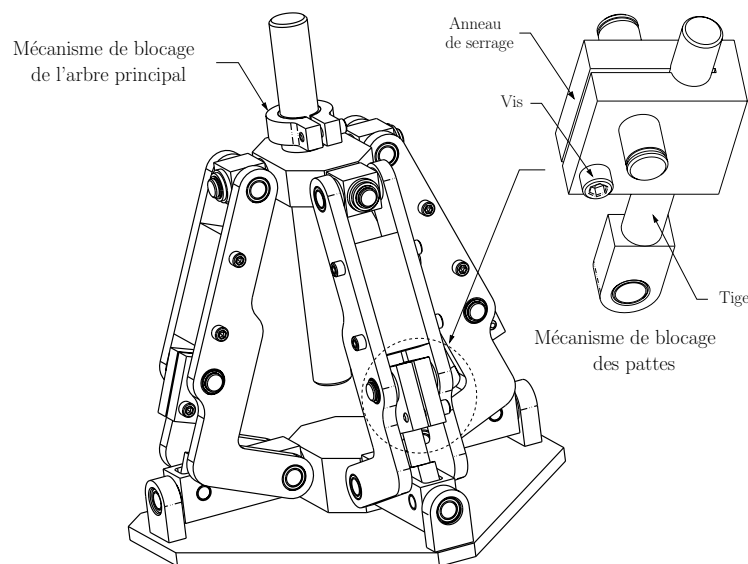


FIG. 5.1 – Mécanisme hybride 3-UU-C utilisant des anneaux de serrage pour le blocage.

Puisque le mécanisme hybride utilisant des leviers et des cames ne satisfait pas complètement les demandes et qu'il est difficile à opérer manuellement, un nouveau design mécanique a été conçu. Ce design possède une architecture 3-UU-C tel que montré à la figure 5.1. En effet, la structure possède maintenant trois pattes pour laisser plus d'espace au moteur et aux assembleurs. Ainsi, l'empreinte du mécanisme de positionnement est beaucoup diminuée. La cinématique du mécanisme demeure la même que dans le cas d'un mécanisme à quatre pattes puisque la patte seule est perpendiculaire au plan formé par les deux autres pattes. Ainsi, l'espace atteignable du mécanisme hybride n'est pas modifié. Cependant, le mécanisme devient plus faible dans une direction et sa sensibilité aux jeux est augmentée puisque la structure n'est plus symétrique. De plus, la vis ACME est remplacée par un arbre qui peut effectuer une translation selon z et une rotation autour de son axe. On obtient alors une liaison cylindrique (C) à 2 ddl

TAB. 5.1 – Comparaison entre le mécanisme utilisant des leviers et des cames et celui utilisant des anneaux de serrage pour le blocage.

	Leviers et cames (4 pattes)	Anneaux de serrage (3 pattes)
Masse totale (kg)	36.1	17.1
Masse apparente (kg)	13.6	5.4
Empreinte avec l'espace atteignable (mm)	333.2×333.2	292.1×292.1
Empreinte à la base (mm)	304.8×304.8	276.4×195.3
Nombre de composantes :		
– fabriquées au total (différentes)	79 (23)	45 (18)
– éléments d'assemblage	114	38
– paliers lisses	49	33

ce qui procure maintenant 4 ddl au mécanisme hybride. Avec cette liaison cylindrique, l'opérateur peut facilement déplacer l'effecteur du mécanisme de positionnement dans les trois directions x , y et z simultanément. Les tiges situées à l'intérieur des pattes ainsi que l'arbre principal sont bloqués à l'aide d'un anneau de serrage qui est actionné par une vis (figure 5.1). Ce mécanisme de blocage est simple et il présente une bonne distribution des forces de frottement sur la tige ou l'arbre principal. Finalement, la plate-forme est plus large dans la direction de la patte seule pour réduire les efforts internes dûs aux impacts dynamiques dans cette patte.

Le tableau 5.1 compare les caractéristiques du mécanisme hybride utilisant des leviers et des cames (4 pattes) et celui utilisant des anneaux de serrage (3 pattes) pour le blocage (figure 5.2). La masse apparente perçue lorsque l'effecteur du mécanisme est déplacé manuellement est calculée en assignant une pondération à chacune des composantes selon sa position dans le mécanisme. Ainsi, la masse des composantes qui se trouvent au niveau de la plate-forme du mécanisme est totalement considérée pour le calcul de la masse apparente. On donne alors une pondération de 1 à ces composantes. Les composantes au niveau des pattes ont une pondération de 0.5 et celles au niveau de la base ont une pondération de 0, c'est-à-dire que leur masse n'est pas ressentie par l'opérateur. On remarque au tableau 5.1 que la masse apparente du mécanisme utilisant des leviers et des cames est 2.5 fois plus élevée que celle du mécanisme utilisant des anneaux de serrage. De plus, la masse totale du mécanisme de positionnement est réduite de moitié. Cette diminution est en majeure partie due au manque de la

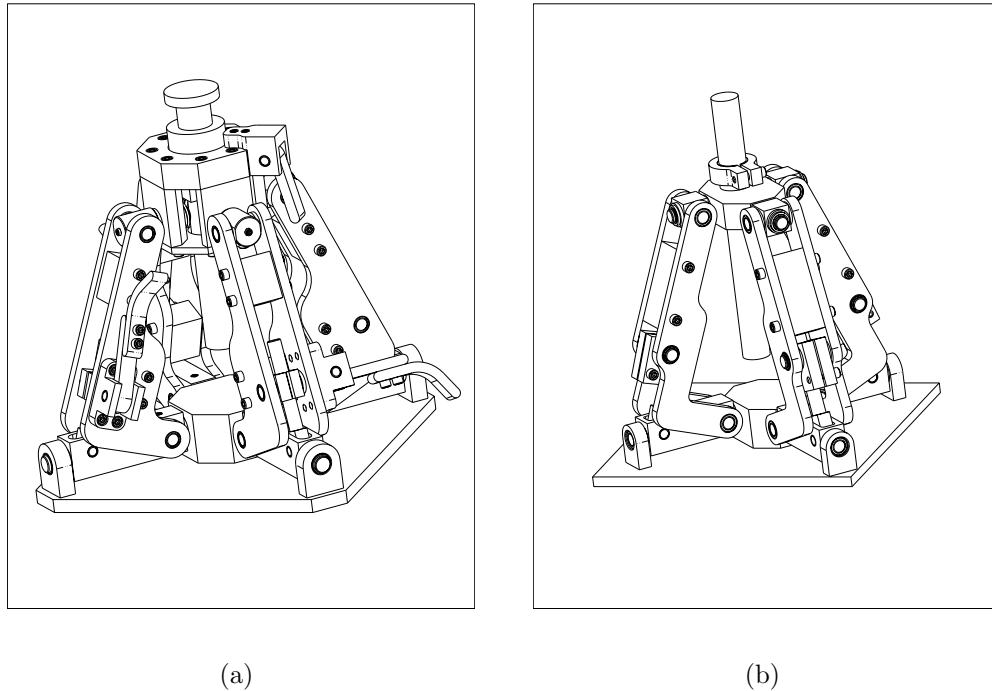


FIG. 5.2 – Mécanismes de positionnement utilisant (a) des leviers et des cames et (b) des anneaux de serrage pour le blocage.

quatrième patte. L’empreinte du mécanisme et le nombre de composantes sont aussi diminués. Donc, le mécanisme utilisant des anneaux de serrage pour le blocage satisfait mieux les demandes concernant le mécanisme de positionnement.

5.2 Support pour trois moteurs spécifiques

Initialement, l’espace atteignable demandé consistait en un cube ayant des côtés de 150 mm pour supporter une famille entière de moteurs (section 1.1). Des changements ont été apportés au cours du projet concernant l’espace atteignable du mécanisme de positionnement. Maintenant, l’espace atteignable du mécanisme de positionnement doit être suffisant pour accommoder trois modèles de moteur spécifiques. Dans cette section, les trois modèles de moteur sont d’abord présentés. Ensuite, la minimisation de l’espace atteignable pour accommoder ces trois moteurs est effectuée. Finalement, les nouvelles dimensions du mécanisme hybride utilisant des anneaux de serrage sont montrées.

5.2.1 Présentation des trois moteurs

Les figures 5.3 à 5.5 présentent les modèles CAO¹ des trois moteurs que le support reconfigurable doit accommoder. Les modèles CAO sont importants pour s'assurer qu'il n'y ait pas d'interférences entre les mécanismes de positionnement et les composantes situées sous les moteurs. Ces modèles donnent aussi les positions exactes des quatre points d'appui de chaque moteur, c'est-à-dire les trous et les patins de positionnement. Chacun des moteurs possède deux trous de positionnement sur un côté et deux patins de positionnement sur l'autre.

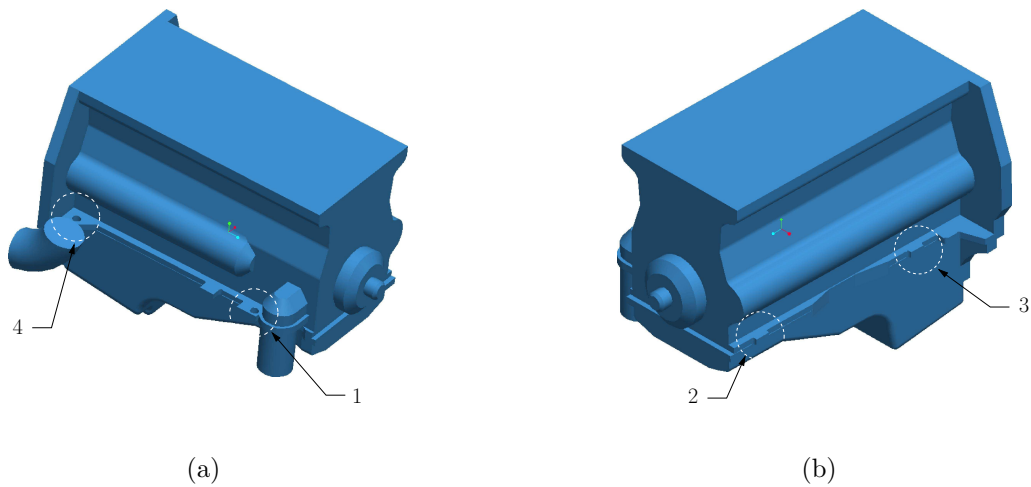


FIG. 5.3 – Modèle CAO du moteur 1 : (a) trous de positionnement et (b) patins de positionnement.

5.2.2 Minimisation de l'espace atteignable

Puisque le support reconfigurable doit maintenant accommoder trois modèles de moteur spécifiques, il est avantageux de minimiser l'espace atteignable du mécanisme de positionnement pour réduire au maximum son empreinte et son volume. En effet, l'empreinte du mécanisme est proportionnelle à son espace atteignable.

La minimisation de l'espace atteignable est découplée selon les directions x et y

¹Conception assistée par ordinateur.

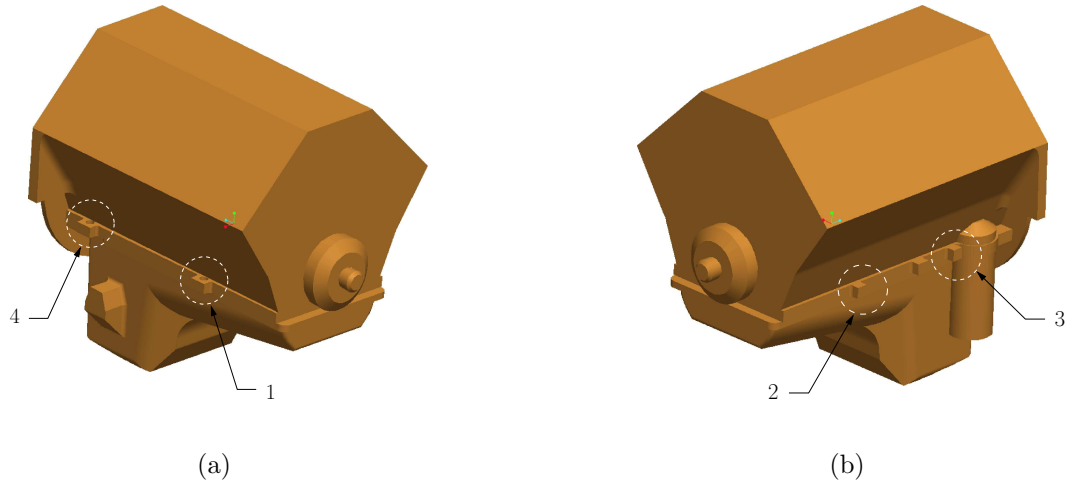


FIG. 5.4 – Modèle CAO du moteur 2 : (a) trous de positionnement et (b) patins de positionnement.

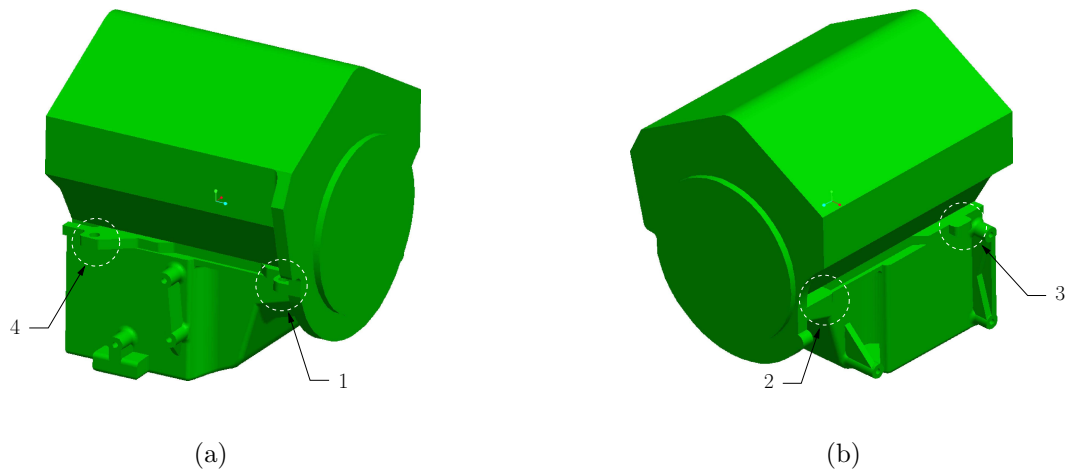


FIG. 5.5 – Modèle CAO du moteur 3 : (a) trous de positionnement et (b) patins de positionnement.

puisque ces directions sont indépendantes. L'espace atteignable minimal en x permettant de supporter les trois moteurs est obtenu avec une fonction d'optimisation (équations (5.1) à (5.3)).

$$\min_{\epsilon_{2x}, \epsilon_{3x}} \eta_x \quad (5.1)$$

avec

$$\eta_x = \max_{\substack{i=1, \dots, n \\ j, k=1, \dots, m}} [(x_{ji} - x_{ki})^2] \quad (5.2)$$

et

$$\begin{aligned} x_{ji} &= \epsilon_{jx} + x_{ji}^0 \\ x_{ki} &= \epsilon_{kx} + x_{ki}^0 \end{aligned} \quad (5.3)$$

où

- n : nombre de points d'appui ($n = 4$),
- m : nombre de moteurs ($m = 3$),
- x_{ji}^0 : coordonnée en x du i^e point d'appui du j^e moteur dans son repère,
- ϵ_{jx} : déplacement en x du j^e moteur par rapport au moteur fixe.

L'espace atteignable minimal en y permettant de supporter les trois moteurs est obtenu en changeant l'indice x par l'indice y dans les équations (5.1) à (5.3). L'objectif de cette optimisation est de minimiser la distance maximale selon x ou y entre deux points d'appui correspondants d'un moteur fixe (par exemple, le moteur 1) et de deux moteurs mobiles (par exemple, les moteurs 2 et 3). Le tableau 5.2 et la figure 5.6 présentent les coordonnées des quatre points d'appui des trois moteurs dans leur repère respectif. Le résultat de la minimisation est le déplacement selon x ou y des deux moteurs mobiles par rapport au moteur fixe. Puisque la position optimale de chaque moteur par rapport aux autres est connue, l'espace atteignable minimal est facilement calculable.

TAB. 5.2 – Coordonnées des points d'appui des trois moteurs dans leur repère respectif (dimensions en mm).

	Moteur 1		Moteur 2		Moteur 3	
i	x_{1i}^0	y_{1i}^0	x_{2i}^0	y_{2i}^0	x_{3i}^0	y_{3i}^0
1	145.80	172.07	128.50	82.00	145.00	173.00
2	-140.00	233.00	-135.00	88.00	-126.00	138.00
3	-147.93	-145.80	-135.00	-132.00	-132.00	-151.00
4	145.80	-250.93	128.50	-200.00	145.00	-151.00

Puisque chacun des trois moteurs possède quatre points d'appui, il est possible de comparer 12 distances entre les points d'appui pour des déplacements ϵ_{2x} et ϵ_{3x} donnés afin d'obtenir la distance maximale. L'équation (5.2) peut alors être transformée de la manière suivante pour dépendre des déplacements ϵ_{2x} et ϵ_{3x} :

$$\eta_x = \max_{i=1,\dots,4} [(\epsilon_{2x} + a_{xi})^2, (\epsilon_{3x} + b_{xi})^2, (\epsilon_{2x} - \epsilon_{3x} + c_{xi})^2] \quad (5.4)$$

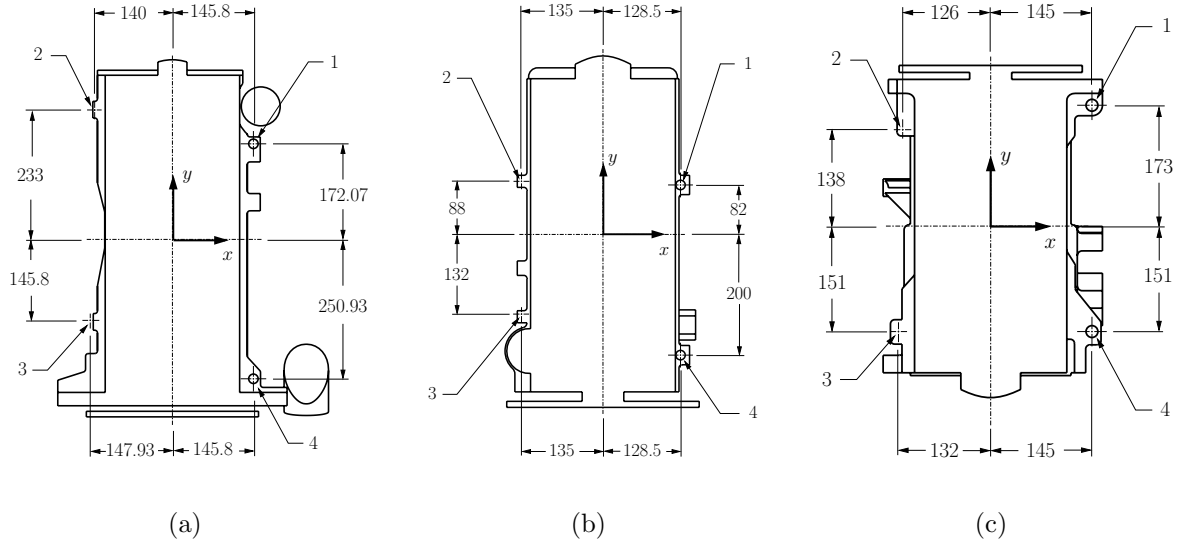


FIG. 5.6 – Coordonnées des points d'appui : (a) moteur 1, (b) moteur 2 et (c) moteur 3 (dimensions en mm).

avec

$$\begin{aligned}
 a_{xi} &= x_{2i}^0 - x_{1i}^0 \\
 b_{xi} &= x_{3i}^0 - x_{1i}^0 \\
 c_{xi} &= x_{2i}^0 - x_{3i}^0
 \end{aligned} \tag{5.5}$$

La forme des termes de l'équation (5.4) est une surface parabolique dont le sommet est dans le plan $\epsilon_{2x}-\epsilon_{3x}$ et dont l'ouverture est identique pour chaque terme de l'équation (5.4) puisque le coefficient devant ϵ_{2x} ou ϵ_{3x} est toujours 1. Les quatre surfaces paraboliques correspondant au premier terme sont extrudées selon l'axe ϵ_{3x} , celles correspondant au deuxième terme sont extrudées selon l'axe ϵ_{2x} et celles correspondant au troisième terme sont extrudées à 45° entre l'axe ϵ_{3x} et l'axe ϵ_{2x} . La figure 5.7 montre un exemple de surfaces paraboliques pour les trois termes de l'équation (5.4). Le but de l'optimisation est de trouver la valeur de ϵ_{2x} et ϵ_{3x} qui correspond à la plus petite valeur de d^2 telle que toutes les surfaces soient comprises entre le plan $\epsilon_{2x}-\epsilon_{3x}$ et d^2 en ce point.

Étant donné la nature des surfaces décrites ci-haut, les solutions possibles de l'équation (5.4) sont les points d'intersection entre toutes les surfaces paraboliques. Les sommets des surfaces paraboliques ne sont pas des solutions possibles dans le cas présent puisqu'ils se retrouvent tous dans le plan $d^2 = 0$. Pour chacun des termes de l'équation (5.4), on obtient six droites d'intersection en comparant les quatre points

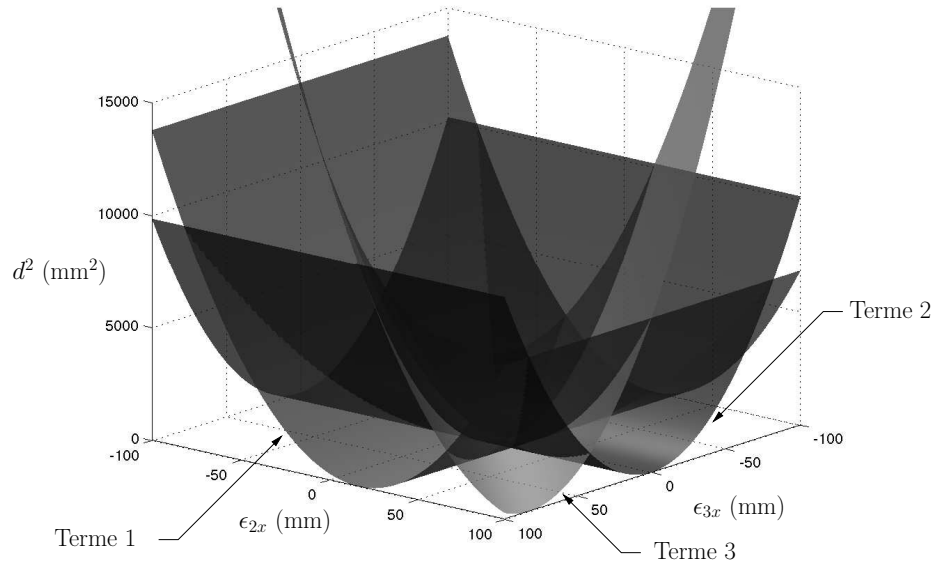


FIG. 5.7 – Exemple de surfaces paraboliques pour les trois termes de l'équation (5.4).

d'appui entre eux (1–2, 1–3, 1–4, 2–3, 2–4 et 3–4). La figure 5.8 montre un exemple des six intersections pour quatre points d'appui. Ensuite, en comparant les six droites d'intersection correspondant aux trois termes de l'équation (5.4) entre elles, on obtient 108 points d'intersection possibles (terme 1 (6) \times terme 2 (6), terme 1 (6) \times terme 3 (6) et terme 2 (6) \times terme 3 (6)). À chacun des points d'intersection correspond une valeur de ϵ_{2x} et ϵ_{3x} . Les 108 valeurs de ϵ_{2x} et ϵ_{3x} sont alors substituées dans les 12 comparaisons possibles de l'équation (5.4) pour déterminer la distance maximale entre les 12 possibilités. Finalement, le minimum des 108 distances maximales permet de trouver les valeurs de ϵ_{2x} et ϵ_{3x} qui correspondent à l'espace atteignable minimal. Cette solution est mathématiquement exacte.

La figure 5.9 présente les résultats de l'optimisation en utilisant les équations (5.1) à (5.3). Les vilebrequins des trois moteurs sont dans la direction y et les trous de positionnement sont du côté de l'axe x positif. Le déplacement du moteur 2 par rapport au moteur 1 est $\epsilon_{2x} = 2.19$ mm et $\epsilon_{2y} = 47.04$ mm. Le déplacement du moteur 3 par rapport au moteur 1 est $\epsilon_{3x} = -7.57$ mm et $\epsilon_{3y} = -2.47$ mm. L'espace atteignable minimal est la distance maximale entre deux points d'appui correspondants de différents moteurs dans les directions x et y . L'espace atteignable minimal obtenu avec l'optimisation précédente est 15.12 mm \times 97.97 mm tel que montré à la figure 5.9.

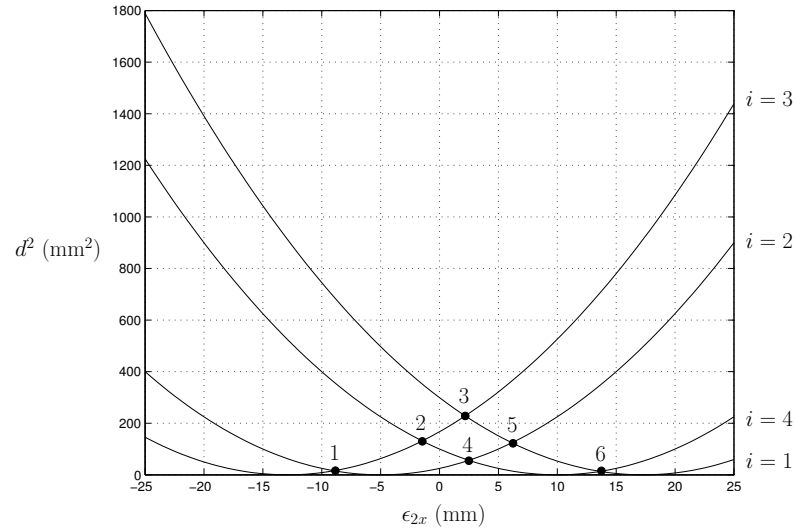


FIG. 5.8 – Exemple des six intersections pour quatre points d'appui.

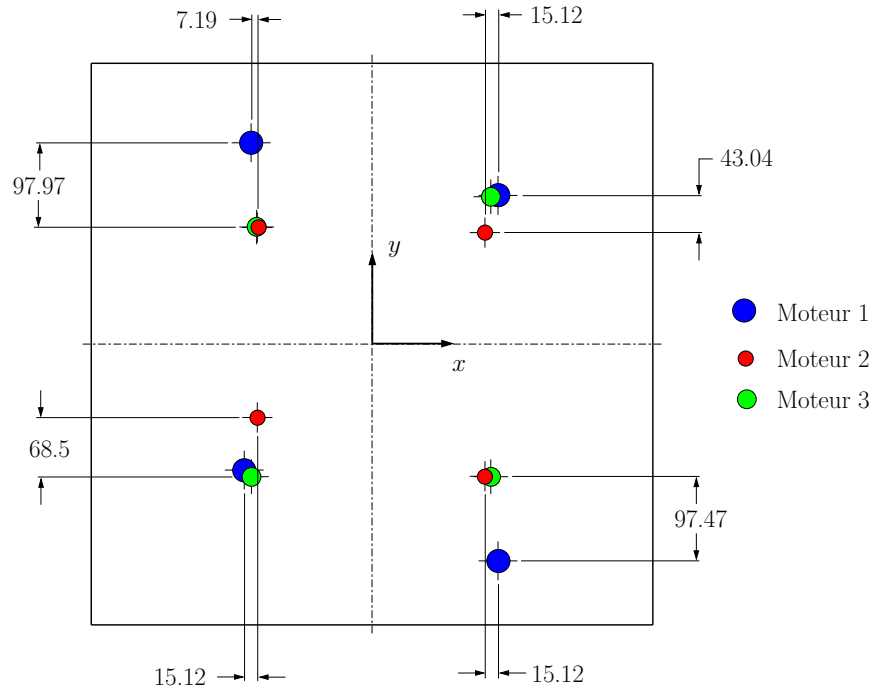


FIG. 5.9 – Résultats de l'optimisation en utilisant les équations (5.1) à (5.3) (dimensions en mm).

5.2.3 Dimensions du mécanisme de positionnement

Avec l'espace atteignable minimal trouvé à la section 5.2.2, les dimensions du mécanisme de positionnement utilisant des anneaux de serrage pour le blocage peuvent

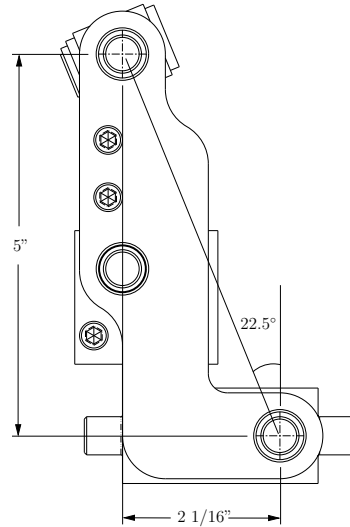


FIG. 5.10 – Nouvelles dimensions de la patte du mécanisme de positionnement.

être réduites. L'espace atteignable est choisi comme étant un cube ayant des côtés de 104.8 mm (4 1/8") pour garder la forme demandée initialement ainsi que la forme générale du mécanisme de positionnement. Les nouvelles dimensions de la patte du mécanisme de positionnement sont présentées à la figure 5.10. La dimension à la base de la patte est toujours la moitié de l'espace atteignable en x et y . La hauteur de la patte dépend du déplacement en z désiré ainsi que de la déviation angulaire désirée.

Un premier test a été effectué avec les mécanismes de positionnement ayant de nouvelles dimensions pour accommoder les trois moteurs. Les quatre mécanismes de positionnement sont placés au centre de chaque région définie par trois points d'appui correspondants de la figure 5.9. Des interférences entre les mécanismes de positionnement et les composantes sous les moteurs ont été observées avec les modèles CAO. Ces interférences se produisent entre les éléments proéminents de la base des moteurs et les deux pattes alignées des mécanismes de positionnement. Une solution pour éliminer ces interférences est de créer un décalage de l'effecteur du mécanisme de positionnement par rapport au centre de la structure. Le décalage nécessaire est appliqué sur deux composantes du mécanisme, soient la plate-forme où coulisse l'arbre principal et les différentes plaques de support (figure 5.11). Ainsi, les deux pattes alignées du mécanisme de positionnement s'éloignent du point d'appui et les interférences avec la base du moteur sont éliminées. La figure 5.12 montre les dimensions principales du mécanisme de positionnement ayant un décalage sur sa plate-forme. Ce décalage est nécessaire pour éviter les interférences mais il impose des contraintes en torsion au mécanisme pour des

efforts transversaux à l'arbre principal. Cependant, les efforts dans la patte seule sont diminués avec l'ajout d'un bras de levier supplémentaire.

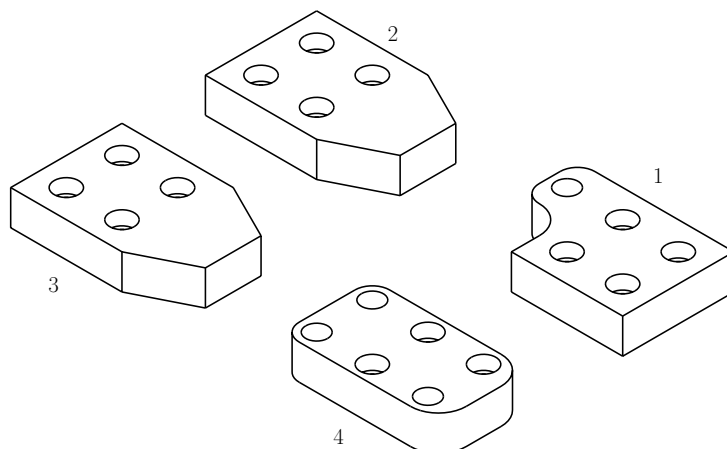


FIG. 5.11 – Plaques de support.

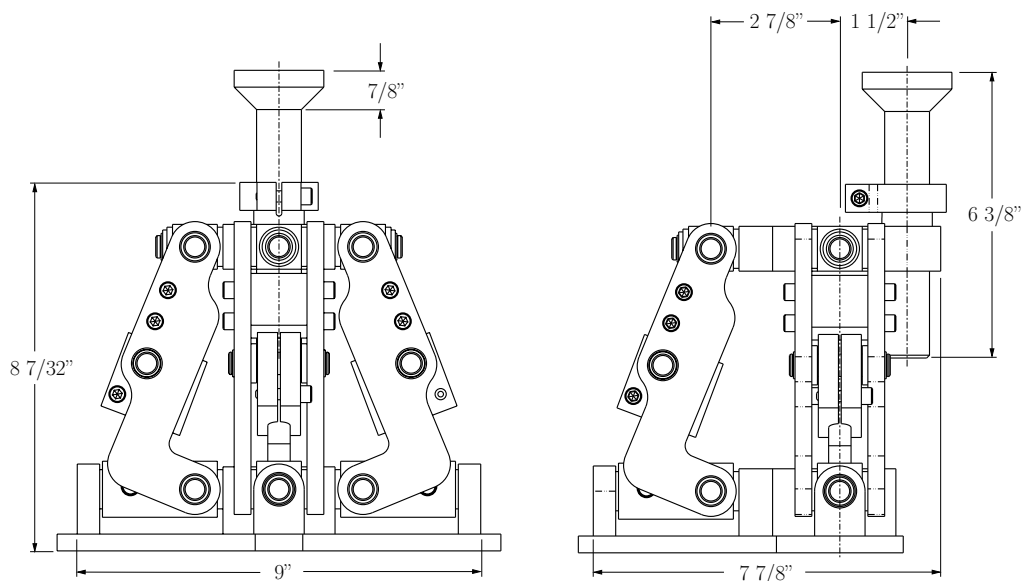


FIG. 5.12 – Dimensions principales du mécanisme de positionnement avec un décalage.

5.3 Exemples de support reconfigurable

Cette section présente les modèles CAO du support reconfigurable supportant les trois modèles de moteur. La position des quatre mécanismes de positionnement est le

centre de chaque région définie par trois points d'appui correspondants de la figure 5.9 où tous les décalages ont été ajoutés (figure 5.13).

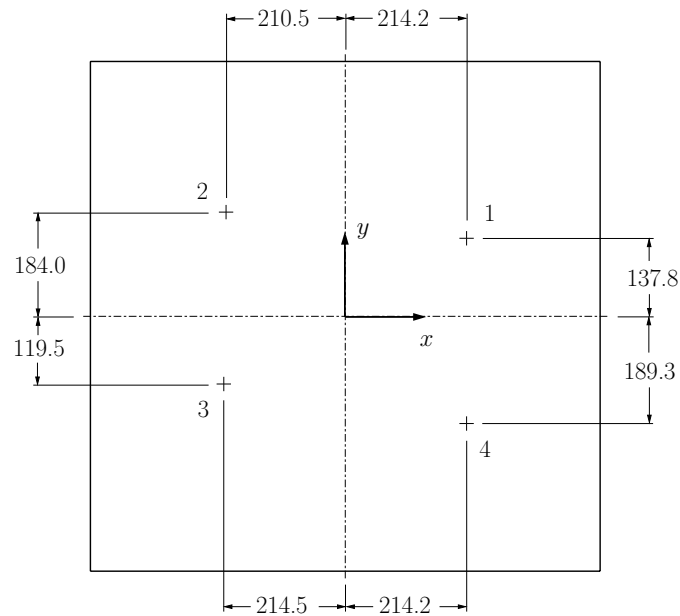
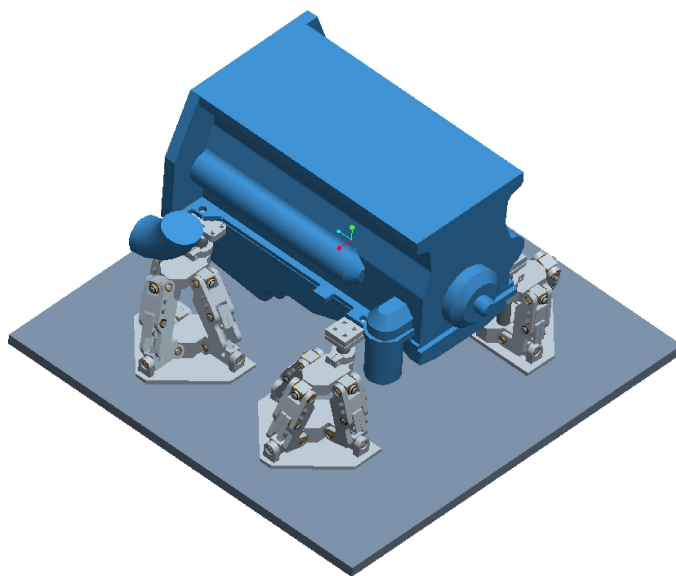
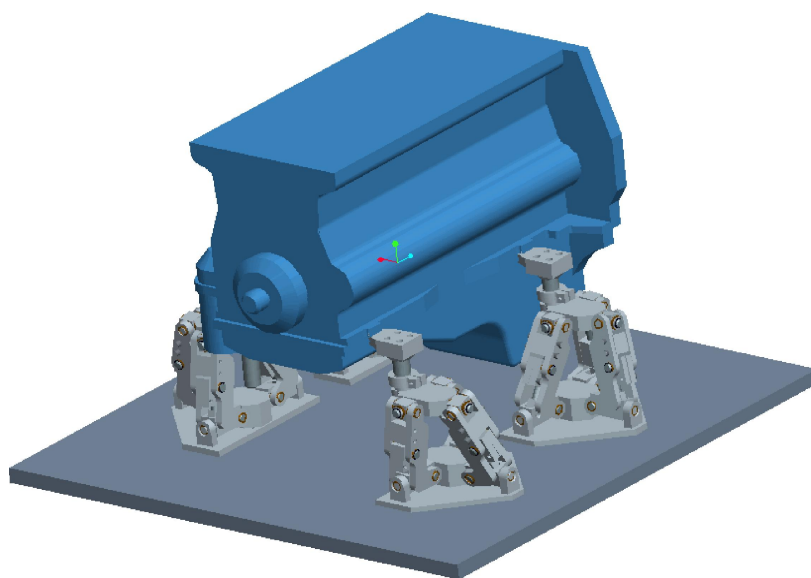


FIG. 5.13 – Positions des mécanismes de positionnement sur la plaque du support (dimensions en mm).

Les figures 5.14 à 5.16 montrent le support reconfigurable complet qui supporte les trois modèles de moteur. Il n'y a pas d'interférence entre les moteurs et les mécanismes de positionnement lorsque la plate-forme du mécanisme hybride et les différentes plaques de support ont des décalages.

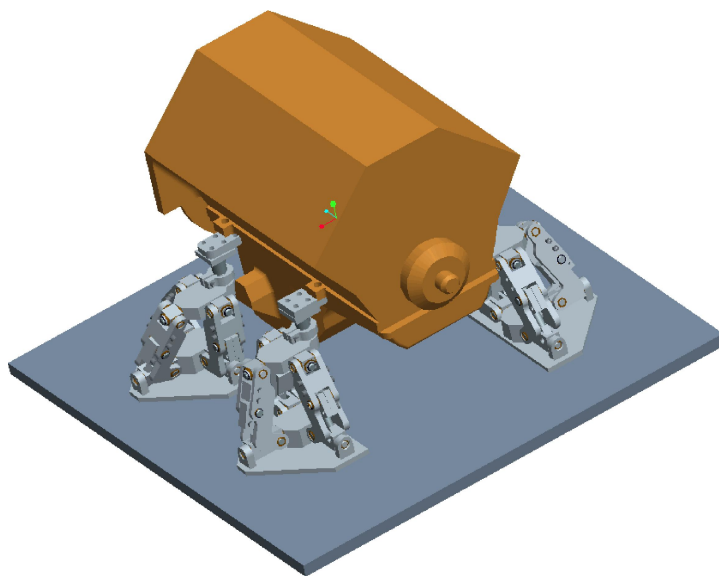


(a)

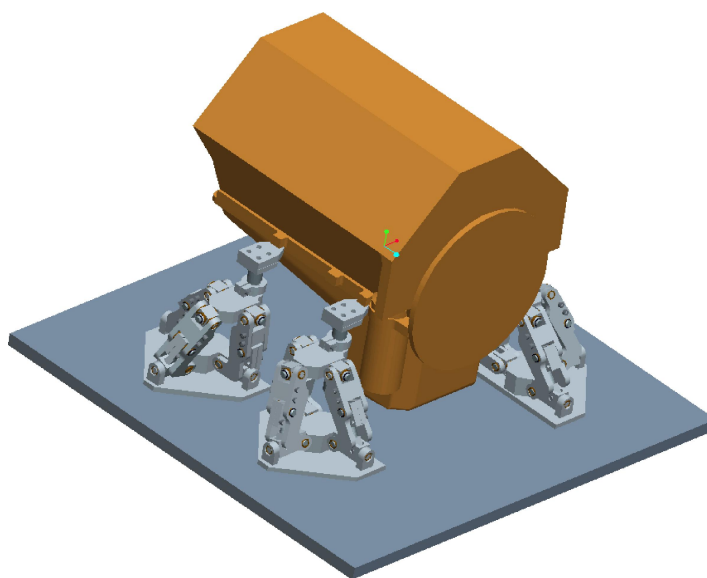


(b)

FIG. 5.14 – Support reconfigurable qui supporte le moteur 1 : (a) trous de positionnement et (b) patins de positionnement.

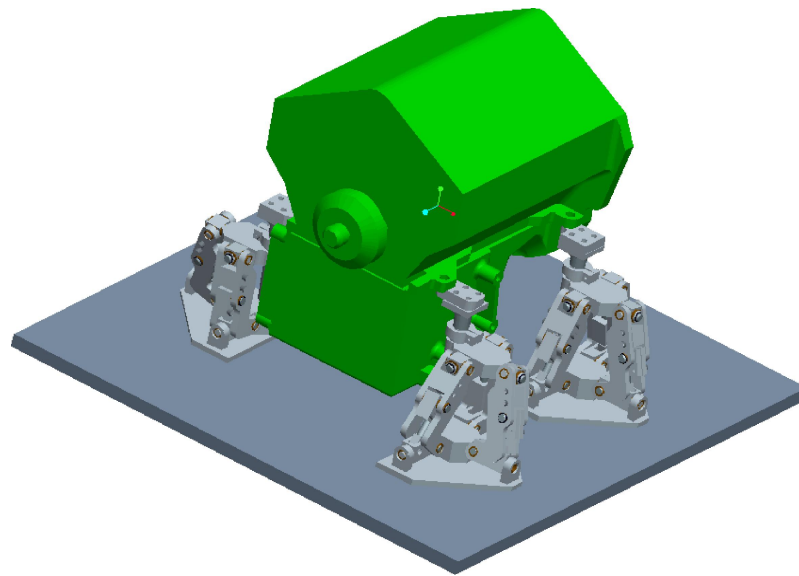


(a)

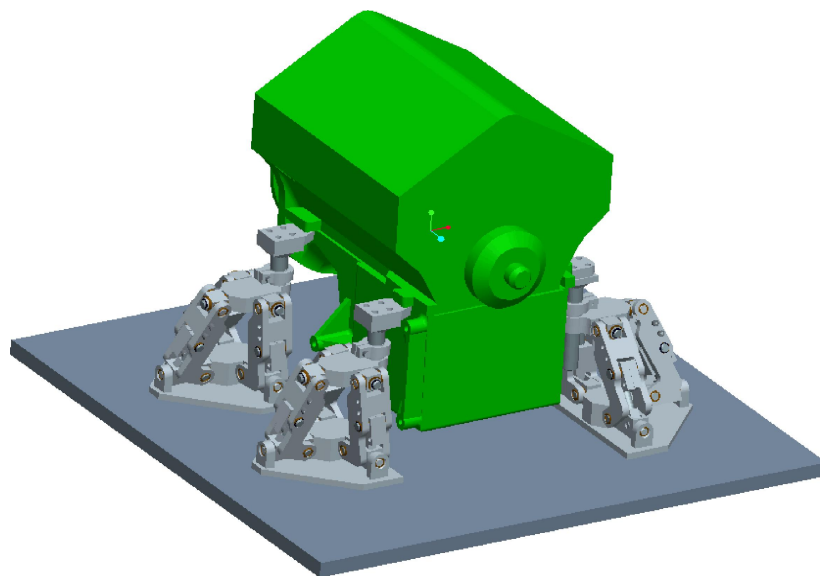


(b)

FIG. 5.15 – Support reconfigurable qui supporte le moteur 2 : (a) trous de positionnement et (b) patins de positionnement.



(a)



(b)

FIG. 5.16 – Support reconfigurable qui supporte le moteur 3 : (a) trous de positionnement et (b) patins de positionnement.

Chapitre 6

Mécanisme de positionnement avec blocage et déblocage automatiques

Il a été démontré au chapitre précédent que le mécanisme de positionnement utilisant des anneaux de serrage pour le blocage permet d'accommoder trois modèles de moteur lorsqu'il y a un décalage sur sa plate-forme et sur ses différentes plaques de support. L'espace atteignable de ce mécanisme est maintenant un cube ayant des côtés de 104.8 mm (4 1/8"). La reconfiguration de ce mécanisme est faite manuellement en dévissant les vis des mécanismes de blocage. Dans ce chapitre, un mécanisme de blocage qui peut être activé automatiquement par un système mécatronique est d'abord présenté. Ensuite, des analyses théoriques et des simulations sont effectuées sur les mécanismes de blocage et de déblocage. De plus, les résultats de tests expérimentaux effectués sur les mécanismes de blocage et de déblocage ainsi que sur le prototype du mécanisme de positionnement sont présentés. Finalement, le support reconfigurable

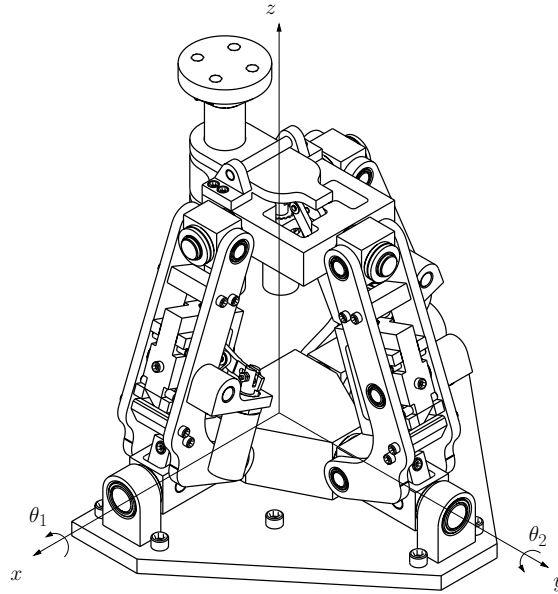


FIG. 6.1 – Mécanisme hybride 3-UU-C avec blocage et déblocage automatiques.

utilisant le mécanisme de positionnement avec blocage et déblocage automatiques est illustré.

6.1 Design mécanique

La figure 6.1 présente le mécanisme hybride 3-UU-C avec blocage et déblocage automatiques. Avec un nouveau système mécatronique, les mécanismes de blocage peuvent être activés simultanément, ce qui est un grand avantage comparativement au mécanisme de blocage utilisant des anneaux de serrage et des vis. En effet, la position de l'effecteur demeure constante puisqu'il n'y a plus de charge résiduelle produite par les opérations de vissage et de dévissage.

Les nouveaux mécanismes de blocage utilisés pour bloquer l'arbre principal et les tiges situées à l'intérieur des pattes du mécanisme sont inspirés de celui que l'on retrouve sur les fusils à calfeutrer (figure 6.2). Dans un fusil à calfeutrer standard, un mécanisme autobloquant est utilisé pour maintenir la pression appliquée sur le tube de scellant. La force appliquée sur le tube par la tige mobile du fusil est élevée tandis que la force nécessaire pour activer ou désactiver le mécanisme de blocage est faible.

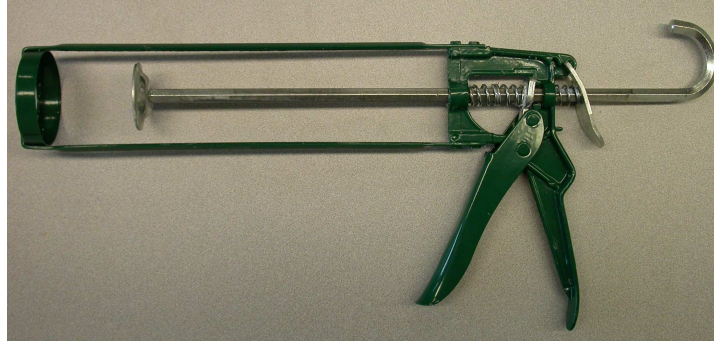


FIG. 6.2 – Fusil à calfeutrer typique.

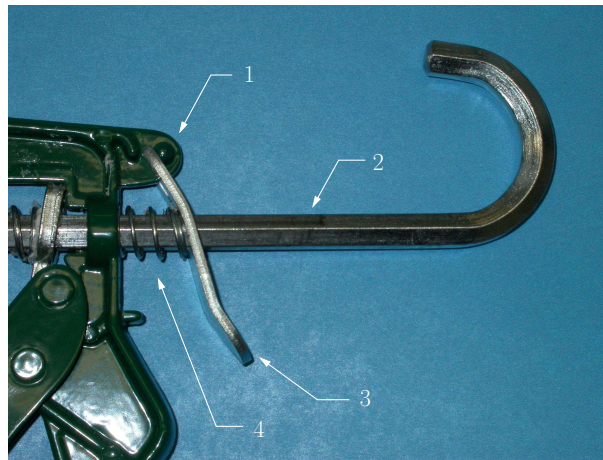


FIG. 6.3 – Mécanisme autobloquant du fusil à calfeutrer.

La figure 6.3 montre le mécanisme autobloquant d'un fusil à calfeutrer. Les composantes principales du mécanisme autobloquant sont le point d'appui (1), la tige (2), la plaque (3) et le ressort (4). Un trou de diamètre supérieur à celui de la tige est effectué dans la plaque. Ainsi, la déviation angulaire de la plaque permet de bloquer la tige. La fonction du ressort est simplement de garder la plaque en contact avec la tige. Lorsqu'une force est appliquée sur la tige vers l'arrière du fusil à calfeutrer, la plaque bloque la tige puisqu'elle est appuyée sur le point d'appui. Plus la force appliquée est élevée, plus les forces de frottement sur la tige deviennent élevées. Donc, le système devient autobloquant et la tige ne peut plus bouger.

Le mécanisme autobloquant des fusils à calfeutrer fonctionne seulement dans une direction. Cependant, la patte seule du mécanisme de positionnement doit être bloquée dans les deux directions le long de la tige. Ainsi, deux mécanismes autobloquants qui travaillent en opposition sont nécessaires pour bloquer complètement la tige située à

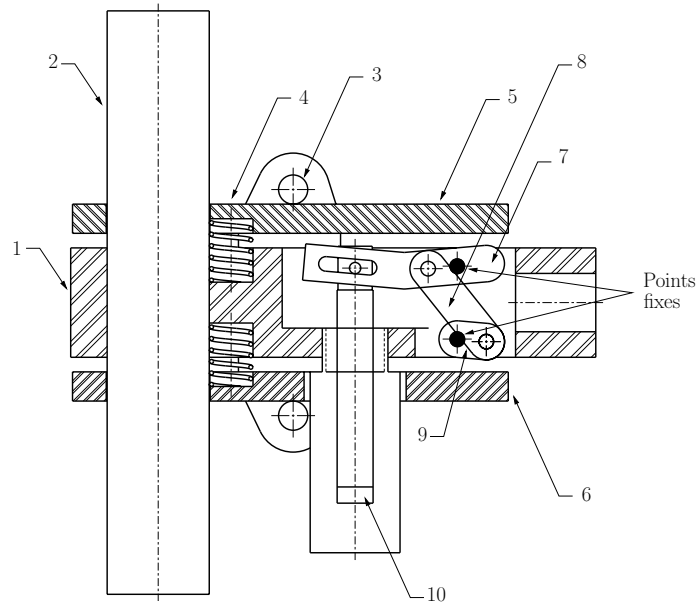


FIG. 6.4 – Section du mécanisme de blocage de l'arbre principal.

l'intérieur de la patte seule. Néanmoins, deux mécanismes autobloquants sont utilisés sur chacune des tiges des pattes et sur l'arbre principal pour s'assurer qu'aucun mouvement ne survienne.

Le mécanisme de déblocage est un mécanisme simple à quatre barres activé par un solénoïde rétractable. Lorsqu'un voltage est appliqué aux bornes du solénoïde, le mécanisme à quatre barres sépare les plaques du mécanisme de blocage pour ainsi libérer la tige. La figure 6.4 présente les composantes du mécanisme de blocage de l'arbre principal. Le mécanisme de blocage est composé de la plate-forme (1), de l'arbre principal (2), de deux points d'appui (3) et de deux ressorts de compression (4) pour chacune des plaques, soient la plaque supérieure (5) et la plaque inférieure (6). Le mécanisme de déblocage est composé de la barre supérieure (7), de la barre intermédiaire (8) et de la barre inférieure (9) du mécanisme à 4 barres ainsi que du solénoïde (10).

La figure 6.5 montre les composantes du mécanisme de blocage des pattes. Le mécanisme de blocage est composé du support (1), de la tige (2), de deux points d'appui (3) et de deux ressorts de tension (4) qui relient les deux plaques ensemble, soient la plaque supérieure (5) et la plaque inférieure (6). Le mécanisme de déblocage est composé de la barre supérieure (7), de la barre intermédiaire (8) et de la barre inférieure (9) du mécanisme à 4 barres ainsi que du solénoïde (10), qui sont les mêmes que pour l'arbre principal.

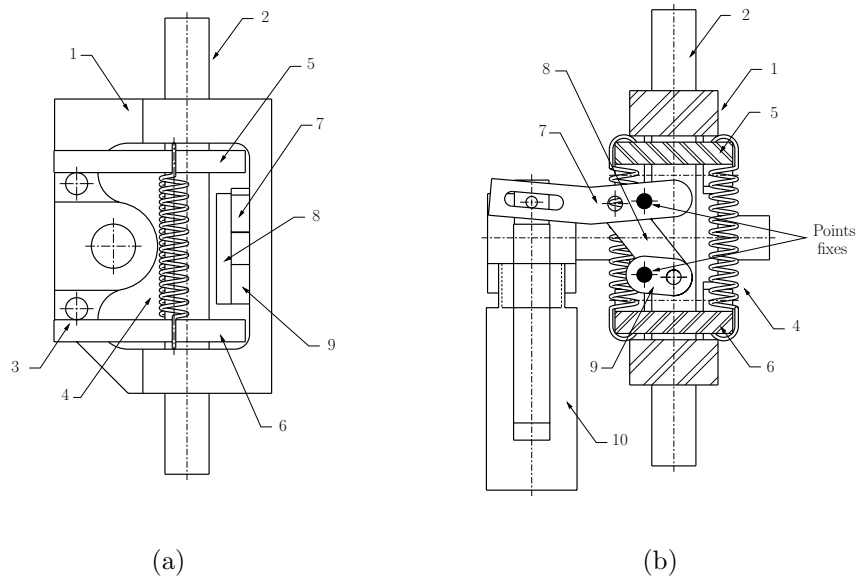


FIG. 6.5 – Mécanisme de blocage des pattes : (a) vue de face et (b) vue de droite.

Les dimensions de la patte du mécanisme de positionnement sont présentées à la figure 6.6. L'espace atteignable du mécanisme de positionnement est de 104.8 mm (4 1/8") dans les directions x et y et de 76.2 mm (3") dans la direction z , ce qui est suffisant pour accommoder les trois modèles de moteur présentés à la section 5.2.1. La masse totale du mécanisme est de 10.2 kg et la masse apparente perçue par l'opérateur est de 2.5 kg.

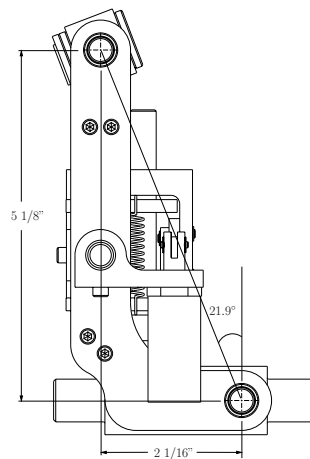


FIG. 6.6 – Dimensions de la patte du mécanisme avec blocage et déblocage automatiques.

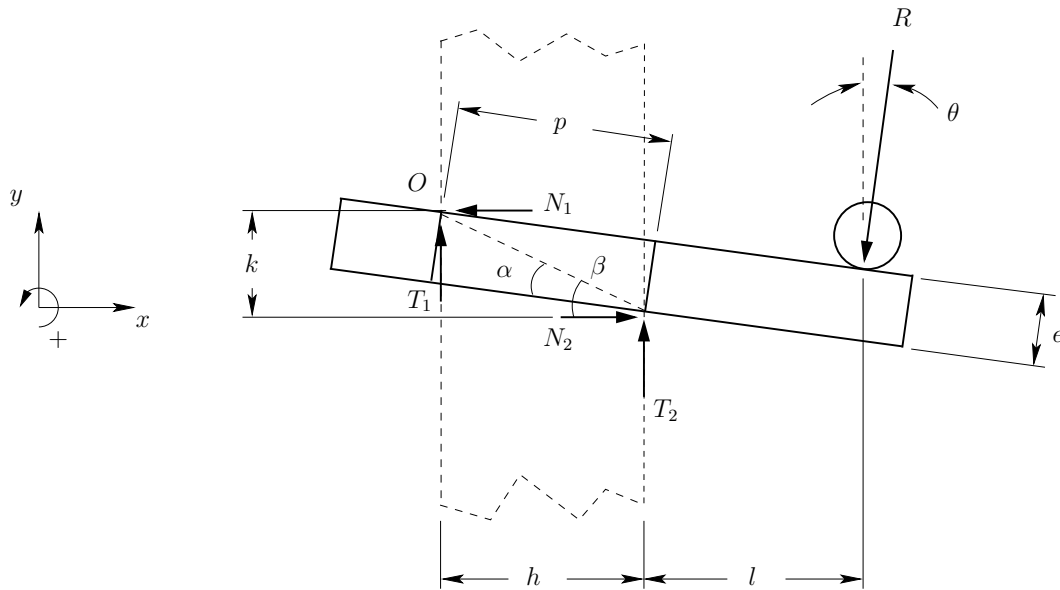


FIG. 6.7 – Diagramme du corps libre de la plaque du mécanisme de blocage.

6.2 Analyses théoriques et simulations

Cette section présente les analyses théoriques et les simulations effectuées sur les mécanismes de blocage et de déblocage introduits à la section 6.1. La première analyse permet de trouver le coefficient de frottement minimal entre les plaques et la tige pour que les mécanismes de blocage de l'arbre principal et des pattes soient autobloquants. La deuxième analyse permet de trouver la relation entre la force produite par les ressorts des mécanismes de blocage et la force générée par le solénoïde.

6.2.1 Coefficient de frottement minimal

La première analyse est effectuée sur les mécanismes de blocage de l'arbre principal et des pattes. L'objectif de cette analyse est de trouver le coefficient de frottement minimal entre la tige et les plaques qui permet au mécanisme d'être autobloquant. Le coefficient de frottement minimal est développé en fonction des paramètres de conception.

La figure 6.7 montre le diagramme du corps libre de la plaque du mécanisme de blocage. La plaque est dans une position pour bloquer la tige (lignes en pointillé), donc

elle possède une déviation angulaire par rapport à l'horizontale. De la figure 6.7, les équations d'équilibre sont obtenues :

$$\sum F_x = N_2 - N_1 - R \sin \theta = 0 \quad (6.1)$$

$$\sum F_y = -R \cos \theta + T_1 + T_2 = 0 \quad (6.2)$$

$$\sum \tau_O = N_2 k + T_2 h - \frac{R(l+h)}{\cos \theta} = 0 \quad (6.3)$$

où R est la réaction au point d'appui, T_1 et T_2 sont les forces de frottement entre la tige et la plaque et N_1 et N_2 sont les forces normales.

On fait l'hypothèse que la force de frottement T_2 est à la limite du glissement, donc on obtient :

$$T_2 = \mu N_2 \quad (6.4)$$

où μ est le coefficient de frottement entre la plaque et la tige.

En considérant cette hypothèse, le système peut fonctionner seulement si la force de frottement T_1 réside à l'intérieur du cône de frottement. Ainsi, l'inégalité suivante est introduite :

$$T_1 < \mu N_1 \quad (6.5)$$

L'équation (6.4) est maintenant substituée dans les équations (6.1) à (6.3) pour obtenir :

$$N_1 = N_2 - R \sin \theta \quad (6.6)$$

$$T_1 = R \cos \theta - \mu N_2 \quad (6.7)$$

$$N_2 = \frac{R(l+h)}{(k+\mu h) \cos \theta} \quad (6.8)$$

En substituant les équations (6.6) et (6.7) dans l'équation (6.5), on obtient :

$$R \cos \theta - \mu N_2 < \mu(N_2 - R \sin \theta) \quad (6.9)$$

Finalement, on substitue l'équation (6.8) dans l'équation (6.9), ce qui conduit à :

$$R \cos \theta - \mu \frac{R(l+h)}{(k+\mu h) \cos \theta} < \mu \frac{R(l+h)}{(k+\mu h) \cos \theta} - \mu R \sin \theta \quad (6.10)$$

La réaction R s'annule et une fonction quadratique en μ est obtenue en fonction de k , h , l et θ :

$$\mu^2(h \sin \theta \cos \theta) - \mu[h \cos^2 \theta + k \sin \theta \cos \theta - 2(l+h)] + k \cos^2 \theta < 0 \quad (6.11)$$

où

$$\theta = \beta - \alpha \quad (6.12)$$

avec

$$\beta = \arccos \left(\frac{h}{\sqrt{k^2 + h^2}} \right) \quad (6.13)$$

$$\alpha = \arccos \left(\frac{p}{\sqrt{e^2 + p^2}} \right) \quad (6.14)$$

Les équations (6.11) à (6.14) sont importantes car elles permettent de déterminer les valeurs de μ pour lesquelles le mécanisme est autobloquant en fonction des paramètres de conception k , h , l , p et e .

6.2.1.1 Mécanisme de blocage de l'arbre principal

Les paramètres de conception pour le mécanisme de blocage de l'arbre principal sont $k = 7.62$ mm, $h = 22.23$ mm, $l = 18.27$ mm, $p = 22.62$ mm et $e = 6.35$ mm. En substituant ces valeurs dans les équations (6.11) à (6.14) et en traçant la quadratique en fonction de μ , on obtient le graphique de la figure 6.8. Les racines de cette fonction sont $\mu_1 = 0.130$ et $\mu_2 = 46.44$ et la fonction est négative entre ces deux racines, ce qui satisfait l'équation (6.11). Ainsi, le mécanisme est autobloquant si le coefficient de frottement est plus grand que $\mu = 0.130$. Ce résultat est favorable pour le mécanisme de blocage puisque l'arbre principal et les plaques sont fabriqués en acier. En effet, le coefficient de frottement statique entre des surfaces propres et non-lubrifiées en acier est $\mu = 0.8$. Lorsque les surfaces sont lubrifiées, le coefficient de frottement statique chute à $\mu = 0.16$. Un facteur de sécurité de 1.23 est alors obtenu pour des surfaces lubrifiées. Ce résultat théorique démontre que le mécanisme de blocage de l'arbre principal fonctionne dans les pires conditions, soit lorsqu'il y a présence de lubrifiant.

Pour valider l'analyse précédente du coefficient de frottement minimal, un modèle du mécanisme de blocage a été développé dans le logiciel de simulation dynamique *Adams*. Le modèle du mécanisme de blocage de l'arbre principal est montré à la figure 6.9. Dans le modèle *Adams*, les forces de contact sont du type *Solid to Solid* et la force normale est réglée sur *Impact*. La force de frottement est activée avec des coefficients de frottement statique et dynamique de 0.16. Des forces variant de 200 à 2000 N sont appliquées dans la direction axiale de l'arbre principal. On observe que le mécanisme est autobloquant

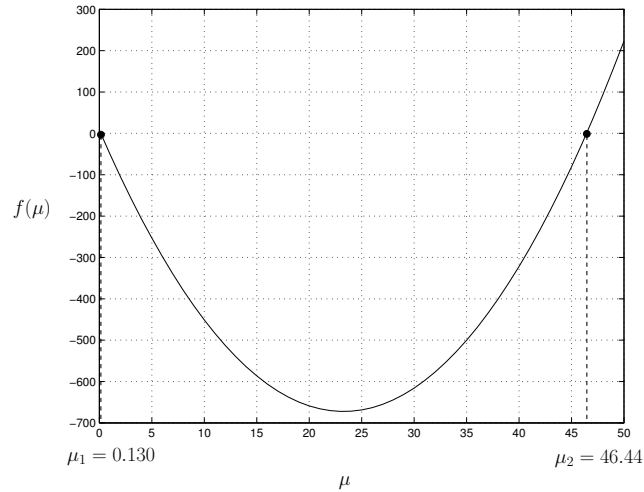


FIG. 6.8 – La quadratique de l'équation (6.11) en fonction de μ pour l'arbre principal.

pour tous les chargements, c'est-à-dire que l'arbre principal ne se déplace pas. Ensuite, les mêmes forces sont appliquées sur l'arbre principal avec des valeurs inférieures de μ . Lorsque le coefficient de frottement est réduit à environ $\mu = 0.12$, le mécanisme de blocage de l'arbre principal n'est plus autobloquant. Une différence de 7.7% sur le coefficient de frottement minimal est obtenue entre *Adams* et l'analyse théorique.

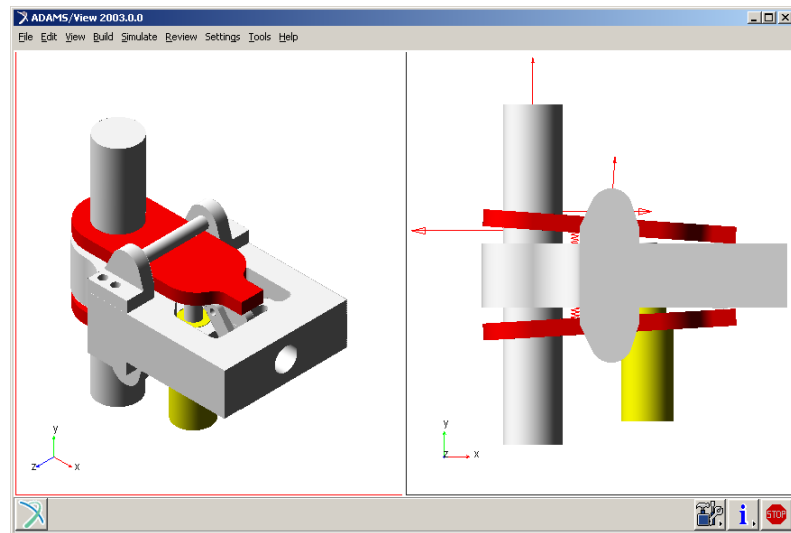


FIG. 6.9 – Modèle *Adams* du mécanisme de blocage de l'arbre principal.

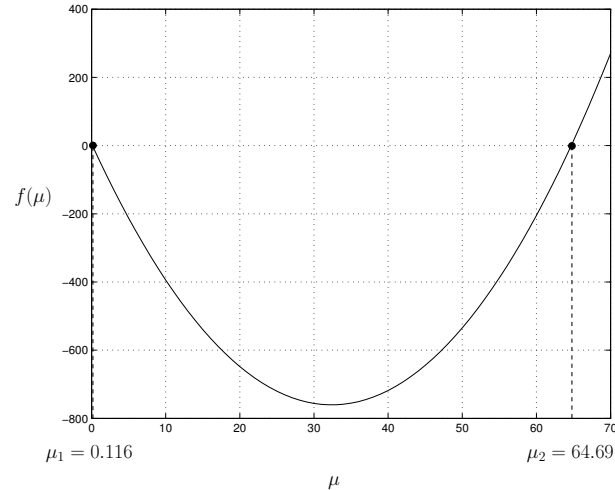


FIG. 6.10 – La quadratique de l'équation (6.11) en fonction de μ pour les pattes.

6.2.1.2 Mécanisme de blocage des pattes

Les paramètres de conception pour le mécanisme de blocage des pattes sont $k = 5.51$ mm, $h = 9.53$ mm, $l = 19.05$ mm, $p = 9.92$ mm et $e = 4.76$ mm. En substituant ces valeurs dans les équations (6.11) à (6.14) et en traçant la quadratique en fonction de μ , on obtient le graphique de la figure 6.10. Les racines de cette fonction sont $\mu_1 = 0.116$ et $\mu_2 = 64.69$ et la fonction est négative entre ces deux racines, ce qui satisfait l'équation (6.11). Ainsi, le mécanisme est autobloquant si le coefficient de frottement est plus grand que $\mu = 0.116$. Donc, puisque la tige des pattes et les plaques sont fabriquées en acier, le mécanisme de blocage fonctionne en présence de lubrifiant avec un facteur de sécurité de 1.38.

La même analyse que pour l'arbre principal est effectuée sur le mécanisme de blocage des pattes avec le logiciel de simulation dynamique *Adams*. La figure 6.11 présente le modèle *Adams* du mécanisme de blocage des pattes. Le mécanisme est autobloquant sous des chargements variant entre 200 et 2000 N avec un coefficient de frottement de $\mu = 0.16$. Le coefficient de frottement minimal obtenu avec *Adams* est maintenant $\mu \approx 0.108$ pour le mécanisme de blocage des pattes. Une différence de 6.9% est obtenue comparée à l'analyse théorique.

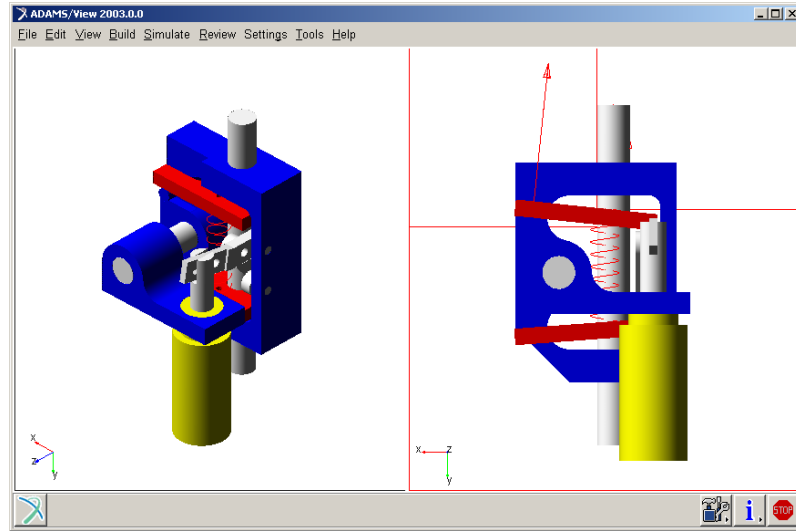


FIG. 6.11 – Modèle *Adams* du mécanisme de blocage des pattes.

6.2.2 Mécanisme de déblocage

Cette deuxième analyse est effectuée sur les mécanismes de déblocage de l'arbre principal et des pattes. L'objectif de cette analyse est de trouver la relation entre la force produite par les ressorts des mécanismes de blocage et la force générée par le solénoïde. Ainsi, les ressorts peuvent être choisis en fonction de la force maximale générée par le solénoïde pour un cycle de service de 100%.

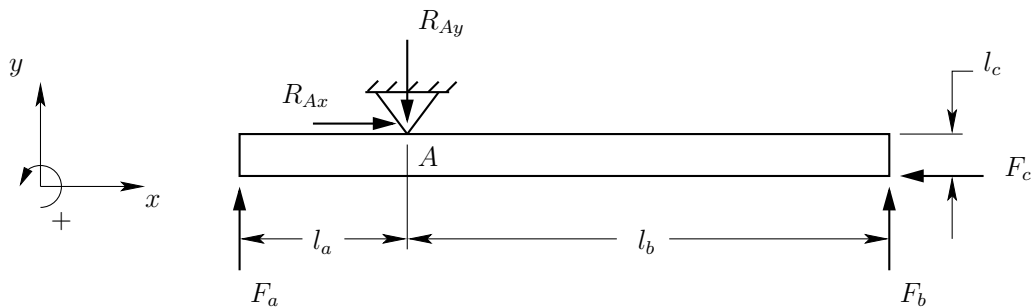


FIG. 6.12 – Diagramme du corps libre de la plaque supérieure du mécanisme de blocage de l'arbre principal.

6.2.2.1 Mécanisme de déblocage de l'arbre principal

La figure 6.12 montre le diagramme du corps libre de la plaque supérieure du mécanisme de blocage de l'arbre principal. Par rapport à la figure 6.4, le point A correspond au point d'appui supérieur (3). La force F_a est appliquée au niveau du ressort de compression supérieur (4) et les forces F_b et F_c sont appliquées au niveau de l'extrémité arrondie de la barre supérieure (7) du mécanisme de déblocage. De la figure 6.12, les équations d'équilibre sont obtenues :

$$\sum F_x = R_{Ax} - F_c = 0 \quad (6.15)$$

$$\sum F_y = F_a + F_b - R_{Ay} = 0 \quad (6.16)$$

$$\sum \tau_A = F_b l_b - F_a l_a - F_c l_c = 0 \quad (6.17)$$

où F_a est la force produite par les deux ressorts de compression, F_b est la force normale appliquée par le mécanisme de déblocage, F_c est la force de frottement entre la plaque et le mécanisme de déblocage et R_{Ax} et R_{Ay} sont les réactions au point d'appui A .

La force de frottement est liée à la force normale par le coefficient de frottement μ entre les deux surfaces de la manière suivante :

$$F_c = \mu F_b \quad (6.18)$$

En substituant l'équation (6.18) dans l'équation (6.17), on obtient la relation entre F_a et F_b :

$$F_a = F_b \frac{(l_b - \mu l_c)}{l_a} \quad (6.19)$$

Pour obtenir la relation entre la force F_b appliquée par le mécanisme de déblocage sur les plaques du mécanisme de blocage et la force générée par le solénoïde, les trois composantes du mécanisme de déblocage doivent être analysées.

La figure 6.13 montre le diagramme du corps libre de la barre supérieure du mécanisme de déblocage. De la figure 6.13, les équations d'équilibre sont obtenues :

$$\sum F_x = R_{Bx} + F_c - R_{Cx} = 0 \quad (6.20)$$

$$\sum F_y = R_{Cy} - F_d - R_{By} - F_b = 0 \quad (6.21)$$

$$\sum \tau_B = F_d l_d - F_b l_e - R_{Cy} l_f - F_c l_g - R_{Cx} l_h = 0 \quad (6.22)$$

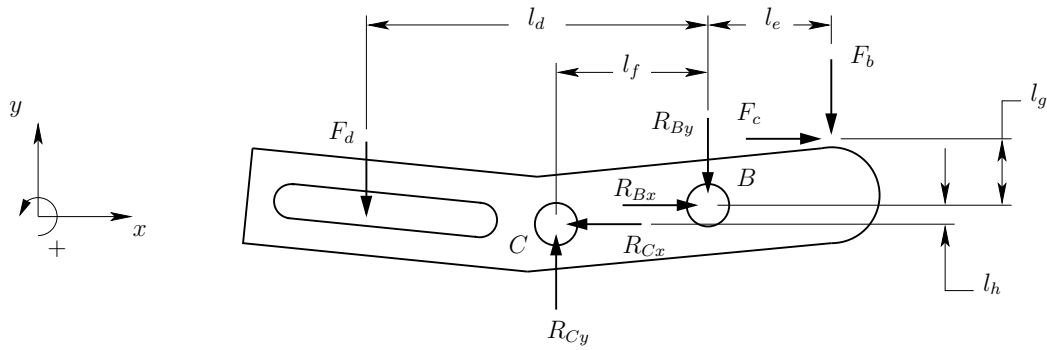


FIG. 6.13 – Diagramme du corps libre de la barre supérieure du mécanisme de déblocage.

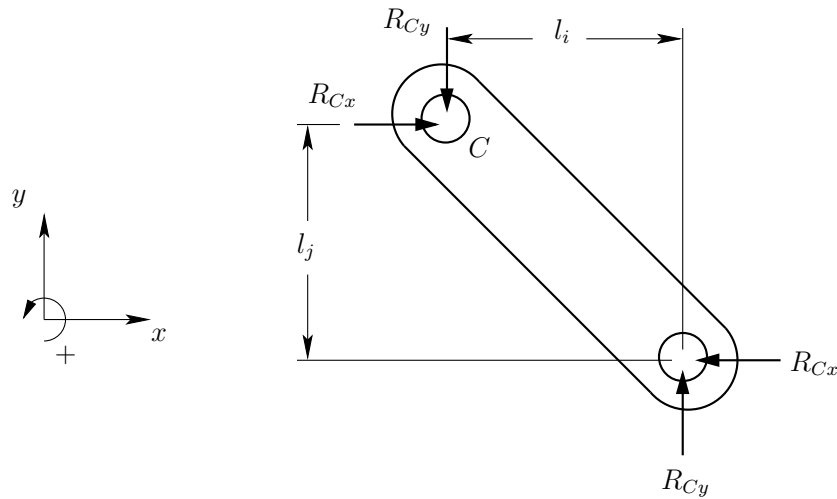


FIG. 6.14 – Diagramme du corps libre de la barre intermédiaire du mécanisme de déblocage.

où F_d est la force générée par le solénoïde, R_{Bx} et R_{By} sont les réactions au pivot B et R_{Cx} et R_{Cy} sont les réactions au pivot C . On substitue l'équation (6.18) dans l'équation (6.22), ce qui conduit à :

$$F_d l_d - R_{Cy} l_f - R_{Cx} l_h - F_b (l_e + \mu l_g) = 0 \quad (6.23)$$

La figure 6.14 montre le diagramme du corps libre de la barre intermédiaire du mécanisme de déblocage. De la figure 6.14, l'équation suivante est obtenue :

$$\sum \tau_C = R_{Cy} l_i - R_{Cx} l_j = 0 \quad (6.24)$$

ce qui donne :

$$R_{Cy} = R_{Cx} \frac{l_j}{l_i} \quad (6.25)$$

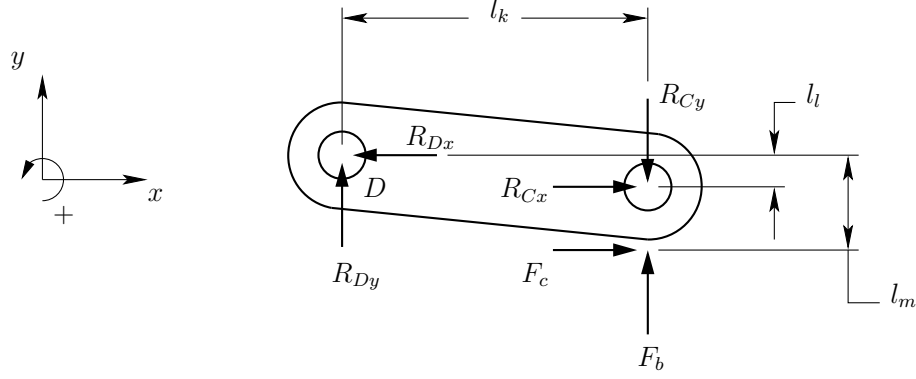


FIG. 6.15 – Diagramme du corps libre de la barre inférieure du mécanisme de déblocage.

En substituant l'équation (6.25) dans l'équation (6.23), on obtient :

$$F_d l_d - R_{Cx} \left(\frac{l_j l_f}{l_i} + l_h \right) - F_b (l_e + \mu l_g) = 0 \quad (6.26)$$

La figure 6.15 présente le diagramme du corps libre de la barre inférieure du mécanisme de déblocage. De la figure 6.15, les équations d'équilibre sont obtenues :

$$\sum F_x = R_{Cx} + F_c - R_{Dx} = 0 \quad (6.27)$$

$$\sum F_y = F_b - R_{Cy} + R_{Dy} = 0 \quad (6.28)$$

$$\sum \tau_D = F_b l_k - R_{Cy} l_k + R_{Cx} l_l + F_c l_m = 0 \quad (6.29)$$

où R_{Dx} et R_{Dy} sont les réactions au pivot D . En substituant l'équation (6.18) dans l'équation (6.29), on obtient :

$$F_b (l_k + \mu l_m) - R_{Cy} l_k + R_{Cx} l_l = 0 \quad (6.30)$$

On substitue l'équation (6.25) dans l'équation (6.30), ce qui donne :

$$R_{Cx} = F_b \frac{(l_k + \mu l_m)}{\left(\frac{l_j l_k}{l_i} - l_l \right)} \quad (6.31)$$

Finalement, en substituant l'équation (6.31) dans l'équation (6.26), on obtient la relation entre la force F_d générée par le solénoïde et la force F_b appliquée par le mécanisme de déblocage sur les plaques du mécanisme de blocage :

$$F_b = K F_d \quad (6.32)$$

avec

$$K = \frac{l_d \left(\frac{l_j l_k}{l_i} - l_l \right)}{(l_k + \mu l_m) \left(\frac{l_j l_f}{l_i} + l_h \right) + (l_e + \mu l_g) \left(\frac{l_j l_k}{l_i} - l_l \right)} \quad (6.33)$$

Tab. 6.1 – Dimensions du mécanisme de blocage de l'arbre principal (dimensions en mm).

l_a	13.51	l_h	1.70
l_b	41.67	l_i	12.09
l_c	6.35	l_j	16.35
l_d	22.23	l_k	5.97
l_e	5.97	l_l	2.17
l_f	6.12	l_m	6.00
l_g	5.55		

En substituant l'équation (6.32) dans l'équation (6.19), on obtient :

$$F_a = K F_d \frac{(l_b - \mu l_c)}{l_a} \quad (6.34)$$

qui peut être réduite à

$$F_a = K_1 F_d \quad (6.35)$$

avec

$$K_1 = K \frac{(l_b - \mu l_c)}{l_a} \quad (6.36)$$

L'équation (6.35) donne la relation entre la force F_a produite par les deux ressorts de compression et la force F_d générée par le solénoïde dans le cas du mécanisme de blocage de l'arbre principal. Le tableau 6.1 donne les dimensions nécessaires pour trouver la force maximale F_a que les deux ressorts de compression peuvent exercer pour une force donnée F_d générée par le solénoïde. La déviation angulaire des plaques du mécanisme de blocage est négligée parce qu'elle est faible. Le mécanisme de déblocage est approximativement dans une position pour laquelle les plaques ne bloquent pas l'arbre principal. Le coefficient de frottement entre les plaques et le mécanisme de déblocage est pris pour le pire cas, soit $\mu = 0.8$ pour un contact acier-acier. En substituant les valeurs du tableau 6.1 et $\mu = 0.8$ dans l'équation (6.36), on obtient $K_1 = 2.10$. Ce résultat signifie qu'un ressort de compression peut exercer une force maximale de $K_1/2 = 1.05$ fois la force générée par le solénoïde.

Le solénoïde sélectionné est le solénoïde tubulaire de type rétractable ayant un diamètre de 19.05 mm (3/4") et une longueur de 38.1 mm (1 1/2") produit par *Ledex & Dormeyer* (annexe A). Le solénoïde doit garder les plaques du mécanisme de blocage séparées pour que l'arbre principal puisse coulisser librement au travers de la plateforme. Pendant cette phase, le solénoïde fonctionne à un cycle de service de 100% et la

Pull Tubular Solenoid – 3/4" dia. x 1 1/2" – Flat Face Plunger

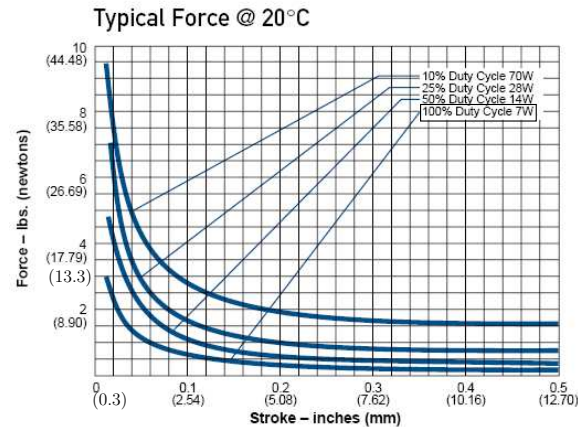


FIG. 6.16 – Courbes de performance du solénoïde sélectionné.

tige du solénoïde est complètement rétractée. La force maximale du solénoïde pour un cycle de service de 100% lorsque la tige est rétractée est de 23.3 N. Cependant, la force utilisée pour les calculs est choisie pour une très petite course de la tige du solénoïde, soit environ 0.3 mm. Puisque la force du solénoïde diminue avec la course de la tige, la force produite par les ressorts devient plus faible et ainsi on s'assure que la tige atteindra sa position rétractée. La figure 6.16 montre les courbes de performance pour le solénoïde avec une tige à bout plat. Pour une course d'environ 0.3 mm, le solénoïde peut générer une force de 13.3 N pour un cycle de service de 100%. Donc, la force exercée par un ressort de compression est donnée par l'équation (6.35) avec $K_1 = 1.05$ et $F_d = 13.3$ N, ce qui donne $F_a = 14$ N.

Pour vérifier l'analyse précédente, le même modèle *Adams* que pour l'analyse du coefficient de frottement minimal est utilisé (figure 6.9). Chaque ressort de compression est modélisé pour produire une force d'environ 14 N comme calculé précédemment. Puisqu'il y a deux ressorts pour chacune des plaques du mécanisme de blocage, la force appliquée par les ressorts sur une plaque est de 28 N. Le déplacement montré à la figure 6.17 est imposé à la tige du solénoïde pour débloquent l'arbre principal. Il est à noter que le déplacement de la tige du solénoïde est plus élevé qu'il le serait en réalité. En effet, la profondeur de pénétration réglée dans *Adams* pour les forces de contact augmente les déplacements de chacune des parties du mécanisme de blocage et impose une course de la tige plus élevée pour débloquent l'arbre principal.

La figure 6.18 présente la force générée par le solénoïde pour produire le déplacement

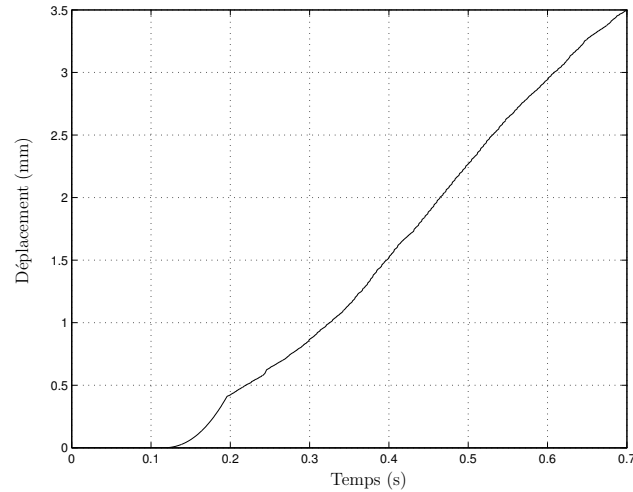


FIG. 6.17 – Simulation *Adams* : déplacement de la tige du solénoïde pour l'arbre principal.

de la figure 6.17. Les barres supérieure et inférieure du mécanisme de déblocage entre en contact avec les plaques supérieure et inférieure à environ 0.35 s. L'arbre principal est débloqué à environ 0.7 s. La force obtenue lorsque l'arbre principal est débloqué est environ $F_d = 12.2$ N. La figure 6.19 montre la force normale F_b appliquée par le mécanisme de déblocage ainsi que la force de frottement F_c entre la plaque et le mécanisme de déblocage pour le déplacement prescrit à la figure 6.17. Les forces obtenues lorsque l'arbre principal est débloqué sont $F_b \approx 10.2$ N et $F_c \approx 7.8$ N.

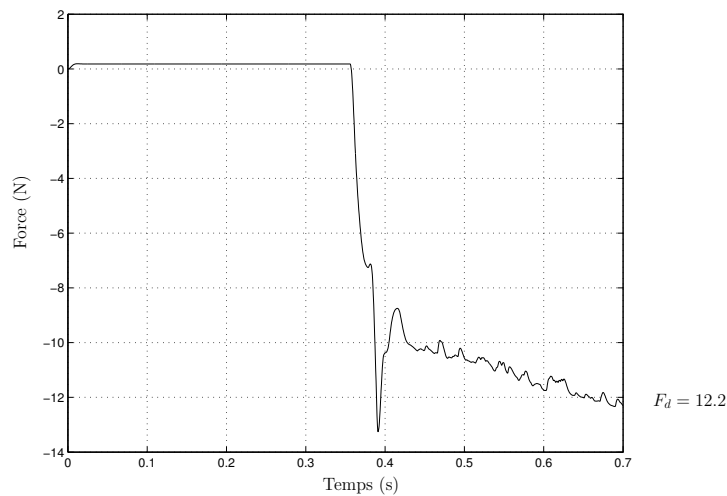


FIG. 6.18 – Simulation *Adams* : force générée par le solénoïde pour l'arbre principal.

Le tableau 6.2 compare les résultats de l'analyse théorique et de la simulation *Adams* pour les forces F_b , F_c et F_d . La force normale F_b est obtenue avec l'équation (6.32) et

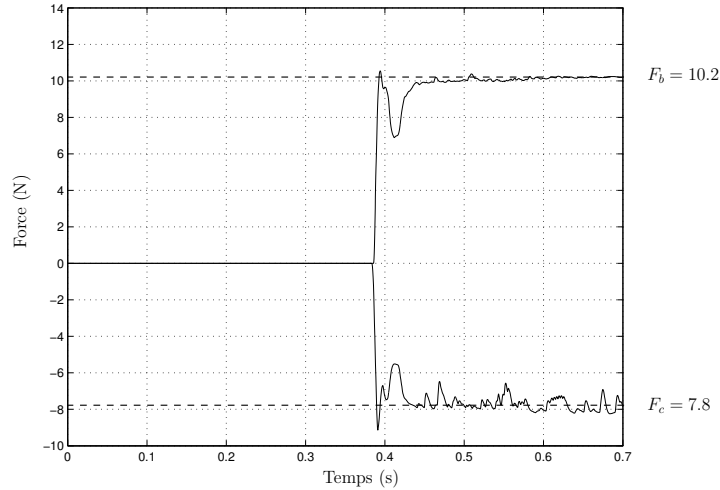


FIG. 6.19 – Simulation *Adams* : forces de contact pour l’arbre principal.

TAB. 6.2 – Résultats de l’analyse théorique et de la simulation *Adams* pour l’arbre principal.

	<i>Adams</i>	Théorique	Différence
F_b	10.2 N	10.3 N	1.0%
F_c	7.8 N	8.2 N	4.9%
F_d	12.2 N	13.3 N	8.3%

les valeurs du tableau 6.1. La force de frottement F_c est obtenue avec l’équation (6.18) et $\mu = 0.8$. On remarque au tableau 6.2 que la différence entre les résultats théoriques et les résultats de la simulation *Adams* est inférieure à 10 %. Donc, l’analyse théorique du mécanisme de déblocage de l’arbre principal est validée.

6.2.2.2 Mécanisme de déblocage des pattes

La figure 6.20 montre le diagramme du corps libre de la plaque supérieure du mécanisme de blocage des pattes. Par rapport à la figure 6.5(a), le point E correspond au point d’appui supérieur (3). La force F_e est appliquée au niveau du ressort de tension (4) et les forces F_b et F_c sont appliquées au niveau de l’extrémité arrondie de la barre supérieure (7) du mécanisme de déblocage. De la figure 6.20, les équations

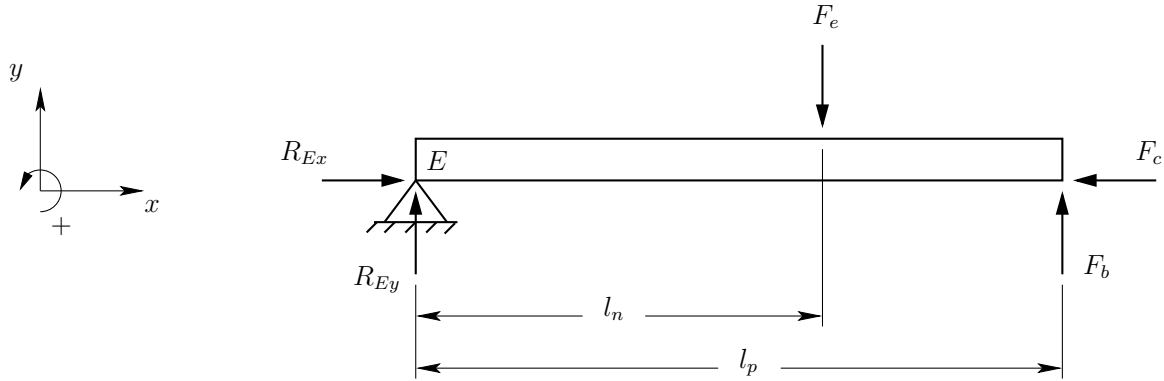


FIG. 6.20 – Diagramme du corps libre de la plaque supérieure du mécanisme de blocage des pattes.

d'équilibre sont obtenues :

$$\sum F_x = R_{Ex} - F_c = 0 \quad (6.37)$$

$$\sum F_y = F_b - F_e + R_{Ey} = 0 \quad (6.38)$$

$$\sum \tau_E = F_b l_p - F_e l_n = 0 \quad (6.39)$$

où F_e est la force produite par les deux ressorts de tension et R_{Ex} et R_{Ey} sont les réactions au point d'appui E . De l'équation (6.39), on obtient :

$$F_e = F_b \frac{l_p}{l_n} \quad (6.40)$$

Puisque le mécanisme de déblocage des pattes est le même que celui de l'arbre principal, on peut substituer l'équation (6.32) dans l'équation (6.40) :

$$F_e = K F_d \frac{l_p}{l_n} \quad (6.41)$$

qui peut être réduite à

$$F_e = K_2 F_d \quad (6.42)$$

avec

$$K_2 = K \frac{l_p}{l_n} \quad (6.43)$$

L'équation (6.42) donne la relation entre la force F_e produite par les deux ressorts de tension et la force F_d générée par le solénoïde dans le cas du mécanisme de blocage des pattes. Le tableau 6.3 donne les dimensions nécessaires pour trouver la force maximale F_e que peut exercer les deux ressorts de tension pour une force donnée F_d générée par le solénoïde. Les mêmes considérations que pour l'arbre principal sont prises et

TAB. 6.3 – Dimensions du mécanisme de blocage des pattes (dimensions en mm).

l_d	24.33	l_j	16.35
l_e	5.97	l_k	5.97
l_f	6.12	l_l	2.17
l_g	5.55	l_m	6.00
l_h	1.70	l_n	21.00
l_i	12.09	l_p	35.33

en substituant les valeurs du tableau 6.3 et $\mu = 0.8$ dans l'équation (6.43), on obtient $K_2 = 1.43$. Ce résultat signifie qu'un ressort de tension peut exercer une force maximale de $K_2/2 = 0.715$ fois la force générée par le solénoïde. Le solénoïde sélectionné est le même que pour le mécanisme de déblocage de l'arbre principal. La force générée par le solénoïde pour une course de la tige d'environ 0.3 mm et un cycle de service de 100% est de 13.3 N. Donc, la force exercée par un ressort de tension est donnée par l'équation (6.42) avec $K_2 = 0.715$ et $F_d = 13.3$ N, ce qui donne $F_e = 9.5$ N.

Pour vérifier l'analyse du mécanisme de déblocage des pattes, le même modèle *Adams* que pour l'analyse du coefficient de frottement minimal est utilisé (figure 6.11). Chaque ressort de tension est modélisé pour produire une force d'environ 9.5 N comme calculé précédemment. Puisque qu'il y a deux ressorts pour chacune des plaques du mécanisme de blocage, la force appliquée par les ressorts sur une plaque est de 19 N. Le déplacement montré à la figure 6.21 est imposé à la tige du solénoïde pour débloquer la tige de la patte. Il est à noter que le déplacement de la tige est plus élevé qu'il le serait en réalité pour les mêmes raisons citées à la section 6.2.2.1.

La figure 6.22 présente la force générée par le solénoïde pour produire le déplacement de la figure 6.21. Les barres supérieure et inférieure du mécanisme de déblocage entre en contact avec les plaques supérieure et inférieure à environ 0.55 s. La tige est déblocquée à environ 0.65 s. La force obtenue lorsque la tige de la patte est déblocquée est environ $F_d = 12.5$ N. La figure 6.23 montre la force normale F_b appliquée par le mécanisme de déblocage ainsi que la force de frottement F_c entre la plaque et le mécanisme de déblocage pour le déplacement prescrit à la figure 6.21. Les forces obtenues lorsque la tige de la patte est déblocquée sont $F_b \approx 12.0$ N et $F_c \approx 9.4$ N.

Le tableau 6.4 présente les résultats de l'analyse théorique et de la simulation *Adams*

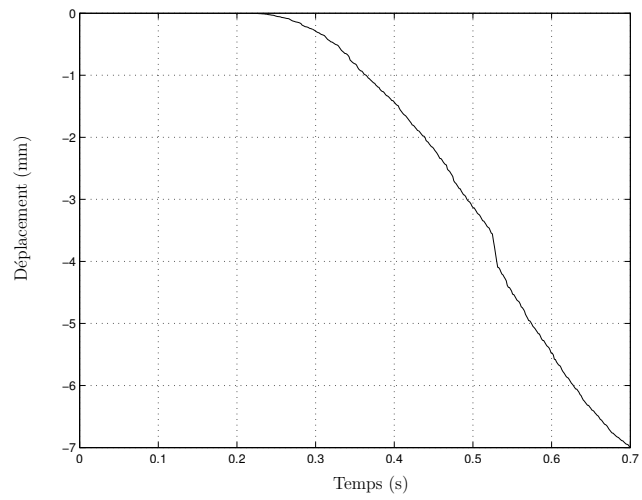


FIG. 6.21 – Simulation *Adams* : déplacement de la tige du solénoïde pour les pattes.

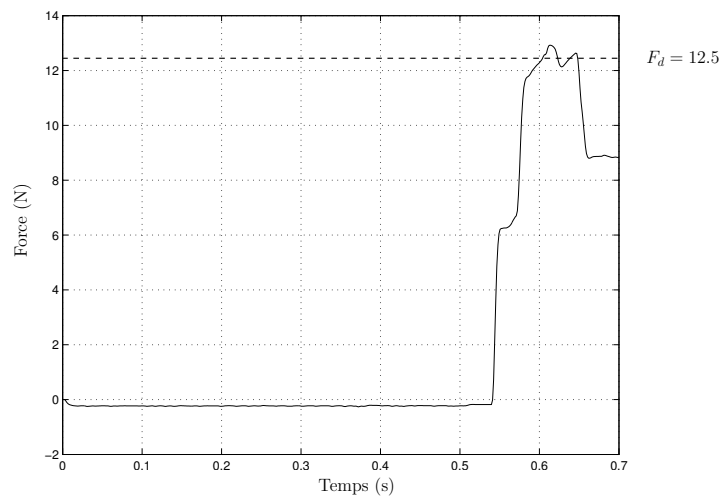


FIG. 6.22 – Simulation *Adams* : force générée par le solénoïde pour les pattes.

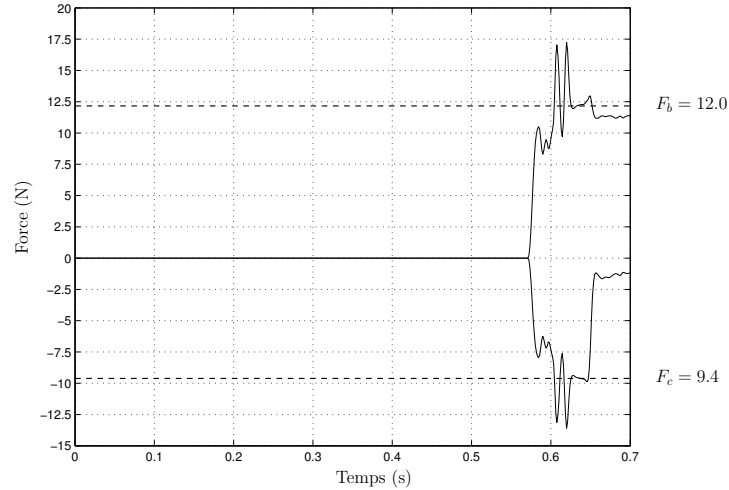


FIG. 6.23 – Simulation *Adams* : forces de contact pour les pattes.

TAB. 6.4 – Résultats de l'analyse théorique et de la simulation *Adams* pour les pattes.

	<i>Adams</i>	Théorique	Différence
F_b	12.0 N	11.3 N	6.2%
F_c	9.4 N	9.0 N	4.4%
F_d	12.5 N	13.3 N	6.0%

pour les forces F_b , F_c et F_d . La force normale F_b est obtenue avec l'équation (6.32) et les valeurs du tableau 6.3. La force de frottement F_c est obtenue avec l'équation (6.18) et $\mu = 0.8$. On remarque au tableau 6.4 que la différence entre les résultats théoriques et les résultats de la simulation *Adams* est inférieure à 10 %. Donc, l'analyse théorique du mécanisme de déblocage des pattes est validée.

6.3 Tests expérimentaux

Les analyses théoriques et les simulations *Adams* ont démontré que les mécanismes de blocage de l'arbre principal et des pattes demeurent autobloquants pour des charges variant entre 200 et 2000 N et en présence de lubrifiant sur les surfaces de contact. De plus, il a été démontré que le mécanisme de déblocage fonctionne de manière conforme lorsque les ressorts sont déterminés en fonction de la force que peut générer le solénoïde pour un cycle de service de 100%. Pour s'assurer que les mécanismes de blocage et de déblocage fonctionnent efficacement dans une application concrète, une série de tests

expérimentaux a été effectuée. De plus, des tests expérimentaux ont été effectués sur un prototype du mécanisme de positionnement pour déterminer ses performances en termes de rigidité et de précision.

6.3.1 Mécanisme de blocage des pattes

La première série de tests est effectuée sur différents prototypes du mécanisme de blocage des pattes. Des expériences concernant le choix des matériaux et la capacité de blocage sous une charge unique ou sous un chargement répété sont accomplies pour différentes composantes du mécanisme de blocage des pattes.

6.3.1.1 Charge unique et choix des matériaux

L'objectif de cette première expérience est de *i*) observer la capacité de blocage du mécanisme de blocage des pattes sous une charge unique et *ii*) choisir les matériaux pour la tige de la patte et pour les plaques. Tester le mécanisme sous une charge unique signifie que le chargement est appliqué une seule fois sur la tige de la patte avant qu'elle soit débloquée et déplacée. Pour atteindre les objectifs de cette expérience, différents chargements sont appliqués sur la tige du mécanisme de blocage pour différents matériaux des plaques.

La figure 6.24 montre le montage expérimental pour mesurer les charges appliquées sur la tige du mécanisme de blocage (1). Les forces sont appliquées à l'aide d'une presse manuelle (2) et elles sont mesurées avec une cellule de charge (3). La cellule de charge est calibrée avec des masses connues et la lecture est effectuée avec un voltmètre (4) selon la loi de calibration trouvée. La capacité de blocage est évaluée en mesurant le déplacement de la tige du mécanisme de blocage à l'aide d'un pied à coulisse. La distance entre les plaques est aussi mesurée pour évaluer le comportement du mécanisme de blocage. La figure 6.25 illustre les mesures prises sur le mécanisme de blocage (a) avant que la charge soit appliquée et (b) après que la charge soit appliquée pour obtenir le déplacement de la tige ($L_i - L_f$) et la variation de la distance entre les plaques ($d_i - d_f$).

Le choix des matériaux de la tige et des plaques repose sur deux considérations. Premièrement, la tige ne doit pas être marquée par les plaques puisque le mécanisme

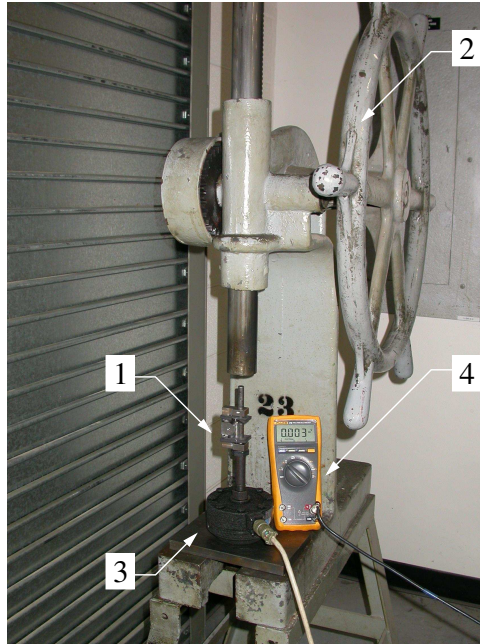


FIG. 6.24 – Montage expérimental pour mesurer le chargement appliqué sur le mécanisme de blocage des pattes.

TAB. 6.5 – Duretés des plaques utilisées pour le choix des matériaux.

Traitement thermique	Dureté (RC)
Acier outil O1 (aucun traitement)	14.8
Acier outil O1 trempé et revenu 600°F	46.7
Acier outil O1 trempé et revenu 800°F	54.8
Acier outil O1 trempé	64.8

de blocage doit conserver sa capacité de bloquer la tige à n'importe quelle position. Deuxièmement, les plaques ne doivent pas subir de déformation plastique ou de rupture sous une charge maximale de 2000 N. La tige et les plaques sont fabriquées en acier outil O1, un acier qui est facilement trempable. La tige est trempée dans l'huile et légèrement revenue pour obtenir un matériau ayant une dureté d'environ 60 RC. Différents traitements thermiques sont effectués sur les plaques pour obtenir différentes duretés (tableau 6.5). Les tests sont réalisés pour quatre duretés des plaques, soient 14.8, 46.7, 54.8 et 64.8 RC. Les plaques ont une épaisseur de 4.76 mm (3/16") et le diamètre du trou est de 9.92 mm (25/64").

Des chargements variant entre 1250 et 2000 N sont appliqués sur la tige du mécanisme de blocage pour les quatre matériaux des plaques avec des surfaces sèches et non-

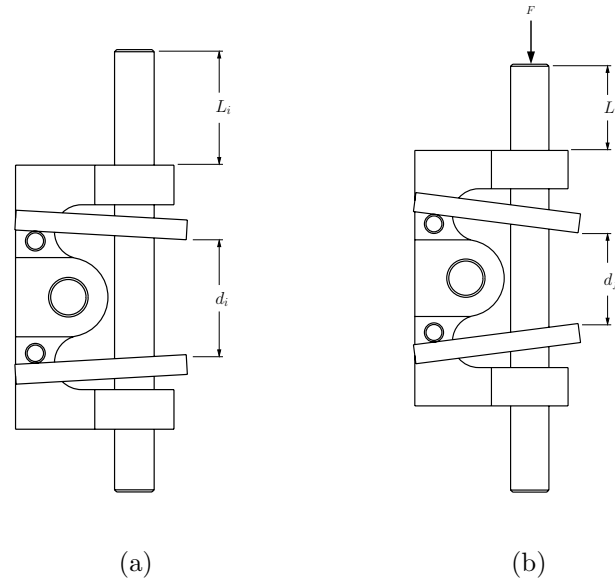


FIG. 6.25 – Mesures prises sur le mécanisme de blocage des pattes (a) avant que la charge soit appliquée et (b) après que la charge soit appliquée.

lubrifiées. Ensuite, les mêmes charges sont appliquées sur la tige pour les plaques de duretés 46.7 RC et 54.8 RC avec des surfaces lubrifiées. Les figures 6.26, 6.27 et 6.28 montrent respectivement le déplacement de la tige, la variation de la distance entre les plaques et la distance initiale entre les plaques pour les six cas réalisés. Les tableaux B.1 à B.6 de l'annexe B.1 présentent les mesures et les résultats de cette expérience.

On observe sur la figure 6.26 que le déplacement de la tige varie en moyenne entre 0.4 et 0.6 mm. La précision de positionnement désirée est de 0.50 mm pour le mécanisme complet (section 1.1). Donc, le mécanisme de blocage a une capacité de blocage qui s'approche de la précision désirée sans toutefois l'atteindre lorsque la charge est unique. Des améliorations doivent être apportées pour augmenter la capacité de blocage du mécanisme des pattes. Tel que révélé dans l'analyse théorique et dans la simulation *Adams*, la présence de lubrifiant ne semble pas influencer le déplacement de la tige.

On remarque sur la figure 6.27 que la variation de la distance entre les plaques varie en moyenne entre 0.7 et 1.1 mm et qu'elle augmente après chacun des chargements appliqués. De plus, la figure 6.28 révèle que la distance entre les plaques diminue après chacun des chargements appliqués. La flexion des plaques sous le chargement ainsi que la déformation microscopique autour des trous des plaques peuvent expliquer ces résultats. La diminution de l'espace entre les plaques présente une menace au bon fonctionnement

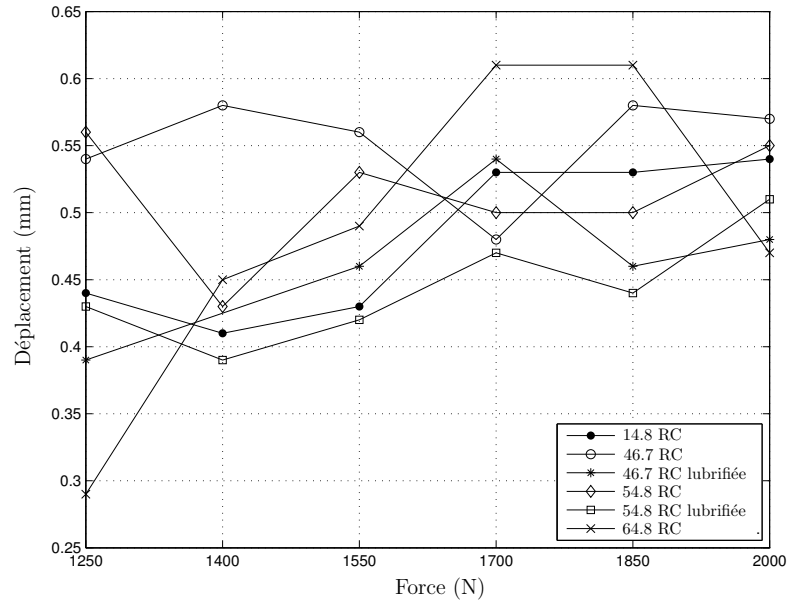


FIG. 6.26 – Déplacement de la tige du mécanisme de blocage des pattes sous chargement unique pour différents matériaux des plaques.

du mécanisme de déblocage puisque les plaques ne doivent pas atteindre les pivots fixes des barres supérieure et inférieure.

Pour ce qui est du choix des matériaux, on remarque à la figure 6.26 que la dureté des plaques n'influence pas le déplacement de la tige. Cependant certaines observations permettent de conclure sur le choix des matériaux de la tige et des plaques. En effet, une déformation plastique non-négligeable est survenue autour du trou de la plaque ayant une dureté de 14.8 RC après avoir appliqué toutes les forces (figure 6.29(a)). Également, tel que montré à la figure 6.29(b), une rupture fragile est survenue autour du trou de la plaque ayant une dureté de 64.8 RC après avoir appliqué toutes les charges et atteint 2000 N. Pour tous les tests effectués, la tige n'a jamais été marquée par les plaques. Donc, les plaques ayant une dureté de 14.8 RC ne peuvent pas être utilisées car elles sont trop ductiles ; de même pour les plaques ayant une dureté de 64.8 RC car elles sont trop fragiles. La dureté des plaques doit se situer entre 45 et 55 RC et la tige doit être plus dure que les plaques avec une dureté d'environ 60 RC.

Finalement, on observe avec cette première expérience sur le mécanisme de blocage des pattes que les plaques sont difficiles à débloquer lorsque la charge appliquée sur la tige est élevée. Un impact est nécessaire pour décoller les plaques de la tige.

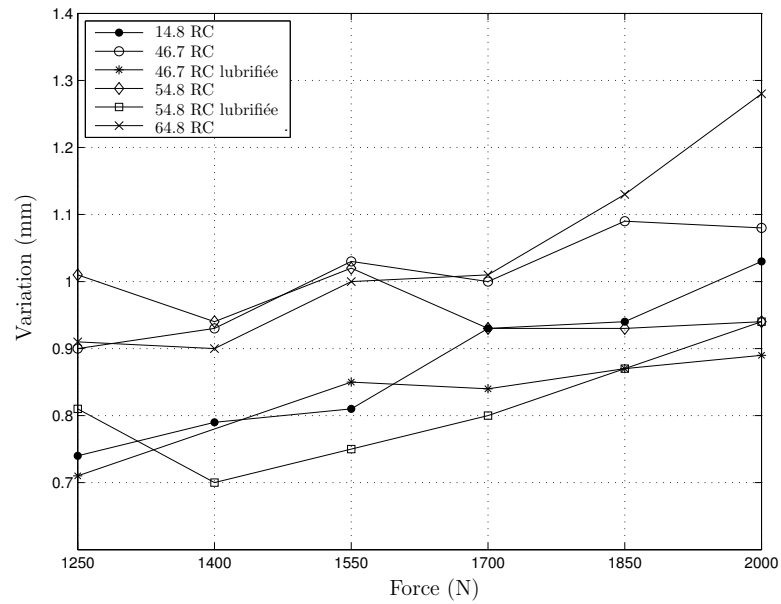


FIG. 6.27 – Variation de la distance entre les plaques sous chargement unique pour différents matériaux des plaques.

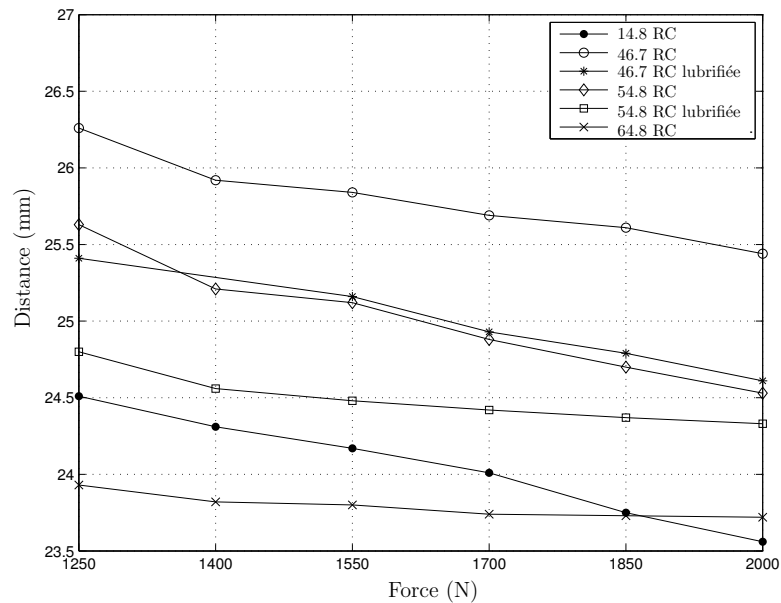


FIG. 6.28 – Distance initiale entre les plaques sous chargement unique pour différents matériaux des plaques.

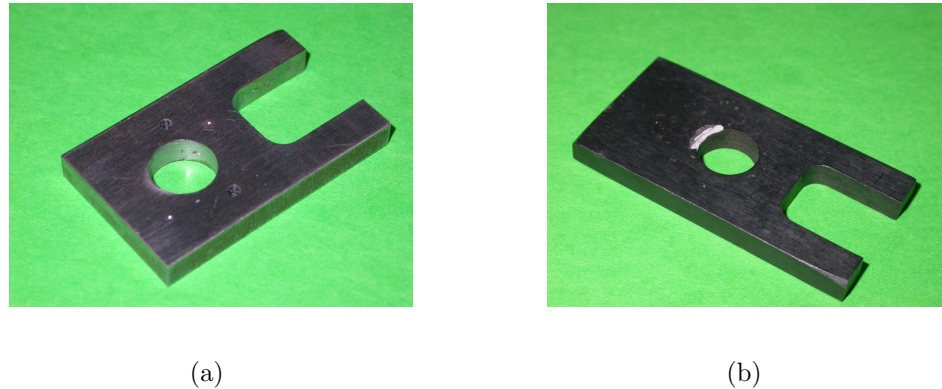


FIG. 6.29 – (a) Déformation plastique de la plaque de 14.8 RC et (b) rupture fragile de la plaque de 64.8 RC.

6.3.1.2 Charge répétée et épaisseur des plaques

L'objectif de cette deuxième expérience est d'observer la capacité de blocage du mécanisme de blocage des pattes sous une charge répétée. Tester le mécanisme sous une charge répétée signifie que le chargement est appliqué plusieurs fois sur la tige de la patte avant qu'elle soit débloquée et déplacée. Pour atteindre les objectifs de cette expérience, un chargement de 1700 N est appliqué 10 fois sur la tige du mécanisme de blocage avant qu'elle soit débloquée. Les tableaux 6.6 et 6.7 présentent les résultats de cette expérience pour des plaques ayant des duretés de 46.7 RC et 54.8 RC, un diamètre de trou de 9.92 mm (25/64") et une épaisseur de 4.76 mm (3/16") avec des surfaces non-lubrifiées.

On observe aux tableaux 6.6 et 6.7 que le déplacement de la tige ($L_i - L_f$) varie autour de 1.35 mm pour les plaques de 46.7 RC et autour de 2.17 mm pour les plaques de 54.8 RC. Dans les deux cas, le déplacement est beaucoup plus élevé que la précision de positionnement désirée de 0.50 mm. Ce déplacement relativement élevé de la tige est dû à l'importante flexion des plaques sous le chargement. En effet, les plaques fléchissent lorsque la charge est appliquée et elles retournent approximativement à leurs positions initiales lorsque la charge est enlevée sans toutefois les atteindre précisément. Ainsi, l'application répétée de la charge permet à la tige de se déplacer légèrement en suivant le mouvement des plaques.

Pour évaluer l'influence de la flexion des plaques sur le déplacement de la tige, des tests ont été effectués sur des plaques ayant une épaisseur de 6.35 mm (1/4") et les

TAB. 6.6 – Résultats pour un chargement de 1700 N répété 10 fois avec des plaques d'épaisseur 4.76 mm (3/16") ayant une dureté de 46.7 RC.

Force (N)	Tension (mV)	L_i (mm)	L_f (mm)	$L_i - L_f$ (mm)	d_i (mm)	d_f (mm)	$d_i - d_f$ (mm)	Cycles
1700	844	27.08	25.54	1.54	25.62	24.20	1.42	10
1700	844	25.98	24.72	1.26	24.95	23.99	0.96	10
1700	844	29.96	28.72	1.24	24.75	23.77	0.98	10
Moyenne				1.35			1.12	

TAB. 6.7 – Résultats pour un chargement de 1700 N répété 10 fois avec des plaques d'épaisseur 4.76 mm (3/16") ayant une dureté de 54.8 RC.

Force (N)	Tension (mV)	L_i (mm)	L_f (mm)	$L_i - L_f$ (mm)	d_i (mm)	d_f (mm)	$d_i - d_f$ (mm)	Cycles
1700	844	27.23	25.13	2.10	24.73	23.38	1.35	10
1700	844	31.39	29.08	2.31	24.37	23.33	1.04	10
1700	993	27.35	25.25	2.10	24.25	22.99	1.26	10
Moyenne				2.17			1.22	

résultats ont été comparés à ceux des plaques d'épaisseur 4.76 mm (3/16"). Le choix des épaisseurs des plaques est limité car l'espace disponible pour le mécanisme de blocage est très restreint. Dans les deux cas, les plaques ont une dureté d'environ 50 RC, un diamètre de trou de 9.92 mm (25/64") et les surfaces ne sont pas lubrifiées. D'abord, la capacité de blocage est évaluée pour les deux épaisseurs pour un chargement unique. Les figures 6.30 et 6.31 présentent respectivement le déplacement de la tige et la variation de la distance entre les plaques pour une charge variant entre 1250 et 2000 N appliquée une seule fois pour les deux épaisseurs. Le tableau B.7 de l'annexe B.2 montre les mesures et les résultats qui ont permis de tracer les graphiques des figures 6.30 et 6.31. On observe sur la figure 6.30 que le déplacement de la tige est plus faible pour la plaque d'épaisseur 6.35 mm (1/4") sauf lorsque la charge atteint 2000 N. Sur la figure 6.31, on remarque que la variation de la distance entre les plaques est plus faible pour les plaques d'épaisseur 6.35 mm (1/4"). En effet, les plaques d'épaisseur 6.35 mm (1/4") subissent moins de flexion que les plaques d'épaisseur 4.76 mm (3/16").

Maintenant, la capacité de blocage est évaluée pour les deux épaisseurs sous une charge répétée. Les figures 6.32 et 6.33 présentent respectivement le déplacement de la

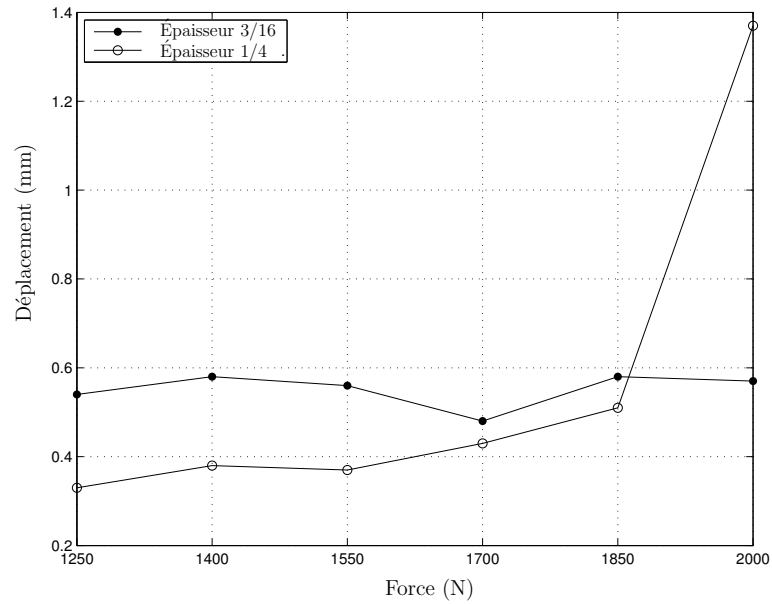


FIG. 6.30 – Déplacement de la tige pour des plaques d'épaisseurs 4.76 mm (3/16") et 6.35 mm (1/4") pour un chargement unique.

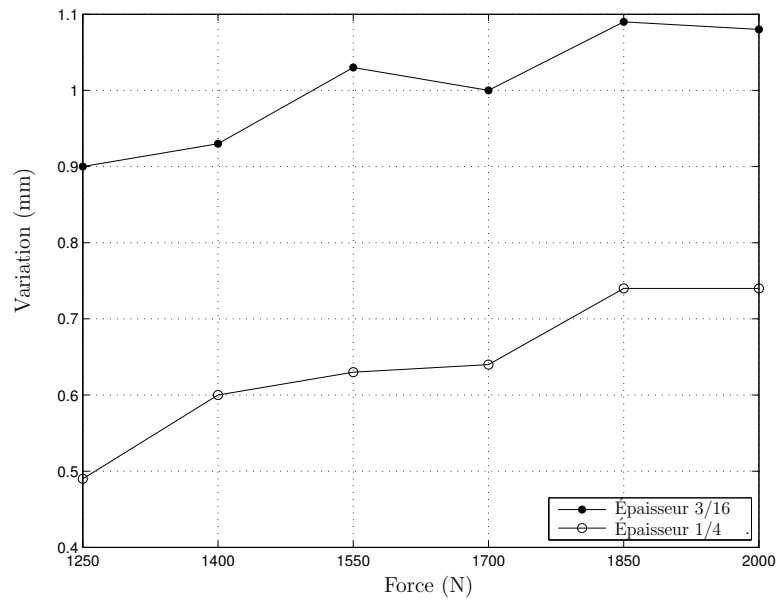


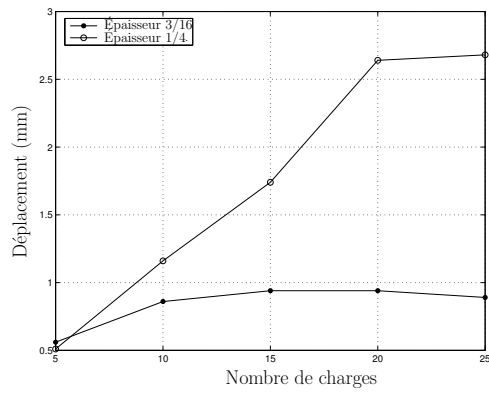
FIG. 6.31 – Variation de la distance entre les plaques pour des plaques d'épaisseurs 4.76 mm (3/16") et 6.35 mm (1/4") pour un chargement unique.

tige et la variation de la distance entre les plaques pour des charges de 1100, 1250 et 1400 N appliquées de 5 à 25 fois pour les deux épaisseurs. Les tableaux B.8 et B.9 de l'annexe B.2 montrent les mesures et les résultats qui ont permis de tracer les graphiques des figures 6.32 et 6.33. On remarque sur la figure 6.32 que le déplacement de la tige est plus élevé pour les plaques d'épaisseur 6.35 mm (1/4") que pour les plaques d'épaisseur 4.76 mm (3/16") lorsque le chargement est répété. Néanmoins, tel que montré à la figure 6.33, la variation de la distance entre les plaques est plus faible pour les plaques d'épaisseur 6.35 mm (1/4"), ce qui prouve toujours que les plaques d'épaisseur 6.35 mm (1/4") subissent moins de flexion que les plaques d'épaisseur 4.76 mm (3/16"). Donc, ces deux derniers résultats démontrent que le déplacement de la tige demeure encore trop élevé même si les plaques subissent moins de flexion. L'application répétée de la charge rend le mécanisme de blocage des pattes imprécis lorsque le simple principe du frottement entre les plaques et la tige est utilisé.

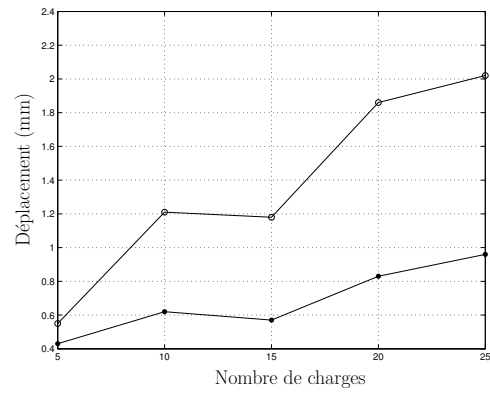
6.3.1.3 Tige filetée

Pour que le mécanisme de blocage des pattes puisse fonctionner lorsque la charge est appliquée plusieurs fois avant que la tige soit débloquée, on a pensé utiliser une tige filetée avec un pas très fin au lieu d'une tige lisse. En effet, lorsque les arêtes du trou des plaques pénètrent dans les filets de la tige, elles y demeurent même si les plaques fléchissent sous un chargement répété.

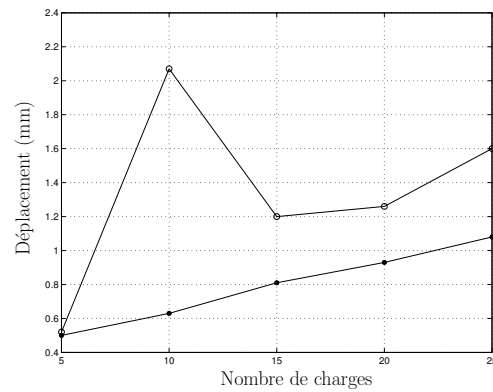
Cette troisième expérience est effectuée sur le mécanisme de blocage des pattes avec une tige filetée ayant un pas de 0.20 mm (0.008") et une profondeur de filet de 0.05 mm (0.002"). Les plaques ont une dureté d'environ 50 RC, une épaisseur de 6.35 mm (1/4") et un diamètre de trou de 9.92 mm (25/64"). Les figures 6.34 et 6.35 présentent respectivement le déplacement de la tige et la variation de la distance entre les plaques pour un chargement unique variant entre 500 et 2000 N ainsi que pour une tige lisse et une tige filetée. Le tableau B.10 de l'annexe B.3 montre les mesures et les résultats qui ont permis de tracer les graphiques des figures 6.34 et 6.35. On remarque sur ces figures que la capacité de blocage du mécanisme de blocage des pattes est supérieure avec une tige filetée. En effet, le déplacement de la tige varie entre 0.12 et 0.42 mm (figure 6.34), ce qui est conforme à la précision de positionnement de 0.50 mm désirée. La variation de la distance entre les plaques est légèrement inférieure dans le cas de la tige filetée, tel que montré à la figure 6.35.



(a)

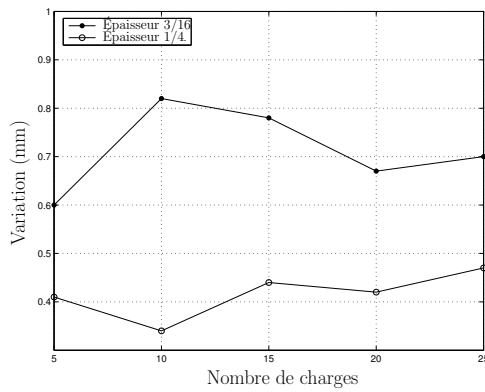


(b)

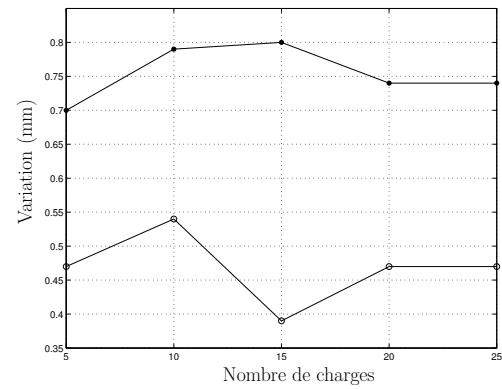


(c)

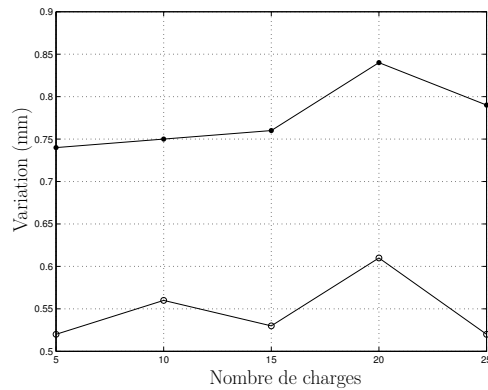
FIG. 6.32 – Déplacement de la tige pour des plaques d'épaisseurs 4.76 mm (3/16") et 6.35 mm (1/4") pour un chargement répété : (a) $F = 1100$ N, (b) $F = 1250$ N et (c) $F = 1400$ N.



(a)



(b)



(c)

FIG. 6.33 – Variation de la distance entre les plaques pour des plaques d'épaisseurs 4.76 mm (3/16") et 6.35 mm (1/4") pour un chargement répété : (a) $F = 1100$ N, (b) $F = 1250$ N et (c) $F = 1400$ N.

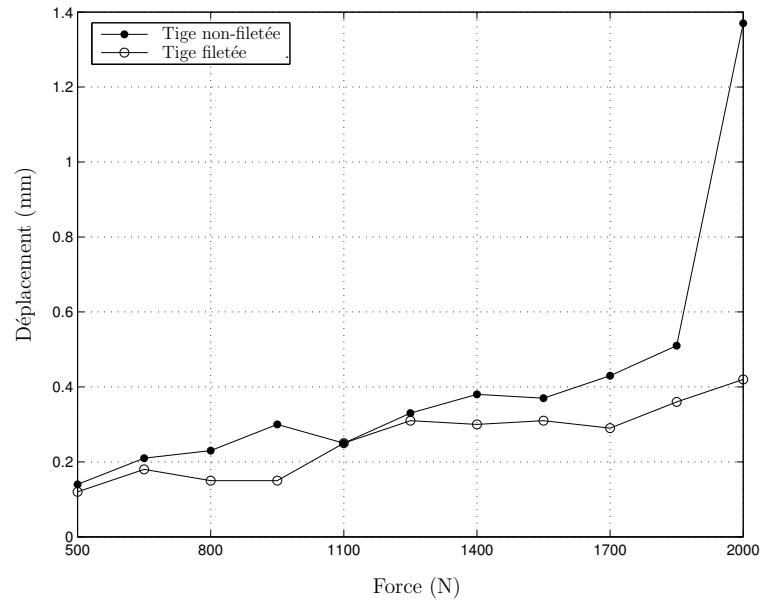


FIG. 6.34 – Déplacement de la tige pour un chargement unique et des tiges lisse et filetée.

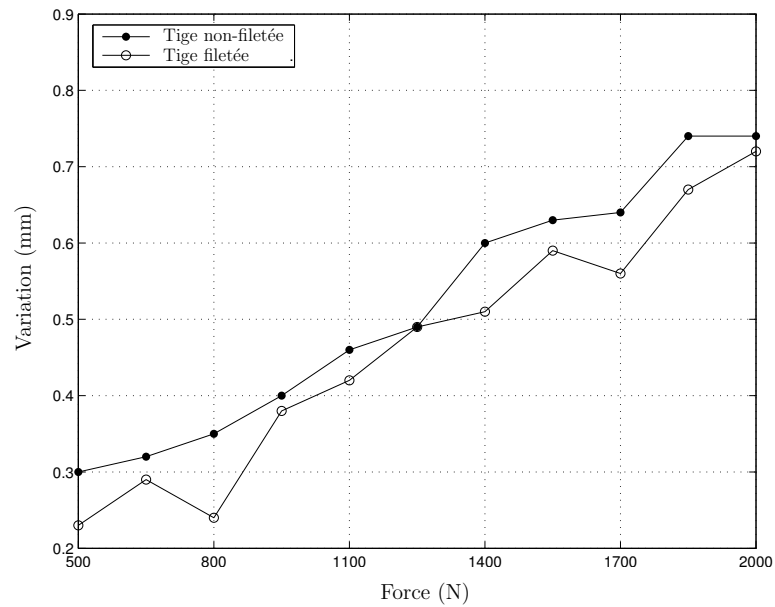
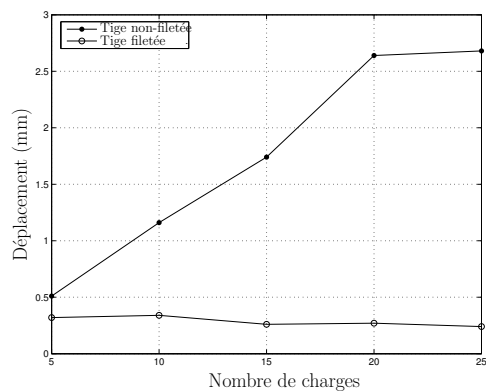
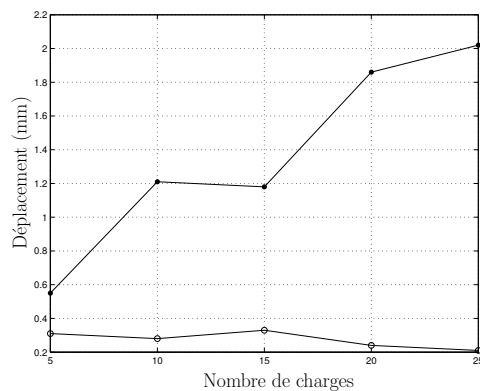


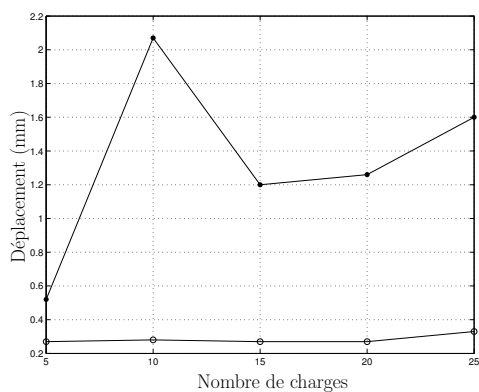
FIG. 6.35 – Variation de la distance entre les plaques pour un chargement unique et des tiges lisse et filetée.



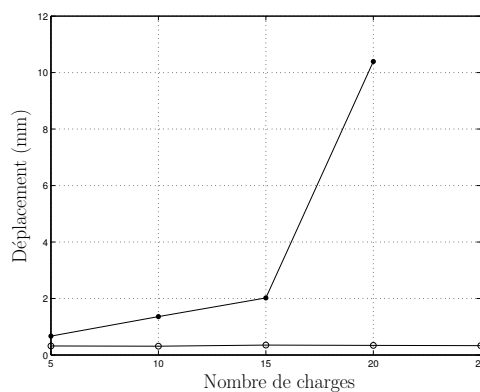
(a)



(b)



(c)



(d)

FIG. 6.36 – Déplacement de la tige pour un chargement répété pour des tiges lisse et filetée : (a) $F = 1100$ N, (b) $F = 1250$ N, (c) $F = 1400$ N et (d) $F = 1550$ N.

La figure 6.36 présente le déplacement de la tige pour des chargements de 1100, 1250, 1400 et 1550 N répétés entre 5 et 25 fois pour des tiges lisse et filetée. Le tableau B.11 de l'annexe B.3 montre les mesures et les résultats qui ont permis de tracer les graphiques de la figure 6.36. Pour tous les cas effectués, le déplacement de la tige ne dépasse jamais la précision de positionnement désirée de 0.50 mm lorsque la tige est filetée. En effet, le déplacement de la tige varie entre 0.21 et 0.35 mm dans le cas de la tige filetée. Donc, le mécanisme de blocage des pattes fonctionne selon la précision demandée dans le cas d'un chargement répété seulement si la tige est filetée.

En conclusion, cette série d'expérience a démontré que le mécanisme de blocage des pattes fonctionne avec la précision désirée pour un chargement unique et pour un

chargement répété seulement s'il possède des caractéristiques spécifiques. En effet, la tige doit être filetée avec un pas d'environ 0.20 mm (0.008") et une profondeur de filet d'environ 0.05 mm (0.002") et elle doit avoir une dureté d'environ 60 RC. Les plaques doivent avoir une dureté entre 45 et 55 RC, une épaisseur de 6.35 mm (1/4") et un diamètre du trou de 9.92 mm (25/64").

6.3.2 Mécanisme de blocage de l'arbre principal

Les résultats obtenus pour le mécanisme de blocage des pattes présentés à la section 6.3.1 sont appliqués sur le mécanisme de blocage de l'arbre principal. Les tests sont effectués avec un arbre fileté de 60 RC ayant un pas de 0.20 mm (0.008") et une profondeur de filet de 0.14 mm (0.0055"). Les plaques ont une dureté d'environ 50 RC, une épaisseur de 6.35 mm (1/4") et un diamètre du trou de 22.67 mm (0.8925"). Le montage utilisant une presse manuelle et une cellule de charge permet d'effectuer les tests sur le mécanisme de blocage de l'arbre principal (figure 6.24). La figure 6.37 illustre les mesures prises à l'aide d'un pied à coulisse sur le mécanisme de blocage (a) avant que la charge soit appliquée et (b) après que la charge soit appliquée pour obtenir le déplacement de l'arbre ($L_i - L_f$).

La figure 6.38 présente le déplacement de l'arbre pour un chargement unique variant entre 500 et 2000 N. Le déplacement de l'arbre ne dépasse pas la précision de positionnement désirée de 0.50 mm pour un chargement unique. La figure 6.39 montre le déplacement de l'arbre pour des charges de 1100, 1250, 1400 et 1550 N appliquées entre 5 et 25 fois. Les tableaux C.1 et C.2 de l'annexe C montrent les mesures et les résultats qui ont permis de tracer les graphiques des figures 6.38 et 6.39. On observe sur la figure 6.39 que le déplacement de l'arbre dépasse la précision demandée de 0.50 mm pour un chargement répété de 1550 N. Il a été observé lors des tests que les plaques du mécanisme de blocage fléchissent lorsque le chargement est appliqué pour la première fois et qu'elles demeurent ensuite en place pour les chargements suivants. Parfois, la flexion des plaques est tellement élevée que le déplacement de l'arbre dépasse la précision désirée. Cependant, une fois la première charge appliquée et les plaques à leur flexion maximale, le mécanisme bloque l'arbre principal à l'intérieur de la précision demandée.

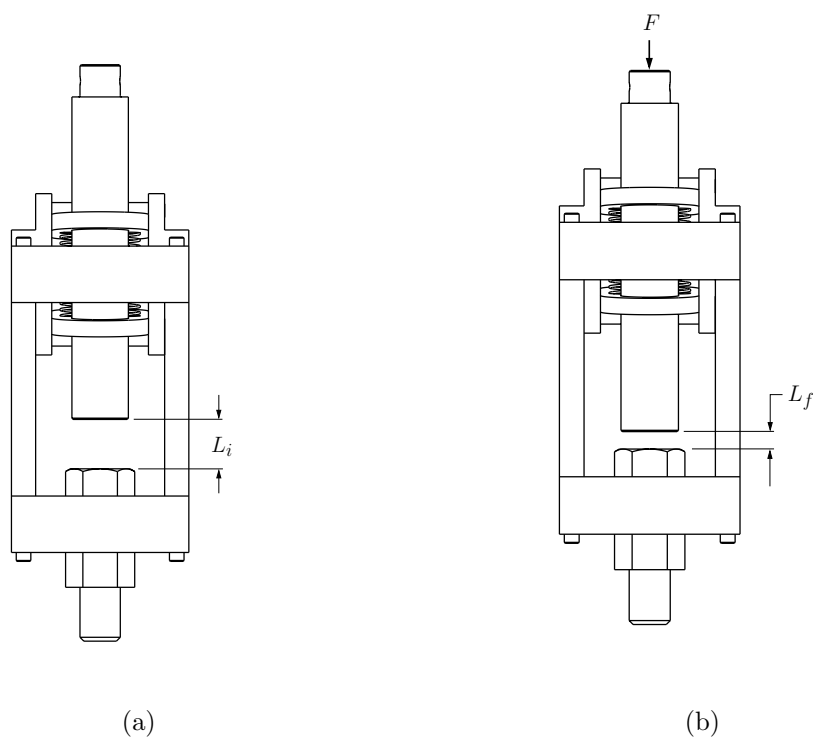


FIG. 6.37 – Mesures prises sur le mécanisme de blocage de l'arbre principal (a) avant que la charge soit appliquée et (b) après que la charge soit appliquée.

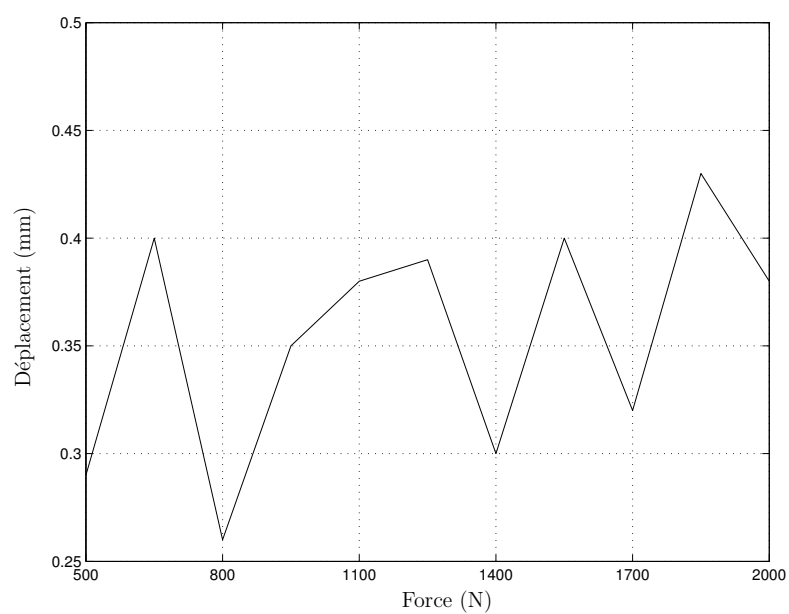


FIG. 6.38 – Déplacement de l'arbre principal pour un chargement unique.

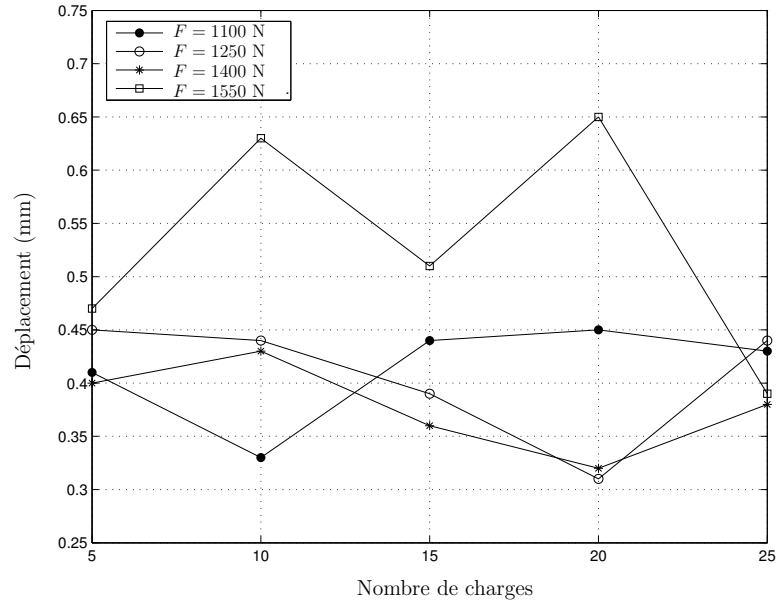


FIG. 6.39 – Déplacement de l'arbre principal pour une charge répétée.

En conclusion, il a été observé que le mécanisme de blocage de l'arbre principal ne fonctionne pas avec la précision de positionnement désirée pour tous les cas de chargement étudiés. L'épaisseur des plaques devraient être augmentée pour réduire la flexion lorsque des charges élevées sont appliquées. Les paramètres de conception devraient également être modifiés pour obtenir un coefficient de frottement minimal plus faible et ainsi obtenir un mécanisme plus rigide et plus précis (section 6.2.1).

6.3.3 Mécanisme de déblocage des pattes

Il a été mentionné à la section 6.3.1.1 que les plaques du mécanisme de blocage des pattes sont difficiles à débloquent lorsque la charge appliquée sur la tige est élevée. En effet, un impact est nécessaire pour décoller les plaques de la tige. Cette observation est toujours vraie dans le cas d'une tige filetée. Pour générer un impact, un ressort de compression est ajoutée entre la barre supérieure du mécanisme de déblocage et le corps du solénoïde (figure 6.40). Ainsi, lorsque le solénoïde n'est pas alimenté, la tige du solénoïde est loin de sa position rétractée. Lorsque le solénoïde est alimenté, la tige se rétracte et accélère jusqu'à ce que les barres supérieure et inférieure du mécanisme de déblocage atteignent les plaques. Cette accélération de la tige permet de générer un impact sur les plaques qui vient décoller les plaques de la tige et ainsi débloquent le

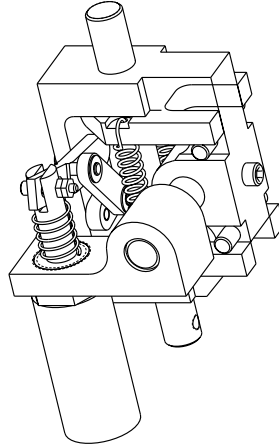


FIG. 6.40 – Mécanisme de déblocage des pattes avec le ressort ajouté.

mécanisme.

Tel que montré à la figure 6.16 de la section 6.2.2.1, la force générée par le solénoïde diminue rapidement lorsque la course augmente. Par le fait même, on veut que la tige du solénoïde soit à sa position rétractée lorsque les plaques du mécanisme de blocage sont séparées pour libérer la tige. Ainsi, une force de retenue élevée est obtenue pour un cycle de service de 100%. Pour s'assurer que la tige du solénoïde atteigne sa position rétractée lors de l'impact, une impulsion de voltage est appliquée au solénoïde. En effet, la force du solénoïde est augmentée en fin de course lorsqu'il est utilisé sur une courte période de temps à un haut voltage.

Les ressorts de tension utilisés sur le prototype du mécanisme de blocage des pattes produisent une force d'environ 9.5 N tel que calculé à la section 6.2.2.2. Les tests expérimentaux ont démontré que trois impulsions de voltage sont nécessaires pour débloquent le mécanisme lorsque la charge appliquée atteint 2000 N. Néanmoins, cinq impulsions de voltage sont appliquées sur le solénoïde pour s'assurer que les plaques sont séparées. Les cinq impulsions sont appliquées à l'intérieur de 2 secondes et atteignent 24 V. Le solénoïde sélectionné (annexe A) fonctionne ensuite à 6 V, ce qui correspond à un cycle de service de 100%. Aucune surchauffe du solénoïde n'est alors observée lors du déblocage du mécanisme de blocage des pattes.

Puisque le mécanisme de déblocage de l'arbre principal est le même que pour celui des pattes, aucun test n'a été effectué sur le mécanisme de déblocage de l'arbre principal.

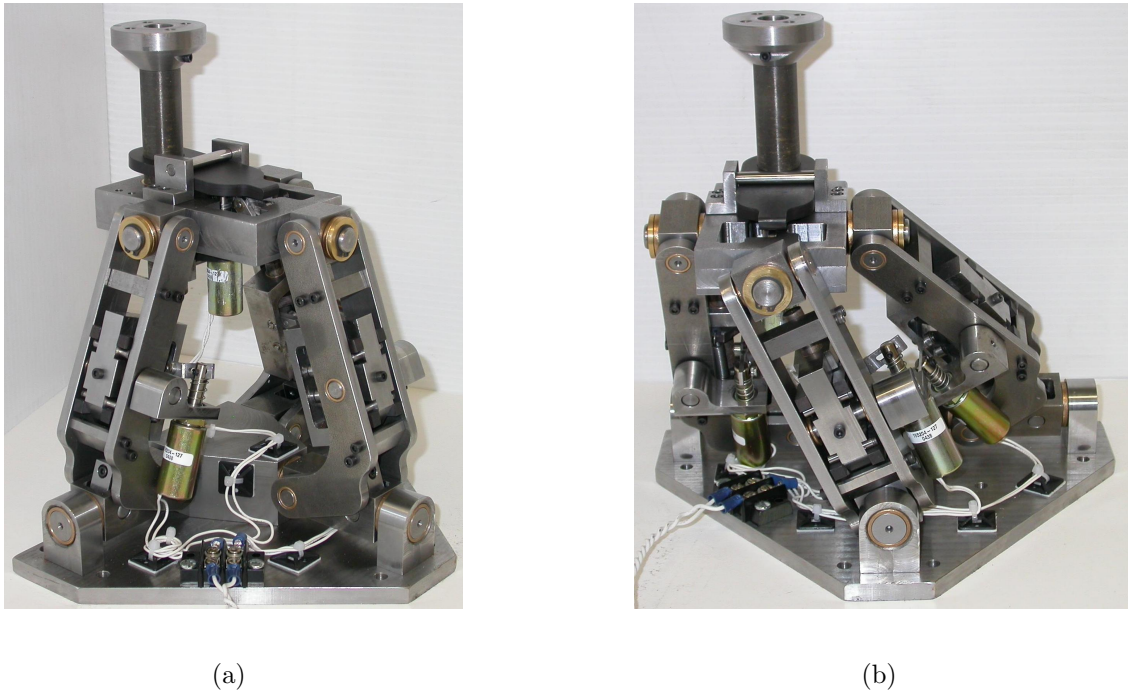


FIG. 6.41 – Photos du prototype du mécanisme de positionnement avec blocage et déblocage automatiques : (a) $\theta_1 = 0^\circ$ et $\theta_2 = 0^\circ$, (b) $\theta_1 = -24.0^\circ$ et $\theta_2 = 22.1^\circ$.

6.3.4 Mécanisme de positionnement

Cette section présente les résultats des tests expérimentaux effectués sur le prototype du mécanisme de positionnement qui constitue le support reconfigurable. Cette dernière série de tests permet de déterminer les performances du mécanisme de positionnement en termes de rigidité et de précision.

6.3.4.1 Prototype

Un prototype du mécanisme de positionnement avec blocage et déblocage automatiques a été fabriqué à l'atelier de génie mécanique de l'Université Laval. La figure 6.41 montre des photos du prototype dans deux positions différentes. Les angles de rotation θ_1 et θ_2 permettant de définir la position du mécanisme font référence à la figure 6.1.

Les artifices décrits à la section 4.3 qui permettent de minimiser les jeux dans les articulations ont aussi été appliqués à ce dernier prototype. Les mécanismes de

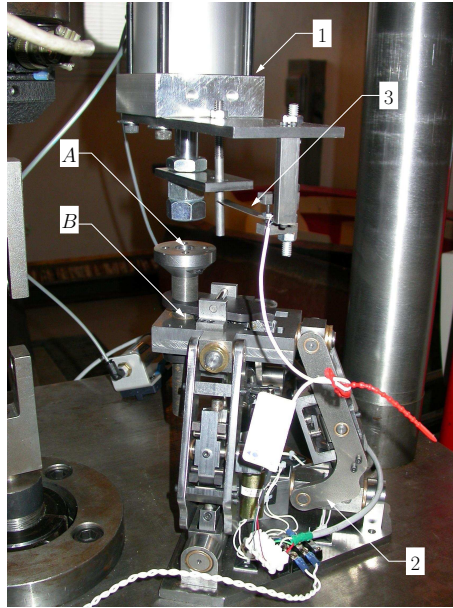


FIG. 6.42 – Montage expérimental permettant de mesurer la force appliquée et le déplacement du mécanisme de positionnement.

blochage des pattes et de l'arbre principal possèdent les caractéristiques décrites dans les sections 6.3.1 et 6.3.2. Les solénoïdes des mécanismes de déblocage sont alimentés par une source de tension capable de fournir 24 V. Une carte électronique possédant entre autres un microcontrôleur pour générer les impulsions de voltage, des transistors et deux boutons poussoir permet de bloquer et de débloquer simultanément les quatre mécanismes de blocage.

6.3.4.2 Montage expérimental

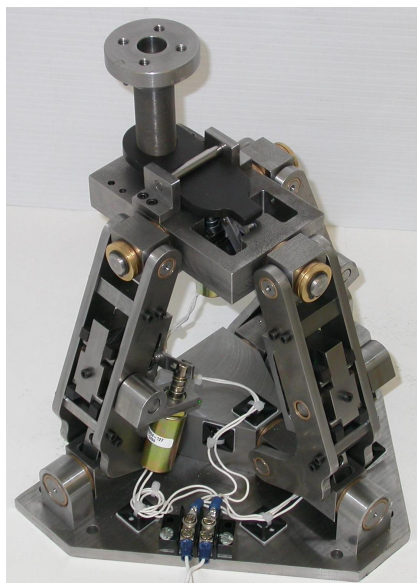
L'objectif des tests expérimentaux effectués sur le mécanisme de positionnement est de déterminer sa rigidité et sa précision selon sa position et le chargement appliqué. Pour obtenir ces résultats, le montage de la figure 6.42 a été utilisé. Un vérin pneumatique (1) permet de produire la force désirée sur le mécanisme de positionnement (2) en réglant la pression dans le système pneumatique. Un pont complet possédant quatre jauges de déformation collées sur une lamelle (3) permet d'obtenir le déplacement de l'effecteur du mécanisme. Un système d'acquisition de données enregistre la force et le déplacement de l'effecteur du mécanisme de positionnement. Le mécanisme de positionnement est fixé solidement par sa base pour éviter les mouvements indésirés du prototype lorsque la charge est appliquée.

6.3.4.3 Résultats

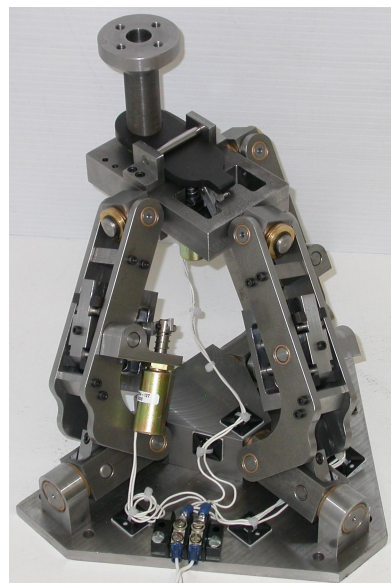
Les tests expérimentaux ont été effectués pour les quatre positions du mécanisme de positionnement montrées à la figure 6.43. D’abord, des charges de 750, 1000, 1500 et 2000 N ont été appliquées 100 fois à l’extrémité supérieure de l’arbre principal (point A de la figure 6.42). Ensuite, les mêmes charges ont été appliquées directement sur la plate-forme du mécanisme au niveau du trou où coulisse normalement l’arbre principal (point B de la figure 6.42). Cette dernière expérience permet d’exclure l’effet du mécanisme de blocage de l’arbre principal. Pour tous les tests effectués, le mécanisme de positionnement est débloqué après l’application des 100 charges.

La figure 6.44 présente une courbe typique de la position de l’effecteur du mécanisme de positionnement en fonction du temps pour les cinq premières applications de la charge. Il est à noter que le graphique conserve la même allure pour les 95 autres applications de la charge. De ce graphique, plusieurs données peuvent être récoltées. D’abord, le déplacement initial v_0 est obtenu après la première application de la charge. Suite à cette première application, le mécanisme de positionnement réagit d’une manière constante face aux autres applications du chargement. Ainsi, il est possible d’obtenir un déplacement moyen v_{moy} de l’effecteur. Finalement, les déplacements minimal v_{min} et maximal v_{max} sont obtenus afin de les comparer au déplacement moyen. Les tableaux D.1 et D.2 de l’annexe D.1 résument les résultats obtenus suite à l’application des 100 charges i) à l’extrémité de l’arbre principal et ii) directement sur la plate-forme du mécanisme de positionnement. On constate sur ces tableaux l’intérêt de calculer le déplacement moyen des 99 dernières applications de la charge puisque l’écart-type du déplacement est faible. En effet, il varie entre 0.006 et 0.051 mm.

Pour ce qui est du déblocage du mécanisme de positionnement, on constate d’abord que le mécanisme de blocage de l’arbre principal ne débloque jamais pour des charges supérieures à 1500 N. Aucun test n’avait été effectué sur le mécanisme de déblocage de l’arbre principal pris individuellement. En modifiant les paramètres de conception du mécanisme de blocage de l’arbre principal ou en augmentant la force générée par le solénoïde, il serait probablement possible de débloquer le mécanisme pour des charges plus élevées. Ensuite, on constate que le mécanisme de blocage de la patte seule ne débloque pas lorsque le mécanisme est en porte-à-faux, c’est-à-dire lorsqu’il est dans la position 2 (figure 6.43(b)). L’effet prononcé du bras de levier génère des efforts supérieurs à 2000 N dans la patte seule et ainsi le mécanisme de blocage de cette



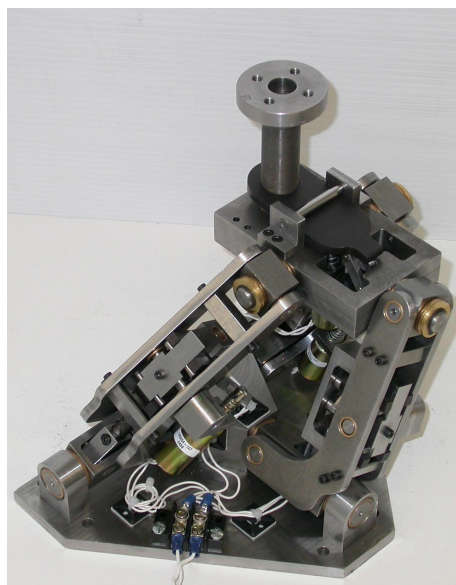
(a)



(b)



(c)



(d)

FIG. 6.43 – (a) Position 1 : $\theta_1 = 0^\circ$ et $\theta_2 = 0^\circ$, (b) position 2 : $\theta_1 = 24^\circ$ et $\theta_2 = -22.1^\circ$, (c) position 3 : $\theta_1 = 0^\circ$ et $\theta_2 = -22.1^\circ$ et (d) position 4 : $\theta_1 = -24^\circ$ et $\theta_2 = -22.1^\circ$.

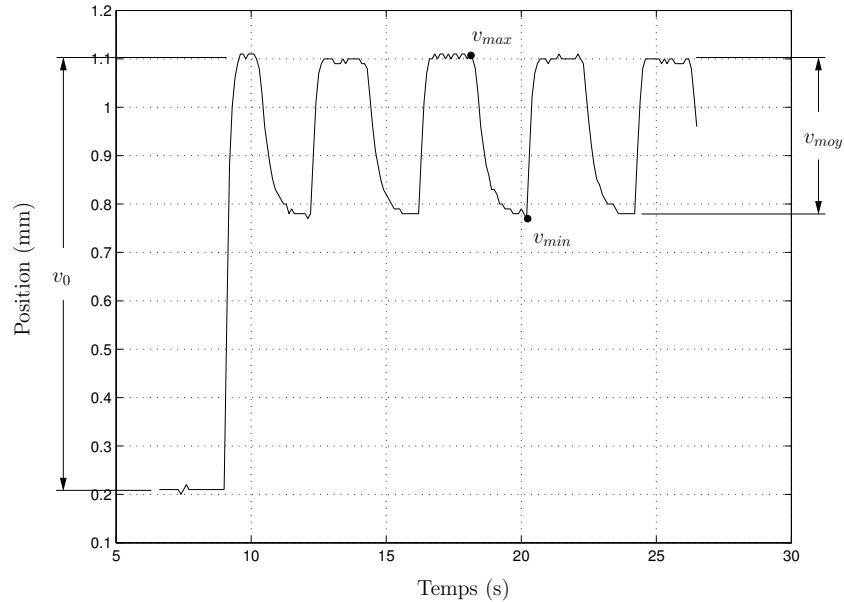


FIG. 6.44 – Exemple typique de la position en fonction du temps pour cinq applications de la charge sur le mécanisme de positionnement (position 1, $F = 1500$ N).

patte ne peut être débloqué. Il semble clair que le simple fait d'élargir la plate-forme dans la direction de la patte seule n'est pas suffisant pour réduire les efforts dans cette patte (section 5.1). Pour régler ce problème, la patte seule devrait être plus costaute et les paramètres de conception du mécanisme de blocage de cette patte devraient être modifiés en conséquence. De plus, il faudrait augmenter la force générée par le solénoïde.

Les figures 6.45 et 6.46 présentent respectivement le déplacement initial v_0 et le déplacement moyen v_{moy} de l'effecteur du mécanisme de positionnement pour les quatre positions lorsque la charge est appliquée à l'extrémité de l'arbre principal. On remarque sur ces figures que le déplacement initial est toujours plus élevé que le déplacement moyen pour une position donnée. Cette observation est facilement expliquée par le comportement des mécanismes de blocage. En effet, la flexion importante des plaques constituant les mécanismes de blocage, qui survient lors de la première application de la charge, permet un déplacement élevé de l'effecteur. Lorsque les plaques sont dans une position stable, le déplacement du mécanisme de positionnement demeure constant pour une charge donnée.

Il est important de noter que les déplacements de l'effecteur du mécanisme de positionnement dépasse la précision désirée de 0.50 mm. Le mécanisme de positionnement n'atteint pas la précision demandée car le déplacement total de l'effecteur est composé

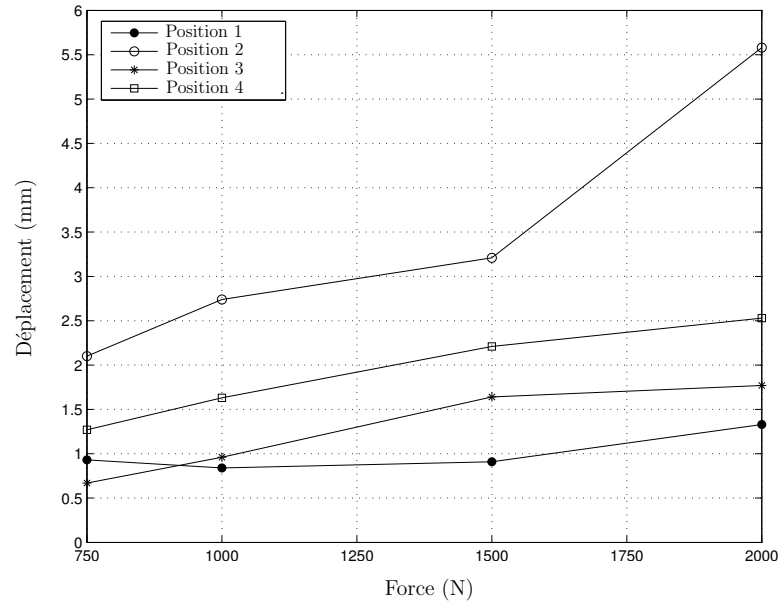


FIG. 6.45 – Déplacement initial pour les quatre positions lorsque la charge est appliquée à l'extrémité de l'arbre principal.

de plusieurs déplacements causés par :

1. l'effet des jeux dans les articulations du mécanisme ;
2. la flexion importante des plaques qui constituent les mécanismes de blocage ;
3. la déformation élastique des pièces qui constituent le mécanisme ;
4. l'effet du bras de levier causé par le décalage de l'arbre principal par rapport au centre de la structure.

La figure 6.47 montre la comparaison entre le déplacement moyen de l'effecteur du mécanisme de positionnement lorsque la charge est appliquée à l'extrémité de l'arbre principal et lorsque la charge est appliquée directement sur la plate-forme pour les quatre positions. Théoriquement, le déplacement moyen devrait être plus faible lorsque la charge est appliquée directement sur la plate-forme car l'effet du mécanisme de blocage de l'arbre principal est enlevé. Cependant, d'après la figure 6.47, le déplacement moyen est plus faible lorsque la charge est appliquée directement sur la plate-forme seulement pour deux positions sur quatre. Cette observation démontre la nature imprévisible du mécanisme de positionnement. En effet, les déplacements causés par les mécanismes de blocage sont variables et dépendent des filets usinés sur les tiges. Le positionnement discret des plaques sur la tige est nécessaire (section 6.3.1.3), mais il apporte de nouvelles imprécisions au mécanisme de positionnement.

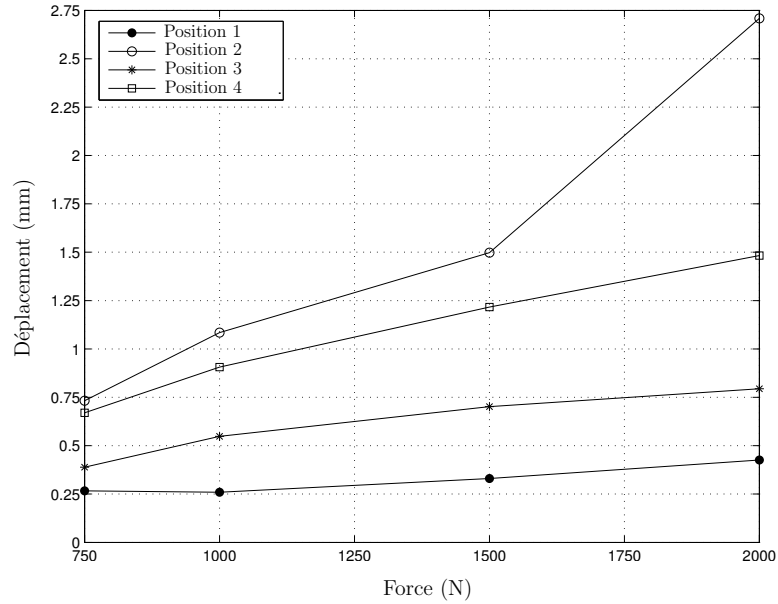
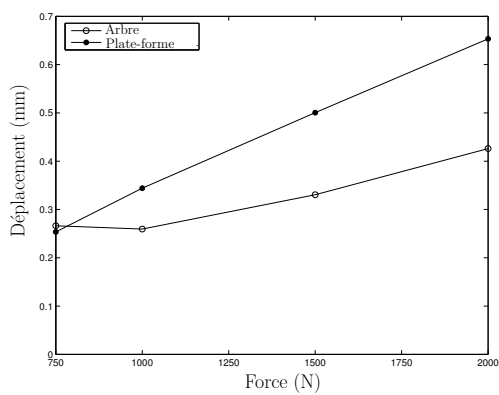


FIG. 6.46 – Déplacement moyen pour les quatre positions lorsque la charge est appliquée à l’extrémité de l’arbre principal.

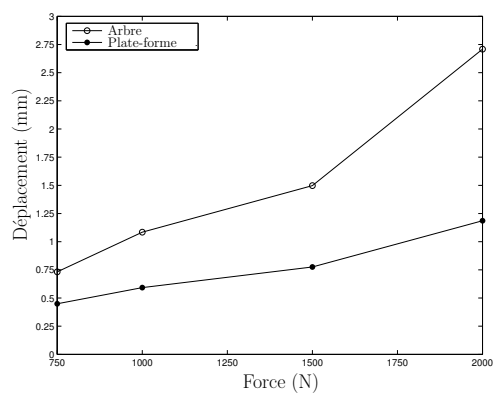
Pour les quatre positions du mécanisme, il est possible de calculer sa raideur. Cette raideur est définie par l’équation (6.44) qui caractérise le comportement d’un ressort, où k est la raideur, F est la force appliquée et Δx est le déplacement.

$$k = \frac{F}{\Delta x} \quad (6.44)$$

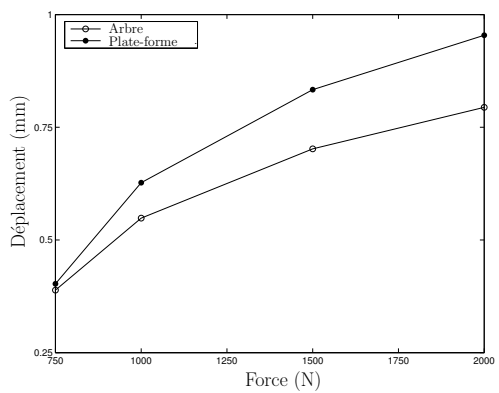
Le déplacement moyen v_{moy} est utilisé pour déterminer la rigidité du mécanisme de positionnement. La précision sur le déplacement moyen est fonction de la calibration des jauges de déformation qui mesurent les positions de l’effecteur. Une précision de ± 0.03 mm est obtenue sur le déplacement moyen. Ainsi, pour chaque position et chaque cas de chargement, des raideurs minimale k^{min} , moyenne k^{moy} et maximale k^{max} sont calculées. Les tableaux D.3 et D.4 de l’annexe D.2 résument les calculs des raideurs pour un chargement appliqué *i*) à l’extrémité de l’arbre principal et *ii*) directement sur la plate-forme du mécanisme de positionnement. Pour une position donnée, la moyenne des raideurs pour chacune des forces appliquées est calculée. Le tableau 6.8 présente les raideurs moyennes pour les quatre positions étudiées et les deux cas de chargement. Puisque le mécanisme de positionnement est symétrique par rapport au plan $y-z$, il est possible d’obtenir grossièrement les limites inférieure et supérieure de la raideur du mécanisme à l’aide des données du tableau 6.8. La figure 6.48 présente les limites inférieure et supérieure de la raideur du mécanisme de positionnement sur tout son



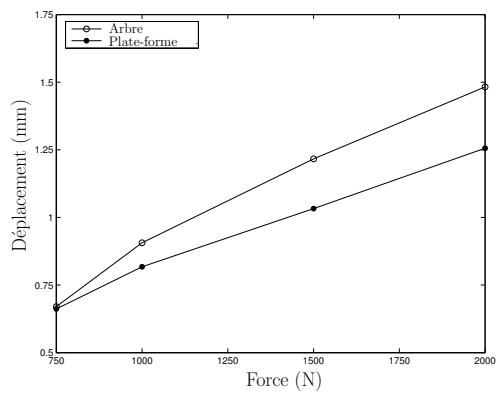
(a)



(b)



(c)



(d)

FIG. 6.47 – Déplacement moyen v_{moy} de l'effecteur du mécanisme de positionnement : (a) position 1, (b) position 2, (c) position 3 et (d) position 4.

espace atteignable en $x-y$ lorsque la charge est appliquée (a) à l'extrémité de l'arbre principal et (b) directement sur la plate-forme. On remarque sur cette figure que la rigidité du mécanisme est plus faible au quatre coins de l'espace atteignable et qu'elle est maximale en son centre. L'effet du bras de levier qui est créé lorsque le mécanisme n'est pas centré explique cette chute de rigidité aux extrémités de l'espace atteignable. Pour rendre la rigidité du mécanisme plus constante dans l'espace atteignable, il faudrait modifier les dimensions de la patte seule pour la rendre plus costaute. La figure 6.49 montre la comparaison de la raideur moyenne k_{moy} lorsque la charge est appliquée à l'extrémité de l'arbre principal et lorsqu'elle est appliquée directement sur la plate-forme. Théoriquement, la rigidité devrait être plus élevée lorsque la charge est appliquée directement sur la plate-forme car l'effet du mécanisme de blocage de l'arbre principal est enlevé. Cependant, ce n'est pas ce qui est observé. Encore ici, le comportement imprévisible des mécanismes de blocage explique ce résultat.

TAB. 6.8 – Raideurs moyennes du mécanisme de positionnement.

Position	Arbre			Plate-forme		
	k_{moy}^{min} (N/mm)	k_{moy} (N/mm)	k_{moy}^{max} (N/mm)	k_{moy}^{min} (N/mm)	k_{moy} (N/mm)	k_{moy}^{max} (N/mm)
1	3616	3955	4368	2788	3005	3263
2	900	923	948	1667	1741	1824
3	2001	2104	2219	1761	1844	1936
4	1165	1200	1237	1307	1350	1396

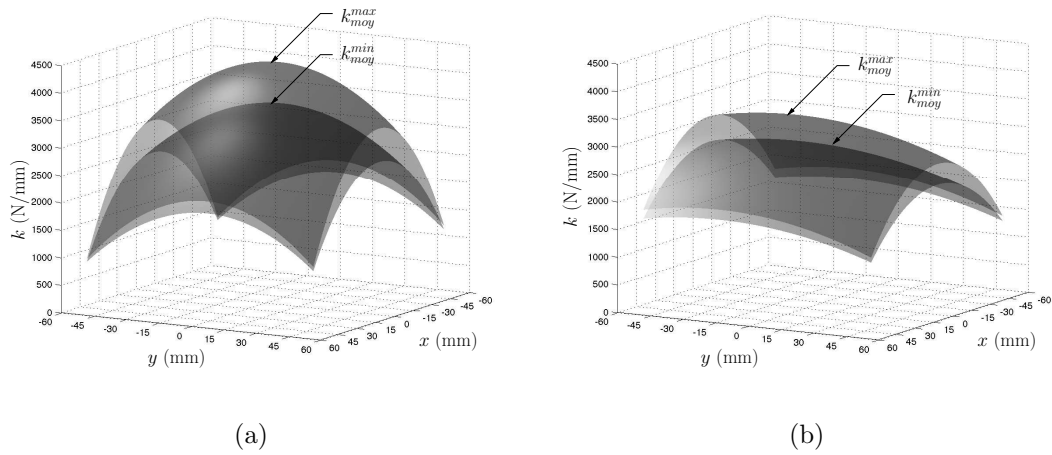


FIG. 6.48 – Limites inférieure et supérieure de la raideur du mécanisme de positionnement lorsque la charge est appliquée (a) à l'extrémité de l'arbre principal et (b) directement sur la plate-forme.

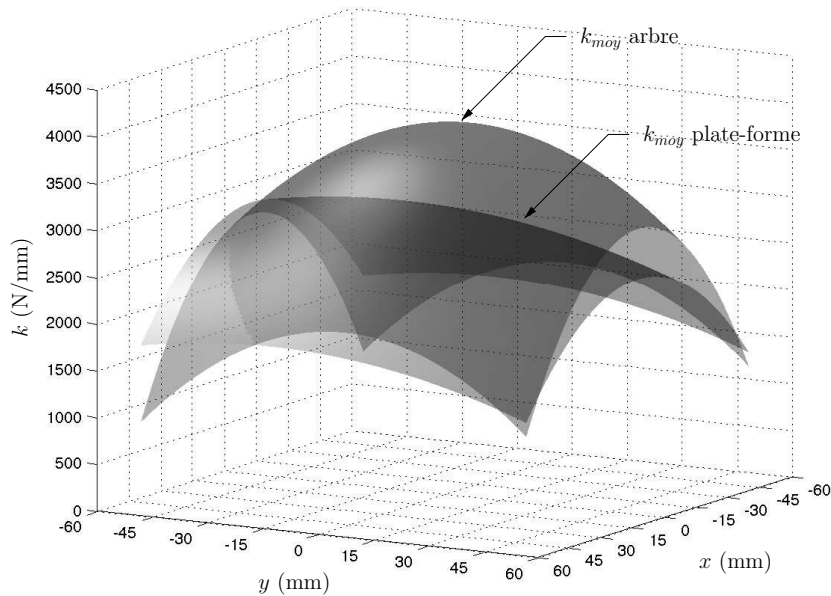


FIG. 6.49 – Comparaison de la raideur moyenne lorsque la charge est appliquée à l'extrémité de l'arbre principal et lorsqu'elle est appliquée directement sur la plate-forme.

6.4 Support reconfigurable

La figure 6.50 montre le support reconfigurable utilisant quatre mécanismes de positionnement avec blocage et déblocage automatiques. Les quatre mécanismes sont fixés sur une plaque aux positions indiquées sur la figure 5.13. Les plaques de support de la figure 5.11 sont ajoutées à l'extrémité supérieure des arbres principaux. Le positionnement des mécanismes sera effectué par un robot externe au support. Ainsi, on peut imaginer une station au début ou à la fin de la ligne d'assemblage qui comprendrait un robot qui effectuerait le changement de configuration du support reconfigurable. Les figures E.1 à E.3 de l'annexe E illustrent le support reconfigurable qui supporte les trois modèles de moteur introduits à la section 5.2.1.

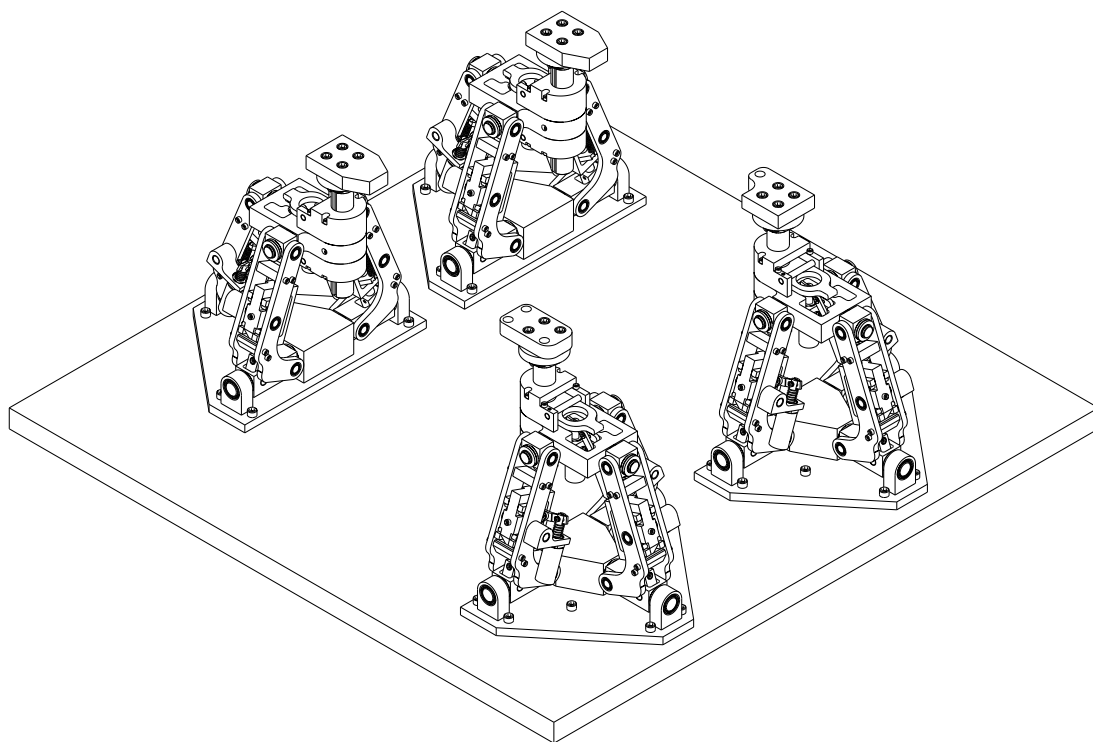


FIG. 6.50 – Support reconfigurable utilisant les mécanismes de positionnement avec blocage et déblocage automatiques.

Conclusion

Ce mémoire présente la conception d'un support reconfigurable pour l'assemblage de blocs-moteurs. L'utilisation des supports présentement utilisés dans l'industrie automobile occasionne des coûts d'investissement importants et des délais de production considérables puisqu'ils doivent être conçus et fabriqués à nouveau lorsque le modèle du moteur à assembler est modifié. Pour optimiser l'assemblage des blocs-moteurs en termes de coût et de délai de production, une solution recherchée est le développement de supports reconfigurables. Un support reconfigurable est un système mécanique complexe qui doit remplir simultanément deux fonctions. Premièrement, sa fonction principale est de supporter le moteur d'une manière rigide et précise lors de son assemblage sur la chaîne de montage. Deuxièmement, il doit permettre le déplacement de ses quatre points d'appui lorsque la géométrie du support est modifiée pour accommoder un nouveau modèle de moteur. L'élément clé de ce projet de recherche est l'utilisation de mécanismes parallèles dans le développement du support reconfigurable. En effet, ces mécanismes formés de plusieurs chaînes cinématiques qui relient une base fixe à un effecteur mobile ont le potentiel de fournir la précision et la rigidité nécessaires.

Le support reconfigurable est composé de quatre mécanismes de positionnement qui possèdent chacun trois degrés de liberté (ddl) en translation. La première phase du développement du support reconfigurable consiste à déterminer la meilleure architecture pour produire le mécanisme de positionnement. Cette première étape a été réalisée par Nicolas Bouchard dans le cadre de sa maîtrise à l'Université Laval. D'abord,

différents mécanismes à 3 ddl ont été analysés par rapport à leur espace atteignable, leur dextérité, leurs lieux de singularité, leur rigidité, leur précision et leur simplicité de fabrication. Parmi ces mécanismes, une attention particulière a été portée à deux mécanismes parallèles, le 3-UPU et le 3-PUU vertical, et deux mécanismes hybrides, le P-2-P Π et le 4-UU-H. Un mécanisme hybride est composé de structures parallèles et de structures sérielles. Il a été conclu dans le mémoire de Nicolas Bouchard que le mécanisme hybride 4-UU-H serait la meilleure architecture à utiliser pour le mécanisme de positionnement du support reconfigurable car il présente une dextérité excellente et aucune singularité à l'intérieur de son espace atteignable, il est peu sensible aux jeux dans les articulations et il est simple à fabriquer. Le mécanisme 4-UU-H est composé d'un mécanisme à 1 ddl qui effectue une translation verticale monté sur un mécanisme parallèle à 2 ddl en translation formé de deux parallélogrammes plans perpendiculaires entre eux. Les déplacements de la plate-forme du mécanisme à 2 ddl en translation sont similaires à ceux d'un point sur une sphère en gardant l'orientation de la plate-forme parallèle à la base.

La deuxième phase du projet consiste à concevoir un mécanisme de blocage qui permet de bloquer et de débloquer efficacement les différents degrés de liberté du mécanisme hybride. Trois mécanismes de positionnement ont été conçus avec des mécanismes de blocage différents. Le premier mécanisme de positionnement utilise des leviers et des cames pour effectuer manuellement le blocage et le déblocage. Le mécanisme hybride possède quatre pattes et la composante qui effectue la translation verticale est une vis ACME. Une tige est insérée à l'intérieur de chacune des pattes et cette tige est bloquée pour empêcher tout mouvement du mécanisme à 2 ddl. Une analyse de sensibilité aux jeux dans les articulations a été effectuée pour déterminer le jeu total à l'effecteur lorsque le mécanisme est bloqué en position et pour le comparer à la précision de positionnement demandée. Cette analyse a permis de constater que les jeux dans les articulations du mécanisme hybride doivent être très faibles pour respecter la précision désirée. Suite à cette analyse de sensibilité aux jeux, un premier prototype du mécanisme de positionnement a été fabriqué. Lors de la fabrication, des mesures particulières ont été adoptées pour minimiser les jeux dans les articulations. Néanmoins, ce premier design mécanique ne satisfait pas totalement les demandes car il possède une masse, un nombre de pièces et une empreinte trop élevés. De plus, le mécanisme de blocage des pattes est très difficile à bloquer et à débloquer manuellement.

Pour mieux répondre à la demande, un deuxième mécanisme de positionnement a été

conçu. Ce mécanisme utilise des anneaux de serrage actionnés manuellement par une vis pour effectuer le blocage et le déblocage. La structure possède maintenant trois pattes pour éviter les interférences avec le moteur et pour réduire l’empreinte du mécanisme ainsi que sa masse. La vis ACME est remplacée par un arbre qui coulisse au travers de la plate-forme du mécanisme à 2 ddl pour ainsi permettre à l’opérateur de déplacer l’effecteur du mécanisme dans les trois directions simultanément. Ce deuxième mécanisme a été dimensionné pour supporter trois modèles de moteur spécifiques. Une minimisation de l’espace atteignable permettant d’accommoder les trois moteurs a permis de réduire les dimensions du mécanisme hybride. Des exemples de support reconfigurable avec les différents moteurs ont démontré que l’arbre principal du mécanisme doit être décalé par rapport au centre de la structure pour éviter les interférences.

Le dernier design mécanique utilise un système mécatronique qui permet de bloquer et de débloquer les mécanismes de blocage simultanément, ce qui est un grand avantage comparativement au blocage manuel. Les mécanismes de blocage utilisent deux plaques en opposition avec un trou ayant un diamètre légèrement supérieur à celui de la tige des pattes ou de l’arbre principal. La déviation angulaire des plaques ainsi créée permet de bloquer la tige ou l’arbre principal. Le déblocage s’effectue en séparant les deux plaques avec un mécanisme à quatre barres actionné par un solénoïde rétractable. Des analyses théoriques ont permis de déterminer le coefficient de frottement minimal qui rend les mécanismes autobloquants en fonction des paramètres de conception. Des simulations dynamiques avec le logiciel *Adams* ont validé les analyses théoriques. Ensuite, des tests expérimentaux ont été effectués sur les mécanismes de blocage des pattes et de l’arbre principal pour déterminer le choix des matériaux des plaques et de la tige. Pour que les mécanismes de blocage fonctionnent avec la précision demandée pour un chargement répété, la tige des pattes et l’arbre principal doivent être filetés avec un pas très fin. Cette caractéristique rend les mécanismes de blocage discrets et amènent certaines imprécisions aux mécanismes. Finalement, des tests ont été effectués sur un prototype du mécanisme de positionnement complet. Les résultats de ces dernières expériences démontrent que le mécanisme de positionnement ne conserve pas sa position avec la précision demandée pour les chargements spécifiés. Le déplacement total de l’effecteur est causé par l’effet des jeux dans les articulations du mécanisme, la flexion importante des plaques qui constituent les mécanismes de blocage, la déformation élastique des pièces qui constituent le mécanisme et l’effet du bras de levier causé par le décalage de l’arbre principal par rapport au centre de la structure.

En conclusion, le prototype final présenté dans ce mémoire n'atteint pas la précision de positionnement demandée pour les chargements spécifiés. Cependant, en modifiant les paramètres de conception des mécanismes de blocage et en effectuant une multitude de tests avec des composantes différentes, par exemple des plaques ayant une épaisseur plus élevée ou une tige ayant un filet plus fin, il serait possible d'augmenter la précision du mécanisme hybride. Ce mémoire présente donc les concepts fondamentaux applicables à un support reconfigurable. L'optimisation du mécanisme de positionnement pour l'introduire dans l'industrie automobile est la prochaine étape du projet. Le mécanisme présenté dans ce mémoire pourrait être utilisé dans une application où une précision de positionnement élevé est nécessaire pour des chargements relativement faibles.

Bibliographie

- [1] Bouchard, N., 2004, ‘Conception d’un mécanisme à 3 degrés de liberté pour un système de palette ajustable de blocs-moteurs’, *Mémoire de maîtrise*, Université Laval, Québec.
- [2] Merlet, J.-P., 1997, ‘Les robots parallèles’, 2^e édition revue et augmentée, Collection robotique, Éditions Hermès, France.
- [3] Tsai, L.W., 1999, ‘Robot Analysis : The Mechanics of Serial and Parallel Manipulators’, John Wiley & Sons, Inc., United States.
- [4] Bonev, I., 2000–2003, *ParalleMIC – the Parallel Mechanisms Information Centre* (web site), <http://www.parallemic.org>.
- [5] Fanuc Robotics America, Inc., 1999–2006, *Fanuc Robotics* (web site), <http://www.fanurobotics.com>.
- [6] Adept Technology, Inc., 2000–2006, *Adept* (web site), <http://www.adept.com>.
- [7] SPG Media Limited a subsidiary of SPG Media Group PLC, 2006, *Aerospace Technology–cueSim* (web site), <http://www.aerospace-technology.com/contractors/training/cuesim/>.
- [8] Laboratoire de robotique, Université Laval, 1997–2006, *L’oeil agile (un mécanisme parallèle sphérique à 3 ddl)* (web site), http://wwwrobot.gmc.ulaval.ca/recherche/theme01_f.html.

- [9] Gough, V.E., 1956-57, 'Contribution to discussion of papers on research in automobile stability, control and tyre performance', *Proc. Auto Div. Inst. Mech. Eng.*
- [10] Stewart, D., 1965, 'A platform with six degrees of freedom', *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers*, Vol. 180, No. 5, pp. 371–378.
- [11] Gosselin, C., and Hamel, J.-F., 1994, 'The agile eye : a high-performance three-degree-of-freedom camera-orienting device', *Proceedings of the IEEE International Conference on Robotics and Automation*, San Diego, May, pp. 781–786.
- [12] Gosselin, C.M., 1990, 'Determination of the Workspace of 6-DOF Parallel Manipulators', *ASME Journal of Mechanical Design*, Vol. 112, No. 3, pp.331–336.
- [13] Merlet, J.-P., Gosselin, C.M., and Mouly, N., 1998, 'Workspaces of Planar Parallel Manipulators', *Mechanism and Machine Theory*, Vol. 33, No. 1, pp. 7–20.
- [14] Gosselin, C., and Angeles, J., 1990, 'Singularity analysis of closed-loop kinematic chains', *IEEE Transactions on Robotics and Automation*, Vol. 6, No. 3, pp. 281–290.
- [15] Merlet, J.-P., 1989, 'Singular configurations of parallel manipulators and Grassmann geometry', *The International Journal of Robotics Research*, Vol. 8, No. 5, pp. 45–56.
- [16] Gosselin, C.M., and Wang, J., 1995, 'Singularity loci of planar parallel manipulator', *9th World Congress on the Theory of Machines and Mechanisms*, pp. 1982–1986.
- [17] Frisoli, A., Checcacci, D., Salsedo, F., and Bergamasco, M., 2000, 'Synthesis by screw algebra of translating in-parallel actuated mechanism', *Advances in Robot Kinematics*, Kluwer Academic Publishers, pp. 433–440.
- [18] Kong, X., and Gosselin, C.M., 2001, 'Generation of parallel manipulators with three translational degrees of freedom based on screw theory', *Proceeding of 2001 CCToMM Symposium on Mechanisms, Machines and Mechatronics*, Saint-Hubert (Montreal).
- [19] Kong, X., and Gosselin, C.M., 2004, 'Type synthesis of 3-DOF translational parallel manipulators based on screw theory', *ASME Journal of Mechanical Design*, Vol. 126, No. 1, pp. 83–92.

- [20] Tsai, L.W., 1996, 'Kinematics of a three-dof-Platform With Three Extensible Limbs', *Recent Advances in Robot Kinematics* (Lenarcic. J., Parenti-Castelli, V. Eds), Kluwer Academic Publishers, pp. 401–410.
- [21] Tsai, L.W., 2000, 'Kinematics and Optimization of a Spatial 3-UPU Parallel Manipulator', *ASME Journal of Mechanical Design*, Vol. 122, December 2000, pp. 439–446.
- [22] Parenti-Castelli, V., and Di Gregorio, R., 1998, 'A translational 3-DOF parallel manipulator', *Recent Advances in Robot Kinematics*, Norwel.
- [23] Zhao, T.S., and Huang, Z., 2000, 'A novel three-DOF translational platform mechanism and its kinematics', *Proceeding of DETC'00, ASME 2000*, ref. MECH-14101.
- [24] Clavel, R., 1998, 'DELTA, a fast robot with parallel geometry', *18th Int. Symp. on Industrial Robot*, pp. 91–100.
- [25] Hervé, J.M., and Sparacino, 1991, 'Star, a new concept in robotics', *Advances in Robot Kinematics*, pp. 176–183.
- [26] Innocenti, C., 2002, 'Kinematic Cleareance Sensitivity Analysis of Spatial Structures With Revolute Joints', *Transactions of the ASME*, Vol. 124, March 2002, pp. 52–57.
- [27] Han, C., Kim, J., Kim, J., and Park, F.C., 2002, 'Kinematic sensitivity analysis of the 3-UPU parallel mechanism', *Mechanism and Machine Theory*, Vol. 37, pp. 787–798.
- [28] Bonev, I., and Zlatanov, D., 2001, 'The mystery of the SNU translational parallel robot', *Parallel Mechanisms Information Center* (web site), <http://www.paralleMIC.org/Reviews/Reviews004.html>.
- [29] Liu, G., Lou, Y., and Li, Z., 2003, 'Singularities of parallel manipulators : A geometric treatment', *IEEE Trans. on Robotics and Automation*, Vol. 19, No. 4, pp. 579–594.
- [30] Ting, K.L., Zhu, J., and Watkins, D., 2000, 'The effects of joint clearance on position and orientation deviation of linkages and manipulators', *Mechanism and Machine Theory*, Vol. 35, pp. 391–401.
- [31] Ting, K.L., and Liu, Y.W., 1994, 'Rotatability laws for N -bar kinematic chains and their proof', *Journal of Mechanical Design* 113 (1), pp. 32–39.

- [32] Shyu, J.H., and Ting, K.L., 1994, 'Invariant link rotatability of N -bar kinematic chains', *Journal of Mechanical Design* 116 (1), pp. 343–347.

Annexe A

Caractéristiques du solénoïde

Cette annexe présente les caractéristiques, les courbes de performance et les dimensions du solénoïde rétractable – 3/4” Dia. × 1 1/2” produit par *Ledex & Dormeyer* qui est utilisé dans les mécanismes de déblocage des pattes et de l’arbre principal.

STA® Pull Tubular Solenoids — 3/4" Dia. x 1 1/2"

Part Number: 195204 - X XX

Coil AWG Number
(from performance chart below)

Plunger Configurations and anti-rotation flat on mounting

- 1 Flat face plunger without anti-rotation flat
- 2 60° plunger without anti-rotation flat
- 5 Flat face plunger with anti-rotation flat
- 6 60° plunger with anti-rotation flat

LINEAR Tubular

Performance

Maximum Duty Cycle	100%	50%	25%	10%
Maximum ON Time (sec) when pulsed continuously ¹	∞	230	25	6
Maximum ON Time (sec) for single pulse ²	∞	265	63	15
Watts (@ 20°C)	7	14	28	70
Ampere Turns (@ 20°C)	855	1200	1700	2700

Coil Data

awg (0XX) ³	Resistance (@20°C)	# Turns ⁴	VDC (Nom)	VDC (Nom)	VDC (Nom)	VDC (Nom)
24	1.10	330	2.7	3.8	5.6	8.8
25	2.13	468	3.9	5.5	7.7	12.2
26	2.90	544	4.5	6.4	9.0	14.2
27	5.27	760	6.1	8.6	12.1	19.2
28	9.15	1026	8.0	11.3	16.0	25.0
29	12.50	1146	9.4	13.2	18.7	30.0
30	20.70	1491	12.0	17.0	24.0	38.0
31	33.60	1904	15.0	22.0	31.0	48.0
32	53.50	2394	19.4	27.0	39.0	61.0
33	83.50	2970	24.0	34.0	48.0	76.0

- ¹ Continuously pulsed at stated watts and duty cycle
- ² Single pulse at stated watts (with coil at ambient room temperature 20°C)
- ³ Other coil awg sizes available — please consult factory
- ⁴ Reference number of turns

Specifications

Dielectric Strength Recommended	1000 VRMS
Minimum Heat Sink	Maximum watts dissipated by solenoid are based on an unrestricted flow of air at 20°C, with solenoid mounted on the equivalent of an aluminum plate measuring 3" square by 1/8" thick
Coil Resistance	±5% tolerance
Holding Force	Flat Face: 5.24 lb (23.31 N) @ 20°C 60°: 2.88 lb (12.81 N) @ 20°C
Weight	2.95 oz (83.6 gms)
Plunger Weight	0.71 oz (20.13 gms)
Dimensions	Ø0.77" x 1.56" L (See page E27)

How to Order

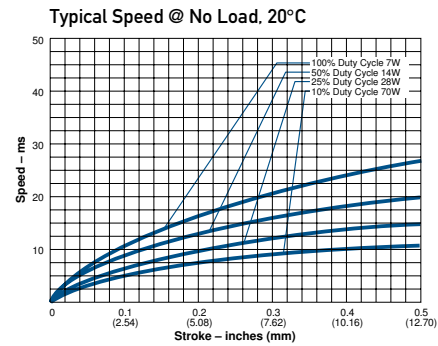
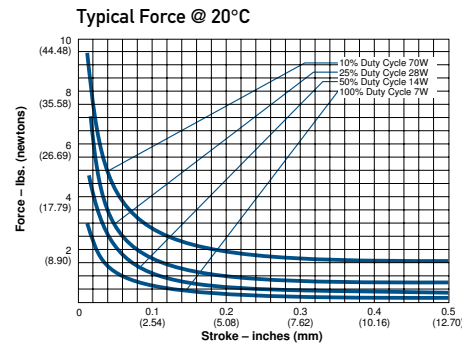
Add the plunger number and the coil awg number to the part number (for example: to order a unit with a 60° plunger configuration without an anti-rotation flat rated for 12 VDC at 25% duty cycle, specify 195204-227).

Please see www.ledex.com (click on Stock Products tab) for our list of stock products available through our North American distributors.

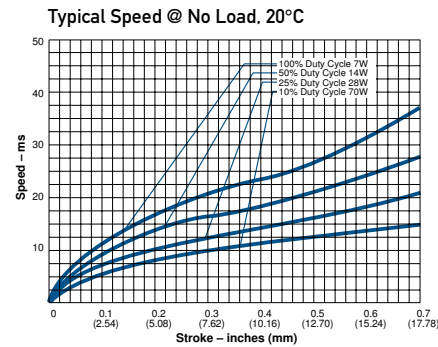
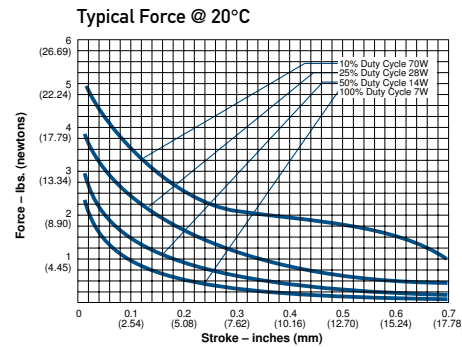
All specifications subject to change without notice.

STA® Pull Tubular Solenoids — 3/4" Dia. x 1 1/2"

Pull Tubular Solenoid – 3/4" dia. x 1 1/2" – Flat Face Plunger



Pull Tubular Solenoid – 3/4" dia. x 1 1/2" – 60° Plunger

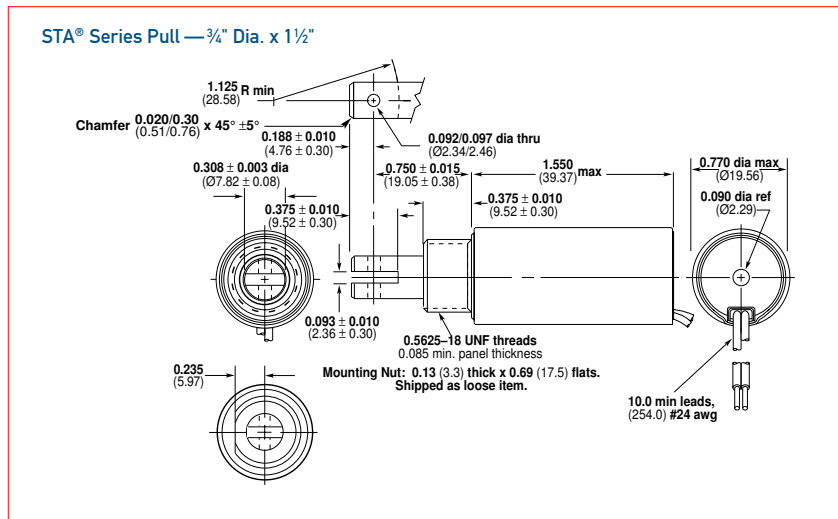


LINEAR Tubular

All specifications subject to change without notice.

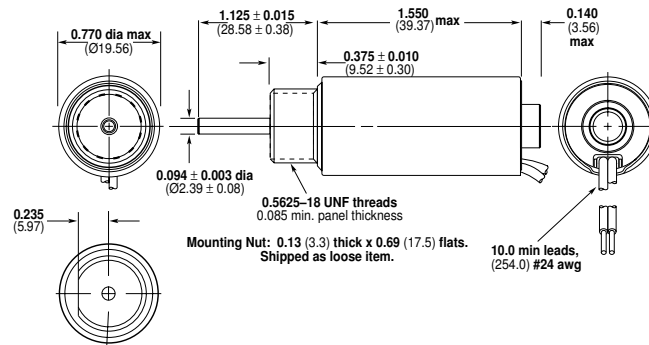
Ledex® Tubular Solenoids Dimensions

Inches (mm)



LINEAR Tubular

STA® Series Push — 3/4" Dia. x 1 1/2"



All solenoids are illustrated in energized state

All specifications subject to change without notice.

Annexe B

Tests expérimentaux : mécanisme de blocage des pattes

Cette annexe présente les mesures et les résultats des tests expérimentaux effectués sur le mécanisme de blocage des pattes.

B.1 Charge unique et choix des matériaux

Les tableaux B.1 à B.6 présentent les mesures et les résultats qui ont permis de générer les figures 6.26 à 6.28 de la section 6.3.1.1.

TAB. B.1 – Mesures et résultats du test effectué sur le mécanisme de blocage des pattes pour une charge unique et des plaques de 14.8 RC.

Force (N)	Tension (mV)	L_i (mm)	L_f (mm)	$L_i - L_f$ (mm)	d_i (mm)	d_f (mm)	$d_i - d_f$ (mm)	Marquage
500	248	29.35	28.82	0.53	25.96	25.20	0.76	Non
650	323	32.10	31.78	0.32	25.43	24.89	0.54	Non
800	397	36.66	36.29	0.37	25.09	24.51	0.58	Non
950	472	30.25	29.95	0.30	24.85	24.30	0.55	Non
1100	546	32.97	32.58	0.39	24.74	24.08	0.66	Non
1250	621	29.75	29.31	0.44	24.51	23.77	0.74	Non
1400	695	33.80	33.39	0.41	24.31	23.52	0.79	Non
1550	769	27.16	26.73	0.43	24.17	23.36	0.81	Non
1700	844	32.28	31.75	0.53	24.01	23.08	0.93	Non
1850	918	27.94	27.41	0.53	23.75	22.81	0.94	Non
2000	993	33.02	32.48	0.54	23.56	22.53	1.03	Non

TAB. B.2 – Mesures et résultats du test effectué sur le mécanisme de blocage des pattes pour une charge unique et des plaques de 46.7 RC.

Force (N)	Tension (mV)	L_i (mm)	L_f (mm)	$L_i - L_f$ (mm)	d_i (mm)	d_f (mm)	$d_i - d_f$ (mm)	Marquage
1250	621	33.10	32.56	0.54	26.26	25.36	0.90	Non
1400	695	29.62	29.04	0.58	25.92	24.99	0.93	Non
1550	769	30.17	29.61	0.56	25.84	24.81	1.03	Non
1700	844	24.99	24.51	0.48	25.69	24.69	1.00	Non
1850	918	33.62	33.04	0.58	25.61	24.52	1.09	Non
2000	993	33.71	33.14	0.57	25.44	24.36	1.08	Non

TAB. B.3 – Mesures et résultats du test effectué sur le mécanisme de blocage des pattes pour une charge unique et des plaques de 46.7 RC avec lubrification.

Force (N)	Tension (mV)	L_i (mm)	L_f (mm)	$L_i - L_f$ (mm)	d_i (mm)	d_f (mm)	$d_i - d_f$ (mm)	Marquage
1250	621	27.62	27.23	0.39	25.41	24.70	0.71	Non
1550	769	39.90	39.44	0.46	25.16	24.31	0.85	Non
1700	844	33.07	32.53	0.54	24.93	24.09	0.84	Non
1850	918	34.68	34.22	0.46	24.79	23.92	0.87	Non
2000	993	26.01	25.53	0.48	24.61	23.72	0.89	Non

TAB. B.4 – Mesures et résultats du test effectué sur le mécanisme de blocage des pattes pour une charge unique et des plaques de 54.8 RC.

Force (N)	Tension (mV)	L_i (mm)	L_f (mm)	$L_i - L_f$ (mm)	d_i (mm)	d_f (mm)	$d_i - d_f$ (mm)	Marquage
1250	621	36.20	35.64	0.56	25.63	24.62	1.01	Non
1400	695	25.59	25.16	0.43	25.21	24.27	0.94	Non
1550	769	31.13	30.60	0.53	25.12	24.10	1.02	Non
1700	844	28.24	27.74	0.50	24.88	23.95	0.93	Non
1850	918	33.44	32.94	0.50	24.70	23.77	0.93	Non
2000	993	26.87	26.32	0.55	24.53	23.59	0.94	Non

TAB. B.5 – Mesures et résultats du test effectué sur le mécanisme de blocage des pattes pour une charge unique et des plaques de 54.8 RC avec lubrification.

Force (N)	Tension (mV)	L_i (mm)	L_f (mm)	$L_i - L_f$ (mm)	d_i (mm)	d_f (mm)	$d_i - d_f$ (mm)	Marquage
1250	621	35.60	35.17	0.43	24.80	23.99	0.81	Non
1400	695	30.96	30.57	0.39	24.56	23.86	0.70	Non
1550	769	31.46	31.04	0.42	24.48	23.73	0.75	Non
1700	844	30.33	29.86	0.47	24.42	23.62	0.80	Non
1850	918	34.66	34.22	0.44	24.37	23.50	0.87	Non
2000	993	33.86	33.35	0.51	24.33	23.39	0.94	Non

TAB. B.6 – Mesures et résultats du test effectué sur le mécanisme de blocage des pattes pour une charge unique et des plaques de 64.8 RC.

Force (N)	Tension (mV)	L_i (mm)	L_f (mm)	$L_i - L_f$ (mm)	d_i (mm)	d_f (mm)	$d_i - d_f$ (mm)	Marquage
1250	621	31.89	31.60	0.29	23.93	23.02	0.91	Non
1400	695	37.25	36.80	0.45	23.82	22.92	0.90	Non
1550	769	28.26	27.77	0.49	23.80	22.80	1.00	Non
1700	844	30.20	29.59	0.61	23.74	22.73	1.01	Non
1850	918	35.18	34.57	0.61	23.73	22.60	1.13	Non
2000	993	33.91	33.44	0.47	23.72	22.44	1.28	Non

B.2 Charge répétée et épaisseur des plaques

Les tableaux B.7 à B.9 présentent les mesures et les résultats qui ont permis de générer les figures 6.30 à 6.33 de la section 6.3.1.2.

TAB. B.7 – Mesures et résultats du test effectué sur le mécanisme de blocage des pattes pour une charge unique et des plaques de 6.35 mm (1/4") d'épaisseur.

Force (N)	Tension (mV)	L_i (mm)	L_f (mm)	$L_i - L_f$ (mm)	d_i (mm)	d_f (mm)	$d_i - d_f$ (mm)	Marquage
500	248	31.21	31.07	0.14	27.45	27.15	0.30	Non
650	323	31.51	31.30	0.21	27.27	26.95	0.32	Non
800	397	25.41	25.18	0.23	27.17	26.82	0.35	Non
950	472	30.94	30.64	0.30	27.12	26.72	0.40	Non
1100	546	31.03	30.78	0.25	27.13	26.67	0.46	Non
1250	621	28.01	27.68	0.33	27.06	26.57	0.49	Non
1400	695	32.73	32.35	0.38	27.08	26.48	0.60	Non
1550	769	25.69	25.32	0.37	27.06	26.43	0.63	Non
1700	844	31.36	30.93	0.43	27.00	26.36	0.64	Non
1850	918	32.44	31.93	0.51	27.00	26.26	0.74	Non
2000	993	26.92	25.55	1.37	26.90	26.16	0.74	Non

TAB. B.8 – Mesures et résultats du test effectué sur le mécanisme de blocage des pattes pour une charge répétée et des plaques de 4.76 mm (3/16") d'épaisseur.

Force (N)	Tension (mV)	L_i (mm)	L_f (mm)	$L_i - L_f$ (mm)	d_i (mm)	d_f (mm)	$d_i - d_f$ (mm)	Nombre de charges
1100	546	30.66	30.10	0.56	24.63	24.03	0.60	5
1100	546	31.76	30.90	0.86	24.63	23.81	0.82	10
1100	546	27.43	26.49	0.94	24.60	23.82	0.78	15
1100	546	29.71	28.77	0.94	24.47	23.80	0.67	20
1100	546	29.96	29.07	0.89	24.43	23.73	0.70	25
1250	621	29.74	29.31	0.43	24.40	23.70	0.70	5
1250	621	31.21	30.59	0.62	24.42	23.63	0.79	10
1250	621	29.11	28.54	0.57	24.41	23.61	0.80	15
1250	621	30.43	29.60	0.83	24.36	23.62	0.74	20
1250	621	27.81	26.85	0.96	24.31	23.57	0.74	25
1400	695	28.53	28.03	0.50	24.32	23.58	0.74	5
1400	695	32.63	32.00	0.63	24.30	23.55	0.75	10
1400	695	26.98	26.17	0.81	24.29	23.53	0.76	15
1400	695	29.15	28.22	0.93	24.27	23.43	0.84	20
1400	695	31.27	30.19	1.08	24.23	23.44	0.79	25

TAB. B.9 – Mesures et résultats du test effectué sur le mécanisme de blocage des pattes pour une charge répétée et des plaques de 6.35 mm (1/4") d'épaisseur.

Force (N)	Tension (mV)	L_i (mm)	L_f (mm)	$L_i - L_f$ (mm)	d_i (mm)	d_f (mm)	$d_i - d_f$ (mm)	Nombre de charges
1100	546	29.61	29.10	0.51	26.52	26.11	0.41	5
1100	546	27.81	26.65	1.16	26.43	26.09	0.34	10
1100	546	27.70	25.96	1.74	26.46	26.02	0.44	15
1100	546	28.99	26.35	2.64	26.48	26.06	0.42	20
1100	546	28.63	25.95	2.68	26.47	26.00	0.47	25
1250	621	31.51	30.96	0.55	26.51	26.04	0.47	5
1250	621	30.86	29.65	1.21	26.59	26.05	0.54	10
1250	621	25.58	24.40	1.18	26.54	26.15	0.39	15
1250	621	28.86	27.00	1.86	26.57	26.10	0.47	20
1250	621	32.46	30.44	2.02	26.46	25.99	0.47	25
1400	695	29.12	28.60	0.52	26.59	26.07	0.52	5
1400	695	30.47	28.40	2.07	26.60	26.04	0.56	10
1400	695	25.25	24.05	1.20	26.62	26.09	0.53	15
1400	695	29.38	28.12	1.26	26.59	25.98	0.61	20
1400	695	30.97	29.37	1.60	26.58	26.06	0.52	25
1550	769	27.90	27.23	0.67	26.86	26.35	0.51	5
1550	769	28.17	26.81	1.36	26.85	26.17	0.68	10
1550	769	31.57	29.55	2.02	26.80	26.14	0.66	15
1550	769	31.97	21.28	10.69	26.70	26.09	0.61	20
1550	769							25

B.3 Tige filetée

Les tableaux B.10 et B.11 présentent les mesures et les résultats qui ont permis de générer les figures 6.34 à 6.36 de la section 6.3.1.3.

TAB. B.10 – Mesures et résultats du test effectué sur le mécanisme de blocage des pattes pour une charge unique et une tige filetée.

Force (N)	Tension (mV)	L_i (mm)	L_f (mm)	$L_i - L_f$ (mm)	d_i (mm)	d_f (mm)	$d_i - d_f$ (mm)
500	248	17.37	17.25	0.12	26.34	26.11	0.23
650	323	15.28	15.10	0.18	26.30	26.01	0.29
800	397	22.16	22.01	0.15	26.22	25.98	0.24
950	472	16.15	16.00	0.15	26.28	25.90	0.38
1100	546	17.25	17.00	0.25	26.25	25.83	0.42
1250	621	18.56	18.25	0.31	26.27	25.78	0.49
1400	695	17.95	17.65	0.30	26.20	25.69	0.51
1550	769	16.56	16.25	0.31	26.19	25.60	0.59
1700	844	20.68	20.39	0.29	26.15	25.59	0.56
1850	918	17.66	17.30	0.36	26.17	25.50	0.67
2000	993	19.81	19.39	0.42	26.11	25.39	0.72

TAB. B.11 – Mesures et résultats du test effectué sur le mécanisme de blocage des pattes pour une charge répétée et une tige filetée.

Force (N)	Tension (mV)	L_i (mm)	L_f (mm)	$L_i - L_f$ (mm)	d_i (mm)	d_f (mm)	$d_i - d_f$ (mm)	Nombre de charges
1100	546	15.86	15.54	0.32	26.09	25.67	0.42	5
1100	546	17.08	16.74	0.34	26.08	25.59	0.49	10
1100	546	15.69	15.43	0.26	26.05	25.55	0.50	15
1100	546	14.19	13.92	0.27	26.06	25.63	0.43	20
1100	546	16.89	16.65	0.24	26.00	25.61	0.39	25
1250	621	17.66	17.35	0.31	26.01	25.55	0.46	5
1250	621	15.24	14.96	0.28	25.96	25.51	0.45	10
1250	621	19.34	19.01	0.33	25.98	25.51	0.47	15
1250	621	17.09	16.85	0.24	25.94	25.50	0.44	20
1250	621	16.64	16.43	0.21	25.95	25.51	0.44	25
1400	695	20.89	20.62	0.27	25.95	25.45	0.50	5
1400	695	15.35	15.07	0.28	25.94	25.45	0.49	10
1400	695	17.68	17.41	0.27	25.98	25.46	0.52	15
1400	695	17.85	17.58	0.27	25.94	25.36	0.58	20
1400	695	17.14	16.81	0.33	25.95	25.42	0.53	25
1550	769	17.33	17.01	0.32	25.88	25.37	0.51	5
1550	769	18.89	18.58	0.31	25.85	25.29	0.56	10
1550	769	18.80	18.45	0.35	25.86	25.30	0.56	15
1550	769	19.85	19.51	0.34	25.86	25.32	0.54	20
1550	769	18.08	17.75	0.33	25.85	25.28	0.57	25

Annexe C

Tests expérimentaux : mécanisme de blocage de l'arbre principal

Cette annexe présente les mesures et les résultats des tests expérimentaux effectués sur le mécanisme de blocage de l'arbre principal.

Les tableaux C.1 et C.2 présentent les mesures et les résultats qui ont permis de générer les figures 6.38 et 6.39 de la section 6.3.2.

TAB. C.1 – Mesures et résultats du test effectué sur le mécanisme de blocage de l'arbre principal pour une charge unique.

Force (N)	Tension (mV)	L_i (mm)	L_f (mm)	$L_i - L_f$ (mm)
500	248	9.62	9.33	0.29
650	323	6.85	6.45	0.40
800	397	6.90	6.64	0.26
950	472	7.80	7.45	0.35
1100	546	7.44	7.06	0.38
1250	621	7.22	6.83	0.39
1400	695	8.02	7.72	0.30
1550	769	9.35	8.95	0.40
1700	844	8.25	7.93	0.32
1850	918	8.78	8.35	0.43
2000	993	7.43	7.05	0.38

TAB. C.2 – Mesures et résultats du test effectué sur le mécanisme de blocage de l'arbre principal pour une charge répétée.

Force (N)	Tension (mV)	L_i (mm)	L_f (mm)	$L_i - L_f$ (mm)	Cycles
1100	546	6.75	6.34	0.41	5
1100	546	10.49	10.16	0.33	10
1100	546	8.33	7.89	0.44	15
1100	546	8.26	7.81	0.45	20
1100	546	8.93	8.50	0.43	25
1250	621	8.22	7.77	0.45	5
1250	621	7.32	6.88	0.44	10
1250	621	7.98	7.59	0.39	15
1250	621	8.19	7.88	0.31	20
1250	621	8.22	7.78	0.44	25
1400	695	7.72	7.32	0.40	5
1400	695	9.35	8.92	0.43	10
1400	695	8.99	8.63	0.36	15
1400	695	9.67	9.35	0.32	20
1400	695	8.85	8.47	0.38	25
1550	769	8.08	7.61	0.47	5
1550	769	9.09	8.46	0.63	10
1550	769	7.00	6.49	0.51	15
1550	769	8.98	8.33	0.65	20
1550	769	9.66	9.27	0.39	25

Annexe D

Tests expérimentaux : mécanisme de positionnement

Cette annexe présente les mesures et les résultats des tests expérimentaux effectués sur le mécanisme de positionnement.

D.1 Précision

Les tableaux D.1 et D.2 présentent les mesures et les résultats qui ont permis de générer les figures 6.45 à 6.47 de la section 6.3.4.3.

TAB. D.1 – Déplacements de l'effecteur du mécanisme de positionnement lorsque la charge est appliquée à l'extrémité de l'arbre principal.

Position	Force (N)	v_0 (mm)	v_{moy} (mm)	v_{max} (mm)	v_{min} (mm)	Écart-type (mm)	Déblocage	
							Pattes	Arbre
Position 1 : $\theta_1 = 0^\circ$ $\theta_2 = 0^\circ$	750	0.93	0.27	0.29	0.25	0.007	Oui	Oui
	1000	0.84	0.26	0.27	0.24	0.006	Oui	Oui
	1500	0.91	0.33	0.34	0.32	0.006	Oui	Non
	2000	1.33	0.43	0.44	0.40	0.009	Oui	Non
Position 2 : $\theta_1 = 24^\circ$ $\theta_2 = -22.1^\circ$	750	2.10	0.73	0.80	0.70	0.019	Non	Oui
	1000	2.74	1.08	1.16	1.04	0.033	Non	Oui
	1500	3.21	1.50	1.57	1.45	0.033	Non	Non
	2000	5.58	2.71	2.81	2.64	0.051	Non	Non
Position 3 : $\theta_1 = 0^\circ$ $\theta_2 = -22.1^\circ$	750	0.67	0.39	0.41	0.37	0.012	Oui	Oui
	1000	0.96	0.55	0.70	0.53	0.019	Oui	Oui
	1500	1.64	0.70	0.72	0.69	0.007	Oui	Non
	2000	1.77	0.79	0.81	0.77	0.008	Oui	Non
Position 4 : $\theta_1 = -24^\circ$ $\theta_2 = -22.1^\circ$	750	1.27	0.67	0.73	0.65	0.017	Oui	Oui
	1000	1.63	0.91	1.02	0.88	0.026	Oui	Oui
	1500	2.21	1.22	1.31	1.18	0.023	Oui	Non
	2000	2.53	1.48	1.57	1.46	0.017	Oui	Non

TAB. D.2 – Déplacements de l'effecteur du mécanisme de positionnement lorsque la charge est appliquée directement sur la plate-forme.

Position	Force (N)	v_0 (mm)	v_{moy} (mm)	v_{max} (mm)	v_{min} (mm)	Écart-type (mm)	Déblochage Pattes
Position 1 : $\theta_1 = 0^\circ$ $\theta_2 = 0^\circ$	750	0.36	0.25	0.27	0.24	0.007	Oui
	1000	0.47	0.34	0.36	0.33	0.006	Oui
	1500	0.65	0.50	0.53	0.48	0.009	Oui
	2000	0.80	0.65	0.69	0.63	0.013	Oui
Position 2 : $\theta_1 = 24^\circ$ $\theta_2 = -22.1^\circ$	750	0.88	0.45	0.48	0.43	0.011	Non
	1000	1.12	0.59	0.63	0.53	0.025	Non
	1500	1.34	0.78	0.81	0.71	0.026	Non
	2000	1.70	1.19	1.21	1.10	0.017	Non
Position 3 : $\theta_1 = 0^\circ$ $\theta_2 = -22.1^\circ$	750	0.45	0.40	0.42	0.37	0.014	Oui
	1000	0.68	0.63	0.65	0.61	0.007	Oui
	1500	0.82	0.83	0.87	0.76	0.032	Oui
	2000	0.92	0.95	1.02	0.84	0.050	Oui
Position 4 : $\theta_1 = -24^\circ$ $\theta_2 = -22.1^\circ$	750	0.72	0.66	0.71	0.61	0.019	Oui
	1000	0.95	0.82	0.85	0.80	0.011	Oui
	1500	1.08	1.03	1.05	1.00	0.011	Oui
	2000	1.39	1.26	1.29	1.21	0.017	Oui

D.2 Rigidité

Les tableaux D.3 et D.4 présentent les mesures et les résultats qui ont permis de générer les figures 6.48 et 6.49 de la section 6.3.4.3.

TAB. D.3 – Calcul des raideurs du mécanisme de positionnement lorsque la charge est appliquée à l'extrémité de l'arbre principal.

Position	Force (N)	v_{moy}^{min} (mm)	v_{moy} (mm)	v_{moy}^{max} (mm)	k^{max} (N/mm)	k^{moy} (N/mm)	k^{min} (N/mm)
Position 1 : $\theta_1 = 0^\circ$ $\theta_2 = 0^\circ$	750	0.24	0.27	0.30	3125	2778	2500
	1000	0.23	0.26	0.29	4348	3846	3448
	1500	0.30	0.33	0.36	5000	4545	4167
	2000	0.40	0.43	0.46	5000	4651	4348
Moyenne					4368	3955	3616
Position 2 : $\theta_1 = 24^\circ$ $\theta_2 = -22.1^\circ$	750	0.70	0.73	0.76	1071	1027	987
	1000	1.05	1.08	1.11	952	926	901
	1500	1.47	1.50	1.53	1020	1000	980
	2000	2.68	2.71	2.74	746	738	730
Moyenne					948	923	900
Position 3 : $\theta_1 = 0^\circ$ $\theta_2 = -22.1^\circ$	750	0.36	0.39	0.42	2083	1923	1786
	1000	0.52	0.55	0.58	1923	1818	1724
	1500	0.67	0.70	0.73	2239	2143	2055
	2000	0.76	0.79	0.82	2632	2532	2439
Moyenne					2219	2104	2001
Position 4 : $\theta_1 = -24^\circ$ $\theta_2 = -22.1^\circ$	750	0.64	0.67	0.70	1172	1119	1071
	1000	0.88	0.91	0.94	1136	1099	1064
	1500	1.19	1.22	1.25	1261	1230	1200
	2000	1.45	1.48	1.51	1379	1351	1325
Moyenne					1237	1200	1165

TAB. D.4 – Calcul des raideurs du mécanisme de positionnement lorsque la charge est appliquée directement sur la plate-forme.

Position	Force (N)	v_{moy}^{min} (mm)	v_{moy} (mm)	v_{moy}^{max} (mm)	k^{max} (N/mm)	k^{moy} (N/mm)	k^{min} (N/mm)
Position 1 : $\theta_1 = 0^\circ$ $\theta_2 = 0^\circ$	750	0.22	0.25	0.28	3409	3000	2679
	1000	0.31	0.34	0.37	3226	2941	2703
	1500	0.47	0.50	0.53	3191	3000	2830
	2000	0.62	0.65	0.68	3226	3077	2941
Moyenne					3263	3005	2788
Position 2 : $\theta_1 = 24^\circ$ $\theta_2 = -22.1^\circ$	750	0.42	0.45	0.48	1786	1667	1563
	1000	0.56	0.59	0.62	1786	1695	1613
	1500	0.75	0.78	0.81	2000	1923	1852
	2000	1.16	1.19	1.22	1724	1681	1639
Moyenne					1824	1741	1667
Position 3 : $\theta_1 = 0^\circ$ $\theta_2 = -22.1^\circ$	750	0.37	0.40	0.43	2027	1875	1744
	1000	0.60	0.63	0.66	1667	1587	1515
	1500	0.80	0.83	0.86	1875	1807	1744
	2000	0.92	0.95	0.98	2174	2105	2041
Moyenne					1936	1844	1761
Position 4 : $\theta_1 = -24^\circ$ $\theta_2 = -22.1^\circ$	750	0.63	0.66	0.69	1190	1136	1087
	1000	0.79	0.82	0.85	1266	1220	1176
	1500	1.00	1.03	1.06	1500	1456	1415
	2000	1.23	1.26	1.29	1626	1587	1550
Moyenne					1396	1350	1307

Annexe E

Support reconfigurable

Cette annexe présente le support reconfigurable qui utilise le mécanisme de positionnement avec blocage et déblocage automatiques avec les trois modèles de moteur introduits au chapitre 5.

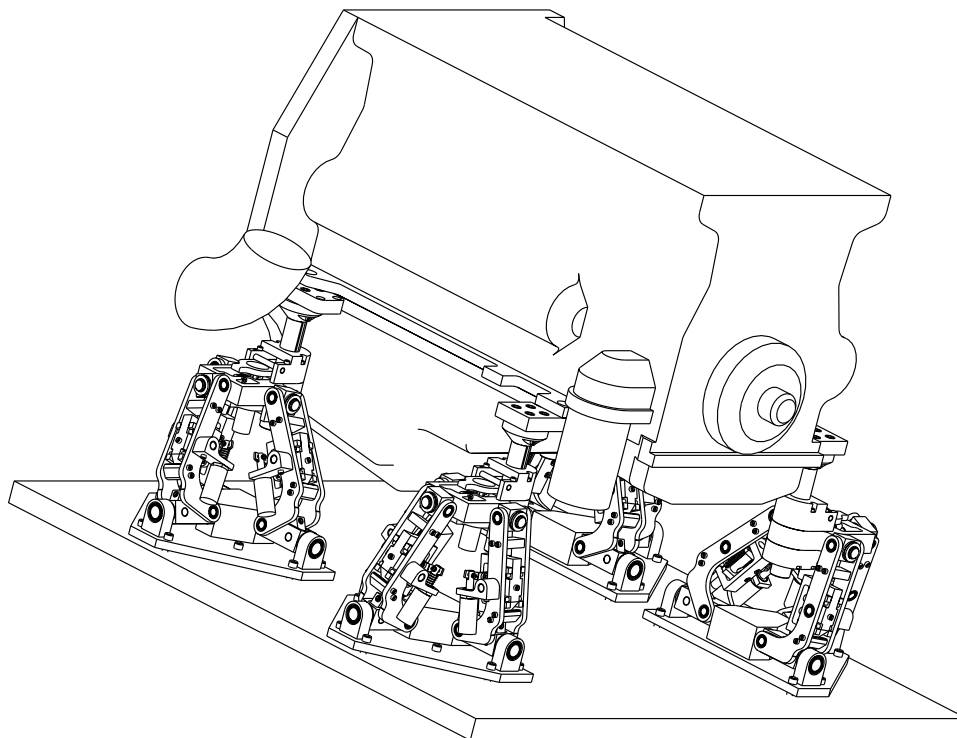


FIG. E.1 – Support reconfigurable avec le moteur 1.

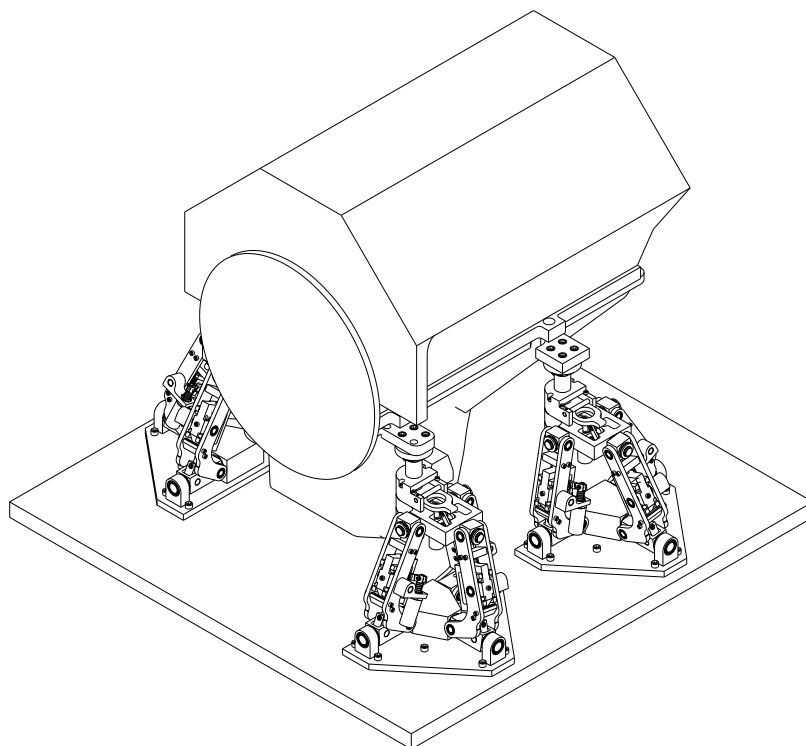


FIG. E.2 – Support reconfigurable avec le moteur 2.

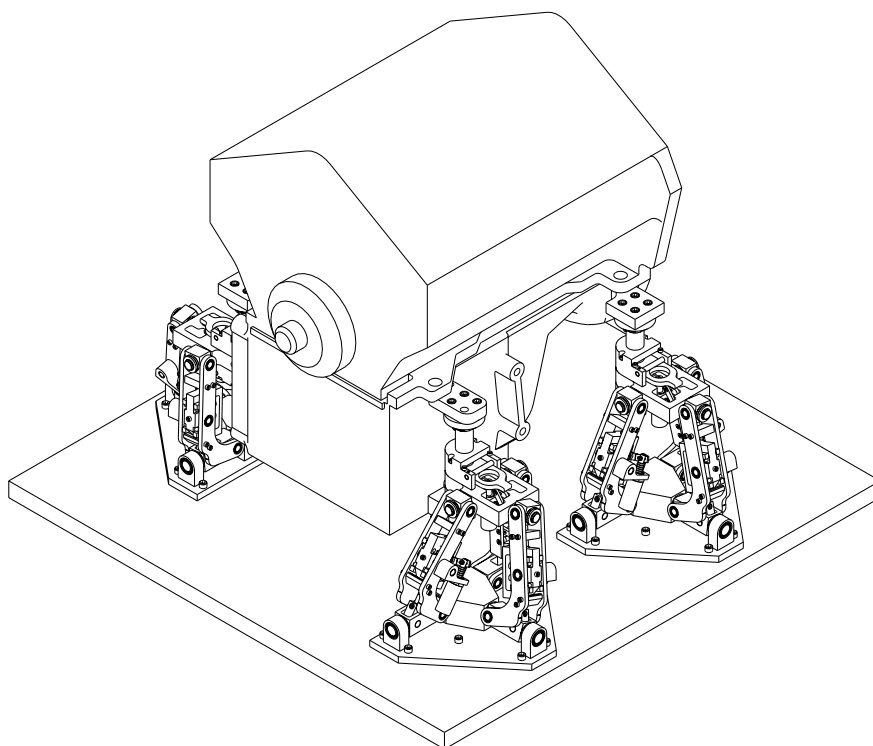


FIG. E.3 – Support reconfigurable avec le moteur 3.