

NOÉMIE PARADIS

**DÉVELOPPEMENT D'UNE STRATÉGIE DE MESURE  
DES EFFORTS APPLIQUÉS À UN ASSISTANT  
ERGONOMIQUE ROBOTISÉ**

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

2009

# Résumé

Ce mémoire a pour objectif de communiquer les principales étapes ayant mené à l'élaboration d'une stratégie de mesure des efforts appliqués sur un assistant ergonomique robotisé. Ces efforts peuvent notamment être communiqués de façon intentionnelle par l'utilisateur dans le but de guider les mouvements du robot d'assistance. Deux interfaces de communication tactile sont explorées à cette fin, soit la surface d'une membrure de robot et une poignée sensible. Les efforts appliqués sur un assistant ergonomique peuvent également provenir d'une collision avec un obstacle. Cette problématique est combinée à la communication des intentions sur une membrure afin d'apporter une solution commune aux deux situations.

La stratégie adoptée pour l'ensemble des cas étudiés consiste à assembler un certain nombre de capteurs de force uni-axiaux afin de permettre l'évaluation des composantes désirées de l'effort. Un capteur de force est développé à cette fin. Ce dernier fonctionne par l'entremise d'un élément flexible capable de se déformer suffisamment pour générer un mouvement mesurable à l'aide d'un capteur de déplacement. L'approche adoptée pour la mesure des forces sur une membrure permet l'évaluation des six composantes de l'effort tout en démontrant un comportement isotrope. Cette propriété offre l'avantage d'une plage de mesure également distribuée dans toutes les directions. L'assemblage de capteurs développé pour la poignée sensible vise pour sa part l'évaluation de trois forces et d'un moment dans l'optique de guider les mouvements d'un assistant ergonomique selon quatre degrés de liberté. Un prototype de la poignée sensible est réalisé afin de valider son fonctionnement dans le contexte d'une chaîne d'assemblage automobile.

# Avant-propos

J'aimerais avant toute chose témoigner mes plus sincères remerciements au professeur Clément Gosselin pour m'avoir confié ce projet de maîtrise et pour le soutien apporté tout au long de sa réalisation. Sa patience, sa disponibilité, son leadership et la confiance qu'il accorde à ses étudiants en font un superviseur de grande qualité.

Je souhaite de plus remercier Thierry Laliberté, Boris Mayer-St-Onge et Vincent Duchaine pour leur aide et leurs conseils avisés face aux problèmes rencontrés, ainsi que pour leur assistance et leur persévérance exemplaire lors de la mise sur pied du prototype final. Merci aussi à Nicolas Lauzier, Simon Foucault, Philippe Tremblay, Alexandre Lecours et David Castonguay pour leur participation à l'avancement de mon travail dans le cadre du projet développé en collaboration avec la compagnie General Motors. Mes remerciements vont également au CRSNG et à l'équipe de recherche de General Motors pour leur soutien financier à ce projet.

J'aimerais aussi souligner la contribution d'André Chamberland et Michel Dominique ainsi que des professeurs Jean Ruel et Yves Jean. Leurs expériences respectives ont été d'une grande aide lors de la conception des prototypes. Je souhaite aussi exprimer ma gratitude au maître de la machine à électroérosion Jean-Claude Gariépy, sans qui ces prototypes n'auraient jamais vu le jour. Merci également au professeur Philippe Cardou, à la « clique » du coin café ainsi qu'à tous les autres membres du laboratoire de robotique de l'université Laval, qui contribuent tous à une belle ambiance de travail.

Enfin, je ne remercierai jamais assez ma famille et mes proches pour leur présence et leur soutien continu durant mes années d'études. Une pensée particulière pour Johanne, Luc et Charles, dont l'écoute et la générosité sont sans limite. Merci!

*La connaissance s'acquiert par l'expérience,  
tout le reste n'est que de l'information.*

**Albert Einstein**

# Table des matières

<b>Résumé</b>	<b>i</b>
<b>Avant-propos</b>	<b>ii</b>
<b>Table des matières</b>	<b>iv</b>
<b>Liste des tableaux</b>	<b>viii</b>
<b>Liste des figures</b>	<b>ix</b>
<b>Introduction</b>	<b>1</b>
<b>1 Stratégie générale</b>	<b>8</b>
1.1 Sélection du mode de mesure des efforts . . . . .	9
1.1.1 Critères de sélection . . . . .	9
1.1.2 Modes de mesure des efforts . . . . .	12
1.1.2.1 Matrice de capteurs tactiles . . . . .	12
1.1.2.2 Couple articulaire . . . . .	13
1.1.2.3 Capteur six axes commercial . . . . .	13
1.1.2.4 Conception d'un capteur six axes . . . . .	15
1.1.2.5 Assemblage de capteurs uni-axiaux . . . . .	16
1.1.2.6 Concept sélectionné . . . . .	18
1.2 Définition de la stratégie générale . . . . .	19
<b>2 Capteur d'efforts uniaxial</b>	<b>20</b>
2.1 Problématique . . . . .	21
2.1.1 Mode de fonctionnement du capteur . . . . .	21

2.1.2	Critères de design . . . . .	22
2.2	Capteur de déplacement . . . . .	24
2.2.1	Capteur optique . . . . .	24
2.2.1.1	Photointerrupteur . . . . .	25
2.2.1.2	Choix d'un photointerrupteur . . . . .	27
2.2.2	Capteurs à effet Hall . . . . .	30
2.2.2.1	Choix d'une configuration . . . . .	32
2.2.3	Discussion . . . . .	35
2.3	Mécanisme compliant . . . . .	35
2.3.1	Fondements théoriques . . . . .	36
2.3.1.1	Raideur . . . . .	36
2.3.1.2	Contraintes de déformation . . . . .	38
2.3.2	Critères de design . . . . .	39
2.3.3	Choix du matériau . . . . .	40
2.3.4	Recherche de solutions . . . . .	41
2.3.4.1	Lame simple . . . . .	41
2.3.4.2	Table à deux lames . . . . .	41
2.3.4.3	Table à quatre cols . . . . .	46
2.3.4.4	Table compensée . . . . .	48
2.3.5	Discussion . . . . .	52
2.4	Prototypes . . . . .	53
2.4.1	Prototype 1a – Photointerrupteur GP1S51 . . . . .	53
2.4.2	Prototype 1b – Photointerrupteur RPI-246 . . . . .	55
2.4.3	Prototype 2 – Capteur à effet Hall . . . . .	56
2.4.4	Discussion . . . . .	58
2.5	Solution finale . . . . .	58
2.6	Conclusion . . . . .	59
<b>3</b>	<b>Assemblage 6 ddl isotrope</b> . . . . .	<b>61</b>
3.1	Problématique . . . . .	62
3.2	Assemblage des capteurs sur la membrure . . . . .	62
3.2.1	Emplacement de l'assemblage de capteurs . . . . .	63
3.2.2	Mode d'assemblage des capteurs d'efforts uniaxiaux . . . . .	64
3.3	Évaluation de l'effort appliqué . . . . .	65
3.3.1	Définition de l'effort appliqué . . . . .	66
3.3.2	Évaluation du torseur $\mathbf{w}$ . . . . .	67
3.3.3	Plage de mesure en force et en moment . . . . .	69

3.3.4	Évaluation du point de contact . . . . .	71
3.3.5	Discussion . . . . .	74
3.4	Conditions d'isotropie . . . . .	75
3.4.1	Nombre de conditionnement . . . . .	75
3.4.2	Isotropie spatiale . . . . .	76
3.4.2.1	Conditions d'isotropie spatiale pour un manipulateur sériel avec articulations rotoïdes . . . . .	76
3.4.2.2	Conditions d'isotropie spatiale pour un manipulateur parallèle avec articulations prismatiques . . . . .	78
3.4.2.3	Conditions d'isotropie spatiale pour l'assemblage de cap- teurs . . . . .	80
3.5	Générateur d'isotropie . . . . .	81
3.5.1	Obtention d'un générateur . . . . .	81
3.5.2	Utilisation du générateur . . . . .	84
3.5.3	Discussion . . . . .	87
3.6	Configuration isotrope . . . . .	88
3.6.1	Emplacement . . . . .	88
3.6.2	Forme du générateur . . . . .	88
3.6.3	Orientation . . . . .	92
3.6.4	Taille du générateur . . . . .	96
3.6.5	Discussion . . . . .	97
3.7	Autres applications du générateur d'isotropie . . . . .	98
3.7.1	Capteur six axes . . . . .	98
3.7.2	Limiteur d'efforts à 6 ddl . . . . .	101
3.7.2.1	Emplacement des liaisons . . . . .	103
3.7.2.2	Liens mécaniques de longueur uniforme . . . . .	103
3.7.2.3	Plage de fonctionnement . . . . .	105
3.7.3	Discussion . . . . .	106
3.8	Conclusion . . . . .	107
<b>4</b>	<b>Capteur d'efforts à 4 ddl pour l'interaction humain-robot</b>	<b>108</b>
4.1	Problématique . . . . .	109
4.2	Assemblage des capteurs uniaxiaux . . . . .	110
4.2.1	Critères de design . . . . .	110
4.2.2	Recherche de la redondance . . . . .	112
4.2.3	Assemblages partiels . . . . .	113
4.2.3.1	Assemblage sériel – Mesure de forces . . . . .	113

4.2.3.2	Assemblage parallèle – Mesure de forces et de moments	114
4.2.4	Assemblages à 4 ddl	116
4.2.4.1	Une bascule à 3 ddl et un capteur en série	116
4.2.4.2	Deux bascules en série (axes $x_0$ parallèles)	117
4.2.4.3	Deux bascules en série (axes $x_0$ perpendiculaires)	118
4.2.4.4	Une bascule et deux capteurs en série	119
4.3	Développement de la solution	120
4.3.1	Conventions et hypothèses simplificatrices	120
4.3.2	Mode d’assemblage des capteurs d’efforts	122
4.3.3	Matériau	123
4.3.4	Dimensionnement du mécanisme compliant	123
4.3.5	Assemblage des photointerrupteurs	127
4.3.6	Butées	129
4.3.7	Discussion	130
4.4	Design de la poignée	131
4.4.1	Critères de design de la poignée	131
4.4.1.1	Sécurité	132
4.4.1.2	Ergonomie	132
4.4.2	Manches de la poignée	133
4.4.3	Montage électronique	134
4.4.4	Base fixe et boîtier protecteur	135
4.4.5	Détection de la présence de l’opérateur	139
4.4.6	Discussion	141
4.5	Prototype	141
4.5.1	Qualité de l’usinage	142
4.5.2	Étalonnage des capteurs d’efforts	144
4.5.3	Comportement de la poignée	145
4.6	Discussion	147
4.7	Conclusion	148
	<b>Conclusion</b>	<b>149</b>
	<b>Bibliographie</b>	<b>152</b>



# Liste des tableaux

1	Sujets d'étude. . . . .	5
1.1	Critères de sélection du mode de mesure des efforts. . . . .	10
1.2	Caractéristiques du Mini40 – SI-80-4. . . . .	14
2.1	Critères de design du capteur d'efforts. . . . .	23
2.2	Caractéristiques des photointerrupteurs sélectionnés. . . . .	28
2.3	Caractéristiques du capteur à effet Hall et des aimants sélectionnés. . . . .	32
2.4	Approximation de la plage linéaire pour les courbes obtenues. . . . .	33
2.5	Contraintes de dimensionnement du mécanisme compliant. . . . .	39
2.6	Caractéristiques de l'aluminium 6061-T6 (www.matweb.com). . . . .	40
2.7	Caractéristiques des solutions <i>A</i> , <i>B</i> et <i>C</i> (table à deux lames). . . . .	45
2.8	Caractéristiques des solutions <i>A</i> à <i>E</i> (table compensée). . . . .	51
2.9	Comparaison des trois capteurs de déplacement retenus. . . . .	59
3.1	Paramètres de design d'un générateur d'isotropie. . . . .	82
3.2	Dimensions utilisées pour les assemblages présentés. . . . .	91
4.1	Critères de design de l'assemblage de capteurs. . . . .	110
4.2	Caractéristiques de l'acier inoxydable 316 (www.matweb.com). . . . .	123
4.3	Contraintes dimensionnelles des mécanismes compliant. . . . .	124
4.4	Dimensions et caractéristiques des capteurs d'efforts. . . . .	126
4.5	Critères de design de la poignée sensible. . . . .	131
4.6	Dimensions globales de la poignée. . . . .	138
4.7	Caractéristiques propres à chaque capteur d'efforts. . . . .	145

# Liste des figures

1	Assistant ergonomique. . . . .	2
2	Déambulateur robotisé [43]. . . . .	2
3	Effort de contact sur une membrure cylindrique. . . . .	6
4	Espace de travail de l'assistant ergonomique robotisé [6]. . . . .	6
5	Effecteur de l'assistant ergonomique robotisé. . . . .	7
1.1	Effort maximaux admissibles selon chaque direction [14]. . . . .	10
1.2	Seuil de tolérance lors d'une collision [52]. . . . .	11
1.3	Insertion de capteurs six axes dans une membrure. . . . .	14
1.4	Capteur six axes (modèle Mini40 de ATI). . . . .	14
1.5	Exemples de capteurs d'efforts à 6 ddl. . . . .	15
1.6	Pince avec capteurs d'efforts. . . . .	17
1.7	Assemblage des capteurs. . . . .	17
1.8	Capteurs d'efforts uni-axiaux. . . . .	18
2.1	Deux principaux types d'articulations flexible. . . . .	21
2.2	Montages optiques permettant la mesure d'un déplacement. . . . .	24
2.3	Types de photointerrupteurs. . . . .	25
2.4	Variation du courant en fonction du déplacement du masque pour un PI de type barrage (Rohm RPI-392) [40]. . . . .	26
2.5	Variation du courant en fonction du déplacement de la surface réfléchissante pour un PI réflectif (Omron EE-SY169) [34]. . . . .	26
2.6	Montage destiné à l'évaluation des courbes de transition des PI. . . . .	27
2.7	Aperçu des photointerrupteurs sélectionnés. . . . .	28

2.8	Courbes caractéristiques des photointerrupteurs sélectionnés. . . . .	29
2.9	Fonctionnement d'un capteur à effet Hall. . . . .	30
2.10	Champ détecté en fonction du déplacement des aimants [9]. . . . .	31
2.11	Tension en fonction du déplacement de l'aimant pour divers montages [9].	33
2.12	Évaluation de la courbe caractéristique pour la configuration $2-x-x$ . . .	34
2.13	Comportement d'une lame sous différents efforts. . . . .	37
2.14	Lame simple. . . . .	41
2.15	Variantes à partir d'une lame. . . . .	41
2.16	Trois formes de parallélogramme. . . . .	42
2.17	Table à deux lames. . . . .	42
2.18	Domaine de solutions pour $l$ et $h$ pour une table à deux lames. . . . .	43
2.19	Concentration des contraintes à l'encastrement (solution $A$ , $r_c = 0,2$ mm). . .	46
2.20	Domaine de solutions pour $l$ et $h$ pour une table à quatre cols prismatiques.	47
2.21	Deux modèles de table compensée. . . . .	49
2.22	Domaine de solutions pour $l$ et $h$ pour une table compensée ( $\vartheta=0,5$ ). . .	50
2.23	Solution retenue pour le mécanisme compliant. . . . .	51
2.24	Prototype 1a. . . . .	53
2.25	Tension en fonction de la force et du déplacement (PI GP1S51). . . . .	54
2.26	Prototype 1b. . . . .	55
2.27	Tension en fonction du déplacement (PI RPI-246). . . . .	56
2.28	Prototype 2. . . . .	57
2.29	Tension en fonction de la force et du déplacement (capteur à effet Hall).	57
3.1	Emplacements possibles pour l'assemblage de capteurs. . . . .	63
3.2	Assemblage des capteurs. . . . .	65
3.3	Articulation flexible [42]. . . . .	65
3.4	Résultante des efforts. . . . .	67
3.5	Aperçu des repères utilisés. . . . .	67
3.6	Position et direction de $\mathbf{f}_i$ . . . . .	69
3.7	Système de visseurs. . . . .	69
3.8	Plage de mesure pour un assemblage de six capteurs dans l'espace. . . .	71
3.9	Plage de mesure pour un assemblage de deux capteurs dans le plan. . .	71
3.10	Définition du point de contact. . . . .	73
3.11	Chaîne sérielle avec liaisons rotoïdes [20]. . . . .	77
3.12	Chaîne sérielle isotrope à 6 ddl [29]. . . . .	78
3.13	Efforts générés à l'effecteur. . . . .	80

3.14	Manipulateur isotrope [49]. . . . .	80
3.15	Générateurs d'isotropie pour manipulateurs parallèles avec articulations prismatiques [49]. . . . .	80
3.16	Effet du paramètre $t$ sur l'orientation des paires de vecteurs $(\mathbf{r}_i, \mathbf{e}_i)$ . .	82
3.17	Rotation des vecteurs $\mathbf{e}_i$ . . . . .	83
3.18	Position des liaisons $\mathbf{a}_i$ et $\mathbf{b}_i$ . . . . .	85
3.19	Emplacements possibles du générateur d'isotropie. . . . .	88
3.20	Un assemblage possible pour $\phi = \pi/4$ . . . . .	90
3.21	Un assemblage possible pour la configuration de base. . . . .	93
3.22	Distance maximale des liaisons pour $r = 1$ et $R = 2$ ( $z_{max} = 1, 2, \dots, 10$ ). . . . .	94
3.23	Un assemblage possible pour $\theta = \pi/4$ . . . . .	95
3.24	Deux architectures différentes pour un capteur d'efforts six axes. . . . .	99
3.25	Plate-forme de Gough-Stewart conventionnelle. . . . .	100
3.26	Deux moyens de développer un limiteur de force. . . . .	101
3.27	Exemples d'un système précontraint en tension et compression. . . . .	102
3.28	Architectures isotropes caractérisées par des pattes de même longueur. . . . .	105
3.29	Architectures isotropes obtenues pour $\psi = \pi/4$ et $\xi = \pi/4$ . . . . .	105
4.1	Repères utilisés pour le capteur de force et la poignée sensible. . . . .	109
4.2	Redondance des photointerrupteurs. . . . .	113
4.3	Assemblage sériel de deux capteurs. . . . .	114
4.4	Assemblage parallèle de capteurs. . . . .	115
4.5	Bascule à 3 ddl et capteur en série. . . . .	116
4.6	Deux bascules en série (axes $x_0$ parallèles). . . . .	117
4.7	Deux bascules en série (axes $x_0$ perpendiculaires). . . . .	118
4.8	Une bascule et deux capteurs en série. . . . .	119
4.9	Distribution des contraintes dans l'assemblage. . . . .	120
4.10	Modes d'assemblage possibles des capteurs pour la configuration choisie. . . . .	122
4.11	Abaques de dimensionnement utilisés pour le design des capteurs d'efforts. . . . .	125
4.12	Assemblage à 4 ddl final. . . . .	127
4.13	Assemblage des PI aux capteurs $A$ et $B$ . . . . .	128
4.14	Assemblage des PI au capteur $C$ . . . . .	128
4.15	Design d'une butée axiale. . . . .	129
4.16	Aperçu de la butée axiale. . . . .	130
4.17	Limites pour l'orientation des mains et la hauteur de la poignée [14]. . . . .	133
4.18	Section manipulée de la poignée. . . . .	134

4.19 Montage électronique. . . . .	135
4.20 Butées externes. . . . .	136
4.21 Emplacement et orientation des vis. . . . .	137
4.22 Boitier de la poignée. . . . .	138
4.23 Trois moyens de détecter la présence de l'opérateur. . . . .	139
4.24 Types de capteur photoélectrique. . . . .	140
4.25 Banner VS2 ( <a href="http://www.bannerengineering.com">www.bannerengineering.com</a> ). . . . .	140
4.26 Montage des capteurs de présence. . . . .	140
4.27 Prototype des capteurs d'efforts. . . . .	142
4.28 Prototype de la poignée sensible. . . . .	143
4.29 Variation de la force en fonction du signal d'un des PI du capteur <i>B</i> . . . . .	144

# Introduction

Dans les dernières décennies, le monde de l'industrie a assisté à une croissance exponentielle de l'automatisation des tâches et de l'utilisation de systèmes robotiques. Ces derniers sont généralement destinés à l'exécution de tâches répétitives, difficiles ou dangereuses pour l'homme, telles l'usinage de pièces complexes ou le déplacement de composants lourdes ou encombrantes. Dans de nombreux cas, les possibilités d'automatisation sont limitées par la complexité des manipulations à effectuer, ces dernières requérant le jugement et les capacités sensorielles d'un humain.

Cette situation soulève un besoin pour une *collaboration* entre l'humain et le robot pour la réalisation d'une tâche commune, de manière à combiner les forces de l'un et de l'autre. Dans un contexte industriel, des robots assistants peuvent faciliter la réalisation de tâches requérant l'intervention d'un employé, en supportant la charge manipulée par exemple. La figure 1 présente un exemple de mécanisme fréquemment utilisé à cette fin. Seuls les déplacements verticaux sont assistés à l'aide d'un moteur, de sorte que l'utilisateur doit tout de même déployer un certain effort pour déplacer la charge dans les autres directions. À long terme, ces efforts peuvent engendrer des maux de dos et autres douleurs chroniques. Le développement d'assistants ergonomiques *robotisés*, soit pour lesquelles tous les axes de déplacements sont actionnés, constitue une alternative plus intéressante du point de vue ergonomique. Ces robots d'assistance peuvent de plus être conçus de manière à effectuer un certain nombre de tâches de façon autonome, telles prendre une pièce et la présenter à l'utilisateur.

La coopération humain-robot constitue également une avenue d'intérêt pour le domaine de la santé. Elle peut notamment servir à l'assistance des personnes âgées ou handicapées dans la réalisation de tâches quotidiennes. La figure 2 présente un exemple de robot offrant une assistance sécuritaire à la marche et à la navigation pour les personnes aveugles ou à mobilité réduite [43]. Des robots assistants peuvent également être utilisés pour la réalisation d'exercices en réadaptation physique, notamment ceux destinés au réapprentissage des mouvements suite à une blessure ou une maladie neuromusculaire [1]. Ces exercices requièrent un nombre important de répétitions, et les efforts à fournir peuvent être exigeants pour le thérapeute, surtout lorsqu'il doit supporter une partie du poids du patient.



Figure 1 : Assistant ergonomique.



Figure 2 : Déambulateur robotisé [43].

## Problématique

### Détection des collisions

L'intérêt que représente la coopération humain-robot soulève un questionnement important du point de vue de la sécurité, l'humain se trouvant soit dans l'espace de travail de l'assistant ergonomique, soit directement attaché au mécanisme, comme c'est le cas pour plusieurs applications en réadaptation physique. L'intérêt croissant pour la coopération humain-robot a mené à l'élaboration de diverses règles de conception destinées à assurer la sécurité de l'utilisateur, notamment en ce qui concerne la capacité à détecter la présence de ce dernier afin de prévenir les collisions [8]. Plusieurs solutions ont été

développées en ce sens, telles l'utilisation de capteurs de proximité ou de systèmes de détection visuelle [39, 48]. Le robot d'assistance présenté à la figure 2 comprend à titre d'exemple des capteurs à ultrason afin de détecter les obstacles rencontrés en cours de route.

Si ces solutions permettent d'éviter les collisions, la probabilité qu'un tel événement survienne n'en demeure pas moins présente. Même le meilleur des systèmes d'évitement de collisions peut connaître une défaillance. La gestion des collisions passe donc aussi par le développement de stratégies permettant de minimiser les risques de blessure dans l'éventualité d'un contact. Une des approches les plus fréquentes consiste à détecter les contacts à l'aide de capteurs tactiles, parfois combinés à un moyen d'absorber le choc de la collision [12]. Si la réponse la plus simple consiste à arrêter tout mouvement en cas de collision, elle peut s'avérer problématique dans certaines situations, lorsque le manipulateur est engagé à l'intérieur d'une automobile se déplaçant sur une ligne d'assemblage par exemple. La collecte d'informations additionnelles s'avère nécessaire dans de tels cas afin de déterminer la réponse la plus appropriée. L'évaluation de l'intensité de la collision permet par exemple de déterminer le niveau de danger pour la personne, pour ensuite décider de poursuivre, modifier ou arrêter la tâche en conséquence [52]. Cette réponse peut être facilitée par la connaissance du point de contact, ce dernier informant sur la position de l'obstacle par rapport au manipulateur.

## Évaluation des intentions de l'utilisateur

Pour la majorité des robots industriels, l'interface de communication entre l'opérateur et le manipulateur se résume à un langage de programmation donné et à quelques manettes ou boutons permettant un contrôle limité des mouvements du robot. Si ces interfaces sont simples à mettre en œuvre, la latitude de contrôle allouée à l'opérateur est insuffisante pour la plupart des contextes requérant une collaboration humain-robot. La coopération requiert une communication plus intuitive et plus transparente pour l'opérateur. Ce dernier peut par exemple chercher à guider le manipulateur par simple contact ou par commande vocale, comme il le ferait avec un aveugle. La nécessité d'une interface de communication appropriée est d'autant plus importante pour les robots destinés à assister les personnes âgées ou handicapées compte tenu des limitations sensorielles ou cognitives pouvant les affecter. L'interface doit être personnalisée en fonction



des capacités de communication de la personne, des recommandations du thérapeute et de l'application désirée, ce qui soulève l'intérêt pour des interfaces polyvalentes applicables à divers contextes.

Si plusieurs solutions proposées se basent sur la reconnaissance vocale ou gestuelle [44, 15], la communication tactile demeure une voie privilégiée pour le développement d'une interface plus intuitive [21]. Elle est plus simple d'utilisation, ne requérant pas l'apprentissage de commandes vocales ou gestuelles particulières. La communication par le toucher est aussi beaucoup plus naturelle pour l'homme en ce qui concerne le déplacement et la manipulation d'objet, et alloue davantage de flexibilité pour le contrôle des mouvements de l'assistant ergonomique. Un moyen d'évaluer les intentions de l'utilisateur par l'entremise d'une interface tactile consiste à évaluer l'intensité, l'orientation et le point d'application de l'effort de manière à définir la trajectoire et la vitesse à adopter. Une telle interface peut par exemple prendre la forme d'une poignée sensible ou de capteurs tactiles apposés sur les membrures [28, 32]. À titre d'exemple, l'insertion de capteurs d'efforts à l'intérieur des poignées du déambulateur présenté à la figure 2 permet à l'utilisateur de communiquer en douceur à la machine le chemin qu'il souhaite emprunter.

## Projet de recherche

Les problématiques de la sécurité et de la communication dans un contexte de collaboration humain-robot constituent le cadre général du projet de maîtrise présenté dans ce mémoire. Plus spécifiquement, l'étude réalisée porte sur l'évaluation des efforts appliqués à un robot coopérant. Ces derniers peuvent être créés soit par une collision, soit lors d'un contact intentionnel de l'opérateur en vue du contrôle. La mesure des efforts issus d'une collision vise à assurer la sécurité des personnes présentes dans l'espace de travail en évaluant l'intensité du contact. Cette solution se veut complémentaire à d'autres stratégies destinées à la sécurité, telle la prévention des collisions ou l'absorption de l'effort de contact. L'évaluation des efforts appliqués de façon intentionnelle par l'opérateur vise le contrôle des mouvements d'un robot d'assistance par simple contact. Les deux interfaces étudiés dans ce cas sont le manipulateur dans son ensemble et une poignée sensible. Les trois applications étudiées sont résumées au tableau 1.

Tableau 1 : Sujets d'étude.

Application	Surface	Contexte
Collision	Membrures (chapitre 3)	Cas général à 6 ddl (Effort appliqué et point de contact)
Interface de communication	Membrures (chapitre 3)	Cas général à 6 ddl (Effort appliqué et moment résultant)
Interface de communication	Poignée sensible (chapitre 4)	Manipulateur sériel à 4 ddl (3 translations et 1 rotation)

La recherche de solutions pour la première interface mentionnée et pour l'évaluation des efforts de collision se limite aux contacts survenant sur les membrures d'un assistant ergonomique robotisé. Si la membrure d'un robot d'assistance peut prendre plusieurs formes, un modèle cylindrique est choisi pour le développement des solutions. Dans le contexte d'une collision, la composante de l'effort appliqué  $\mathbf{p}$  la plus importante à mesurer est la force normale  $\mathbf{p}_n$  à la surface de la membrure, tel que représenté par le schéma 3(a). Même si l'emplacement de la collision peut être estimé connaissant la trajectoire du manipulateur, l'identification précise du point de contact est préférable.

Dans le contexte où l'opérateur guide le robot assistant en appuyant sur les membrures, l'évaluation des six composantes de l'effort est requise, c'est à dire les trois composantes de la force appliquée et les trois composantes du moment résultant. Une mesure complète de l'effort permet d'utiliser la solution développée dans un contexte général, où des mouvements selon les 6 degrés de liberté (ddl) sont possibles. L'opérateur peut, à titre d'exemple, appliquer une force tangentielle  $\mathbf{p}_z$  alignée avec l'axe  $z$  de la membrure dans le but de générer un déplacement dans cette direction. La recherche de solution est réalisée selon l'hypothèse que l'opérateur applique une ou deux forces  $\mathbf{p}_k$  sur la membrure à l'aide de ses mains, qui résultent en une force  $\mathbf{f}$  et un moment  $\mathbf{c}$  par rapport à un point donné, tel qu'illustré à la figure 3(b). Cette information est ensuite traduite en un déplacement et une rotation proportionnelle du manipulateur. L'identification du point de contact n'est pas essentielle mais demeure une information fort utile du point de vue de la sécurité, puisqu'elle permet de connaître la position de l'opérateur par rapport au manipulateur.

Ce projet de maîtrise s'inscrit par ailleurs dans le cadre d'un projet de recherche réalisé conjointement par le Laboratoire de robotique de l'université Laval et le constructeur automobile General Motors (GM). Débuté en 2006, ce projet vise le développement

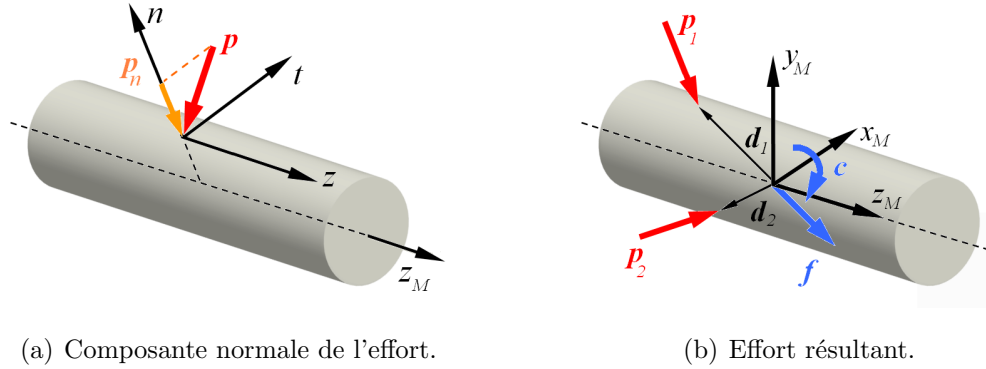


Figure 3 : Effort de contact sur une membrure cylindrique.

de robots d'assistance destinés à remplacer certains assistants ergonomiques passifs utilisés dans les chaînes de montage automobile. L'une des applications étudiée est l'installation du tableau de bord, qui requiert des déplacements selon les axes  $(x_0, y_0, z_0)$  ainsi qu'une rotation  $\theta$  autour de l'axe  $z_0$ , où l'axe  $x_0$  est parallèle à la chaîne de montage et l'axe  $z_0$  désigne la verticale, tel qu'illustré à la figure 4. Pour chaque voiture se présentant dans la zone de travail, l'assistant robotisé assiste l'opérateur dans la procédure d'insertion et d'assemblage de la pièce. L'opérateur doit pouvoir guider le manipulateur par l'entremise d'une poignée sensible située sur la section verticale du mécanisme, tel qu'illustré à la figure 5. Le repère  $(x_1, y_1, z_1)$  de l'effecteur et le repère  $(x, y, z)$  de la poignée sont définis de manière à ce que leur axe  $x$  soit parallèle à la chaîne de montage lorsque l'opérateur fait face aux voitures. L'obtention d'un contrôle intuitif des

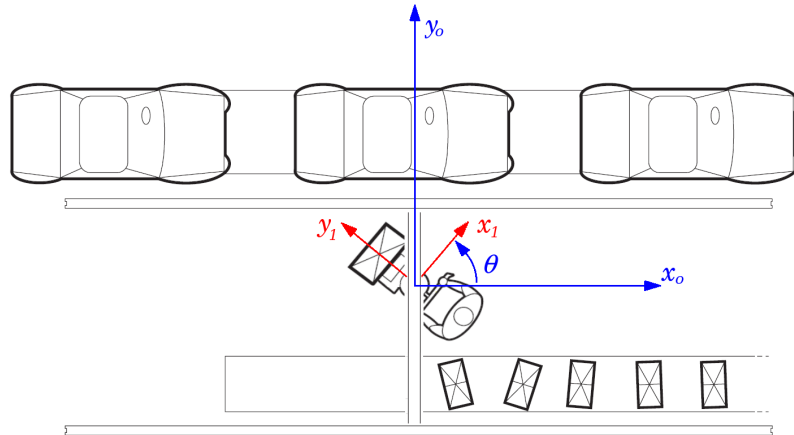


Figure 4 : Espace de travail de l'assistant ergonomique robotisé [6].

déplacements requiert la mesure des efforts correspondants aux ddl du manipulateur, soit une force par axe de translation et un moment pour la rotation  $\theta$ . L'orientation

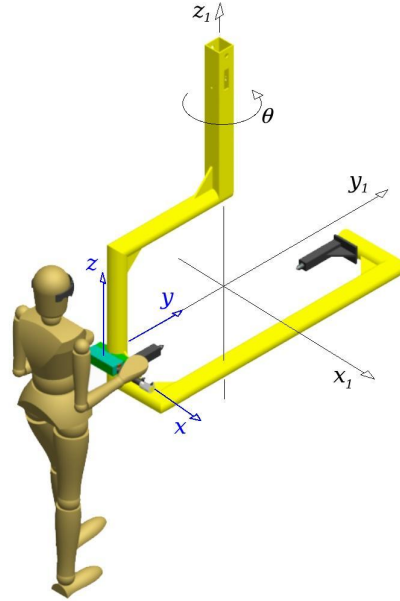


Figure 5 : Effecteur de l'assistant ergonomique robotisé.

et le module de l'effort mesuré informent respectivement sur la trajectoire et la vitesse que l'utilisateur souhaite adopter. Cette poignée de contrôle représente la seconde interface de communication tactile étudiée dans le cadre de ce projet de maîtrise. Le développement de la solution est cette fois réalisé jusqu'à la conception d'un prototype.

## Structure du mémoire

La stratégie adoptée pour l'étude des trois situations considérées est d'abord présentée au chapitre 1. La définition de l'approche globale inclut la sélection d'un mode de mesure des efforts approprié et l'identification plus précise du cadre de recherche pour chaque cas étudié. Les chapitres subséquents découlent de la stratégie adoptée. Celle-ci inclut d'une part la conception d'un capteur d'efforts uniaxial. Les étapes de design de ce capteur d'efforts sont détaillées au chapitre 2. Le développement d'une solution théorique à la mesure des efforts sur une membrure est ensuite abordé au chapitre 3. Les forces considérées proviennent dans ce cas soit d'un contact intentionnel de l'opérateur, soit d'une collision. La poignée sensible à 4 ddl fait pour sa part l'objet du chapitre 4. La solution adoptée pour la mesure des efforts, le design résultant de la poignée et les caractéristiques du prototype y sont détaillés.

# Chapitre 1

## Stratégie générale

Ce chapitre énonce les bases de la stratégie adoptée pour la mesure des efforts appliqués à un robot coopérant lors d'une collision ou d'un contact intentionnel de l'opérateur. Divers moyens de mesurer les forces appliquées sont d'abord explorés. Un mode de mesure pour les applications étudiées est ensuite sélectionné. Le chapitre conclut sur un aperçu de la direction prise pour la résolution de chacune des problématiques à l'étude.

## 1.1 Sélection du mode de mesure des efforts

L'une des premières questions à explorer concerne la sélection d'un mode de mesure des efforts adéquat pour chacune des trois situations considérées, telles que résumées au tableau 1 en introduction. Si possible, une solution commune est préférée pour la mesure des efforts de collision et ceux issus d'un contact intentionnel de l'opérateur sur une membrure. Même si ces deux types de contact n'ont ni la même origine ni les mêmes conséquences, une même approche permettrait l'application de la stratégie de mesure développée à l'un comme à l'autre, pour une même membrure. Si la poignée sensible constitue une interface de communication destinée au même usage qu'une membrure guidée par contact direct, les différences sur le plan de l'aspect et du nombre de ddl compliquent toutefois la recherche d'une solution commune à ce troisième cas.

### 1.1.1 Critères de sélection

Le tableau 1.1 résume les critères considérés dans le choix d'un mode de mesure et dans le développement des solutions abordées dans les prochains chapitres. Les deux premiers critères ont été justifiés en introduction, les suivants sont expliqués ci-après.

**Plage de mesure :** Les efforts maximaux appliqués par l'humain dans un contexte de coopération se situent autour de 50 N [50]. Parallèlement, les normes d'ergonomie destinées à la conception d'assistants ergonomiques révèlent que les efforts appliqués par l'utilisateur ne doivent pas dépasser certaines limites afin d'éviter les blessures à long terme [14]. La figure 1.1 présente les efforts maximaux selon chaque direction, pour la situation où l'opérateur se situe près et à hauteur de l'objet. Les valeurs retenues suggèrent que la mesure de forces supérieures à environ 60 N (6,1 kg) ne devrait pas être requise du point de vue ergonomique, dans l'hypothèse où l'opérateur peut se trouver dans l'une ou l'autre de ces positions par rapport au manipulateur.

Sur le plan de la sécurité, une étude présentée dans [52] avance qu'une collision générant une force d'impact de 50 N ou moins demeure sécuritaire pour l'humain. La figure 1.2 illustre les résultats obtenus suite à une série de tests de collisions réalisés afin d'évaluer le seuil de tolérance à la douleur lors d'impacts survenant en différents points du corps humain.  $F_m$  y désigne la valeur effective de la force tolérée et  $\Delta t$  la

Tableau 1.1 : Critères de sélection du mode de mesure des efforts.

Critères	Membrure (collisions)	Membrure (interface)	Poignée (interface)
Composantes de l'effort	$\ \mathbf{f}_n\ ^a$ au minimum	6 ddl ( $\mathbf{f}$ et $\mathbf{c}$ ) <sup>b</sup>	4 ddl ( $f_x, f_y, f_z$ et $c_z$ )
Point de contact	Préférable	Préférable	Non requis
Plage de mesure	0 – 100 N	0 – 70 N	$\pm 70$ N
Assemblage	Simple	Simple	Simple
Emplacement	Cylindre	Cylindre	Intérieur ou base
Solidité	Collisions	Surcharges	Surcharges
Coût	Minimal	Minimal	Minimal
Dérive	Négligeable	Négligeable	Négligeable
Bruit	Minimal	Minimal	Minimal
Précision	Bonne	Moyenne	Moyenne
Linéarité	Non requise	$\leq 10$ %	$\leq 10$ %
Isotropie	Proche	Proche	Proche

<sup>a</sup>Force normale à la surface de la membrure

<sup>b</sup>Force et moment résultant par rapport à un point donné






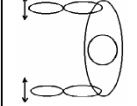
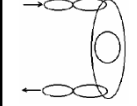
Déplacement	Avant - arrière	Haut (coudes)	Haut (épaules)	Bas (coudes)	Bas (épaules)	Latéral	Rotation (chaque main)
1 main	8.2 Kg	4.5 Kg	4.1 Kg	4.1 Kg	4.5 Kg	3.2 Kg	6.4 Kg
2 mains	15.9 Kg	9.1 Kg	8.2 Kg	8.2 Kg	9.1 Kg	6.4 Kg	
							

Figure 1.1 : Effort maximums admissibles selon chaque direction [14].

durée de la collision. L'ensemble des valeurs obtenues se situent au dessus de 50 N, de sorte que cette valeur peut être considérée comme le seuil minimal en dessous duquel une collision peut être tolérée par la personne. Cette valeur limite peut par exemple être utilisée pour déterminer la poursuite ou l'arrêt d'une tâche en cours. Une plage de mesure d'environ 100 N assure dans ce cas la détection des collisions d'intensités trop élevées tout en informant sur la valeur de l'effort résultant.

**Facilité d'assemblage et emplacement :** Un outil de mesure simple à assembler et à fabriquer facilite les opérations de maintenance et de remplacement en cas de bris.

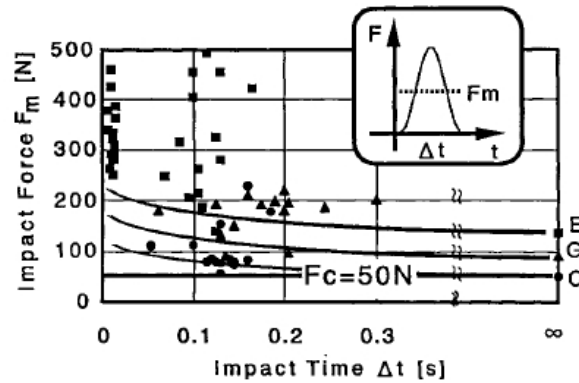


Figure 1.2 : Seuil de tolérance lors d'une collision [52].

La simplicité d'utilisation se reconnaît notamment au faible nombre de composantes et d'étapes de montage requises et à la facilité de traitement du signal.

L'un des principaux défis liés à l'évaluation des efforts sur une membrure consiste à développer une sensibilité aux contacts sur la plus grande région possible de la membrure. Une solution permettant la détection des efforts sur une surface cylindrique est préférée, ce qui constitue un défi additionnel du point de vue de l'assemblage. Le design d'une poignée sensible entraîne pour sa part une difficulté sur le plan de l'encombrement, l'espace alloué au logement de capteurs étant limité par la forme et la taille de l'interface.

**Résistance mécanique et coût :** Si les collisions sont avant tout dangereuses pour l'humain, elles peuvent également affecter le manipulateur, notamment lorsque la force d'impact est très élevée ou lorsque l'objet rencontré est acéré. L'eau, la poussière et l'huile sont aussi des éléments qui peuvent endommager certaines composantes du manipulateur si celles-ci ne sont pas suffisamment protégées. Certaines régions telle la poignée sensible peuvent d'autre part être soumises à des surcharges, lorsque l'opérateur s'y pend de tout son poids par exemple. La sélection d'un mode de mesure résistant constitue donc un choix judicieux en terme de durabilité et de fiabilité. Comme pour tout projet de design, le coût des capteurs et des pièces requises à l'assemblage demeure aussi un facteur à considérer.

**Qualité de la mesure :** Les qualités les plus importantes dans un contexte de coopération humain robot sont l'absence de dérive et un faible bruit dans le signal. La première permet de conserver une valeur constante du signal lorsqu'aucune force n'est



appliquée et d'éviter la détection de contacts fantômes, conditions primordiales au bon contrôle du robot assistant. Une dérive du signal du capteur de force met ainsi la sécurité de l'utilisateur en danger. Le besoin de filtrer un bruit important ralentit pour sa part le système, ce qui affecte directement les performances de l'algorithme de contrôle. Le contrôle peut notamment devenir instable lorsque la constante de temps du filtre dépasse une certaine valeur [10].

Une courbe caractéristique démontrant une certaine linéarité est également préférée pour les interfaces de contrôle. Un comportement linéaire est plus intuitif pour l'humain, qui s'attend à obtenir une vitesse de déplacement proportionnelle à la force appliquée. La linéarité simplifie aussi la conversion des mesures. Les capacités sensibles de l'humain ne lui permettent toutefois pas d'identifier la valeur précise de la force ressentie ou appliquée, ni de faire la différence entre deux forces d'intensités similaires. Des tests préliminaires réalisés au laboratoire de robotique ont révélé qu'une erreur de 15 % dans la mesure de l'effort appliqué à une poignée sensible n'est généralement pas détectable pour l'humain, malgré l'écart résultant dans la réponse de l'assistant robotisé. Une variation de 10 % demeure donc acceptable pour le contexte étudié. De même, la précision des mesures doit permettre l'obtention d'une résolution suffisante au contrôle du manipulateur, mais n'a pas besoin d'être très élevée dans une situation de collaboration humain-robot. Un comportement proche de l'isotropie est toutefois préféré, ce qui permet d'obtenir une précision de mesure similaire selon toutes les directions mesurées, et ainsi assurer une réponse uniforme peu importe la direction de l'effort appliqué.

## 1.1.2 Modes de mesure des efforts

En regard de ces critères, un certain nombre de solutions permettant la mesure des efforts appliqués sur une membrure ou une poignée sensible sont évaluées afin de retenir celles convenant le mieux aux applications étudiées.

### 1.1.2.1 Matrice de capteurs tactiles

Une première approche consiste à couvrir la membrure d'un certain nombre de capteurs d'efforts. Cette matrice de capteurs joue un rôle similaire à la peau de l'humain

pour ce qui est de la localisation et de l'évaluation de l'effort résultant d'un contact. Plusieurs capteurs de ce type ont été développées à ce jour, dont certains, très sophistiqués, étendent leur application à d'autres mesures, telle l'évaluation de la température ou de la rugosité d'une surface [37, 47, 13]. Un des avantages de cette approche est qu'elle assure une détection directe des contacts sur toute la surface couverte, sans recourir à des capteurs massifs ni affecter le comportement dynamique du manipulateur. Les efforts mesurés se limitent toutefois à la force normale à la surface pour la majorité des cas, ce qui restreint le potentiel d'application à la mesure des efforts de collision seulement. La grandeur de la surface à couvrir requiert également l'utilisation de plusieurs capteurs, ce qui augmente les coûts et le nombre de signaux à traiter de façon importante [12]. Enfin, l'ajout de capteurs sur la surface d'une membrure expose ces derniers aux éléments extérieurs tels la poussière et l'huile, les objets coupants ou les collision violentes. L'ajout d'une couche protectrice sur l'ensemble de la matrice de capteurs est donc généralement nécessaire.

#### **1.1.2.2 Couple articulaire**

Une approche différente consiste à estimer l'effort de contact en évaluant la variation du couple articulaire occasionné aux moteurs [52, 35]. Cette méthode a l'avantage de ne nécessiter aucun capteur mécanique et de permettre l'évaluation des collisions en tout point du manipulateur. L'évaluation du point de contact et de l'orientation de l'effort appliqué est toutefois limitée. L'estimation du couple de référence requiert de plus une bonne connaissance du modèle dynamique du manipulateur, ce qui limite la précision de l'évaluation d'une part, et la polyvalence de la solution d'autre part. Les imprécisions engendrées peuvent contraindre l'effort minimal détectable à plus de 15 N [35]. Si cette valeur est suffisante pour la détection d'une collision de 50 N et plus, elle ne respecte pas la plage de mesure souhaitée pour le développement d'une l'interface de communication.

#### **1.1.2.3 Capteur six axes commercial**

Un capteur d'efforts fréquemment utilisé pour la conception de manipulateurs est le capteur six axes, capable de mesurer les six composantes de force et de moment d'un torseur. Il est notamment utilisé pour l'évaluation des efforts appliqués à l'effecteur durant la réalisation d'une tâche. Un tel capteur pourrait par exemple être placé à

l'intérieur d'une membrure, tel qu'illustré à la figure 1.3. Ce capteur peut également être placé à la base d'une poignée destinée au contrôle d'un assistant ergonomique, quoique l'application visée ne requiert que la mesure de quatre composantes.

La figure 1.4 présente le modèle Mini40 – SI-80-4 développé par ATI Industrial Automation ([www.ati-ia.com](http://www.ati-ia.com)). Ce capteur répond bien aux critères de sélection en matière d'encombrement et de plage de force, tel que le révèlent les caractéristiques résumées au tableau 1.2. Ce capteur est résistant à des surcharges dix fois plus grandes

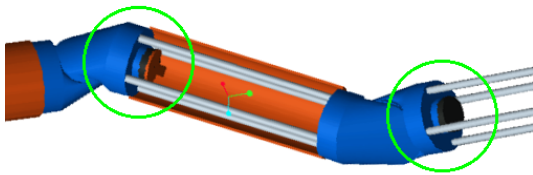


Figure 1.3 : Insertion de capteurs six axes dans une membrure.

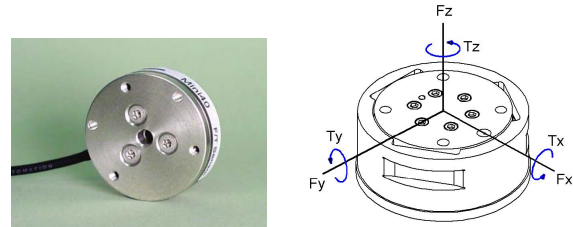


Figure 1.4 : Capteur six axes (modèle Mini40 de ATI).

Tableau 1.2 : Caractéristiques du Mini40 – SI-80-4.

Caractéristique	Valeur	Caractéristique	Valeur
$F_x, F_y$	$\pm 80$ N	Diamètre	40 mm
$F_z$	$\pm 240$ N	Épaisseur	12,2 mm
$T_x, T_y, T_z$	$\pm 4$ Nm	Encombrement équivalent <sup>a</sup>	15,3 cm <sup>3</sup>

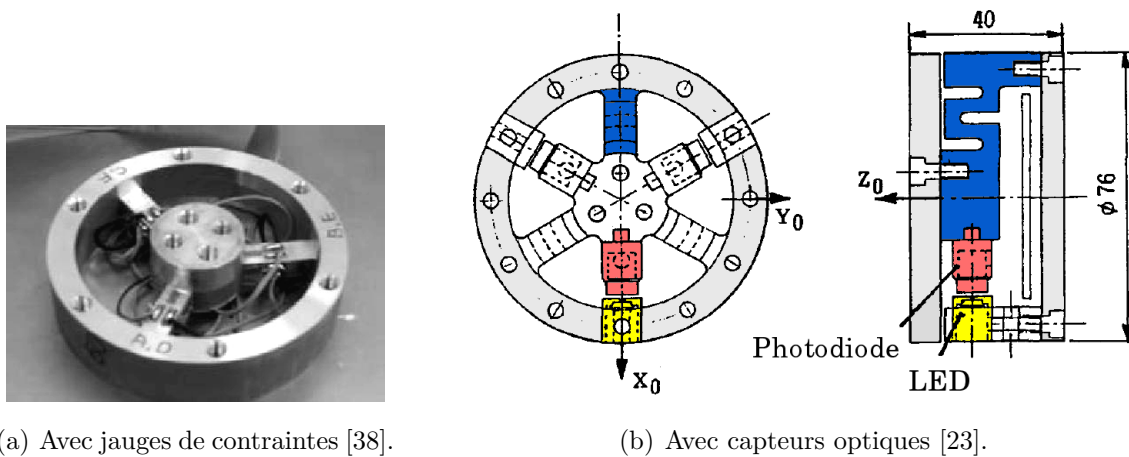
<sup>a</sup>Volume occupé par le capteur, évalué à partir de son diamètre et de son épaisseur

que l'effort maximal mesurable. La plage de mesure des moments est toutefois un peu faible. Les modèles plus robustes offrent une meilleure plage, mais la force maximale en  $z$  approche les 1000 N. Des essais réalisés par un membre du laboratoire ont révélé que la mesure d'efforts inférieurs à 15 N selon l'axe  $z$  est très imprécise lorsque la valeur maximale admissible est aussi grande, soit lorsque l'intervalle d'intérêt ne représente qu'environ 2 % de la plage totale. La différence entre les forces maximales en  $z$  et celles en  $x$  et  $y$  s'explique par l'architecture parallèle utilisée dans la conception du capteur. Si cette propriété est avantageuse dans le cas où une masse doit être supportée dans la direction  $z$ , elle affecte également la précision de mesure selon cet axe. Les capteurs multiaxes fonctionnent par ailleurs à l'aide de jauges de contraintes, ce qui les rend très sensibles aux champs électromagnétiques ambiants. La présence de moteurs près

du capteur peut faire augmenter le bruit résultant à plusieurs Newton. Leur prix est également très élevé, ce qui limite le nombre de capteurs pouvant être utilisés sur un même robot assistant.

#### 1.1.2.4 Conception d'un capteur six axes

Une alternative à l'achat d'un capteur six axes est d'en concevoir un qui réponde au mieux aux caractéristiques recherchées. Plusieurs phénomènes physiques peuvent être utilisés à cette fin. La figure 1.5 présente deux exemples de capteurs d'efforts six axes fonctionnant selon deux principes différents. Le capteur (a) utilise des jauges



(a) Avec jauges de contraintes [38].

(b) Avec capteurs optiques [23].

Figure 1.5 : Exemples de capteurs d'efforts à 6 ddl.

de contraintes pour mesurer la déformation d'une structure sous l'effet de la charge appliquée [38], à l'instar du capteur six axes d'ATI. Le design de la structure demeure simple, cependant six ponts de Wheatstone complets, soit 24 jauges, sont nécessaires à la mesure de toutes les composantes de l'effort. Si cette approche permet de mesurer de façon précise des efforts sans déformation visible de la structure, l'assemblage adéquat des jauges requiert de la précision et l'utilisation du support approprié. Les jauges sont aussi relativement fragiles et très sensibles au bruit ambiant, ce qui en fait une approche moins intéressante pour l'application visée.

Le capteur (b) possède une forme semblable au capteur (a), mais utilise plutôt un montage optique pour mesurer les petits déplacements générés sous l'effet d'une force [23]. Ce montage est constitué de *DEL*<sup>1</sup> à émission infrarouge fixées sur la base du cap-

<sup>1</sup>Diode électroluminescente

teur et de photodiodes<sup>2</sup> assemblées aux extrémités d'une des trois barres flexibles. Une force appliquée sur la plate-forme supérieure produit une déformation proportionnelle de ces dernières. Cette déformation entraîne le déplacement des photodiodes par rapport à leur source lumineuse respective, et affecte par le fait même l'intensité lumineuse perçue. Cette approche est plus intéressante que l'utilisation de jauges de contraintes puisque la mesure s'effectue sans contact. Les capteurs optiques sont aussi moins sensibles au bruit. Leur comportement est toutefois plus ou moins linéaire selon le montage utilisé. Cette solution requiert également la conception d'une structure suffisamment flexible pour générer des déplacements mesurables. Un tel design est complexe à réaliser compte tenu des divers critères à considérer, notamment l'encombrement, la résistance aux surcharges et le nombre de composantes d'effort à mesurer.

### 1.1.2.5 Assemblage de capteurs uni-axiaux

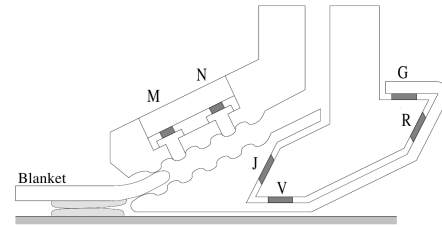
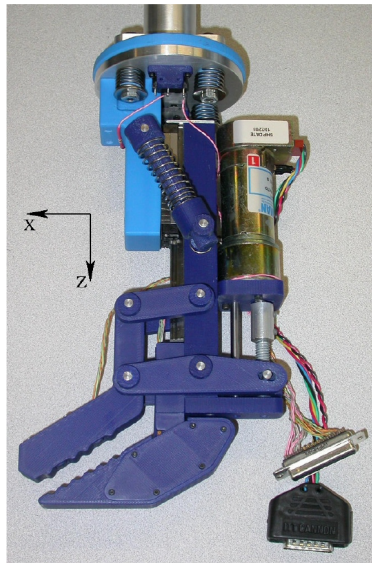
Une alternative plus simple du point de vue de la conception consiste à assembler des capteurs d'efforts uniaxiaux de manière à reproduire le comportement d'un capteur à 6 ou 4 ddl. Les figures 1.6 et 1.7 présentent une pince destinée à la manutention des couvertures thermiques sur les satellites, à l'intérieur de laquelle quatre capteurs d'efforts de type FSR<sup>3</sup>, notés  $J$ ,  $V$ ,  $R$  et  $G$ , sont assemblés de manière à mesurer les trois composantes d'un effort dans le plan [30]. Les capteurs sont insérés à l'intérieur de la mâchoire afin d'assurer leur protection contre les éléments extérieurs. L'effort de contact avec une surface est transmis aux capteurs par l'entremise de la partie mobile de la mâchoire. Le nombre de capteurs et leur agencement dans le plan ont été choisis afin de permettre l'évaluation du moment  $M_c$  et des deux composantes de force  $F_A$  et  $F_B$ . Le choix de cette configuration s'inspire des conditions nécessaires au bon maintien d'une pièce dans le plan par un préhenseur, un parallèle pouvant être établi entre les vecteurs d'efforts mesurés par ces capteurs de pression et les vecteurs aux points de contact entre un objet et les doigts qui le soutiennent [36]. Ces conditions requièrent notamment la présence d'un vecteur additionnel au nombre de ddl à contraindre.

À l'instar de cette pince, un agencement de capteurs uniaxiaux peut être développé pour la mesure des efforts appliqués sur une membrure ou une poignée sensible. Un minimum de sept capteurs de pression est requis pour la mesure des six composantes

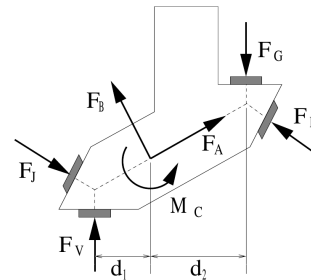
---

<sup>2</sup>Composante semi-conducteur ayant la capacité de détecter un rayonnement optique et de le transformer en signal électrique

<sup>3</sup>« Force sensitive resistor » ([www.interlinkelectronics.com](http://www.interlinkelectronics.com))



(a) Emplacement.



(b) Résultante des efforts.

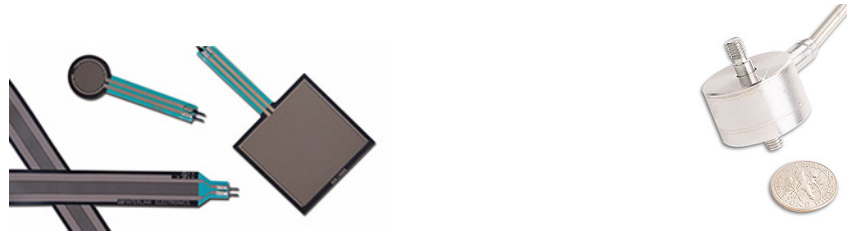
Figure 1.6 : Pince avec capteurs d'efforts. Figure 1.7 : Assemblage des capteurs.

d'un effort, contre six pour des capteurs fonctionnant en tension comme en compression. De même, un minimum de quatre capteurs fonctionnant en tension et compression est nécessaire au développement de la poignée sensible. La mesure des moments désirés peut aussi être effectuée à l'aide de capteurs de couple plutôt que par l'entremise d'un assemblage de capteurs de force, quoique cette alternative requière l'utilisation de deux types de capteurs différents.

Cette approche est plus polyvalente qu'un capteur six axes sur la plan des ddl mesurés et des possibilités d'assemblage. Les capteurs peuvent de fait être positionnés à divers endroits de l'interface de communication de manière à satisfaire les contraintes de design, telles minimiser l'encombrement ou protéger les capteurs contre les éléments extérieurs. L'utilisation de capteurs d'efforts identiques peut aussi faciliter l'obtention d'un comportement isotrope.

Les caractéristiques propres au signal dépendent toutefois du type de capteur d'efforts choisi. Une première possibilité consiste à assembler des capteurs FSR d'une manière similaire à ceux de la pince pour couvertures thermiques. Un aperçu de quelques modèles de capteurs FSR est donné à la figure 1.8(a). Leur faible épaisseur permet de les insérer à plusieurs endroits à l'intérieur d'une membrure, et leur confère également une

certainne flexibilité. Cette approche requiert néanmoins l'utilisation d'un capteur de plus que le nombre de ddl mesurés. Une possibilité plus intéressante consiste à utiliser des cellules de charges. Comme le capteur six axes de ATI, le fonctionnement des cellules de charge est basé sur la mesure d'une déformation à l'aide de jauges de contraintes, ce qui les rend sensibles aux champs électromagnétiques. Ces capteurs sont toutefois beaucoup plus précis et plus robustes que les capteurs FSR. Certains modèles permettent la mesure d'une force en tension comme en compression, et ce pour la plage de mesure recherchée. Les plus petits ne mesurent que quelques centimètres de long seulement, mais leur prix est aussi plus élevé que les modèles de plus grandes dimensions. La figure 1.8(b) présente une cellule de charge appropriée, soit mesurant  $\varnothing 25 \times 14$  mm pour une plage de mesure de  $\pm 100$  N (modèle LCMFD-100N d'Omega, 750 \$).



(a) Capteur FSR (www.interlinkelectronics.com).      (b) Cellule de charge (www.omega.com).

Figure 1.8 : Capteurs d'efforts uni-axiaux.

#### 1.1.2.6 Concept sélectionné

Une alternative à l'utilisation d'un capteur d'efforts commercial est d'en concevoir un qui soit adapté aux applications étudiées. Une première manière d'y parvenir consiste à mesurer les contraintes engendrées dans une structure qui se déforme légèrement sous l'effet de la charge. Le moyen le plus populaire de mesurer une déformation est d'utiliser des jauges de contraintes, avec les avantages et limites qui s'y rattachent. Une seconde approche consiste à créer une déformation suffisamment grande pour entraîner un déplacement mesurable en un point de la structure, à l'image du capteur six axes présenté à la figure 1.5(b). Si le design d'un élément déformable doit tenir compte de certains critères en terme de résistance mécanique et d'encombrement, la recherche de solutions pour un seul axe demeure plus simple que la conception de composantes flexibles à plusieurs ddl.

Cet avantage sur le plan de la conception, doublé de la plus grande polyvalence

d'un assemblage de capteurs comparé à un capteur six axes, font de cette option la plus intéressante du point de vue des possibilités de design. La conception d'un capteur uniaxial propre aux applications étudiées permet par ailleurs de contourner le problème du bruit caractérisant les cellules de charges.

## 1.2 Définition de la stratégie générale

La stratégie adoptée consiste à concevoir un capteur de force uniaxial d'une part, et d'autre part à développer un assemblage de capteurs uniaxiaux pour la mesure des diverses composantes d'un effort. La mesure des forces appliquées sur une poignée sensible requiert l'assemblage de quatre capteurs, contre six pour l'évaluation des efforts sur une membrure de robot assistant. Cette approche permet la mesure d'une force de collision de la même manière que l'évaluation d'un effort intentionnel de l'opérateur pour guider le manipulateur, de sorte qu'une même solution peut être développée pour ces deux situations.

Une solution théorique à cet égard est présentée au chapitre 3, avec une attention particulière portée à l'obtention d'un comportement isotrope. L'assemblage de capteurs destiné à la poignée sensible est pour sa part décrit au chapitre 4. Cette application particulière est développée jusqu'au niveau du prototype, qui permet notamment de valider le design du capteur d'efforts uniaxial développé. La conception de ce capteur de force est traitée au chapitre suivant. Les critères de design utilisés lors du développement de ce capteur et des deux assemblages s'inspirent notamment des caractéristiques mentionnées à la section 1.1.1.



# Chapitre 2

## Capteur d'efforts uniaxial

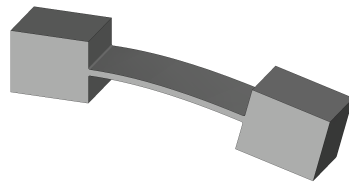
Ce chapitre présente les étapes de conception d'un capteur d'efforts uniaxial destiné à la mesure des forces appliquées sur un robot coopérant. Ce capteur fonctionne par l'entremise d'une structure flexible capable de se déformer sous l'effet d'une charge. Le déplacement engendré par cette déformation est mesuré à l'aide d'un capteur de déplacement approprié. Le potentiel de deux types de capteurs est d'abord étudié, soit le photointerrupteur et le capteur à effet Hall. Les étapes de développement du mécanisme compliant sont ensuite détaillées. Le chapitre conclut sur une présentation des prototypes réalisés.

## 2.1 Problématique

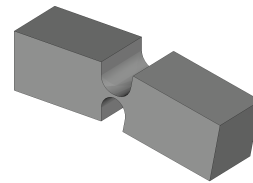
Il a été décidé de concevoir un capteur de force uniaxial adapté aux applications considérées plutôt que d'utiliser un des capteurs proposés sur le marché, dans l'optique de développer un assemblage de capteurs à plusieurs ddl.

### 2.1.1 Mode de fonctionnement du capteur

L'approche choisie au chapitre précédent consiste à mesurer un petit déplacement engendré par la déformation d'un élément flexible. Cette approche requiert le design d'un élément capable de se déformer suffisamment mais avec précision, généralement désigné sous le nom de *mécanisme compliant*. Ce mécanisme consiste en une pièce ou un assemblage dont certaines régions possèdent une section suffisamment petite pour subir des mouvements de flexion notables sous l'effet d'une force. Ces régions agissent ainsi à titre d'*articulations flexibles* et permettent le mouvement relatif de deux sections rigides. Un coupe-angle et une pince à sourcils constituent des exemples de mécanismes compliants rencontrés au quotidien. À l'opposé des articulations conventionnelles, les articulations flexibles sont souvent usinées à partir d'une seule pièce, comme c'est le cas pour les joints flexibles présentés à la figure 2.1. L'absence de jeu et de frottement qui en



(a) Articulation flexible à lame.



(b) Articulation flexible à col.

Figure 2.1 : Deux principaux types d'articulations flexibles.

résulte permet d'obtenir des mouvements fluides et précis, sans hystérésis, ce qui en fait une technologie avantageuse pour plusieurs applications scientifiques telles la conception de manipulateurs à haute précision [22, 3]. L'utilisation d'un mécanisme compliant constitue également une approche appropriée dans le développement d'un capteur de force, le débattement nécessaire n'ayant pas besoin d'être très élevé en comparaison avec d'autres applications.

Les articulations présentées à la figure 2.1 constituent les deux principaux types d'*articulations élémentaires*, c'est à dire les éléments de base menant à l'obtention de mécanismes plus complexes. Les barres flexibles du capteur optique six axes présenté au chapitre 1 sont par exemple composées de trois cols successifs, ce qui leur confère une liberté de mouvement selon trois directions. Plusieurs variantes de ces articulations élémentaires sont proposées dans la littérature, selon les besoins liés à leur utilisation. Ces articulations étant *flexibles*, leur comportement n'est cependant pas identique à celui des articulations qu'elles remplacent, ce qui représente un défi supplémentaire du point de vue de la modélisation. Cette différence est plus marquée lorsque la déformation est *distribuée*, comme c'est le cas pour l'articulation à lame (a). À l'opposé, la déformation de l'articulation à col<sup>1</sup> (b) demeure *concentrée* dans une petite région, ce qui lui confère un comportement se rapprochant davantage d'une liaison rotoïde conventionnelle. Les articulations flexibles comprennent également des axes de flexibilité secondaires, ce qui peut entraver l'isolation de la composante de l'effort devant être mesurée par le capteur. Enfin, les déformations subies par les articulations compliantes génèrent des contraintes non négligeables qui doivent être prises en compte lors du design.

### 2.1.2 Critères de design

Les critères de design utilisés pour la conception du capteur de force s'inspirent des critères d'évaluation du chapitre précédent. Les spécifications additionnelles sont expliquées ci-dessous. Contrairement à la mesure des efforts sur une membrure, la poignée sensible est développée pour une application spécifique, de sorte que certains critères de design proviennent des conditions propres à ce contexte, telles l'encombrement maximal et la plage de force désirée. Les critères d'importance sont présentés au tableau 2.1.

**Mesure de l'effort :** Le capteur doit être conçu de manière à isoler la composante de l'effort alignée avec son axe de mesure seulement, ce qui impose que le mécanisme compliant soit suffisamment raide dans les autres directions. L'approche choisie consiste à mesurer un déplacement linéaire, de sorte que le mouvement généré par le mécanisme doit également être suffisamment rectiligne. Un débattement légèrement supérieur à 1 mm (1,2 mm) est envisagé afin de permettre une bonne résolution de mesure, ce qui nécessite à la fois un design approprié du mécanisme compliant et la sélection d'un

---

<sup>1</sup>Aussi nommée *articulation à entaille*

Tableau 2.1 : Critères de design du capteur d'efforts.

Critère	Objectif	Critère	Objectif
Effort mesuré	Force (1ddl)	Déplacement mesuré	Translation
Plage de mesure	$\pm 20$ N	Débattement	1,2 mm
Fabrication	EDM, fraiseuse	Coût capteur depl.	50\$
Mesure déplacement	Sans contact	Assemblage	Vis
Encombrement max.	$\leq 20$ cm <sup>3</sup>	Capteur depl.	$\leq 2$ cm <sup>3</sup>
Dérive	Nulle	Bruit	Minimal
Linéarité	$\leq 10$ %	Durée de vie	2 ans

capteur de déplacement permettant cette plage de mesure. Une plage de fonctionnement de  $\pm 20$  N en recherche, valeur qui s'inspire du comportement désiré pour la poignée sensible. Les forces requises selon chacun des 4 ddl sont détaillées au chapitre 4.

**Fabrication, assemblage et coût :** Les pièces requises sont de préférence fabriquées à l'atelier de génie mécanique de l'Université Laval. L'atelier comprend notamment une fraiseuse à commande numérique et une machine à électroérosion (EDM). L'EDM constitue une technologie particulièrement adaptée à la conception de mécanismes flexibles, car elle permet l'obtention de sections très minces démontrant un excellent fini de surface. Elle permet également d'éviter la génération de contraintes internes caractérisant d'autres modes d'usinage, le passage du fil ne générant pas d'efforts importants sur la pièce [22]. L'usinage par EDM peut toutefois devenir complexe et relativement long pour les géométries élaborées, de sorte que la forme du mécanisme doit demeurer la plus simple possible. Les composantes à acheter et les matériaux utilisés doivent également être facile d'accès, en terme de coût comme de disponibilité.

Une mesure sans contact du déplacement est également préférée. Les capteurs devant être attachés à la section mobile, tels les capteurs  $LVDT^2$ , sont de fait moins intéressants compte tenu de l'espace requis pour le montage et les contraintes d'assemblage additionnelles. Enfin, un assemblage par vis simplifie le démontage et le remplacement des composantes du capteur.

**Encombrement :** L'application spécifique à une poignée sensible impose que quatre capteurs d'efforts soient inclus dans le design de cette dernière, soit à l'intérieur de la

<sup>2</sup>Transformateur différentiel à variation linéaire (capteur inductif)

poignée, soit à sa base. Dans tous les cas, il est souhaité que le volume des capteurs ne dépasse pas une valeur approximative de  $20 \text{ cm}^3$ . L'utilisation d'un volume comme critère laisse plus de liberté au choix des dimensions globales. L'encombrement maximal du capteur de déplacement est posé à une valeur approximative de  $2 \text{ cm}^3$  afin de minimiser son influence sur les dimensions globales du capteur d'efforts.

**Durée de vie :** La durée de vie suggérée s'inspire de la période moyenne durant laquelle une chaîne de montage subit peu de changements sur le plan des installations et des outils d'assemblage.

## 2.2 Capteur de déplacement

Plusieurs phénomènes physiques permettent la mesure d'un déplacement, tels l'inductance, le magnétisme ou la luminosité. Deux approches d'intérêt pour la problématique étudiée sont les capteurs optiques et les capteurs à effet Hall. Les signaux de ces deux types de capteurs sont de fait peu sujets au bruit, n'occasionnent pas de dérive, ont un faible encombrement et fonctionnent sans contact.

### 2.2.1 Capteur optique

La figure 2.2 illustre diverses manières de mesurer un déplacement à l'aide de rayons lumineux. Dans chaque cas, le montage comporte une source de lumière et un récepteur, tels un *LED* et une photodiode. Le récepteur perçoit la variation de l'intensité lumineuse du rayon incident, qui peut être affectée de diverses manières. Une première façon consiste à déplacer l'un des deux éléments par rapport à l'autre dans le plan normal

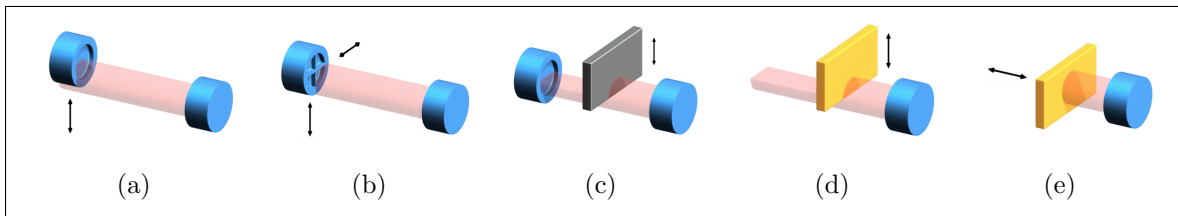


Figure 2.2 : Montages optiques permettant la mesure d'un déplacement.

au rayon, tel que réalisé dans les cas (a) et (b). La photodiode du montage (b) offre l'avantage d'être divisée en quatre régions permettant l'évaluation d'un déplacement dans deux directions orthogonales. Il s'agit de l'approche utilisée dans le capteur optique à 6 ddl présenté au chapitre 1. L'alternative (c) consiste à fixer l'émetteur et le récepteur sur une même base et à interrompre le rayon émis à l'aide d'un masque. Il est également possible de regrouper l'émetteur et le récepteur d'un même côté et d'utiliser une surface réfléchissante pour retourner le rayon, tel qu'illustré en (d) et (e).

### 2.2.1.1 Photointerrupteur

Les photointerrupteurs (PI) sont des capteurs optiques fonctionnant sur ces trois derniers principes. Ces capteurs sont composés d'un émetteur, généralement infrarouge, et d'un phototransistor<sup>3</sup> placés face à face ou côte à côte dans un même boîtier, tel qu'illustré à la figure 2.3. Ces capteurs sont par exemple utilisés dans les photocopieurs pour détecter la présence d'une feuille. Le premier modèle illustré fonctionne par interruption du rayon émis à l'aide d'un masque, qui agit à titre de *barrage* au passage du rayon. Le second fonctionne par *réflexion* du rayon émis par l'entremise d'une surface suffisamment réfléchissante. Ces capteurs sont plus simples à utiliser et à assembler

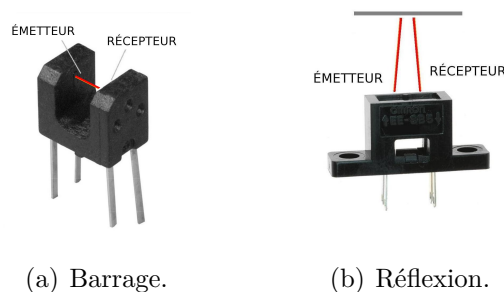


Figure 2.3 : Types de photointerrupteurs.

qu'un montage réalisé avec un émetteur et un récepteur indépendants, ce qui en fait une alternative plus intéressante. Il s'agit également d'une solution très économique, la majorité des modèles coûtant moins de 3 \$. Les plus petits font environ 10 mm de côté par 5 mm d'épaisseur, ce qui est comparable en terme d'encombrement au montage d'une source et d'un récepteur séparément. Les seules composantes électroniques requises à la lecture du signal sont deux résistances, l'une destinée à générer le courant désiré à l'émetteur, l'autre à convertir le courant de sortie en tension.

<sup>3</sup>Transistor qui génère un courant électrique par absorption d'un rayon lumineux

Si plusieurs modèles communiquent un signal binaire en réponse au rayonnement détecté, d'autres ont une courbe de transition suffisamment douce pour percevoir la variation graduelle de l'intensité. La figure 2.4 présente la relation entre le courant généré par un photointerrupteur de type barrage et le déplacement d'un masque. Ce déplacement peut être vertical (a) ou latéral (b). Une relation directe peut ainsi être

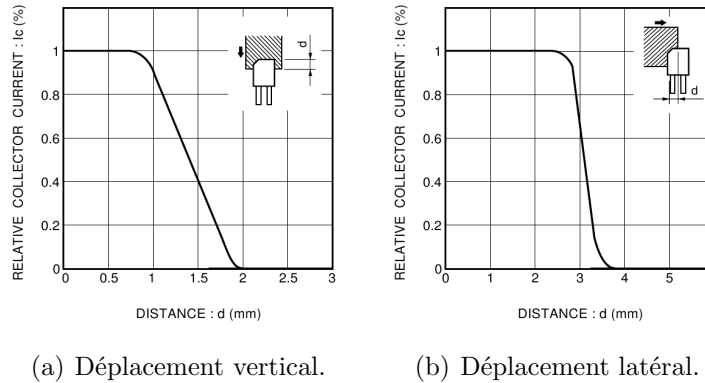


Figure 2.4 : Variation du courant en fonction du déplacement du masque pour un PI de type barrage (Rohm RPI-392) [40].

établie entre le signal du capteur et un déplacement donné. La plage de mesure d'un photointerrupteur de type barrage se situe autour de 0,4 à 1 mm, selon le modèle. Les photointerrupteurs fonctionnant par réflexion produisent une courbe de transition similaire suite au passage d'une surface suffisamment réfléchissante. La figure 2.5 présente la variation du signal en fonction du déplacement de la surface selon différentes directions. Tel qu'illustré sur ces courbes, ce modèle est généralement plus sensible à l'orientation de la surface mobile ainsi qu'à sa position par rapport au duo émetteur-

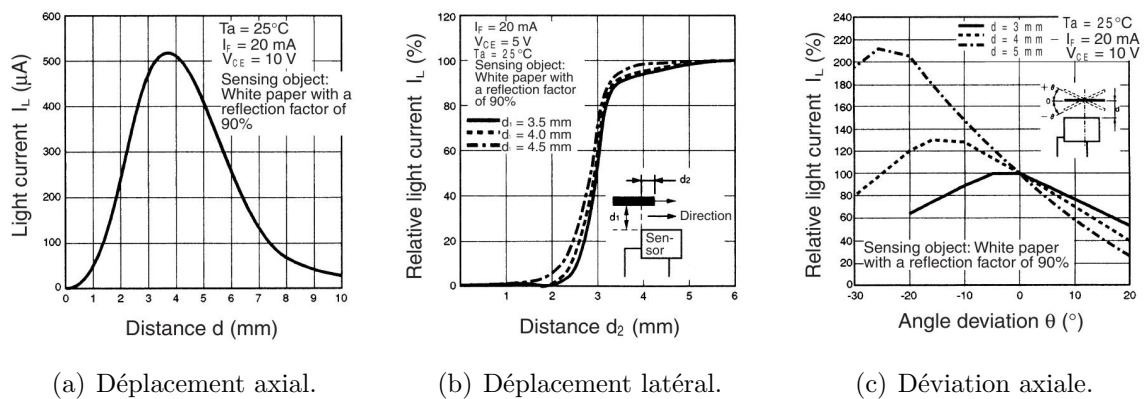


Figure 2.5 : Variation du courant en fonction du déplacement de la surface réfléchissante pour un PI réflectif (Omron EE-SY169) [34].

récepteur selon les autres directions que celle mesurée. Cette observation rend le capteur de type barrage plus intéressant que le modèle fonctionnant par réflexion du point de vue de la facilité de l'assemblage, un positionnement moins précis étant requis selon les autres axes que celui de la mesure. Le masque peut par ailleurs être usiné à même le mécanisme compliant, sans égard à ses propriétés réfléchissantes, ce qui renforce la préférence pour le modèle de type barrage.

Les photointerrupteurs sont toutefois sensibles aux variations de température ainsi qu'au vieillissement, l'intensité lumineuse émise par la source diminuant avec le temps. Cette variation réduit la plage de courant en sortie, et par conséquent la résolution du capteur de déplacement. La diminution de l'intensité de la source peut néanmoins être compensée en évaluant périodiquement le courant maximal émis et en ajustant la valeur du gain en conséquence. Cet effet n'est pas critique pour l'application considérée, une telle variation n'étant pas perçue par l'humain. Au bout d'un certain temps, le photointerrupteur atteint toutefois une intensité d'émission deux fois plus petite qu'au départ, et il est alors préférable de le remplacer. La durée de vie utile qui en résulte varie entre un et deux ans selon le modèle.

### 2.2.1.2 Choix d'un photointerrupteur

Comme ce capteur de déplacement satisfait la majorité des critères de sélection, un modèle approprié est recherché pour le développement du capteur de force. La courbe de transition donnée sur les fiches techniques est toutefois représentée de façon sommaire, de sorte qu'il est difficile d'estimer les performances d'un modèle avec cette seule information. Un certain nombre de modèles intéressants sont donc sélectionnés en vue d'une évaluation expérimentale de leur courbe de transition. La figure 2.6 donne une idée du montage expérimental réalisé à cette fin. Un trusquin est utilisé pour générer le

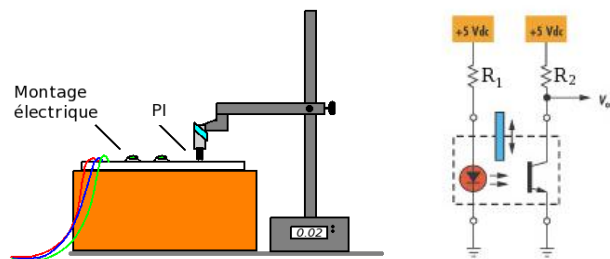


Figure 2.6 : Montage destiné à l'évaluation des courbes de transition des PI.



déplacement mesuré, à l'extrémité duquel une plaque d'aluminium est fixée de manière à intercepter le rayon émis durant un mouvement vertical. L'étalonnage est réalisé dans la noirceur, les rayons infrarouges présents dans la lumière ayant une influence sur le signal de certains PI. La tension maximale dépend des résistances utilisées, de sorte que des résolutions différentes peuvent être obtenues en variant la valeur des ces dernières.

Un aperçu des PI sélectionnés est donné à la figure 2.7. Les facteurs de sélection considérés dans le choix des modèles sont la simplicité du mode de fixation, un encombrement minimal et une largeur de fente supérieure à 2 mm. Cette dernière valeur est choisie de manière à allouer suffisamment d'espace pour le passage du masque. Les caractéristiques des capteurs retenus sont regroupées dans le tableau 2.2. La plage de

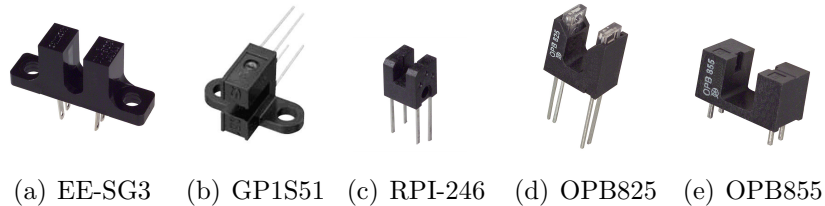


Figure 2.7 : Aperçu des photointerrupteurs sélectionnés.

Tableau 2.2 : Caractéristiques des photointerrupteurs sélectionnés.

Modèle	fente	$e \times h \times l^a$	Assemblage	Coût	$d_{tot}$	$d_{lin}$
Omron EE-SG3	3,6	$6 \times 12 \times 13$ (26)	2 vis	3,98\$	$\approx 1,5$	1,3
Sharp GP1S51	3,0	$5$ (18) $\times 10 \times 12$	2 vis	1,05\$	$\approx 1,5$	1,2
Rohm RPI-246	2,0	$4 \times 5 \times 5$	1 vis	1,24\$	$\approx 1$	0,4
Optek OPB825	4,0	$6 \times 11 \times 11$	Plaque <sup>b</sup>	2,31\$	$\approx 1,5$	0,2
Optek OPB855	5,2	$6 \times 7 \times 13$	Plaque	2,67\$	$\approx 1,5$	0,2

<sup>a</sup>Épaisseur  $\times$  hauteur  $\times$  longueur. La dimension entre parenthèse inclut le mode de fixation

<sup>b</sup>Doit être monté sur une plaque de prototypage électronique

mesure complète ( $d_{tot}$ ) et la distance correspondant à la région linéaire ( $d_{lin}$ ) y sont également indiquées. Ces deux dernières valeurs sont tirées des courbes de transition expérimentales obtenues pour les PI sélectionnées, présentées à la figure 2.8. La plage de mesure complète est estimée par observation qualitative des courbes, alors que la région linéaire correspond à l'ensemble des points menant à un coefficient de régression linéaire plus grand que 0,99. La droite de régression est également tracées sur les graphiques de la figure 2.8. Les dimensions et distances indiquées sont en millimètres.

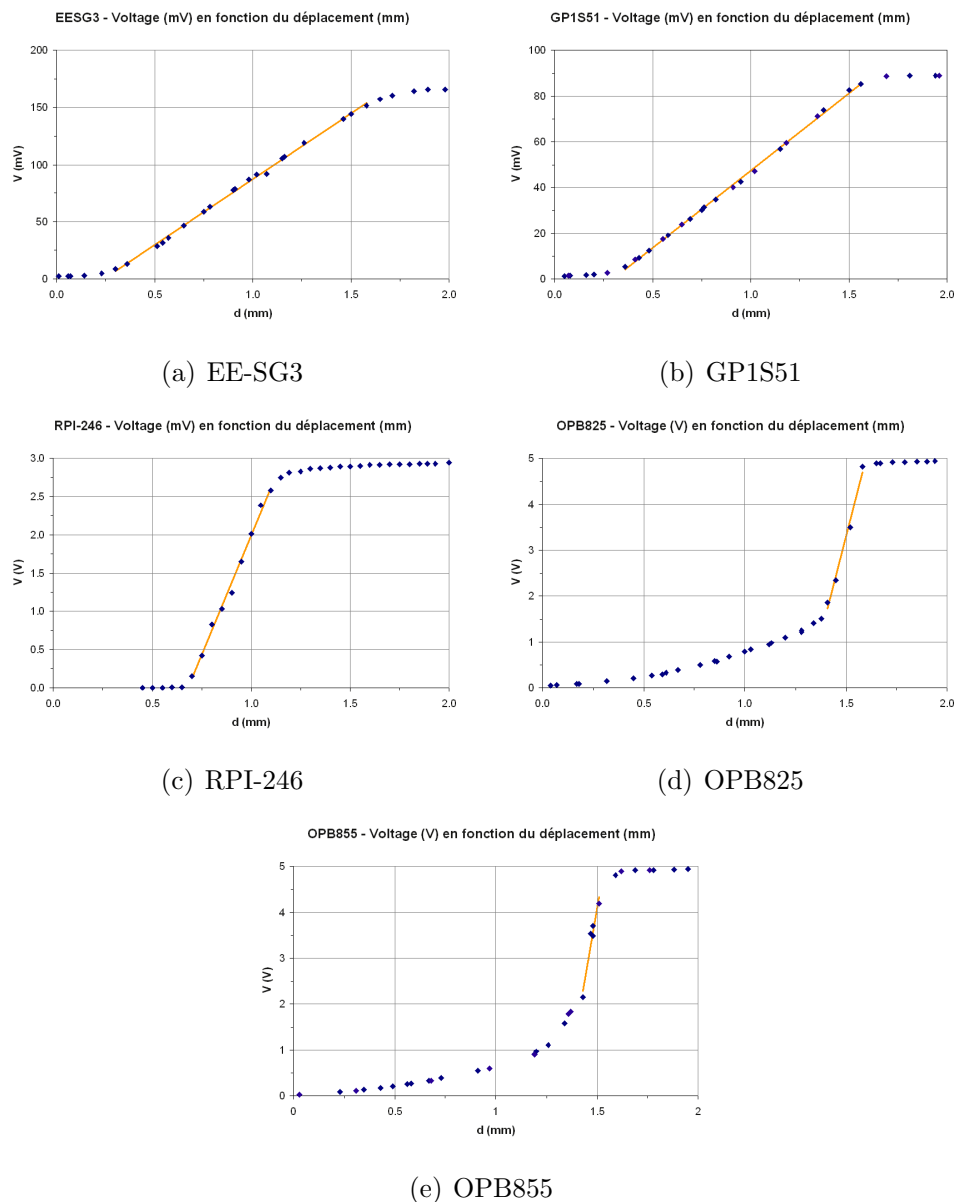


Figure 2.8 : Courbes caractéristiques des photointerrupteurs sélectionnés.

Du point de vue de l'assemblage, les modèles EE-SG3, GP1S51 et RPI-246 constituent les choix les plus intéressants. Les deux premiers présentent les meilleures courbes caractéristiques, avec une plage de mesure linéaire de plus d'un millimètre. Le modèle RPI-246 a toutefois l'avantage sur le plan des dimensions, de sorte qu'il est également retenu. Il s'est également avéré moins sensible que les autres à la lumière ambiante. Si une plage totalement linéaire est fort intéressante, l'erreur permise en terme de linéarité (10 %) permet d'utiliser ce capteur sur une plage d'environ 0,6 mm. Si un débattement de 1,2 mm est recherché pour la première version du capteur d'effort, un débattement

plus petit demeure intéressant pour l'application spécifique à la poignée sensible, car il permettrait de limiter la flexibilité ressentie par l'utilisateur. La facilité d'assemblage étant également déterminée par le format du mécanisme compliant, l'évaluation de ces trois modèles est poursuivie à la section 2.5 une fois le design du mécanisme choisi.

## 2.2.2 Capteurs à effet Hall

Le second capteur d'intérêt est le capteur à effet Hall, dont un aperçu est donné à la figure 2.9(a). Ce type de capteur est constitué d'un matériau semi-conducteur qui, une fois alimenté par un courant, subit une différence de potentiel sous l'effet d'un champ magnétique. Ce champ est généralement créé par un aimant placé à proximité du capteur. Les aimants comme les capteurs à effet Hall peuvent être obtenus pour des dimensions inférieures aux photointerrupteurs, également à faible coût. Ces capteurs se caractérisent de plus par une très longue durée de vie et un signal facile à traiter, aucune composante électronique additionnelle n'étant requise. Ils sont toutefois sensibles aux variations de température et à la présence de champs magnétiques [9].

Les capteurs à effet Hall de type *analogique* génèrent un courant proportionnel à la force du champ détecté, tel qu'illustré à la figure 2.9(c) [9]. L'intensité de ce courant varie en fonction de la position du capteur par rapport à l'aimant, tel que le laisse supposer la distribution du champ autour de l'aimant (figure 2.9(b)). La figure 2.10 présente divers moyens de générer une variation du champ par le déplacement d'un ou deux aimants dans diverses directions [9]. Par simplicité, les noms donnés aux confi-

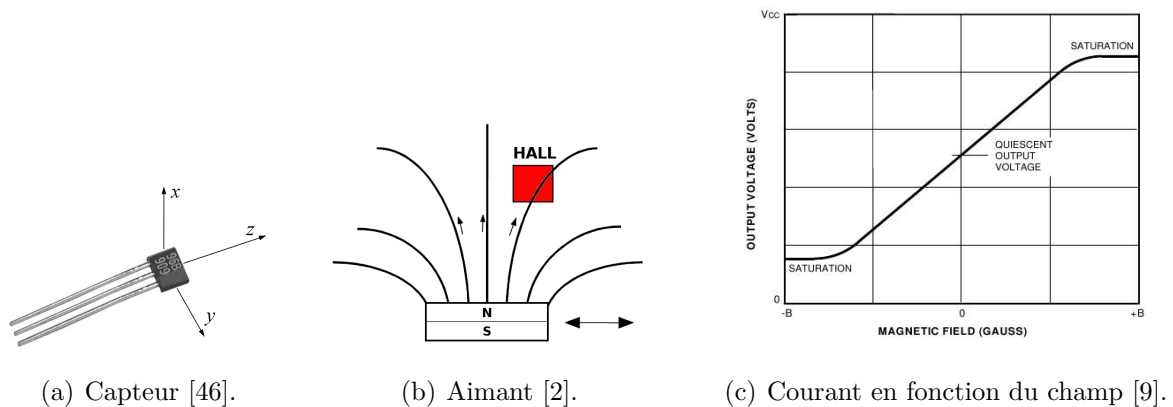


Figure 2.9 : Fonctionnement d'un capteur à effet Hall.

gurations sont ici composés de trois termes, soit le nombre d'aimants, l'orientation de l'axe N-S de l'aimant et la direction du déplacement. Le repère utilisé pour cette classification est illustré la figure 2.10(a). La configuration  $1-x-z$  désigne par exemple la situation où un capteur est orienté face au capteur à effet Hall (axe  $x$ ) et subit un déplacement de haut en bas (axe  $z$ ). La notation  $z'$  désigne un axe de déplacement décalé par rapport à l'axe  $z$  du capteur.

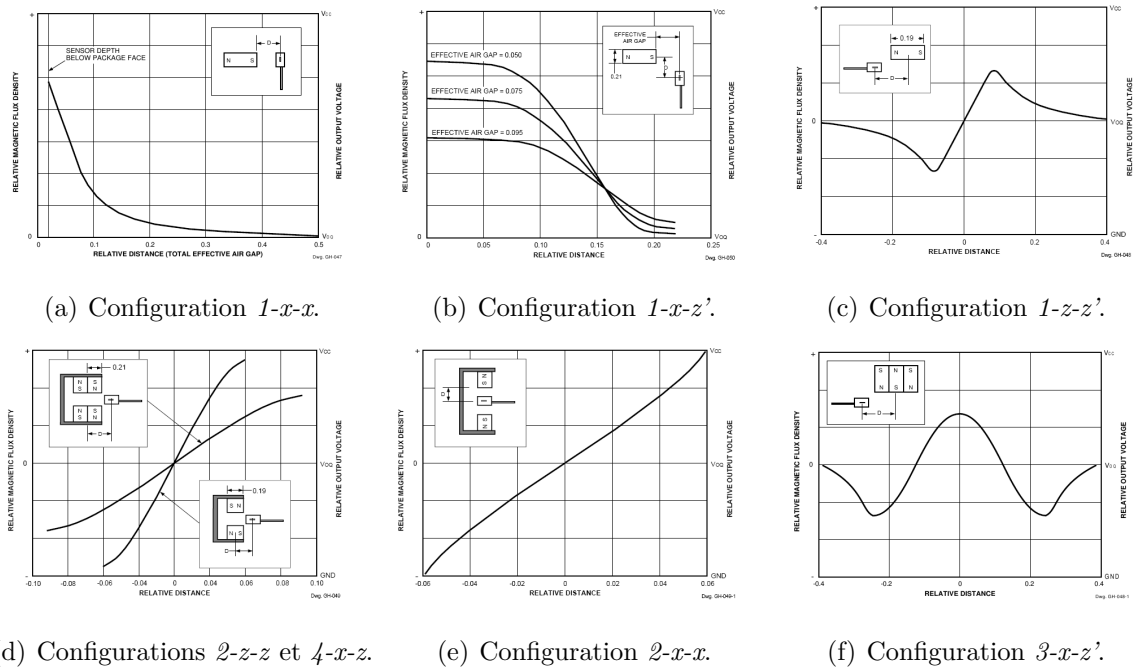


Figure 2.10 : Champ détecté en fonction du déplacement des aimants [9].

Certaines de ces courbes caractéristiques comportent une région relativement linéaire, applicable à la mesure d'un petit déplacement. Cette plage peut être adaptée à l'intervalle désiré par un choix approprié de la position et de la direction selon laquelle le déplacement est réalisé. La figure 2.10(b) présente à titre d'exemple la courbe résultante pour trois positions différentes de l'aimant sur l'axe  $x$ , où la pente la plus élevée est obtenue pour l'écart le plus petit. Cette relation est confirmée par la courbe (a), selon laquelle le champ perçu par le capteur augmente à mesure que ce dernier se rapproche de l'aimant. Dans le même ordre d'idée, l'écart choisi entre les aimants dans les situations (d) à (f) modifie l'état du champ magnétique autour du capteur, ce qui affecte la pente et la distance mesurable.

### 2.2.2.1 Choix d'une configuration

Tel que suggéré par ces figures, l'obtention d'une courbe caractéristique particulière dépend à la fois de l'orientation de l'aimant, de la distance de celui-ci par rapport au capteur et de la direction du déplacement. La distribution du champ magnétique dépend pour sa part de la forme de l'aimant utilisé, de sorte que la plage de mesure réelle d'un montage donné ne peut être déterminée sans effectuer quelques essais avec le capteur à effet Hall et le type d'aimant choisis. L'évaluation de la variation du champ selon diverses directions permet également d'estimer la sensibilité du capteur selon chacune et d'en déduire la précision d'assemblage requise.

Une recherche préliminaire a permis d'identifier un capteur à effet Hall analogique et un type d'aimant de très petite taille, dont les caractéristiques sont résumées au tableau 2.3. Les essais sont réalisés pour des positions et déplacements se rapprochant des conditions d'utilisation visées, à l'aide d'un montage similaire à celui utilisé pour les photointerrupteurs. Dans ce cas-ci un aimant est fixé sur une mince barre d'aluminium posée à l'extrémité du trusquin. L'utilisation d'un seul aimant est préférée afin de minimiser l'encombrement et de simplifier l'assemblage. L'aimant pourrait par exemple être collé directement sur l'extrémité mobile du mécanisme compliant.

Tableau 2.3 : Caractéristiques du capteur à effet Hall et des aimants sélectionnés.

Élément	Modèle	Dimensions	Prix
Capteur	SS495A de Honeywell	$4,1 \times 3,0 \times 1,6$ mm	3,50 \$
Aimant	NSN0566 de Magcraft	$\varnothing 3,2 \times 1,6$ mm	9 \$ pour 100 aimants

La figure 2.11 présente les résultats obtenus ainsi qu'un aperçu des configurations évaluées. Une estimation de la plage de mesure correspondant à la région la plus linéaire observée pour chaque configuration est indiquée au tableau 2.4 ( $d_{lin}$ ). Les points inclus dans la région linéaire se caractérisent par un coefficient de régression supérieur à 0,99. La plage en tension ( $V_{out}$ ) et la pente correspondant à la plage linéaire sont également indiquées.

Les courbes obtenues se rapprochent bien des courbes théoriques. La première courbe illustré indique que l'aimant doit être placé à moins de 2 mm du capteur selon l'axe  $x$  lorsque les deux sont orientés face à face, afin d'obtenir une certaine variation

Tableau 2.4 : Approximation de la plage linéaire pour les courbes obtenues.

Montage	(a)	(b)	(c)	(d)	(e)	(f)
$d_0^a$	0,7 mm	1,6 mm	-1,8 mm	-2,1 mm	0 mm	0,1 mm
$d_{lin}$	0,7 mm	2,2 mm	2,4 mm	3,0 mm	2,2 mm	2,6 mm
$V_{out}$	0,8 V	1,9 V	1,3 V	0,3 V	2,0 V	0,4 V
Pente (V/mm)	1,1	0,9	0,5	0,1	0,9	0,2

<sup>a</sup>Centre de la région linéaire de la plage de mesure

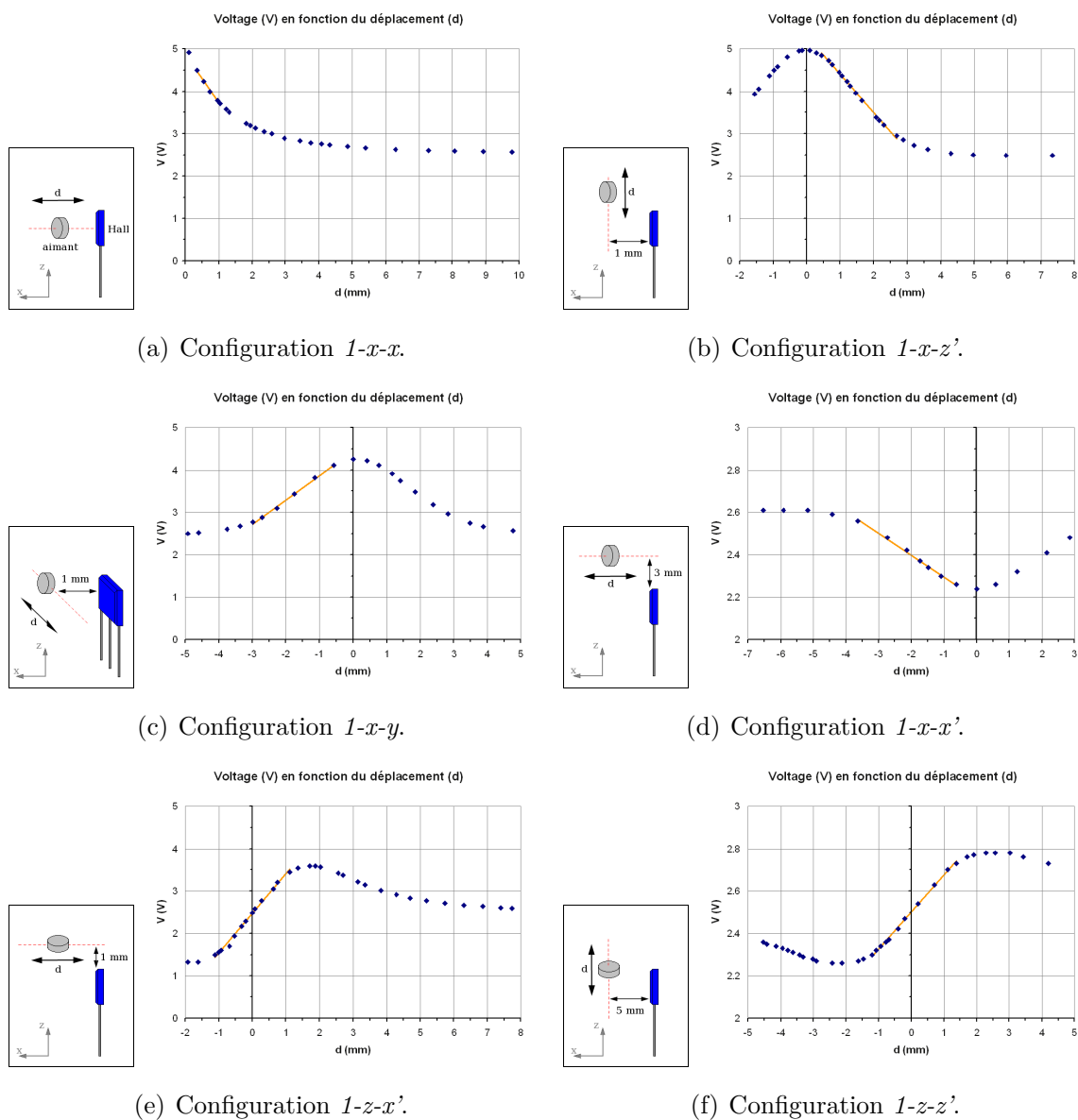
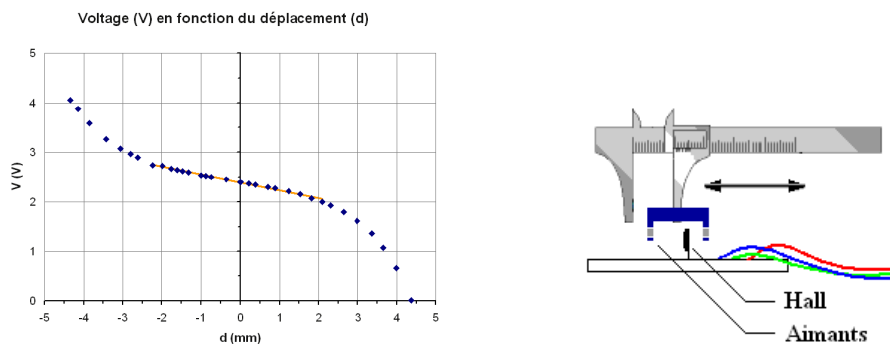


Figure 2.11 : Tension en fonction du déplacement de l'aimant pour divers montages [9].

du champ lors d'un déplacement en  $z$  (b) ou en  $y$  (c). La faible amplitude obtenue pour les montages (d) et (f) s'explique ainsi par la distance trop élevée entre le capteur et l'aimant. À l'exception de la configuration (a), tous les montages considérés sont intéressants du point de vue de la plage de mesure. Dans les cas (b) à (d), la courbe adopte une forme symétrique, et la région linéaire peut être choisie d'un côté ou de l'autre du sommet de la courbe. Pour les montages (e) et (f), l'orientation du champ change de sens lorsque l'aimant passe au niveau du capteur, ce qui permet d'augmenter la plage disponible en tension de  $2,5 - 5 \text{ V}$  à  $0 - 5 \text{ V}$ , où  $2,5 \text{ V}$  représente la tension en position neutre. Il est dans ce cas possible d'obtenir une meilleure résolution qu'avec les montages (a) à (d) pour une même plage de mesure.

Cette situation est également observée pour les montages à plus d'un aimant présentés à la figure 2.10, qui ont été assemblés de manière à ce que les champs des aimants soient de sens opposés le long de l'axe de déplacement. La figure 2.12(a) présente la courbe obtenue par un membre du laboratoire pour la configuration de la figure 2.10(e), avec le même modèle de capteur et d'aimant que les tests précédents. La figure 2.12(b) donne un aperçu du montage utilisé à cette fin, où un vernier maintenu dans un étai est utilisé comme générateur de déplacement, sur lequel est fixé un support en C maintenant les aimants à une distance de  $10 \text{ mm}$  l'un de l'autre. Cette courbe révèle une



(a) Courbe caractéristique (Vincent Duchaine).

(b) Montage.

Figure 2.12 : Évaluation de la courbe caractéristique pour la configuration  $2-x-x$ .

saturation du signal du capteur aux limites de la plage mesurée, le capteur se trouvant alors trop près de l'un ou l'autre des aimants. La plage de mesure correspondant à la région linéaire est estimée à  $4,3 \text{ mm}$ , pour une variation en tension de  $0,7 \text{ V}$ , soit une pente de  $0,2 \text{ V/mm}$ . Un écart plus petit aurait l'avantage d'augmenter la plage en tension, et par conséquent la résolution du signal. La région linéaire observée est largement supérieure à la plage de mesure désirée, ce qui offre plus de souplesse du point de vue

de l'assemblage. Un positionnement précis du capteur à effet Hall au centre de la plage de mesure n'est alors pas requis. Pour une plage admissible de 4,3 mm par exemple, la position neutre du montage capteur-aimant peut se situer à l'intérieur d'un intervalle de  $\pm 1,5$  mm autour du centre de la plage de mesure du montage, ce qui permet davantage de latitude pour le design du capteur d'effort. L'alignement de deux aimants face à face permet d'autre part de diminuer la sensibilité du capteur aux imprécisions de positionnement grâce à la complémentarité résultante des champs [9]. Ces deux avantages plaident en faveur de cette configuration dans l'éventualité où elle est réalisable. Les montages (e) et (f) de la figure 2.11 demeurent les alternatives préférées dans le cas contraire, compte tenu du fait qu'ils permettent l'obtention d'une meilleure résolution.

### 2.2.3 Discussion

L'évaluation du fonctionnement des photointerrupteurs et des capteurs à effet Hall a permis de déterminer le potentiel d'application de chacun à la mesure d'un petit déplacement. Trois modèles de photointerrupteurs de même que trois configurations capteur-aimant ont été retenus. L'évaluation des caractéristiques de ces solutions est complétée à la section 2.5, soit une fois le mécanisme compliant développé et testé à l'aide d'un prototype.

## 2.3 Mécanisme compliant

Cette section résume la démarche menant au design du mécanisme compliant utilisé dans le capteur d'efforts. Les hypothèses et équations de bases ayant servi à la recherche de solutions sont d'abord présentées. Les principales architectures considérées et la solution retenue sont ensuite abordées.



## 2.3.1 Fondements théoriques

### 2.3.1.1 Raideur

Le comportement d'un élément compliant s'apparente à celui d'un ressort, car il se déforme progressivement sous l'effet d'une charge croissante. Cette propriété permet de caractériser un mécanisme ou une articulation flexible en fonction de sa *raideur*  $K$ , qui détermine le rapport entre l'effort appliqué et le déplacement généré. La *compliance* d'un élément désigne la relation inverse. Afin de limiter l'intensité des contraintes de déformation, le débattement recherché doit demeurer faible en proportion avec les dimensions du mécanisme [22]. La raideur peut dans ce cas être considérée constante. La raideur démontrée par le mécanisme varie toutefois en fonction de l'orientation et de la forme de l'effort qui est appliqué. Par exemple, une lame soumise à une force ou à un moment de flexion ne se déformera pas tout à fait de la même manière. De même, la mise en tension ou en compression de la lame soumise à un de ces efforts affectera le comportement résultant [22]. Lorsqu'une précision élevée du modèle n'est pas requise, une manière simple de représenter le comportement d'une articulation consiste à définir la raideur selon chaque ddl de manière indépendante [41]. Cette approche permet d'estimer rapidement le potentiel de divers mécanismes, de sorte qu'elle est préférée pour le cas étudié.

Les expressions de la raideur d'une lame constitue un bon point de départ afin de comprendre l'interaction des diverses caractéristiques d'un élément compliant. La théorie de la résistance des matériaux mène aux formulations suivantes [22] :

$$K_{\delta f} = \frac{f}{\delta} = \frac{3EI_x}{l^3} = \frac{Ebh^3}{4l^3} \quad (2.1)$$

$$K_{\delta c} = \frac{c}{\delta} = \frac{2EI_x}{l^2} = \frac{Ebh^3}{6l^2} \quad (2.2)$$

$$K_{\theta c} = \frac{c}{\theta} = \frac{EI_x}{l} = \frac{Ebh^3}{12l} \quad (2.3)$$

$$K_{\theta f} = \frac{f}{\theta} = \frac{2EI_x}{l^2} = \frac{Ebh^3}{6l^2} \quad (2.4)$$

$$K_{trac} = \frac{f_{trac}}{\delta_{trac}} = \frac{bhE}{l} \quad (2.5)$$

$$K_{tors} = \frac{c_{tors}}{\theta_{tors}} \approx \frac{bh^3G}{3l} \quad (2.6)$$

où les paramètres  $E$  et  $G$  représentent le module d'élasticité et le module de cisaillement du matériau utilisé. Le module de cisaillement peut être évalué à partir de la valeur de  $E$  et du coefficient de poisson  $\nu$ , soit  $G = E/(1+2\nu)$ . Les moments d'inertie  $I_x$

et  $I_z$  d'une section rectangulaire se définissent comme suit :

$$I_x = \frac{bh^3}{12} \quad \text{et} \quad I_z = \frac{b^3h}{12} \quad (2.7)$$

où  $b$  et  $h$  désignent la largeur et l'épaisseur de la lame, et  $l$  sa longueur. Les axes  $x$ ,  $y$  et  $z$  sont respectivement orientés dans le sens de la largeur, de la longueur et de l'épaisseur de la lame. Les indices  $f$  et  $c$  indiquent si une force ou un moment est appliqué, et  $\delta$  ou  $\theta$  s'il s'agit d'une raideur en déplacement ou angulaire. Cette notation est requise dans ce cas-ci car une force et un moment résultent tous deux en un débattement angulaire et en déplacement, tel qu'illustré à la figure 2.13. Le débattement résultant selon chaque

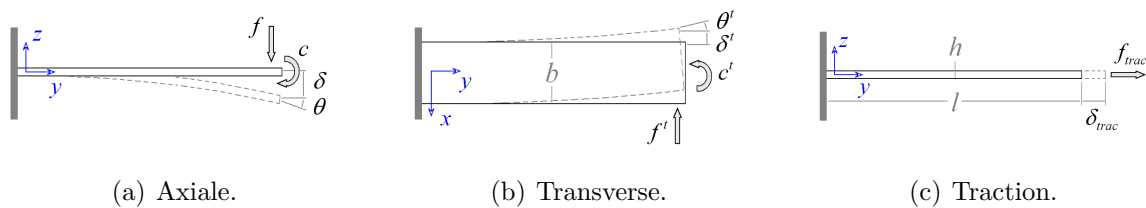


Figure 2.13 : Comportement d'une lame sous différents efforts.

ddl est ensuite obtenu directement de ces relations, soit en divisant l'effort appliqué selon ce ddl par la raideur correspondante. L'expression  $K_{\delta f}$  est nommée ici *raideur axiale*, en ce sens qu'elle désigne le ddl associé à l'axe de mesure du capteur d'efforts. Il s'agit du plus petit rapport  $f/\delta$  pouvant être obtenu selon les trois axes ( $x$ ,  $y$ ,  $z$ ) d'un élément compliant. Pour une plage de mesure de  $\pm 20$  N correspondant à un débattement de  $\pm 1,2$  mm, la raideur axiale requise est de 16,7 N/mm. Les expressions de la raideur selon les directions perpendiculaires à l'axe de mesure sont nommées *raideurs transverses*. Dans ce cas-ci, les expressions de la raideur selon l'axe  $x$  de la lame sont les mêmes que celles obtenues selon l'axe  $z$ , à la différence près que l'inertie de section  $I_z$  remplace  $I_x$ . Les raideurs, les efforts et les débattements selon cette direction sont annotés de la lettre  $t$  afin de les différencier de leur équivalent en  $z$ .

Les expressions obtenues dans ces autres directions indiquent qu'une articulation compliant n'est pas totalement rigide selon les autres ddl. Si l'une de ces raideurs est très élevée par rapport à la raideur axiale, le ddl associé peut être considéré comme bloqué. Les autres raideurs relativement faibles sont qualifiées de *secondaires* [41]. Pour le cas étudié, il est préférable d'éviter la présence de ddl secondaires afin de bien isoler la

composante de l'effort transmis. Pour une lame, les rapports d'intérêt sont les suivants :

$$\frac{K_{\alpha c}^t}{K_{\alpha c}} = \frac{K_{\delta f}^t}{K_{\delta f}} = \frac{I_z}{I_x} = \left(\frac{b}{h}\right)^2 > 100 \quad \text{pour} \quad b > 10h \quad (2.8)$$

$$\frac{K_{tors}^t}{K_{\alpha c}} = \frac{4G}{E} = \frac{2}{1 + \nu} \approx 1.5 \quad (2.9)$$

Le rapport entre la raideur en torsion et celle en flexion demeurant faible, une lame simple est considérée comme une articulation à trois ddl, soit deux ddl en flexion ( $\delta$  et  $\theta$ ) et un ddl secondaire en torsion ( $\theta_{tors}$ ). L'articulation à col se caractérise également par ces trois ddl [22].

### 2.3.1.2 Contraintes de déformation

L'obtention d'une déformation va de paire avec la génération de contraintes locales. La contrainte prédominante en flexion est la contrainte normale  $\sigma$  résultante, de sorte que cette dernière est utilisée pour estimer l'effort interne subi par une articulation soumise à cet effort. Pour une lame, la contrainte normale est maximale à l'encastrement, au niveau de la surface :

$$\sigma_{c_{max}} = \frac{c(h/2)}{I_x} = \frac{6c}{bh^2} \quad (2.10)$$

$$\sigma_{f_{max}} = \frac{fl(h/2)}{I_x} = \frac{6fl}{bh^2} \quad (2.11)$$

où les indices  $f$  et  $c$  désignent la contrainte résultant de l'action d'une force ou d'un moment. Un effort de torsion génère pour sa part une contrainte de cisaillement  $\tau$  dans la section de la lame. Pour une lame de section rectangulaire, la contrainte de cisaillement est maximale au niveau de la surface du plus grand côté (largeur  $b$ ) [4] :

$$\tau_{max} \approx \frac{3c_{tors}}{bh^2} \quad (2.12)$$

La contrainte maximale admissible  $\sigma_{adm}$  est imposée par la limite élastique  $\sigma_e$  du matériau utilisé. Pour maximiser la durée de vie du mécanisme compliant, il est toutefois préférable de considérer plutôt la limite en fatigue  $\sigma_f$  du matériau, la charge à laquelle est soumis le capteur de force pouvant varier sur toute sa plage  $\pm f_{lim}$ . Cette donnée n'est pas toujours fournie par le fabricant, ou bien elle est liée à des conditions d'utilisation spécifiques pouvant s'écarter de l'application considérée. Dans ce cas une contrainte admissible suffisamment petite doit être choisie afin de prévenir l'usure par fatigue. Une première estimation peut être réalisée à partir de la limite de rupture  $\sigma_r$ .

Pour l'acier et l'aluminium par exemple,  $\sigma_f$  peut être estimée à  $0,5\sigma_r$  et  $0,4\sigma_r$  respectivement, jusqu'à une valeur maximale de 700 MPa et 130 MPa [24]. L'usure par fatigue peut également être limitée en obtenant un bon fini de surface et en évitant les zones de hautes concentrations de contraintes.

### 2.3.2 Critères de design

Outre les critères mentionnés en introduction, le mécanisme compliant doit également respecter certaines contraintes dimensionnelles imposées par l'encombrement prescrit et les limites de la machine EDM. Ces limites sont résumées au tableau 2.5 et utilisées afin d'orienter la recherche de solutions. La valeur minimale de l'épaisseur  $h$  est choisie de manière à assurer une certaine résistance mécanique du mécanisme compliant et limiter l'effet d'une petite erreur d'usinage sur son comportement. Un élancement des sections  $b/h$  supérieur à 10 permet d'autre part d'obtenir un bon rapport de raideurs dans les directions transverses des articulations flexibles. Afin de limiter l'encombrement, la longueur maximale des lames ou des liens mécaniques est posée à 35 mm. La longueur des lames est également contrainte par l'élancement du profil  $l/h$ , qui ne doit pas dépasser 60 afin d'éviter d'éventuelles déformations lors de l'usinage par EDM [22]. Enfin, la largeur des fentes ( $g$ ) et le rayon minimal ( $r_c$ ) pouvant être usinés sont dictés par le diamètre du fil de coupe (0,25 mm).

Tableau 2.5 : Contraintes de dimensionnement du mécanisme compliant.

Dim.	Min.	Raison	Max	Raison
$h$	0,5 mm	Usinage EDM	$b/10$ mm	Raideur transverse
$l$	$b$ mm	Flexibilité min.	$\min(35, 60h)$ mm	Encombrement, usinage EDM <sup>a</sup>
$b$	$10h$ mm	Raideur transverse	$l$ mm	Flexibilité min.
$r_c^b$	0,2 mm	Usinage EDM	2 mm	Encombrement
$g^c$	0,3 mm	Usinage EDM	2 mm	Encombrement

<sup>a</sup> $l/h \leq 60$  : Élancement maximal du profil sans risque de déformations (articulations à lames)

<sup>b</sup>Rayon des congés de raccordement.

<sup>c</sup>Largeur des fentes s'il y a lieu.

### 2.3.3 Choix du matériau

Les équations de raideur et de contrainte révèlent que le comportement d'une articulation compliant dépend à la fois de ses dimensions et du matériau utilisé. Le matériau détermine la capacité du mécanisme à se déformer sous l'effet d'une charge (petit module d'élasticité  $E$ ) sans déformation plastique ou usure par fatigue ( $\sigma_e$  et  $\sigma_f$  élevés). Les équations tirées de la mécanique des structures sont basées sur l'hypothèse que le matériau se déforme de manière proportionnelle à la charge. C'est le cas des alliages métalliques conventionnels, de sorte qu'ils sont préférés pour la conception du capteur d'efforts. Ils peuvent également être usinés par EDM, ce qui permet d'obtenir des sections plus minces qu'avec les méthodes conventionnelles. Plusieurs matériaux appropriés pour le design de mécanismes compliant sont suggérés dans la littérature [24, 22]. Le titane représente un des alliages métalliques les plus intéressants de par son rapport élevé  $\sigma_e/E$ , qui caractérise la capacité du matériau à se déformer sans déformation plastique. Le prix de ce matériau est toutefois beaucoup plus élevé que celui de l'acier ou de l'aluminium, de sorte qu'il n'est pas retenu pour la conception du prototype. L'aluminium étant plus flexible et plus léger que l'acier, il est préféré à ce dernier. Les propriétés de l'alliage choisi (Al 6061-T6) sont résumées au tableau 2.6. La limite en fatigue proposée pour ce matériau est toutefois relativement faible. Pour le design d'un premier prototype destiné à valider le concept retenu, une valeur de  $0,7\sigma_e \approx 195$  MPa est choisie pour la contrainte admissible  $\sigma_{adm}$ .

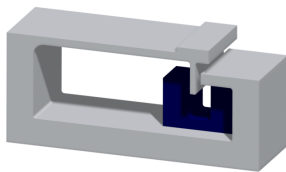
Tableau 2.6 : Caractéristiques de l'aluminium 6061-T6 (www.matweb.com).

Caractéristique	Valeur	Caractéristique	Valeur
Densité $\rho$	2700 kg/m <sup>3</sup>	Module d'élasticité $E$	68,9 GPa
Limite en rupture $\sigma_r$	310 MPa	Limite élastique $\sigma_e$	276 MPa
Limite en fatigue $\sigma_f$	96,5 MPa (500 · 10 <sup>6</sup> cycles)	Élongation $\epsilon = \sigma_e/E$	0,4 %

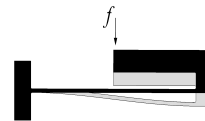
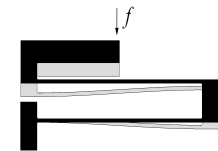
## 2.3.4 Recherche de solutions

### 2.3.4.1 Lame simple

Pour un débattement de faible amplitude, l'approche la plus simple consiste à utiliser une lame encastrée et soumise à une force à son extrémité, tel qu'illustré à la figure 2.14. Cette possibilité requiert un encombrement minimal, une seule articulation flexible étant utilisée. La rotation engendrée à l'extrémité de la lame limite toutefois le débattement admissible. Une alternative consiste à ajouter un bloc rigide à l'extrémité de la lame, de manière à appliquer la charge à une distance  $d$  plus proche de l'encastrement, tel que présenté à la figure 2.15(b). La répartition du moment de flexion résultant entraîne un mouvement de translation à l'extrémité de la lame lorsque  $d = l/2$ . La raideur axiale s'en trouve toutefois multipliée par quatre, ce qui limite la course admissible pour une même charge et une lame de même dimension [22]. L'assemblage sériel de plusieurs lames permet d'augmenter la compliance du mécanisme, avec un déplacement rectiligne cette fois (c). Les ddl secondaires caractérisant une lame s'additionnent toutefois aussi, de sorte que le mécanisme obtenu est encore moins rigide selon les autres ddl.



(a) Lame simple.

(b)  $d = l/2$ .

(c) Sériel.

Figure 2.14 : Lame simple.

Figure 2.15 : Variantes à partir d'une lame.

### 2.3.4.2 Table à deux lames

À l'inverse, un assemblage parallèle approprié peut permettre de réduire l'effet des ddl secondaires. Les contraintes générées dans les articulations flexibles peuvent également être réduites, l'effort étant réparti dans les différents liens mécaniques. L'un des assemblages les plus populaires consiste à reproduire le comportement d'un mécanisme à quatre barres ayant la forme d'un parallélogramme, tel qu'illustré à la figure 2.16. La trajectoire générée par ce mécanisme compliant est pratiquement rectiligne lorsque le débattement est faible par rapport aux dimensions des articulations flexibles. Cette

architecture peut notamment être approchée par l'assemblage de deux lames en parallèle, désigné sous le nom de *table à deux lames* (figure 2.16(a)). Un assemblage incluant un PI est donné en exemple à la figure 2.17.

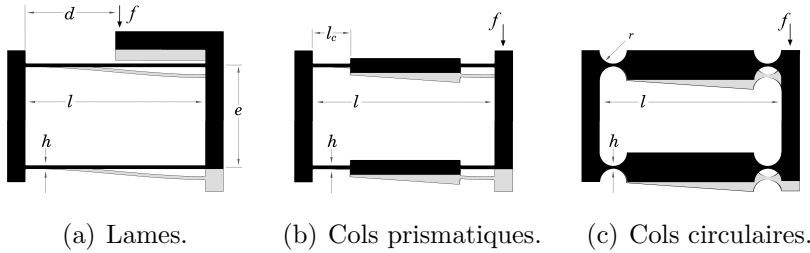


Figure 2.16 : Trois formes de parallélogramme.

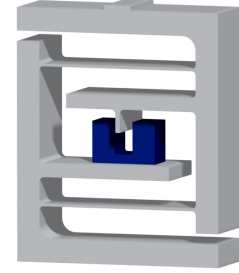


Figure 2.17 : Table à deux lames.

Pour ce mécanisme, l'écart  $e$  créé entre les lames augmente la raideur  $K_{\alpha c}$  de façon importante, de sorte que le seul ddl libre restant dans le plan  $(y, z)$  est la translation axiale recherchée. L'effet de la torsion s'en trouve également diminué, car la présence des deux encastremets empêche les lames de gauchir librement. La distribution de l'effort dans les lames sous l'effet d'une force axiale occasionne toutefois une force de tension/compression  $f_{traco}$  dans ces dernières. Cette force de tension dépend de l'écart  $e$  entre les lames et de la position  $d$  de la charge par rapport à l'encastrement, et devient nulle lorsque  $d = l/2$  [22] :

$$f_{traco} = \frac{f}{e} \left( d - \frac{l}{2} \right) \quad (2.13)$$

Pour un écart  $e \approx l/2$ , la tension est du même ordre de grandeur que la force  $f$  si cette dernière est appliquée au niveau du bloc mobile ( $d = l$ ). La contrainte normale résultante est de l'ordre de quelques MPa seulement, de sorte que cet emplacement est préféré pour sa simplicité.

Chaque lame est également soumise à un moment maximal  $c_{lame} = fl/4$  aux encastremets. La raideur axiale  $K_{\delta f}$  et la contrainte maximale  $\sigma_{max}$  résultante se définissent alors comme suit [22] :

$$K_{\delta f} = \frac{24EI_x}{l^3} = \frac{2Ebh^3}{l^3} \quad (2.14)$$

$$\sigma_{max} = \frac{(fl/4)(h/2)}{I_x} = \frac{3fl}{2bh^2} \quad (2.15)$$

On remarque que ces expressions sont indépendantes de l'écart  $e$  entre les lames, ce qui réduit le nombre de paramètres dimensionnels à trois ( $h, b, l$ ) pour l'obtention d'une raideur axiale donnée.

La figure 2.18 présente un abaque utilisé pour vérifier le potentiel de cette solution. Les courbes en pointillé représentent d'une part les différentes valeurs de  $l$  (ordonnée)

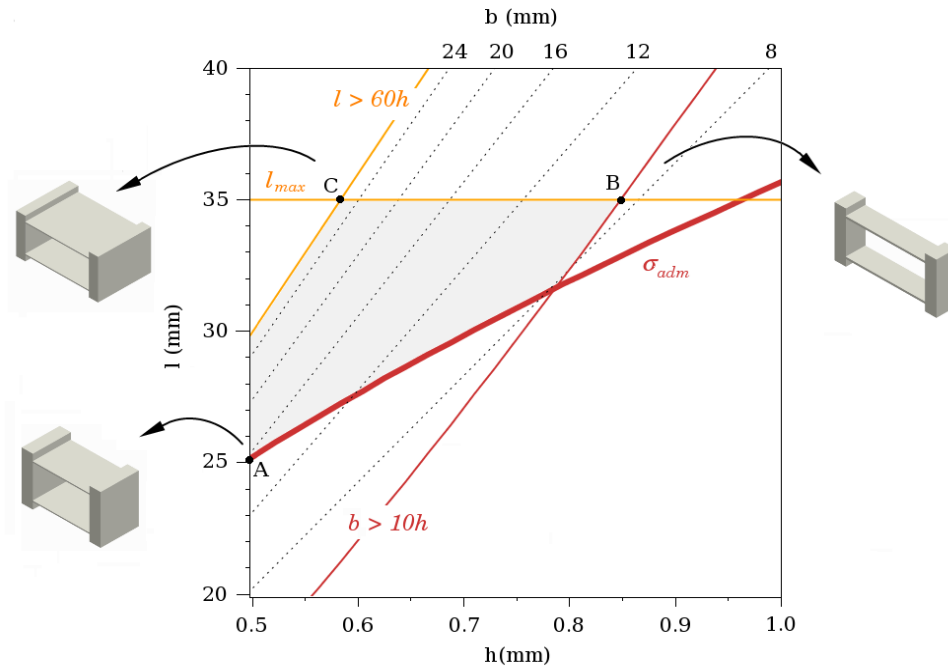


Figure 2.18 : Domaine de solutions pour  $l$  et  $h$  pour une table à deux lames.

permettant d'obtenir la raideur  $K_{\delta f}$  désirée en fonction d'une épaisseur  $h$  (abscisse) et d'une largeur  $b$  des lames (courbes tracées). L'expression de  $l$  en fonction de ces paramètres est tirée de l'équation 2.14 :

$$l = h \left( \frac{2Eb}{K_{\delta f}} \right)^{1/3} = h \left( \frac{2Eb\delta}{f} \right)^{1/3} \quad (2.16)$$

L'expression de la largeur en fonction d'une combinaison  $(l, h)$  peut être tirée de cette même équation, soit :

$$b = \frac{K_{\delta f}}{2E} \left( \frac{l}{h} \right)^3 = \frac{f}{2\delta E} \left( \frac{l}{h} \right)^3 \quad (2.17)$$

Cette relation montre que  $b$  ne dépend que du rapport  $l/h$  pour une raideur et un matériau donné. La largeur  $b$  requise pour obtenir la raideur désirée augmente donc à



mesure que les combinaisons  $(l, h)$  considérées s'approchent du coin supérieur gauche de l'abaque. La courbe indiquée par un plus gros trait représente pour sa part la valeur minimale de  $l(h)$  permettant de respecter la contrainte admissible  $\sigma_{adm}$ . En posant  $\sigma_{max} \leq \sigma_{adm}$ , on obtient en premier la condition pour  $b$  à partir de l'expression 2.15 :

$$b \geq \frac{3fl}{2h^2\sigma_{adm}} \quad (2.18)$$

Cette condition est ensuite comparée à l'expression 2.17 afin d'obtenir une condition pour  $l$  indépendante de  $b$  :

$$\frac{f}{2\delta E} \left(\frac{l}{h}\right)^3 \geq \frac{3fl}{2h^2\sigma_{adm}} \quad \Rightarrow l \geq \sqrt{\frac{3\delta E}{\sigma_{adm}}} h \quad (2.19)$$

Cette courbe délimite la frontière en dessous de laquelle les combinaisons  $(h, l)$  entraînent une contrainte trop élevée dans les lames pour le module d'élasticité  $E$  et le débattement  $\delta$  considérés. Les valeurs maximales et minimales imposées à  $l$  et  $h$  (tableau 2.5) délimitent également les frontières verticales (pour  $h$ ) et horizontales (pour  $l$ ) du domaine des solutions possibles. Dans ce cas-ci, la longueur maximale est à la fois limitée par l'encombrement maximal ( $l_{max} = 35$  mm) et par l'élancement du profil admissible ( $l/h \leq 60$ ), ce qui résulte en une frontière définie par  $l_{max} = \min(35, 60h)$  mm. Enfin, comme il est préféré que la largeur  $b$  demeure supérieure à  $10h$ , une frontière additionnelle est ajoutée en posant  $b \geq 10h$  dans la relation 2.17 et en obtenant la condition correspondante pour  $l$ , soit :

$$\frac{f}{2\delta E} \left(\frac{l}{h}\right)^3 \geq 10h \quad \Rightarrow l \geq \left(\frac{20\delta E}{f} h^4\right)^{1/3} \quad (2.20)$$

Le domaine de solution obtenu confirme le potentiel de la table à deux lames, du moins du point de vue théorique. Certaines combinaisons  $(h, l)$  d'intérêt sont résumées au tableau 2.7 et identifiées sur l'abaque de la figure 2.18 par les points  $A$  à  $C$ . Les frontières du domaine indiquent d'une part que la plus petite valeur de  $l$  pouvant être obtenue est de 25,2 mm ( $A$ ), soit lorsque l'épaisseur de la lame est minimale. Cette option peut être préférée lorsqu'un encombrement minimal est recherché. Une épaisseur des lames de 0,5 mm est cependant moins intéressante. À l'inverse la plus grande valeur de  $h$  possible est de 0,85 mm ( $B$ ), qui est imposée par les contraintes  $l_{max}$  et  $b \geq 10h$ . Cette seconde option permet de minimiser l'effet d'une imprécision lors de l'usinage. Cet effet est non négligeable, la raideur et la contrainte étant respectivement proportionnelles au cube et au carré de l'épaisseur  $h$  des lames (équations 2.14 et 2.15).

Le point  $C$  indique pour sa part la solution pour laquelle la contrainte est minimale, soit 117 MPa ( $C$ ). Cette solution informe sur la limite de ce mécanisme du point de vue de la fatigue.

Tableau 2.7 : Caractéristiques des solutions  $A$ ,  $B$  et  $C$  (table à deux lames).

Option	$h$ (mm)	$l$ (mm)	$b$ (mm)	$\sigma_{max}$ (MPa)	$K_{\delta f}$ (N/mm)	$\sigma_{eAEF}^a$ (MPa)	$\sigma_{AEF}^b$ (MPa)	$K_{AEF}$ (N/mm)
A ( $l_{min}$ )	0,5	<b>25,2</b>	15,5	195	16,7	257	193	17,7
B ( $h_{max}$ )	<b>0,85</b>	35	8,4	173	16,6	272	187	16,7
C ( $\sigma_{min}$ )	0,58	35	26,6	<b>117</b>	16,7	168	115	17,7

<sup>a</sup>Contrainte maximale à l'encastrement (Von Mises)

<sup>b</sup>Contrainte maximale sur la lame (Von Mises, précision  $\pm 20$  MPa)

Outre ces extrêmes, l'ensemble du domaine peut également être considéré. Dans ce cas il est préférable de débiter par une sélection de l'épaisseur  $h$  compte tenu de la sensibilité de cette dimension. La longueur minimale  $l_{min}$  requise est ensuite évaluée avec les relations 2.19 et 2.20, qui définissent la frontière inférieure du domaine de solution. Une valeur pour  $l$  est ensuite choisie en fonction de la plage de valeurs admissibles, et la largeur  $b$  calculée en conséquence à l'aide de l'équation 2.17. La valeur minimale  $b_{min}$  requise pour  $b$  peut également être évaluée à l'aide de cette relation en utilisant  $l_{min}$ , ce qui permet de choisir la largeur des lames plutôt que leur longueur.

Une analyse par éléments finis (AEF) permet d'autre part de valider les résultats théoriques par une modélisation différente. Le logiciel ProEngineer est utilisé à cette fin. Un congé de raccordement de 0,2 mm de rayon est ajouté à l'encastrement des lames afin de respecter la limite imposée pour l'usinage par EDM. Les valeurs obtenues pour la raideur  $K_{AEF}$  et la contrainte maximale pour les options  $A$  à  $C$  sont incluses dans le tableau 2.7. Deux valeurs différentes sont données pour la contrainte maximale, soit la contrainte  $\sigma_{eAEF}$  évaluée aux encastrements et la plus grande contrainte  $\sigma_{AEF}$  observée au niveau de la lame, immédiatement après la zone de concentration de contraintes, tel qu'illustré à la figure 2.19. Cette seconde valeur étant estimée par observation de la distribution des contraintes près de l'encastrement, sa précision demeure limitée à  $\pm 20$  MPa. Les valeurs obtenues pour  $K_{AEF}$  et  $\sigma_{AEF}$  sont très proches des valeurs théoriques, de sorte que les équations et l'abaque utilisés représentent un outil de design acceptable pour le dimensionnement du mécanisme.

La concentration de contraintes pouvant survenir aux encastremets n'est toutefois pas prise en compte par les équations théoriques, ce qui explique la différence importante entre  $\sigma_{eAEF}$  et  $\sigma_{max}$ . Le coefficient de concentration moyen pour les trois exemples donnés est de 1,4, ce qui concorde avec le coefficient théorique suggéré pour une poutre encastree lorsque  $r_c/h > 0,5$  [26]. L'utilisation d'un filet de rayon  $r_c$  suffisamment grand permet une meilleure distribution des contraintes. Le choix de cette dimension représente toutefois un compromis entre la diminution de la contrainte locale et l'augmentation de la raideur du mécanisme, la longueur effective des lames s'en trouvant légèrement diminuée. Une série d'AEF a révélé que la concentration de contraintes devient négligeable lorsque  $r_c \geq 1$  mm pour la plage de dimensions considérées. Dans ce cas la raideur est toutefois augmentée de 10 à 15 % en moyenne.

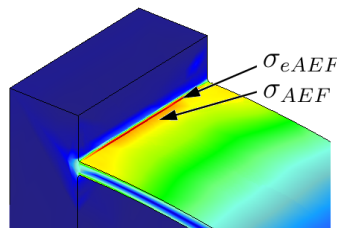


Figure 2.19 : Concentration des contraintes à l'encastrement (solution A,  $r_c = 0,2$  mm).

### 2.3.4.3 Table à quatre cols

Quatre articulations à lame de faible longueur peuvent également être combinées pour reproduire une trajectoire similaire à l'assemblage de deux lames pleines, tel qu'illustré à la figure 2.16(b). La liaison obtenue peut également être perçue comme une articulation à col dont la section demeure constante, nommée *col prismatique* dans [22]. Cette alternative permet d'augmenter la raideur transverse puisque seule une petite section du lien mécanique peut fléchir. Le comportement résultant dépend dans ce cas du ratio  $\xi = 2l_c/l$  définissant le rapport entre la longueur  $l_c$  des articulations à lame et la longueur totale  $l$  du lien mécanique. La contrainte  $\sigma_{max}$  à l'encastrement de chaque articulation est la même, la forme du mécanisme étant conservée. La raideur est toutefois augmentée d'un multiple  $C_\xi$  se définissant comme suit [22] :

$$C_\xi = \frac{1}{\xi(3 - 3\xi + \xi^2)} \quad \text{où} \quad \xi = \frac{2l_c}{l}, \quad 0 < \xi \leq 1 \quad (2.21)$$

Lorsque  $\xi = 1$  le mécanisme est équivalent à une table à deux lames. La figure 2.20 présente les domaines de solutions obtenus pour  $\xi = 0,3$  ( $C_\xi = 1,52$ ) et  $\xi = 0,35$

( $C_\xi = 1,38$ ) par une démarche similaire à celle utilisée pour la table à deux lames. Cette fois la contrainte du profil maximal est imposée aux cols ( $l_c \leq 60h$ ) plutôt qu'à la longueur totale  $l$ , ce qui donne accès à de plus petites valeurs de  $h$  lorsque  $l$  est grand. La variation résultante du domaine de solution montre que ce coefficient a un impact

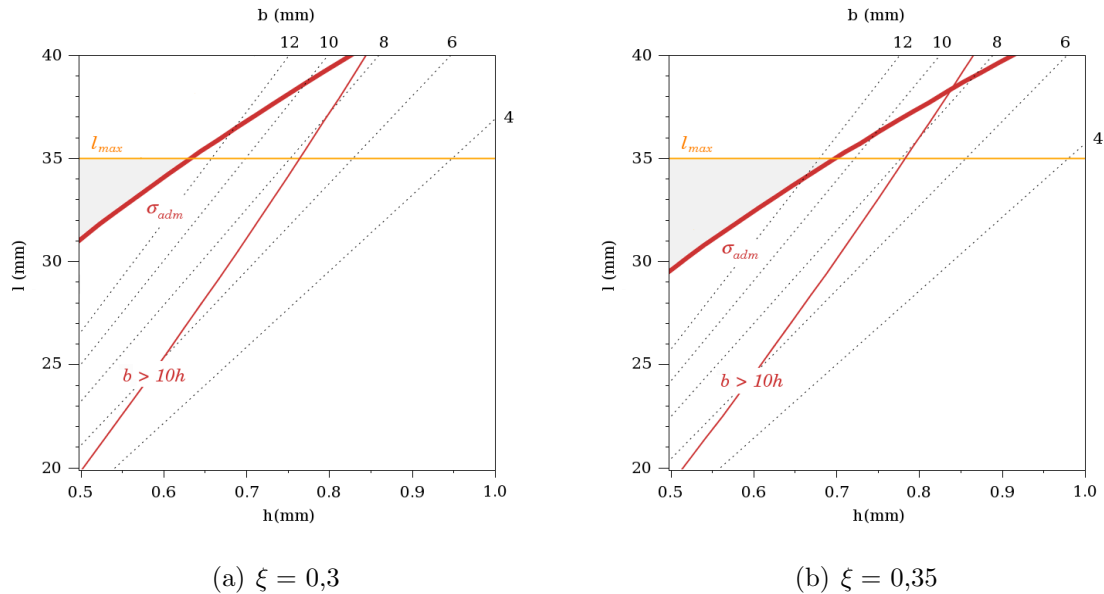


Figure 2.20 : Domaine de solutions pour  $l$  et  $h$  pour une table à quatre cols prismatiques.

important sur ce dernier. Pour un rapport inférieur à 0,21, la frontière imposée par  $\sigma_{max}$  passe au dessus de la frontière  $l_{max}$  et aucune solution n'est possible pour les critères de design choisis. Comme la table à deux lames, cette solution implique également des zones de concentrations de contraintes dans les congés de raccordement. Si l'utilisation d'un rayon  $r_c$  suffisamment grand permet ici aussi de réduire cette concentration, l'impact de cette dimension sur la compliance de l'articulation est cette fois plus important, le rapport de grandeur  $r/l_c$  entre les deux étant plus élevé.

Lorsque  $r \geq 5h$ , la concentration de contraintes occasionnée par un effort de flexion est considérée suffisamment faible pour être négligée [22]. Cette condition introduit une variante de la table à quatre cols, cette fois basée sur l'utilisation de cols circulaires ou encore de forme elliptique, tel qu'illustré à la figure 2.16(c). Le modèle elliptique requiert davantage de paramètres de design de sorte qu'il n'est pas considéré ici. Cette fois, la contrainte maximale est ressentie au milieu du col, soit dans la zone de plus faible épaisseur  $h$ . En définissant  $l$  comme la distance entre le centre des deux cols plutôt que comme la longueur totale du lien, l'expression 2.15 demeure valable pour estimer la contrainte. L'expression de la raideur axiale en fonction des équations de

la résistance des matériaux est cette fois plus complexe, de sorte qu'une formulation approchée est préférée [22] :

$$K_{\delta f} \simeq \frac{8Eb h^{2,5}}{9\pi l^2 \sqrt{r}} \quad (2.22)$$

où  $h$  désigne l'épaisseur minimale du col, et  $r$  son rayon. Comme pour la table à deux lames, la comparaison de l'expression de  $b$  en fonction de la contrainte (équation 2.18) avec celle tirée de l'équation précédente permet de définir la longueur  $l$  minimale pour respecter la contrainte imposée :

$$\frac{9\pi f}{8E\delta} \left( \frac{l^2 \sqrt{r}}{h^{2,5}} \right) \geq \frac{3fl}{2h^2 \sigma_{adm}} \quad \Rightarrow \quad l \geq \frac{4E\delta}{3\pi \sigma_{adm}} \sqrt{\frac{h}{r}} \quad (2.23)$$

Cette frontière est uniquement fonction du ratio  $r/h$ , de sorte qu'elle forme une droite horizontale dans l'abaque  $l(h)$  lorsque ce ratio est imposé. Pour la valeur proposée de  $r/h = 5$ , la longueur minimale correspondante est de 80,5 mm, soit plus de deux fois la limite imposée. Pour que ce mécanisme soit d'intérêt, il faut soit augmenter la contrainte admissible  $\sigma_{adm}$ , diminuer le débattement requis  $\delta$ , ou encore diminuer le ratio  $r/h$ . Augmenter la contrainte admissible signifie toutefois changer de matériau, et possiblement augmenter le module d'élasticité par le fait même. Pour respecter la contrainte  $l \leq 35$  mm, un ratio minimal de 26,4 est requis, ce qui requiert une épaisseur  $h$  bien inférieure à la limite imposée.

#### 2.3.4.4 Table compensée

Entre la table à deux lames et la table à cols prismatiques, la première offre le comportement le plus intéressant pour l'application considérée. Il serait toutefois avantageux de réduire davantage la longueur requise pour les lames de manière à diminuer l'espace occupé par le capteur de force. Un moyen d'y parvenir consiste à assembler deux tables à deux lames bout à bout, de manière à ce que chacune n'ait à réaliser que la moitié du débattement total. La figure 2.21 montre deux façons de lier les deux tables tout en limitant l'encombrement requis, soit en assemblant les lames une à l'intérieur de l'autre ou côtes à côtes. Le petit déplacement parasite occasionné selon l'axe  $y$  lors de la flexion des lames est par le fait même compensé par le mouvement de la seconde table, d'où le nom de *table compensée*. Pour éviter la confusion avec la table compensée, la table à deux lames est nommée *table à deux lames simple*.

Parmi les deux exemples présentés à la figure 2.21, la deuxième option offre l'avantage d'une distance uniforme  $e$  entre les lames, espace qui peut ensuite être utilisé pour

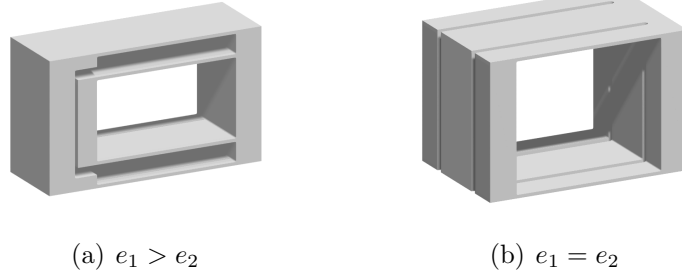


Figure 2.21 : Deux modèles de table compensée.

loger le capteur de déplacement. Il est également plus facile d'accéder au bloc mobile pour y appliquer une force, de sorte que ce format est préféré. Les lames attachées au bloc mobile forme dans ce cas une première table à deux lames encastrée dans le bloc intermédiaire. La raideur axiale  $K_1$  de cette section du mécanisme est équivalente à celle définie à l'équation 2.14, où  $b$  représente la largeur des lames du centre. Les lames reliant le bloc intermédiaire à la base du mécanisme forment pour leur part deux tables identiques assemblées en parallèle, de sorte que la raideur  $K_2$  propre à chacune s'en trouve doublée. La raideur  $K_2$  est définie en remplaçant le terme  $b$  par  $\vartheta b$  dans l'équation 2.14, où  $\vartheta$  désigne le rapport de grandeur entre la largeur  $b_2$  des lames de côtés et la largeur  $b$  des lames du centre. La raideur axiale globale se définit alors comme suit :

$$\frac{1}{K_{\delta f}} = \frac{1}{K_1} + \frac{1}{2K_2} = \frac{l^3}{2Ebh^3} + \frac{l^3}{4E\vartheta bh^3} \quad \Rightarrow \quad K_{\delta f} = C_{\vartheta} K_1 \quad (2.24)$$

où le coefficient  $C_{\vartheta}$  est définie en fonction du rapport  $b_2/b$  :

$$C_{\vartheta} = \frac{2\vartheta}{2\vartheta + 1} \quad \text{où} \quad \vartheta = \frac{b_2}{b} \quad (2.25)$$

La contrainte maximale est pour sa part définie par la plus grande contrainte rencontrée dans l'une ou l'autre des lames. La contrainte  $\sigma_1$  dans la table du centre est évaluée directement par l'équation 2.15, alors que la contrainte  $\sigma_2$  dans les lames de côté est obtenue en remplaçant le terme  $b$  par  $\vartheta b$  et en divisant l'expression par deux, la moitié de l'effort appliqué étant transmis à chacune des tables latérales. La contrainte de l'ensemble est obtenue à l'aide de la relation suivante :

$$\sigma_{max} = \max(\sigma_1, \sigma_2) = \max\left(\frac{3fl}{2bh^2}, \frac{3fl}{4\vartheta bh^2}\right) = \sigma_1 \max\left(1, \frac{1}{2\vartheta}\right) \quad (2.26)$$

Lorsque  $\vartheta = 1/2$ , la contrainte maximale est la même dans l'ensemble des lames, et correspond à celle d'une table à deux lames simple. Cette situation est préférée puisqu'elle optimise la limite en contrainte de chaque lame du mécanisme. Dans ce cas

la raideur  $2K_2$  est équivalente à la raideur  $K_1$  de la table du centre, et la raideur globale résultante est deux fois plus faible que celle d'une table à deux lames de largeur  $b$ .

La figure 2.22 présente un abaque développé selon la même démarche que pour la table à deux lames simple. La diminution de la raideur déplace le domaine de solution vers une zone de plus petites valeurs pour la longueur requise des lames. Cette fois  $l_{max}$  est posé à 30 mm afin de limiter la recherche de solutions à des longueurs de lames plus petites. Une frontière pour  $b \leq l/2$  est également posée de manière à limiter la largeur du mécanisme. Les résultats correspondants aux solutions particulières  $A, B, C$  et à la

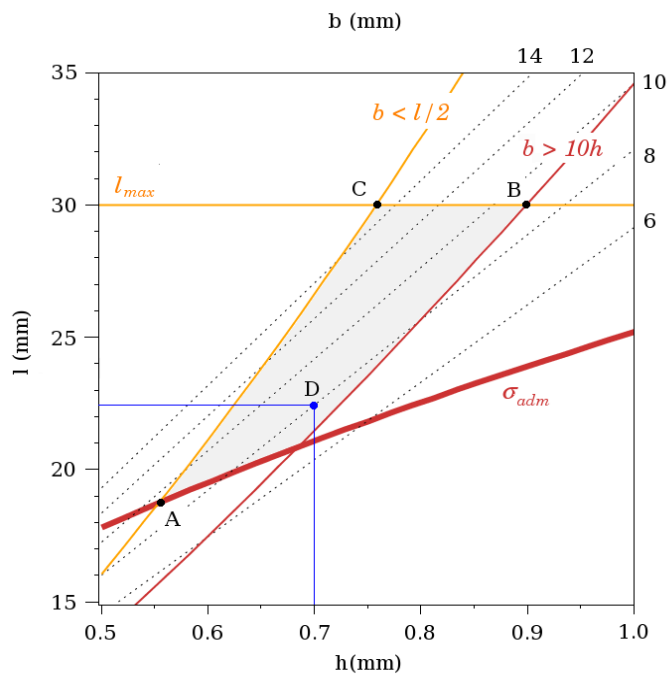


Figure 2.22 : Domaine de solutions pour  $l$  et  $h$  pour une table compensée ( $\vartheta=0,5$ ).

solution retenue ( $D$ ) sont présentés au tableau 2.8. La plus petite longueur admissible est cette fois de 18,7 mm ( $A$ ), imposée par la contrainte  $b \leq l/2$ . L'épaisseur maximale pouvant être obtenue ( $B$ ) est plus grande que pour une table simple, soit de 0,9 mm. La contrainte minimale est également plus petite, soit 104 MPa ( $C$ ). Cette valeur est beaucoup plus proche de la limite en fatigue du matériau ( $\sigma_f = 96,5$  MPa), qui pourrait être respectée en choisissant une longueur  $l$  un peu plus grande que  $l_{max}$ . Ces résultats sont très encourageants, ce qui motive le choix de ce design pour le mécanisme compliant. La région préférée pour le choix des dimensions ( $D$ ) est celle représentant un compromis entre les options  $A$  et  $B$ , ce qui permet d'obtenir une petite valeur  $l$  sans

Tableau 2.8 : Caractéristiques des solutions A à E (table compensée).

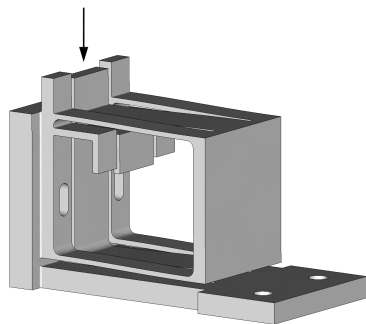
Option	$h$ (mm)	$l$ (mm)	$b$ (mm)	$\sigma_{max}$ (MPa)	$K_{\delta f}$ (N/mm)
A ( $l_{min}$ )	0,55	<b>18,7</b>	9,5	195	16,7
B ( $h_{max}$ )	<b>0,9</b>	30	9	124	16,7
C ( $\sigma_{min}$ )	0,78	30	15	<b>104</b>	16,8
D ( $\vartheta=0,5$ ) <sup>a</sup>	0,7	22,7	8	174	16,7
E ( $\vartheta=0,54$ ) <sup>b</sup>	0,7	23,5	8	180	15,1

<sup>a</sup> $K_{AEF} = 18,2$  N/mm,  $\sigma_{AEF} = 182$  MPa

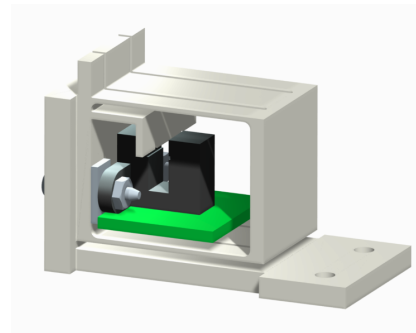
<sup>b</sup> $K_{AEF} = 16,5$  N/mm,  $\sigma_{AEF} = 179$  MPa

diminuer l'épaisseur à sa valeur minimale.

La valeur choisie pour  $b$  est pour sa part principalement influencée par l'espace requis pour assembler les capteurs de déplacement les plus massifs parmi ceux sélectionnés, soit les photointerrupteurs EE-SG3 et GP1S51. Du point de vue de l'assemblage, le modèle GP1S51 est préféré au premier, l'emplacement des extensions destinées à l'assemblage permettant de le fixer directement à la base du capteur, de part et d'autre du bloc mobile. Deux rondelles de petite taille permettent de dégager le capteur du bloc mobile afin d'éviter tout frottement, tel qu'illustré à la figure 2.23. Ainsi assemblé, ce photointerrupteur est en mesure de détecter le déplacement du bloc mobile si un masque  $y$  est fixé. Par recherche de précision, ce masque est usiné à même le mécanisme compliant. L'espace  $e$  entre les lames est pour sa part posé à 19 mm afin de laisser suffisamment d'espace pour loger le PI et les résistances requises au traitement du signal. La réalisation de l'assemblage ainsi décrit requiert que les lames latérales du mécanisme compliant soient suffisamment larges pour permettre le passage des vis d'assemblage



(a) Déformation du mécanisme.



(b) Assemblage du PI GP1S51.

Figure 2.23 : Solution retenue pour le mécanisme compliant.



sur la base du mécanisme, et placées à une distance l'une de l'autre correspondant aux dimensions du PI. Ces contraintes imposent une légère modification aux dimensions retenues en  $D$ , qui résulte en un rapport de grandeur  $\vartheta$  supérieur à  $1/2$  ( $E$ ). Si la longueur optimale est dans ce cas de 22,7 mm, le choix est arrêté à une valeur légèrement plus grande de manière à contrer l'effet des rayons aux encastresments ( $r_c = 1$  mm) et à s'approcher d'avantage du comportement obtenu suite à une analyse par éléments finis. Pour les dimensions retenues ( $E$ ), la raideur obtenue par AEF est de fait de 6,5 N/mm ( $\sigma_{AEF} = 179$  MPa), contre 18,2 N/mm avec  $l = 22,7$  mm ( $\sigma_{AEF} = 182$  MPa).

### 2.3.5 Discussion

La recherche d'un design approprié pour le mécanisme compliant a été réalisée par l'évaluation de solutions de complexité croissante, de manière à choisir l'architecture la plus simple possible. Un seul ddl en translation étant recherché, le choix s'est arrêté sur un mécanisme ayant la forme d'un parallélogramme, solution fréquemment employée pour générer ce type de mouvement. L'évaluation du domaine de solution en fonction des critères de design a mené à l'identification de la table à deux lames comme variante la plus appropriée. Un montage sériel de deux tables a ensuite été proposé de manière à réduire davantage l'encombrement du mécanisme compliant. Les dimensions du mécanisme résultant ont été choisies pour permettre l'assemblage du photointerrupteur GP1S51 tout en respectant les contraintes de design.

Les équations utilisées dans la recherche de solutions se limitent toutefois à l'évaluation de la raideur selon chaque ddl de manière indépendante, ce qui constitue un modèle moins précis que si l'ensemble du couplage entre les diverses raideurs était pris en compte. Cette approche permet toutefois la sélection rapide d'une solution et l'identification des ddl secondaires d'un mécanisme. Une AEF peut ensuite être utilisée pour ajuster les dimensions choisies en fonction de paramètres additionnels, le rayon des congés de raccordement par exemple. L'AEF permet également d'observer l'effet de plusieurs efforts combinés sur le mécanisme, dont la modélisation symbolique peut s'avérer plus complexe. La précision des résultats obtenus dépend toutefois de la qualité du modèle utilisé, ce qui implique notamment le type d'élément utilisé pour le maillage, le nombre et la distribution des nœuds et la fonction d'interpolation utilisée. La recherche de précision mène d'un autre côté à un temps de calcul plus long. Plusieurs

essais ayant été réalisés, le modèle de base proposé par ProEngineer a été utilisé dans la majorité des cas.

## 2.4 Prototypes

Un prototype du capteur d'efforts est conçu dans le but de valider le comportement du mécanisme compliant et la qualité du signal de sortie des capteurs de déplacement sélectionnés. L'évaluation expérimentale du mécanisme permet d'observer la correspondance entre le modèle réel et le modèle théorique et d'apporter des améliorations si nécessaire. L'essai du capteur d'efforts avec les capteurs de déplacement retenus permet d'autre part de conclure la sélection du modèle le plus approprié pour l'application souhaitée.

### 2.4.1 Prototype 1a – Photointerrupteur GP1S51

Le design développé pour le photointerrupteur GP1S51 obtenu fait l'objet du premier prototype réalisé, illustré à la figure 2.24. Outre les dimensions précisées à la section précédente, le prototype inclut également une base soutenant le capteur et agissant à titre de butée. La partie fixe du mécanisme est aussi élargie de manière à permettre une prise solide du mécanisme lors de l'usinage. Un couvercle complète l'assemblage afin de limiter l'effet de la lumière.

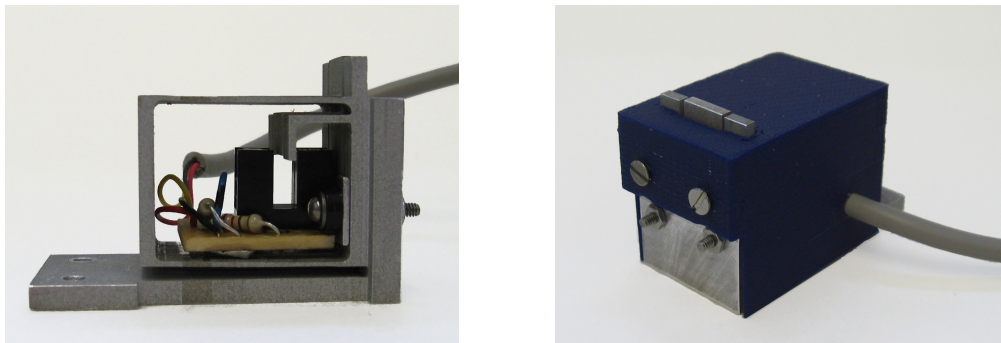


Figure 2.24 : Prototype 1a.

Le fonctionnement du capteur dans son ensemble est pour sa part évalué en appli-

quant un ensemble de forces à l'aide d'un dynamomètre et en notant le signal généré par le photointerrupteur. Les forces mesurées sont limitées par la plage de mesure du dynamomètre (10 N). Un second test est également réalisé en notant la tension de sortie pour diverses positions du mécanisme, imposées à l'aide d'un trusquin appuyé sur le bloc mobile. Ces deux étapes sont réalisées séparément compte tenu de la force requise pour déplacer le trusquin ( $\approx 5$  N). L'alimentation et la lecture du signal sont réalisées à l'aide d'une carte d'acquisition comprenant un port USB et pouvant être utilisée directement avec le logiciel Matlab. Un programme est développé à l'aide de ce logiciel afin d'isoler la valeur maximale du signal à chaque fois qu'une force est appliquée, ce qui facilite la réalisation du premier test. La figure 2.25 présente les courbes ainsi obtenues.

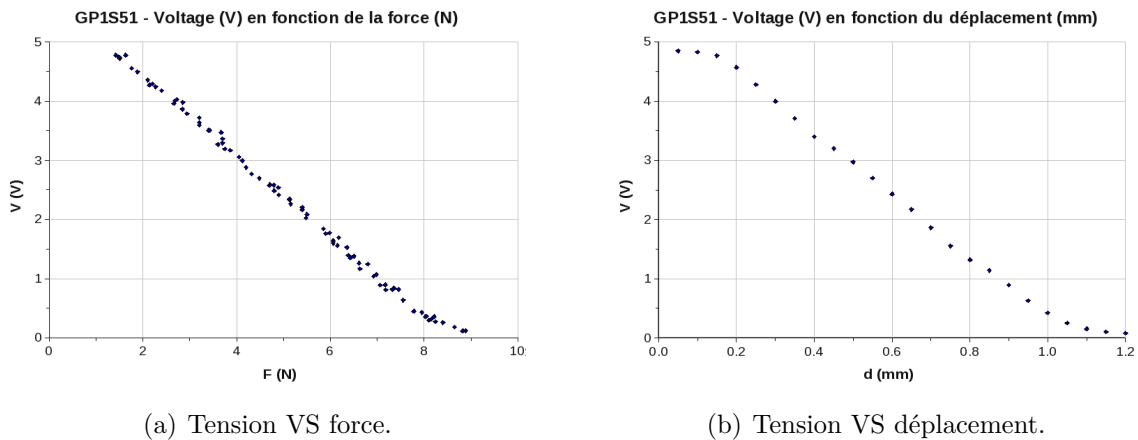


Figure 2.25 : Tension en fonction de la force et du déplacement (PI GP1S51).

La raideur réelle du mécanisme est estimée en combinant les pentes de la section linéaire de chaque courbe, estimées par régression linéaire. Pour des pentes évaluées à 0,68 V/N et 5,21 V/mm respectivement, la raideur correspondante est de 7,7 N/mm. Ce résultat est deux fois plus petit que la valeur théorique de 15,1 N/mm, ce qui explique la faible plage de mesure en force sur la courbe 2.25(a). La valeur obtenue demeure toutefois une estimation qui dépend de la précision de la mesure. L'examen des dimensions du mécanisme compliant à l'aide d'un vernier révèle d'autre part que l'épaisseur des lames est inférieure à celle désirée. Cette erreur n'est pas uniforme, mais passe plutôt d'environ 0,05 mm d'un côté de la table à près de 0,15 mm de l'autre côté. Si un écart moyen de 0,1 mm est également observé parmi les autres dimensions, son effet sur l'épaisseur des lames est non négligeable, puisqu'il représente 14 % de cette valeur. La raideur théorique s'en trouve diminuée de 43 % (9,5 N/mm), ce qui peut

justifier en bonne partie la plus grande flexibilité obtenue par rapport aux prédictions. Cette observation indique que l'obtention de la raideur désirée est intimement liée à la précision d'usinage dans les zones de faible épaisseur.

Les facteurs pouvant avoir affecté la précision de l'usinage sont le nombre de passes, le matériau utilisé et les dimensions du mécanisme. Si la limite  $l/h$  sur le profil est respectée, l'ensemble des sections minces à usiner d'un seul coup atteint de fait 2 cm, ce qui peut affecter la précision de la coupe compte tenu de la longueur de fil requise. Le fil est dans ce cas plus sensible aux légères déviations hors de sa ligne de coupe. L'aluminium constitue d'autre part un matériau plus difficile à usiner par EDM, ce qui a d'ailleurs entraîné le bris du fil à plusieurs reprises. Enfin, les coupes ont été réalisées en une seule passe, ce qui permet de déduire qu'une seconde passe de finition aurait été préférable.

### 2.4.2 Prototype 1b – Photointerrupteur RPI-246

Le photointerrupteur RPI-246 est également conservé, sa petite taille rendant possible une éventuelle réduction des dimensions du mécanisme compliant. Le mode de fixation de ce modèle requiert l'utilisation d'un support additionnel. Ce support est conçu de manière à pouvoir assembler ce PI de la même manière que le premier, ce qui permet de réutiliser le même prototype du mécanisme compliant. Dans ce cas la raideur du prototype est considérée la même que pour le montage précédent. Un aperçu de ce second prototype est donné à la figure 2.26. La figure 2.27 présente la courbe de transition du capteur de déplacement, obtenue de la même manière que pour le premier prototype.

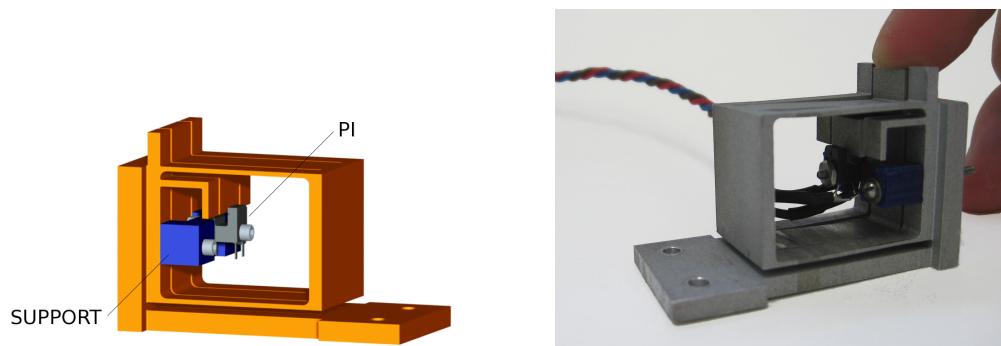


Figure 2.26 : Prototype 1b.

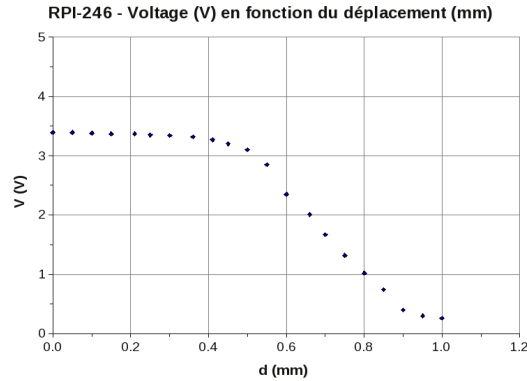


Figure 2.27 : Tension en fonction du déplacement (PI RPI-246).

Cette courbe montre que la plage de mesure du modèle RPI-246 offre une résolution suffisante pour l'application considérée, compte tenu de la faible capacité de l'humain à détecter de petites variations de force. Un débattement plus grand que 0,4 mm n'est donc pas essentiel. La courbe obtenue indique également que la région linéaire est parcourue dans la deuxième moitié de la course du mécanisme, soit entre 0,5 et 0,9 mm. Ce décalage résulte de la difficulté à positionner le capteur de déplacement par rapport au masque, problème également rencontré lors de l'assemblage du prototype précédent. Un jeu suffisamment large a de fait été créé pour permettre l'ajustement de la position verticale des PI, qui s'avère plus grand que le débattement mesuré. L'ajustement doit dans ce cas être réalisé par essais et erreurs. Une solution à ce problème est proposée au chapitre 4 lors du design des capteurs d'efforts propres à la poignée de contrôle.

### 2.4.3 Prototype 2 – Capteur à effet Hall

Le capteur à effet Hall requiert pour sa part quelques ajustements au niveau du design. Les dimensions du mécanisme compliant sont conservées de manière à assurer une comparaison plus juste des divers prototypes. L'espace disponible entre les lames offre dans ce cas la possibilité d'utiliser une configuration à deux aimants. Les aimants sont orientés face à face à une distance de 7,2 mm l'un de l'autre, et collés sur deux extensions usinées à même le bloc mobile. Chacun comprend une rainure afin de faciliter l'alignement des aimants. Le capteur à effet Hall est pour sa part supporté par une pièce similaire à celle utilisée pour le plus petit des photointerrupteurs, fixée de la même manière à la base du capteur. L'usinage est d'autre part réalisé en deux passes afin d'améliorer la précision de la coupe. Un aperçu du prototype et du support utilisé

pour maintenir le capteur à effet Hall est donné à la figure 2.28. Les courbes obtenues sont présentées à la figure 2.29. Ces courbes montrent que la réponse obtenue pour ce



Figure 2.28 : Prototype 2.

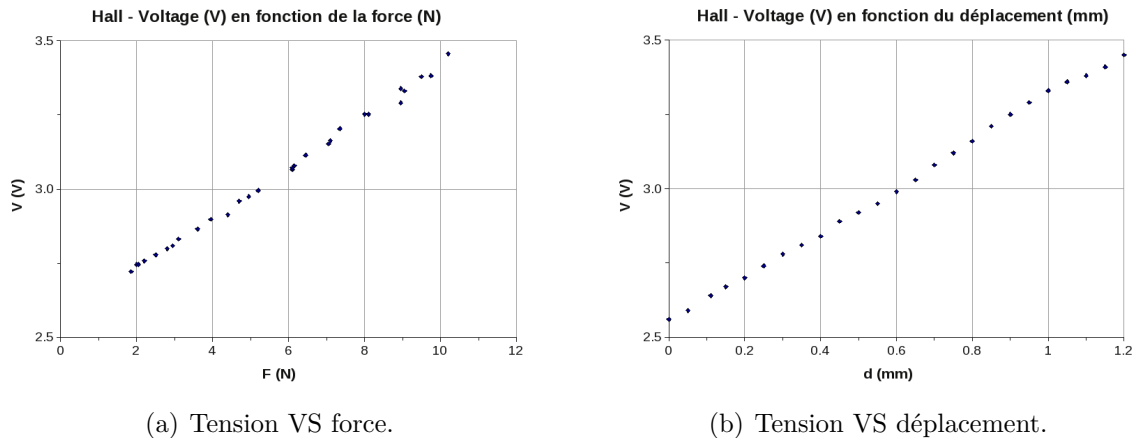


Figure 2.29 : Tension en fonction de la force et du déplacement (capteur à effet Hall).

montage d'aimant est très linéaire pour le débattement considéré, ce qui constitue un avantage par rapport aux photointerrupteurs. La variation en tension n'est toutefois pas très grande, et pourrait être améliorée en rapprochant les aimants l'un de l'autre ou en utilisant des aimants générant une plus grande force magnétique. La distance minimale entre les aimants est toutefois limitée à 6,4 mm par la course du mécanisme compliant et l'épaisseur du support utilisé pour maintenir le capteur en place. L'évaluation de la pente de chaque courbe (0,09 V/N et 0,77 V/mm) permet d'estimer la raideur du mécanisme à 8,5 N/mm, ce qui demeure encore inférieur à la raideur théorique. Cette fois l'épaisseur moyenne des lames est de 0,65 mm, ce qui correspond à une raideur théorique de 12 N/mm. La précision du mode de mesure utilisé et les limites du modèle mathématique peuvent expliquer en partie la différence entre les deux raideurs. Si l'erreur sur l'épaisseur des lames a été diminuée grâce à un usinage en deux passes, elle

demeure tout de même importante (7 %). Une raison possible à cet écart est que le fil brûle une petite quantité de matière lors de son passage, qui correspondrait dans ce cas-ci à environ 25  $\mu\text{m}$ .

#### 2.4.4 Discussion

Trois prototypes du capteur d'efforts ont été réalisés, dont deux utilisent le même mécanisme compliant. La vérification des dimensions des prototypes a d'une part révélé une différence dans l'épaisseur des lames qui affecte la raideur de manière très importante. Les solutions possibles à ce problème incluent l'augmentation du nombre de passes d'usinage, le changement du matériau ou encore le choix d'une épaisseur des lames plus élevée. Cette dernière option permet de diminuer l'influence d'un même écart entre l'épaisseur réelle obtenue et celle désirée. Il est également possible de surdimensionner légèrement les lames, quoique la dimension réelle obtenue demeure difficilement prévisible. L'estimation de la raideur des mécanismes a d'autre part permis de comparer le comportement réel à la raideur théorique. Outre les erreurs liées à l'usinage, la différence obtenue peut également être attribuée aux limites du modèle utilisé ainsi qu'à certaines imprécisions pouvant avoir eu lieu lors de l'acquisition des données, comme par exemple l'orientation imposée au dynamomètre.

## 2.5 Solution finale

Les trois capteurs de déplacement considérés répondent bien aux critères de design mentionnés au début du chapitre, de sorte que les trois prototypes réalisés constituent des solutions valides pour le capteur de force, dans l'hypothèse ou un ajustement des dimensions du mécanisme permette d'obtenir le comportement désiré. Les principales caractéristiques des trois capteurs de déplacement telles qu'observées avec les prototypes sont résumées au tableau 2.9. Le choix d'un capteur de déplacement en particulier est dans ce cas-ci fortement influencé par l'application spécifique au design d'une poignée de contrôle à 4 ddl (chapitre 4). Si la plage de mesure du photointerrupteur GP1S51 est plus grande que celle du modèle RPI-246, la recherche d'un encombrement minimal prône tout de même en faveur de ce deuxième modèle. Il est également préférable que le

Tableau 2.9 : Comparaison des trois capteurs de déplacement retenus.

Critère	PI GP1S51	PI RPI-246	Effet Hall
Plage de mesure	$\approx 1,2$ mm	$\approx 1$ mm	$>1,2$ mm
Plage linéaire	1 mm	0,4 mm	$>1,2$ mm
Assemblage	2 vis Rondelles	1 vis Pièce de support	Aimants collés Pièce de support
Encombrement	Moyen	Très bon	Excellent
Sensibilité environnement	Température Lumière (moyen) Poussière, liquides	Température Lumière (faible) Poussière, liquide	Température Champ magnétique
Coût	$< 2$ \$	$< 2$ \$	$< 5$ \$
Durée de vie	$\approx 2$ ans	$\approx 2$ ans	Excellente

débattement au niveau des capteurs soit réduit de manière à limiter le mouvement résultant au niveau de la poignée à une valeur faiblement perceptible par l'utilisateur. Le plus petit modèle parmi les deux PI est donc préféré pour cette application spécifique. Le capteur à effet Hall a pour sa part l'avantage d'une excellente durée de vie et d'une insensibilité à la lumière ambiante et à la poussière. La présence de champ magnétiques dans l'environnement de travail constitue toutefois une éventualité à considérer. Les aimants doivent également être collés, ce qui est moins intéressant qu'un assemblage par vis. Pour ces raisons, le photointerrupteur RPI-246 est retenu pour le développement de la poignée de contrôle.

## 2.6 Conclusion

Ce chapitre présente la démarche entreprise dans la conception d'un capteur d'efforts uniaxial destiné à la mesure des efforts dans un contexte de coopération humain-robot. Le fonctionnement de ce capteur est basé sur la mesure d'un petit déplacement généré par un élément flexible se déformant de manière proportionnelle à la charge appliquée. La sélection d'un capteur de déplacement approprié constitue la première étape réalisée. Les deux types de capteurs étudiés dans cette optique sont le photointerrupteur et le capteur à effet Hall, qui se démarquent tous deux par une mesure sans contact, une faible sensibilité au bruit et une absence de dérive. L'étude du comportement de différents



modèles et agencements de capteurs a permis d'identifier les options répondant au mieux aux critères de design imposés, notamment en ce qui concerne l'encombrement et la plage de mesure requise.

La seconde étape entreprise est la recherche d'un design approprié du mécanisme compliant. Les équations tirées de la résistance des matériaux ont été utilisées dans le but d'estimer le comportement de divers mécanismes sous l'effet d'une charge appliquée selon le ddl le plus flexible. Les expressions utilisées pour modéliser la raideur selon cet axe et la contrainte engendrée ont été mises en graphique afin de faciliter la sélection des dimensions. La solution retenue, nommée *table à deux lames compensée*, est constituée de deux parallélogrammes assemblés en série, chacun étant composé de deux lames assemblées en parallèle. Ce mécanisme demeure simple à concevoir tout en assurant une bonne raideur transverse et un faible encombrement.

En troisième étape, la conception et l'évaluation de trois prototypes du capteur d'efforts a permis de valider la solution retenue. Certains facteurs pouvant influencer la raideur obtenue ont été identifiés, notamment les conditions d'usinage, le type de matériau et la précision du modèle utilisé. Ces essais ont d'autre part permis de confirmer le potentiel des photointerrupteurs et du capteur à effet Hall sélectionnés. De ces trois options, le plus petit photointerrupteur (modèle RPI-246) est préféré pour le design de la poignée de contrôle. Cette application fait l'objet du chapitre 4, où les abaques de dimensionnement et les observations apportées dans ce chapitre sont utilisés afin d'ajuster le design des capteurs d'efforts. Le capteur proposé peut également être utilisé pour la conception d'un assemblage à 6 ddl, tel que celui développé au chapitre suivant.

# Chapitre 3

## Assemblage 6 ddl isotrope

Ce chapitre présente une solution théorique à la mesure des efforts sur une membrure de robot assistant basée sur l'assemblage de capteurs d'efforts uniaxiaux. Les équations permettant d'évaluer l'effort appliqué de même que le point de contact sont d'abord développées. Un outil de design destiné au développement de manipulateurs isotropes, nommé générateur d'isotropie, est ensuite utilisé afin d'obtenir cette propriété pour l'assemblage de capteurs. Le chapitre conclut sur les applications potentielles du générateur d'isotropie au design d'un capteurs d'efforts six axes et d'un limiteur de force à 6 ddl.

## 3.1 Problématique

L'approche adoptée dans ce chapitre consiste à assembler plusieurs capteurs de force uniaxiaux de manière à reproduire le comportement d'un capteur d'efforts à 6 ddl. Cet assemblage est destiné à la mesure des efforts appliqués sur une membrure de robot assistant, soit lors d'une collision, soit lors d'un contact intentionnel de l'opérateur dans l'optique de guider les mouvements du robot.

Les critères de sélection introduits au chapitre 1 sont pris en compte dans la recherche de solutions, notamment en ce qui concerne la facilité d'assemblage et la protection des capteurs contre les éléments extérieurs. Une attention particulière est également portée à l'isotropie. Un comportement isotrope offre de fait l'avantage d'une erreur de mesure minimale dans toutes les directions, ce qui n'est pas le cas pour plusieurs capteurs d'efforts six axes commerciaux. Les conditions d'isotropie entraînent toutefois des contraintes de design additionnelles. Un outil de design, le générateur d'isotropie, est étudié à cette fin et utilisé pour la recherche d'un agencement isotrope.

La membrure considérée pour la recherche de solutions est définie comme une surface cylindrique de 10 à 15 cm de diamètre et de 30 à 50 cm de longueur. Ces dimensions ne constituent pas une contrainte fixe mais plutôt un ordre de grandeur. Les surfaces appartenant aux articulations et aux actionneurs d'un manipulateur ne sont pas considérées, compte tenu des différentes composantes en mouvement impliquées. Il est toutefois désiré que la solution puisse être applicable à d'autres formes et tailles de membrures afin de conserver son caractère général. Dans le même ordre d'idée, la possibilité d'utiliser des capteurs uniaxiaux différents, tels les cellules de charges, est aussi prise en compte. Seuls les capteurs aptes à mesurer un effort de tension et de compression sont toutefois considérés afin de limiter le nombre de capteurs requis à six.

## 3.2 Assemblage des capteurs sur la membrure

Un des premiers aspects à étudier est l'emplacement de l'assemblage de capteurs par rapport à la membrure, de même que la manière dont cet assemblage y est fixé. L'approche adoptée permet ensuite d'orienter la recherche de solutions en conséquence.

### 3.2.1 Emplacement de l'assemblage de capteurs

L'emplacement des capteurs doit être choisi de manière à assurer la détection d'un effort en tout point de la surface désignée. Les capteurs doivent également être protégés contre les coups et autres éléments nocifs présents dans l'environnement de travail, de sorte qu'un emplacement à l'intérieur de la membrure est préféré. Ceci peut notamment être réalisé en plaçant l'assemblage de capteurs entre l'articulation et la membrure, comme s'il s'agissait d'un seul capteur 6 axes (figure 3.1(a)). Cette option est intéressante lorsque les dimensions des membrures sont trop petites pour permettre l'insertion de capteurs à l'intérieur des membrures. Les capteurs peuvent également être distribués entre deux parties distinctes de la membrure, tel qu'illustré en (b). Cette seconde option est plus flexible du point de vue de l'assemblage, les capteurs n'ayant pas nécessairement à être regroupés dans un même ensemble. Compte tenu des charges importantes que les capteurs peuvent avoir à supporter dans un assemblage sériel des sections de la membrure, le potentiel de ces deux solutions demeure toutefois limité. L'utilisation de capteurs démontrant une certaine compliance peut également affecter le comportement dynamique du manipulateur s'ils sont assemblés de cette façon.

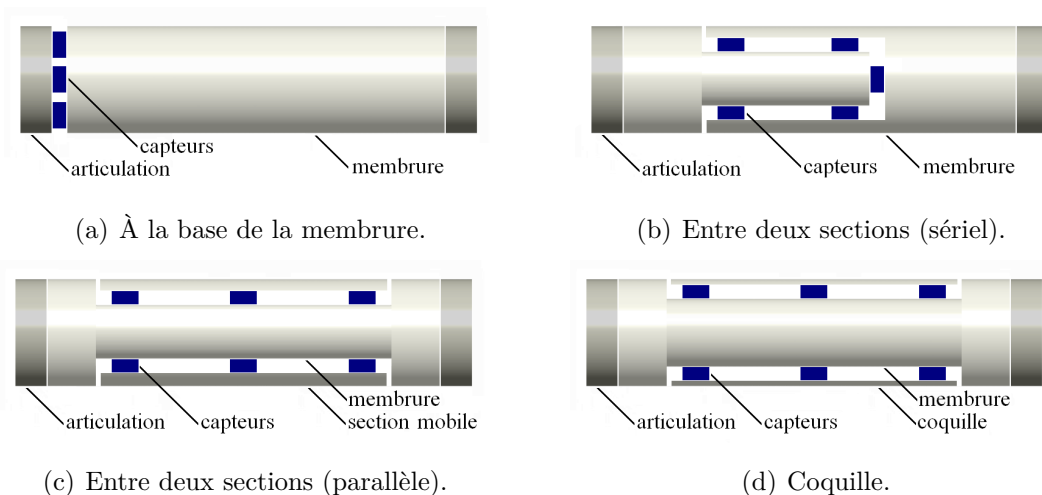


Figure 3.1 : Emplacements possibles pour l'assemblage de capteurs.

Une alternative consiste à assembler les capteurs entre la structure de la membrure et une section additionnelle *mobile*, en ce sens qu'elle peut être sujette à de petits déplacements lors de la transmission de l'effort, comme il a été réalisé pour la pince présentée à la section 1.1.2.5. Tel qu'illustré en (c), cette pièce doit être suffisamment large pour que la majeure partie de la membrure soit sensible aux contacts. Sa masse

peut toutefois être une source d'erreurs de mesure. Si l'effet de la gravité peut être compensé connaissant la masse supportée et l'orientation de la membrure, l'inertie de la section mobile peut tout de même affecter de façon importante l'évaluation de l'effort mesuré, dans le cas d'arrêts ou de changements de direction brusques par exemple. Les forces appliquées par l'humain dans un contexte de coopération étant de l'ordre de quelques Newtons, la masse de la partie mobile constitue un facteur non négligeable.

Une solution à ce problème est de réduire au minimum le volume de la section mobile, ce qui résulte en une *coquille* mince entourant la membrure, tel qu'illustré en (d). Cette approche a notamment été utilisée dans [25], où une coquille rectangulaire dotée de capteurs FSR est posée sur chaque membrure d'un robot humanoïde par l'entremise d'un capteur six axes. L'option de la coquille est retenue car elle demeure la plus intéressante du point de vue de la solidité et de la fiabilité de la mesure. Pour une membrure de forme cylindrique, une forme appropriée de la coquille consiste en un cylindre mince, concentrique à l'axe de la membrure. L'ajout d'une coquille et de capteurs autour de la membrure pouvant augmenter de façon notable le diamètre global de la membrure, il est toutefois possible que les contraintes dimensionnelles liées au design de cette dernière restreignent les possibilités d'emplacement des capteurs. Le mode de liaison des capteurs entre la coquille et la membrure doit de plus assurer le transfert de l'ensemble des composantes de l'effort appliqué.

### 3.2.2 Mode d'assemblage des capteurs d'efforts uniaxiaux

La coquille étant posée autour de la membrure, cette solution invite à développer un assemblage parallèle des six capteurs uniaxiaux plutôt qu'un assemblage sériel. Les capteurs peuvent ainsi être disposés de part et d'autre de la membrure de manière à assurer un bon soutien de la coquille, soit par l'entremise de six liens plutôt qu'un seul, tel qu'illustré à la figure 3.2. L'ajout de butées peut également être envisagé afin de protéger les capteurs contre les surcharges.

Afin d'obtenir une bonne lecture des forces appliquées, l'effort transmis à chaque capteur doit être aligné avec l'axe de ce dernier. Ceci n'est possible que si des liaisons appropriées sont utilisées pour assembler les six liens supportant la coquille, tels une paire d'articulations sphérique et cardan, à l'image d'une plate-forme de Gough-

Stewart. Deux liaisons sphériques peuvent aussi être utilisées, quoique les liens supportant les capteurs se retrouvent alors libres de tourner autour de leur axe, ce qui n'est pas nécessairement souhaitable du point de vue de l'encombrement. Il est possible de se procurer des articulations commerciales d'à peine quelques centimètres de long, ce qui peut être suffisamment petit, tout dépendant des contraintes dimensionnelles. Le frottement pouvant survenir dans les articulations conventionnelles affecte toutefois la force transmise aux capteurs de façon imprévisible. Plusieurs instruments de mesure, tels des gyroscopes et des accéléromètres, utilisent plutôt des articulations flexibles pour cette raison [42]. La figure 3.3 illustre à titre d'exemple une articulation compliante utilisée pour remplacer les liaisons sphériques d'un capteur d'efforts dont le design s'apparente à une plate-forme de Gough-Stewart. L'utilisation de telles articulations demeure réalisable dans la mesure où les débattements angulaires sont petits et les articulations suffisamment résistantes pour supporter les efforts appliqués, ce qui requiert une analyse approfondie dépassant le cadre de ce chapitre.

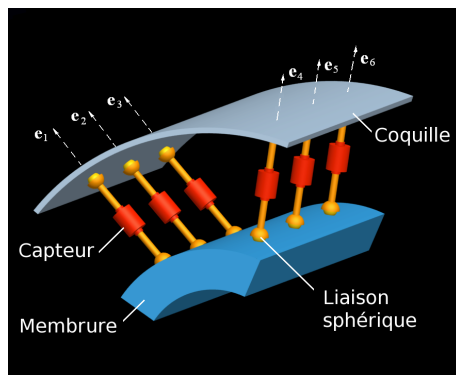


Figure 3.2 : Assemblage des capteurs.

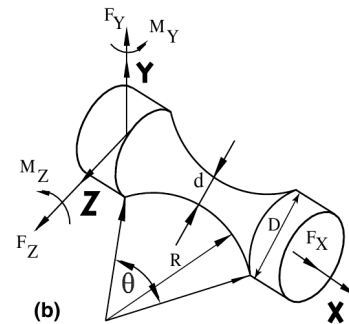


Figure 3.3 : Articulation flexible [42].

### 3.3 Évaluation de l'effort appliqué

Les équations permettant d'évaluer les composantes de l'effort appliqué sont à présent développées afin de déterminer les facteurs de design décisifs dans le choix d'une configuration appropriée. La plage de mesure admissible pour une configuration donnée et l'emplacement du point de contact sont également étudiés.

### 3.3.1 Définition de l'effort appliqué

L'effort mesuré par l'assemblage de capteurs peut être représenté par un torseur unique  $\mathbf{w}$  composé de la résultante des forces  $\mathbf{f}$  et des moments  $\mathbf{c}$  appliqués sur la membrure, soit :

$$\mathbf{w} = \begin{bmatrix} \mathbf{f}^T & \mathbf{c}^T \end{bmatrix}^T = \begin{bmatrix} f_x & f_y & f_z & c_x & c_y & c_z \end{bmatrix}^T \quad (3.1)$$

La composante en force  $\mathbf{f}$  du torseur est considérée comme le résultat d'une ou plusieurs forces  $\mathbf{p}_k$  appliquées sur la membrure du manipulateur, de sorte que la composante en moment  $\mathbf{c}$  ne regroupe que les couples engendrés par ces forces par rapport à un point de référence donné  $A$ , tel qu'illustré à la figure 3.4. Les composantes de  $\mathbf{w}$  s'expriment alors comme suit :

$$\mathbf{f} = \sum_{k=1}^q \mathbf{p}_k \quad (3.2)$$

$$\mathbf{c} = \sum_{k=1}^q \mathbf{d}_k \times \mathbf{p}_k \quad (3.3)$$

où  $q$  désigne le nombre de contacts différents et  $\mathbf{d}_k$  la position d'un point arbitraire sur la ligne d'action de  $\mathbf{p}_k$  par rapport au point de référence  $A$ . La résultante en force demeure ainsi constante en tout point de la membrure alors que la résultante en moment dépend du point de référence utilisé. Ce point de référence peut par exemple être l'origine du repère de l'assemblage de capteurs. Un changement de point de référence peut être réalisé à l'aide de la relation suivante, qui donne la force et le moment résultant par rapport à un second point  $M$ , exprimés dans le repère  $\mathcal{R}_M$  attaché à ce point :

$$\mathbf{f}_M = \mathbf{Q}_A \mathbf{f}_A \quad (3.4)$$

$$\mathbf{c}_M = \mathbf{Q}_A \mathbf{c}_A + \mathbf{r}_A \times \mathbf{f}_M \quad (3.5)$$

où  $\mathbf{f}_A$  et  $\mathbf{c}_A$  désignent les composantes  $\mathbf{f}$  et  $\mathbf{c}$  du torseur exprimées dans le repère  $\mathcal{R}_A$  d'origine  $A$ , et où  $\mathbf{Q}_A$  et  $\mathbf{r}_A$  désignent une matrice de rotation et un vecteur représentant respectivement l'orientation et la position de  $\mathcal{R}_A$  par rapport à  $\mathcal{R}_M$ . Cette relation permet d'évaluer le torseur équivalent à divers endroits sans avoir à calculer à nouveau la somme des forces et moments. On peut par exemple souhaiter connaître le torseur équivalent par rapport au centre de la membrure, ou encore par rapport à l'origine du manipulateur, afin de définir les rotations et translations correspondantes, selon ce qui est le plus intuitif pour l'utilisateur en guise de réponse. La réponse du robot assistant doit de fait être déterminée en fonction de divers paramètres propres à chaque application, tels la forme du robot, le nombre de ddl et les tâches à réaliser, ce sorte

qu'elle ne peut être définie de manière générale. Pour les calculs à venir, le repère  $\mathcal{R}_A$  est assigné à l'assemblage de capteurs, et le repère  $\mathcal{R}_M$  à la membrure. L'origine de  $\mathcal{R}_M$  est située au centre de la membrure de manière à ce que l'axe  $z_M$  concorde avec l'axe de révolution de la surface cylindrique, tel que représenté à la figure 3.5. L'origine de  $\mathcal{R}_A$  dépend pour sa part de l'emplacement de l'assemblage de capteurs dans la membrure. Les axes des repères  $\mathcal{R}_M$  et  $\mathcal{R}_A$  sont notés  $(x_M, y_M, z_M)$  et  $(x, y, z)$  respectivement.

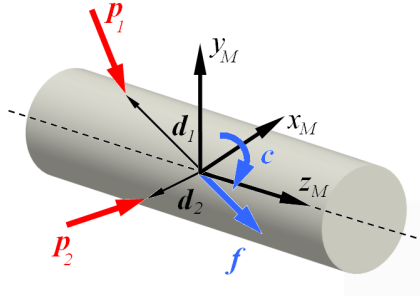


Figure 3.4 : Résultante des efforts.

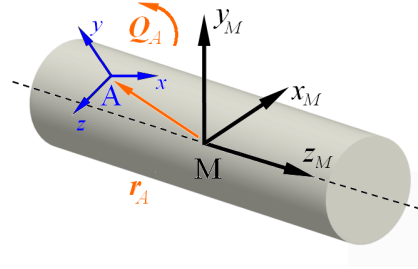


Figure 3.5 : Aperçu des repères utilisés.

### 3.3.2 Évaluation du torseur $\mathbf{w}$

Soit  $f_i$  la force mesurée par l'un des capteurs d'efforts de l'assemblage, tel qu'illustré à la figure 3.6. Le vecteur de force correspondant, désigné par  $\mathbf{f}_i$ , est aligné avec l'axe de mesure du capteur d'efforts. La direction de cet axe est défini par un vecteur unitaire  $\mathbf{e}_i$  et sa position par un vecteur  $\mathbf{r}_i$ . Ce dernier désigne un point arbitraire de l'axe de mesure par rapport au point de référence  $A$ . Il peut par exemple représenter la position du capteur d'efforts  $i$ . Pour un assemblage de six capteurs, les composantes du torseur résultant au point  $A$  sont définies par les équations 3.6 et 3.7 :

$$\mathbf{f} = \sum_{i=1}^6 \mathbf{f}_i = \sum_{i=1}^6 f_i \mathbf{e}_i \quad (3.6)$$

$$\mathbf{c} = \sum_{i=1}^6 \mathbf{r}_i \times \mathbf{f}_i = \sum_{i=1}^6 \mathbf{r}_i \times f_i \mathbf{e}_i \quad (3.7)$$

Le module et la direction de chaque vecteur  $\mathbf{f}_i$  et  $\mathbf{r}_i$  étant connus pour un assemblage donné, le torseur  $\mathbf{w}$  peut être facilement calculé. Le système d'équations décrit par les équations 3.6 et 3.7 peut d'autre part être représenté par une matrice  $\mathbf{H}$  caractérisant la transformation linéaire entre le vecteur des forces mesurées  $\mathbf{f}_{mes}$  et le torseur



résultant  $\mathbf{w}$ , tel que défini par l'équation 3.8 :

$$\mathbf{w} = \mathbf{H}\mathbf{f}_{mes} \quad \text{où} \quad \mathbf{f}_{mes} = [f_1 \quad f_2 \quad \cdots \quad f_6]^T \quad (3.8)$$

où  $\mathbf{f}_{mes}$  regroupe le module des forces mesurées  $f_i$  par les six capteurs d'efforts. Le torseur  $\mathbf{w}$  étant composé d'une résultante des forces  $\mathbf{f}$  et d'une résultante des moments  $\mathbf{c}$ , la matrice  $\mathbf{H}$  peut être divisée en deux sous-matrices  $\mathbf{H}_f$  et  $\mathbf{H}_c$  représentant respectivement la relation des forces et des moments, soit :

$$\mathbf{H} = \begin{bmatrix} \mathbf{H}_f^T & \mathbf{H}_c^T \end{bmatrix}^T \quad (3.9)$$

Tel que :

$$\mathbf{f} = \mathbf{H}_f \mathbf{f}_{mes} \quad (3.10)$$

$$\mathbf{c} = \mathbf{H}_c \mathbf{f}_{mes} \quad (3.11)$$

Les équations 3.6 et 3.7 permettent de déduire la forme des colonnes de  $\mathbf{H}_f$  et  $\mathbf{H}_c$ , notées  $\mathbf{h}_{f_i}$  et  $\mathbf{h}_{c_i}$  :

$$\mathbf{h}_{f_i} = \frac{\partial \mathbf{f}}{\partial f_i} = \mathbf{e}_i \quad (3.12)$$

$$\mathbf{h}_{c_i} = \frac{\partial \mathbf{c}}{\partial f_i} = \mathbf{r}_i \times \mathbf{e}_i \quad (3.13)$$

Soit :

$$\mathbf{H} = \begin{bmatrix} \mathbf{e}_1 & \mathbf{e}_2 & \cdots & \mathbf{e}_6 \\ \mathbf{r}_1 \times \mathbf{e}_1 & \mathbf{r}_2 \times \mathbf{e}_2 & \cdots & \mathbf{r}_6 \times \mathbf{e}_6 \end{bmatrix} \quad (3.14)$$

L'observation de la matrice  $\mathbf{H}$ , ou encore des équations 3.6 et 3.7, révèle que les seuls facteurs influençant le système d'équation 3.8 sont la direction de l'axe de mesure  $\mathbf{e}_i$  et la position  $\mathbf{r}_i$  de chaque capteur de force par rapport au point de référence  $A$ . Ces équations sont donc indépendantes de l'ordre et du mode d'assemblage des capteurs. Le produit vectoriel de la relation 3.7 ne conserve par ailleurs que la composante du vecteur  $\mathbf{r}_i$  perpendiculaire à l'axe de mesure  $\mathbf{e}_i$ , de sorte que la position du capteur d'efforts le long de cet axe n'a pas d'influence sur les composantes de la matrice  $\mathbf{H}$ . Deux configurations peuvent ainsi être très différentes sur le plan de l'assemblage, mais demeurer équivalentes du point de vue mathématique. L'ensemble des vecteurs  $\mathbf{e}_i$  et de leurs vecteurs de position respectifs  $\mathbf{r}_i$  peut par ailleurs être représenté comme un système de visseurs unitaires de pas nuls, dont un exemple est donné à la figure 3.7. Cette caractéristique permet d'obtenir une représentation plus visuelle des colonnes de la matrice  $\mathbf{H}$ , qui peut ensuite être utilisé comme outil de design lorsqu'une forme donnée de cette matrice est recherchée.

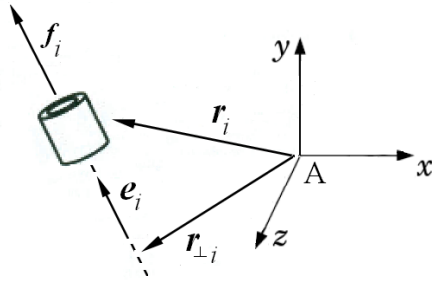
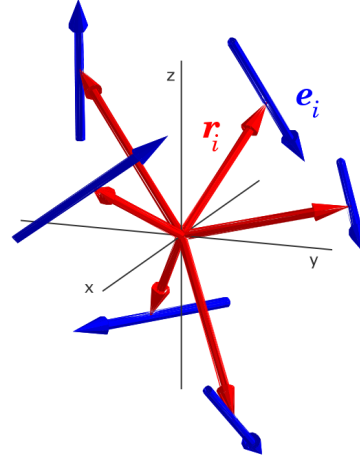
Figure 3.6 : Position et direction de  $\mathbf{f}_i$ .

Figure 3.7 : Système de visseurs.

### 3.3.3 Plage de mesure en force et en moment

La matrice  $\mathbf{H}$  informe également sur les plages de forces  $\mathbf{f}_{adm}$  et de moments  $\mathbf{c}_{adm}$  pouvant être mesurés par l'assemblage de capteurs. En effet, la plage de mesure de l'agencement de capteurs dépend non seulement de la plage  $\pm f_{lim}$  des capteurs utilisés, mais aussi de la position et de la direction de l'axe de mesure de chaque capteur, qui affectent la portion de l'effort mesurée par chacun selon chaque direction. Si, par exemple, cinq capteurs participent à la mesure de la force selon l'axe  $x$ , contre deux seulement selon l'axe  $y$ , l'effort maximal mesurable dans la première direction sera plus élevé que dans la seconde, la force appliquée étant alors reprise par davantage de capteurs. Si par ailleurs un des cinq capteurs supporte la majeure partie de la force appliquée, il atteindra la valeur maximale de sa plage de mesure avant les autres capteurs à mesure que la force appliquée augmente. À partir de ce moment, le capteur en question cesse de contribuer à la mesure de l'effort et le comportement de l'assemblage s'en trouve modifié, ce qui impose une limite à la force maximale pouvant être mesurée selon cette direction. Comme la contribution de chaque capteur à la mesure d'une force varie en fonction de l'orientation de cette dernière, il en est de même pour  $\mathbf{f}_{adm}$ . La même situation se produit lors de la mesure du moment, à la différence près que la position  $\mathbf{r}_i$  des capteurs entrent cette fois en jeu, cette dernière agissant à titre de bras de levier dans l'évaluation de la composante du moment reprise par chaque capteur.

L'ensemble  $F$  des forces  $\mathbf{f}_{adm}$  pouvant être mesurées se situe ainsi à l'intérieur de limites définies à la fois par la plage de mesure des forces  $f_i$  évaluées par les capteurs

d'efforts et la direction de l'axe de mesure  $\mathbf{e}_i$  de chaque capteur, soit :

$$F = \left\{ \mathbf{f}_{adm} \in \mathbb{R}^3 \mid \mathbf{f}_{adm} = \sum_{i=1}^6 f_i \mathbf{e}_i, -f_{lim} \leq f_i \leq f_{lim} \right\} \quad (3.15)$$

ce qui correspond à la définition d'un zonotope [5]. Un zonotope est un type de polytope convexe dont les faces sont parallèles deux à deux, qui représente dans ce cas-ci la plage de mesure admissible d'un assemblage de capteurs donné. La figure 3.9 montre à titre d'exemple la plage en force obtenue pour le système de visseurs présenté précédemment à la figure 3.7. Tel qu'illustré à la figure 3.8(a), la plage de mesure est maximale lorsque les limites de chaque capteur s'additionnent, ce qui correspond aux sommets du zonotope :

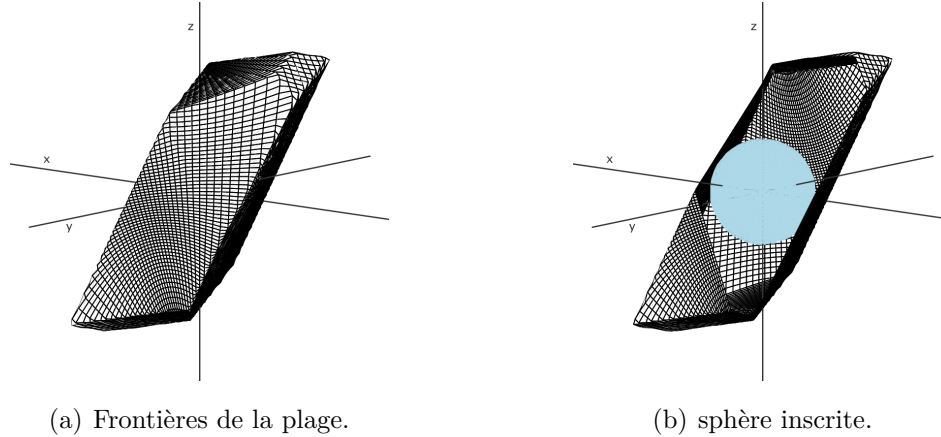
$$\mathbf{f}_{sommets} = \sum_{i=1}^6 \pm f_i \mathbf{e}_i \quad (3.16)$$

Ces sommets délimitent un volume de forces mesurables, dont les faces correspondent à l'ensemble des directions de  $\mathbf{f}$  pour lesquelles un des capteurs atteint l'une ou l'autre des limites de sa plage de mesure. Si l'un des six capteurs ne contribue jamais plus que les autres à la mesure, le nombre de faces du zonotope s'en trouve diminué de deux. Un minimum de trois paires de plans parallèles étant requis pour créer un espace fermé, le nombre minimal de faces est donc de six, contre douze si tous les capteurs sont mis à contribution. La plage de mesure des moments  $\mathbf{c}_{adm}$  adopte également la forme d'un zonotope, définie par la relation suivante :

$$C = \left\{ \mathbf{c}_{adm} \in \mathbb{R}^3 \mid \mathbf{c}_{adm} = \sum_{i=1}^6 \mathbf{r}_i \times f_i \mathbf{e}_i, -f_{lim} \leq f_i \leq f_{lim} \right\} \quad (3.17)$$

De sorte qu'elle dépend aussi de la positions de chaque capteur.

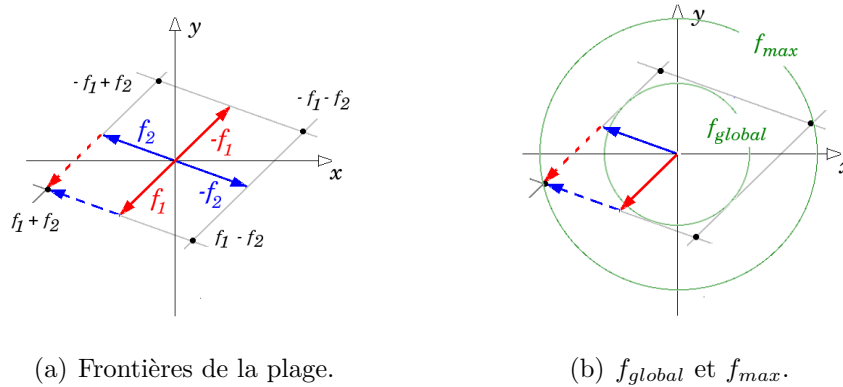
Comme le laisse deviner la forme du zonotope présenté à la figure 3.9(a), l'effort mesurable selon certaines directions est bien plus élevé que pour d'autres. Il est possible de définir une limite de mesure unique en déterminant la plus grande sphère pouvant tenir à l'intérieur du zonotope, tel qu'illustré aux figures 3.8(b) et 3.9(b) [31]. Le rayon de cette sphère détermine ainsi la plage de force  $f_{global}$  admissible *selon toutes les directions*. De même, la distance aux sommets les plus éloignés définit la plus grande des forces  $f_{max}$  pouvant être mesurée, selon quelques directions seulement cette fois. Dans le meilleur des cas, l'ensemble des faces du zonotope se retrouvent donc tangentes à la sphère inscrite, de manière à obtenir une distribution plus uniforme de la plage de mesure. Les plages en force et en moment n'étant définies que par la direction  $\mathbf{e}_i$  et la position  $\mathbf{r}_i$  de chaque capteur d'efforts, l'obtention d'une plage mieux répartie passe par la sélection d'un agencement approprié des capteurs.



(a) Frontières de la plaque.

(b) sphère inscrite.

Figure 3.8 : Plaque de mesure pour un assemblage de six capteurs dans l'espace.



(a) Frontières de la plaque.

(b)  $f_{global}$  et  $f_{max}$ .

Figure 3.9 : Plaque de mesure pour un assemblage de deux capteurs dans le plan.

### 3.3.4 Évaluation du point de contact

Lorsqu'un seul contact a lieu, la composante en force  $\mathbf{f}$  et la composante en moment  $\mathbf{c}$  du torseur mesuré correspondent directement à la force appliquée  $\mathbf{p}$  et au couple occasionné par cette force, soit :

$$\mathbf{f} = \mathbf{p} \quad (3.18)$$

$$\mathbf{c} = \mathbf{d} \times \mathbf{p} = \mathbf{d} \times \mathbf{f} \quad (3.19)$$

où  $\mathbf{d}$  désigne un point sur la ligne d'action de la force  $\mathbf{p}$  par rapport au point de référence  $A$ . Pour le cas étudié ce point est associé au point d'application de la force sur la surface, soit à l'endroit où sa ligne d'action croise la coquille, tel qu'illustré à la figure 3.10. Le transfert des composantes  $\mathbf{f}$  et  $\mathbf{c}$  dans le repère  $\mathcal{R}_M$  de la membrure permet d'évaluer la position du point de contact par rapport à cette dernière, ce qui peut être réalisé à l'aide des équations 3.4 et 3.5 présentées précédemment. L'expression

des composantes du torseur par rapport au repère de la membrure devient :

$$\mathbf{f}_M = \mathbf{p}_M \quad (3.20)$$

$$\mathbf{c}_M = \mathbf{d}_M \times \mathbf{f}_M \quad (3.21)$$

où  $\mathbf{p}_M$  est la force appliquée exprimée dans le repère  $\mathcal{R}_M$  de la membrure. Le vecteur  $\mathbf{d}_M$  définit la position du point de contact par rapport à  $\mathcal{R}_M$  :

$$\mathbf{d}_M = \mathbf{r}_A + \mathbf{Q}_A \mathbf{d} \quad (3.22)$$

L'expression de  $\mathbf{d}_M$  peut être déduite de la relation 3.21, les composantes  $\mathbf{f}_M$  et  $\mathbf{c}_M$  étant connues. Le produit vectoriel entre la position  $\mathbf{d}_M$  et la force mesurée  $\mathbf{f}_M$  ne permet toutefois que la récupération de la composante perpendiculaire à la ligne d'action de la force appliquée, notée  $\mathbf{d}_\perp$  :

$$\mathbf{d}_\perp = \frac{\mathbf{f}_M \times \mathbf{c}_M}{\mathbf{f}_M^T \mathbf{f}_M} \quad (3.23)$$

La composante de  $\mathbf{d}_M$  parallèle à la ligne d'action de  $\mathbf{p}_M$ , notée  $\mathbf{d}_{//}$ , est pour sa part définie par la distance  $b$  entre les points désignés par  $\mathbf{d}_\perp$  et  $\mathbf{d}_M$ , tel que :

$$\mathbf{d}_M = \mathbf{d}_\perp + \mathbf{d}_{//} = \mathbf{d}_\perp - b\mathbf{e}_M \quad (3.24)$$

où  $\mathbf{e}_M$  est un vecteur unitaire orienté dans le sens de la force appliquée  $\mathbf{p}_M$  :

$$\mathbf{e}_M = \frac{\mathbf{p}_M}{\|\mathbf{p}_M\|} = \frac{\mathbf{f}_M}{\|\mathbf{f}_M\|} \quad (3.25)$$

Les vecteurs  $\mathbf{d}_\perp$  et  $\mathbf{e}_M$  pouvant être évalués à l'aide des équations 3.23 et 3.25, la seule inconnue demeure le scalaire  $b$ . La valeur de ce scalaire peut être obtenue connaissant la géométrie de la surface de la coquille. Pour le cas étudié, la coquille correspond à un cylindre de rayon  $R_c$  et d'axe de révolution  $z_M$ . Cette surface est caractérisée dans le repère  $\mathcal{R}_M$  par l'équation paramétrique  $\mathbf{s}(\nu, h)$ , où  $\nu$  et  $h$  sont deux paramètres indépendants définissant la position d'un point de la surface :

$$\mathbf{s}(\nu, h) = \begin{bmatrix} R_c \cos(\nu) \\ R_c \sin(\nu) \\ h \end{bmatrix} \quad (3.26)$$

où  $h$  désigne la position de ce point par rapport à l'axe  $z_M$ , et  $\nu$  sa position angulaire par rapport à  $x_M$ , tel qu'illustré à la figure 3.10. Pour le cas étudié, ce point est associé au point d'application de l'effort de contact, tel que :

$$\mathbf{d}_M = \mathbf{s}_c(\nu, h) \quad \Rightarrow \quad \mathbf{d}_\perp - b\mathbf{e}_M = \begin{bmatrix} R_c \cos(\nu) \\ R_c \sin(\nu) \\ h \end{bmatrix} \quad (3.27)$$

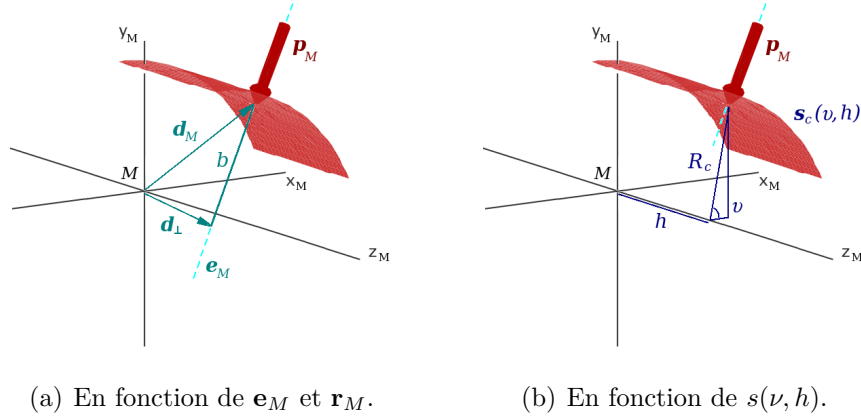


Figure 3.10 : Définition du point de contact.

où  $\nu$ ,  $h$  est  $b$  sont inconnus. Les égalités selon les axes  $x_M$  et  $y_M$  peuvent être combinées de manière à isoler la variable recherchée  $b$  :

$$d_{Mx}^2 + d_{My}^2 = R_c^2 \quad (3.28)$$

$$\Rightarrow (r_{\perp x} - be_{Mx})^2 + (r_{\perp y} - be_{My})^2 = R_c^2 \quad (3.29)$$

La résolution de l'équation quadratique ainsi obtenue donne deux solutions pour  $b$ , correspondant aux deux points d'intersections de  $\mathbf{e}_M$  avec la surface de la coquille. Sous l'hypothèse qu'un contact engendre un effort orienté vers la membrure plutôt que vers l'extérieur, la bonne valeur de  $b$  est celle pour laquelle la composante de  $\mathbf{p}$  qui est normale à la surface, notée  $\mathbf{p}_n$ , est orientée dans le sens opposé à la normale  $\mathbf{n}_s$  de la surface au point de contact. Pour une surface cylindrique, la normale au point d'application est orientée selon les coordonnées  $x_M$  et  $y_M$  de la membrure, soit :

$$\mathbf{n}_s = \begin{bmatrix} \cos(\nu) \\ \sin(\nu) \\ 0 \end{bmatrix} = \frac{1}{R_c} \begin{bmatrix} d_{\perp x} - be_{Mx} \\ d_{\perp y} - be_{My} \\ 0 \end{bmatrix} \quad (3.30)$$

Le point de contact retenu est celui pour lequel :

$$\mathbf{p}_M^T \mathbf{n}_s < 0 \quad (3.31)$$

Si toutefois l'équation ne fournit qu'une solution pour  $b$ , c'est que l'effort appliqué est complètement tangent à la surface de la coquille. Dans ce cas le résultat du produit scalaire 3.31 devient nul. La connaissance du module  $b$  permet par la suite d'exprimer l'emplacement du point de contact en fonction des paramètres  $\nu$  et  $h$  :

$$\nu = \text{atan2}((d_{\perp y} - be_{My}), (d_{\perp x} - be_{Mx})) \quad (3.32)$$

$$h = d_{\perp z} - be_{Mz} \quad (3.33)$$

Une fois la valeur de  $b$  connue, la composante normale  $\mathbf{p}_n$  et la composante tangentielle  $\mathbf{p}_s$  de l'effort appliqué peuvent être évaluées à l'aide des relations suivantes :

$$\mathbf{p}_n = (\mathbf{p}_M^T \mathbf{n}_s) \mathbf{n}_s \quad (3.34)$$

$$\mathbf{p}_s = \mathbf{p}_M - \mathbf{p}_n \quad (3.35)$$

La composante tangentielle peut également être décomposée en une force  $\mathbf{p}_z$  parallèle à l'axe  $z_M$  de la membrure et d'une force tangentielle  $\mathbf{p}_t$  orientée dans le plan  $(x_M, y_M)$ , soit :

$$\mathbf{p}_z = (\mathbf{p}_M^T \mathbf{k}) \mathbf{k} \quad \text{où} \quad \mathbf{k} = [0 \ 0 \ 1]^T \quad (3.36)$$

$$\mathbf{p}_t = \mathbf{p}_s - \mathbf{p}_z \quad (3.37)$$

La connaissance de ces composantes permet de déterminer l'orientation précise de l'effort appliqué par rapport à la surface de la membrure, ce qui peut être utilisé dans le choix d'une réponse appropriée. Une prédominance de la composante  $\mathbf{p}_z$  peut par exemple signifier que l'opérateur souhaite déplacer l'effecteur dans le sens de l'axe  $z_M$  de la membrure. De même, une composante  $\mathbf{p}_t$  peut être générée dans l'optique de faire tourner la membrure autour de son axe. Enfin, la composante normale à la surface sera généralement beaucoup plus élevée que la composante tangentielle lors d'un contact généré par une collision.

### 3.3.5 Discussion

Les équations développées dans cette section permettent l'évaluation de l'effort appliqué pour un assemblage de capteurs donné, la définition de la plage de mesure admissible de même que l'identification du point de contact. La démarche utilisée dans ce dernier cas peut être appliquée à d'autres types de surfaces, pour une coquille de section rectangulaire par exemple. Le torseur mesuré est composé de la résultante des forces appliquées et de la résultante des moments générés par ces forces par rapport à un point donné. L'approche adoptée est d'évaluer le torseur correspondant par rapport à l'origine de l'assemblage de capteurs, comme le ferait un capteur six axes. Ce torseur peut ensuite être reporté au point de référence désiré afin de déterminer la réponse du robot d'assistance. Il a également été observé que la matrice  $\mathbf{H}$  caractérisant une configuration donnée peut être représentée par un système de visseurs définissant l'orientation et la position des six axes de mesure d'un assemblage de capteurs. Ces caractéristiques

influencent directement la plage de mesure admissible, de sorte qu'une configuration donnée peut être préférée à une autre. Dans tous les cas, il suffit d'aligner l'axe de mesure de chaque capteur d'efforts avec l'un des visseurs du système, sans égard à la position des capteurs le long de leur axe respectif. Pour l'application étudiée, une configuration isotrope est recherchée, ce qui fait l'objet de la section suivante.

## 3.4 Conditions d'isotropie

### 3.4.1 Nombre de conditionnement

Du point de vue mathématique, une matrice  $\mathbf{A}$  est isotrope si elle parfaitement conditionnée, c'est-à-dire que son nombre de conditionnement  $\kappa(\mathbf{A}) = 1$ . Le conditionnement permet d'évaluer la sensibilité d'un système linéaire  $\mathbf{Ax} = \mathbf{y}$  à une variation du vecteur des données  $\mathbf{y}$ , en définissant une borne supérieure à la variation résultante du vecteur solution  $\mathbf{x}$  [19] :

$$\frac{\|\delta\mathbf{x}\|}{\|\mathbf{x}\|} \leq \kappa(\mathbf{A}) \frac{\|\delta\mathbf{y}\|}{\|\mathbf{y}\|} \quad (3.38)$$

où  $\|\mathbf{x}\|$  et  $\|\mathbf{y}\|$  désignent la norme euclidienne des vecteurs  $\mathbf{x}$  et  $\mathbf{y}$ , et où  $\kappa(\mathbf{A})$  peut être défini comme suit :

$$\kappa(\mathbf{A}) = \sqrt{\frac{\sigma_{max}}{\sigma_{min}}} \quad (3.39)$$

où  $\sigma_{max}$  et  $\sigma_{min}$  sont respectivement la plus grande et la plus petite des valeurs singulières de la matrice  $\mathbf{A}$ . Comme l'indique l'équation 3.39, un conditionnement idéal sous-entend que toutes les valeurs singulières  $\sigma_i$  de la matrice  $\mathbf{A}$  sont identiques. Pour une matrice de la même forme que la matrice  $\mathbf{H}$ , cette condition est obtenue lorsque les colonnes de la matrice sont mutuellement orthogonales et de même norme euclidienne  $\lambda$ , soit :

$$\mathbf{AA}^T = \lambda\mathbf{I}, \quad \text{où} \quad \lambda = \sigma^2 \quad (3.40)$$

et où  $\mathbf{I}$  désigne la matrice identité.

Un assemblage de capteurs d'efforts présentera donc un comportement isotrope si la matrice de transformation  $\mathbf{H}$  reliant les efforts mesurés  $\mathbf{f}_{mes}$  au torseur  $\mathbf{w}$  est parfaitement conditionnée. Le qualificatif « isotrope » désigne dans ce cas-ci un assemblage de capteurs pour lequel la sensibilité aux erreurs de mesure en force et en moment est



minimale dans toutes les directions, ce qui se traduit notamment par une forme équilibrée des zonotopes représentant la plage de mesure, tant en force comme en moment. Le nombre de conditionnement de la configuration présentée à la figure 3.7 est par exemple de 17,6, ce qui peut expliquer la forme allongée de la plage de mesure en force de cette assemblage (figure 3.9).

Les déplacements engendrés au niveau des capteurs de force étant suffisamment petits pour que leur effet sur les éléments de la matrice  $\mathbf{H}$  soit négligeable, il peut également être supposé que cette matrice demeurera constante. Un assemblage de capteurs isotrope conservera donc cette propriété en tout temps, contrairement à la majorité des manipulateurs ainsi qualifiés, dont la matrice jacobienne n'est en fait parfaitement conditionnée que pour quelques configurations seulement [33].

### 3.4.2 Isotropie spatiale

Les composantes de la matrice  $\mathbf{H}$  posent toutefois un problème du point de vue des unités. Il a été souligné à la section 3.3.2 que cette matrice peut être séparée en deux sous-matrices  $\mathbf{H}_f$  et  $\mathbf{H}_c$ , destinées respectivement à l'évaluation des composantes de force et de moment du torseur résultant. L'observation de ces matrices, telles que présentées aux équations 3.10 et 3.11, révèle que la première n'est composée que des vecteurs unitaires adimensionnels  $\mathbf{e}_i$ , alors que la seconde regroupe les vecteurs  $\mathbf{r}_i \times \mathbf{e}_i$ , qui ont les unités d'une distance. Ce manque d'homogénéité dimensionnelle rend difficile l'évaluation de l'isotropie par le calcul du nombre de conditionnement, qui dépend des éléments de la matrice évaluée et donc de leurs unités. Ce problème est déjà bien cité dans la littérature [33, 29].

#### 3.4.2.1 Conditions d'isotropie spatiale pour un manipulateur sériel avec articulations rotoïdes

Un moyen de contourner ce problème est proposé par Klein et Miklos [29], qui consiste à définir les conditions *d'isotropie spatiale* d'un manipulateur sériel avec articulations rotoïdes à  $n$  ddl. Le même problème se pose en effet pour la jacobienne des vitesses d'un manipulateur, cette dernière pouvant être divisée en deux sous-matrices  $\mathbf{J}_p$  et  $\mathbf{J}_o$ , désignant cette fois la relation des vitesses  $\mathbf{v}$  et des vitesses angulaires  $\boldsymbol{\omega}$  à

l'effecteur [29] :

$$\mathbf{t} = \mathbf{J}\dot{\boldsymbol{\theta}} \quad \text{où} \quad \mathbf{t} = \begin{bmatrix} \mathbf{v} \\ \boldsymbol{\omega} \end{bmatrix} \quad \text{et} \quad \mathbf{J} = \begin{bmatrix} \mathbf{J}_p \\ \mathbf{J}_o \end{bmatrix} \quad (3.41)$$

où  $\dot{\boldsymbol{\theta}}$  est le vecteur des vitesses articulaires et  $\mathbf{t}$  le visseur des vitesses cartésiennes [19]. Pour un manipulateur sériel avec articulations rotoïdes, la composante angulaire  $\boldsymbol{\omega}$  des vitesses à l'effecteur correspond simplement à la somme des vitesses angulaires produites par chacune des liaisons rotoïdes, et la composante  $\mathbf{v}$  à la somme des vitesses partielles engendrés par la rotation de chaque articulation :

$$\boldsymbol{\omega} = \sum_{i=1}^n \dot{\theta}_i \mathbf{e}_i \quad (3.42)$$

$$\mathbf{v} = \sum_{i=1}^n \mathbf{r}_i \times \dot{\theta}_i \mathbf{e}_i \quad (3.43)$$

où  $\mathbf{e}_i$  et  $\mathbf{r}_i$  désignent respectivement un vecteur unitaire aligné avec l'axe de rotation de la liaison rotoïde  $i$  et la position de cette liaison par rapport à l'effecteur, tel qu'illustré à la figure 3.11. La relation décrite par  $\mathbf{J}_p$  et  $\mathbf{J}_o$  est dans ce cas clairement observable,

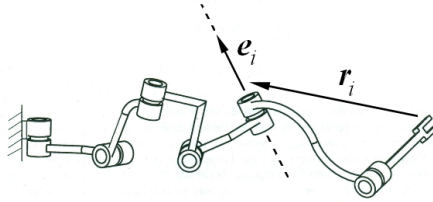


Figure 3.11 : Chaîne sérielle avec liaisons rotoïdes [20].

ces sous-matrices s'expriment comme suit :

$$\mathbf{J}_o = \begin{bmatrix} \mathbf{e}_1 & \mathbf{e}_2 & \cdots & \mathbf{e}_n \end{bmatrix} \quad (3.44)$$

$$\mathbf{J}_p = \begin{bmatrix} \mathbf{r}_1 \times \mathbf{e}_1 & \mathbf{r}_2 \times \mathbf{e}_2 & \cdots & \mathbf{r}_n \times \mathbf{e}_n \end{bmatrix} \quad (3.45)$$

Les colonnes de  $\mathbf{J}_o$  représentant des axes de rotation, ses éléments sont adimensionnels, alors que ceux de  $\mathbf{J}_p$  ont les unités d'une distance. Dans le cas d'un manipulateur sériel à 6 ddl, la forme des jacobienes  $\mathbf{J}_o$  et  $\mathbf{J}_p$  est donc identique à celle des matrices  $\mathbf{H}_f$  et  $\mathbf{H}_c$  respectivement, de sorte que l'approche adoptée par Klein et Miklos représente une mesure intéressante pour le cas étudié.

Selon ces chercheurs, l'isotropie des matrices  $\mathbf{J}_p$  et  $\mathbf{J}_o$  peut être directement évaluée puisqu'elles possèdent chacune des éléments de même dimension. Selon l'équation 3.40,

ces matrices sont isotropes lorsque :

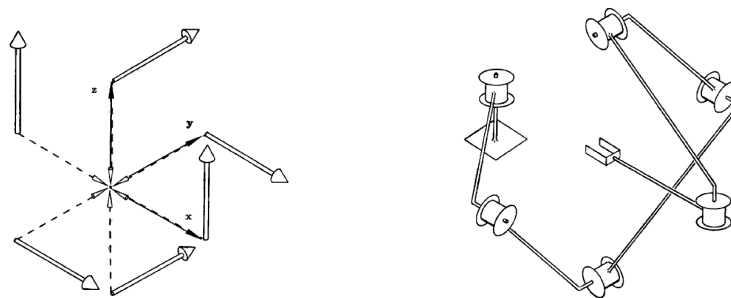
$$\mathbf{J}_p \mathbf{J}_p^T = \lambda_p \mathbf{I} \quad (3.46)$$

$$\mathbf{J}_o \mathbf{J}_o^T = \lambda_o \mathbf{I} \quad (3.47)$$

où  $\lambda_p$  et  $\lambda_o$  correspondent aux carrés des valeurs singulières de  $\mathbf{J}_p$  et  $\mathbf{J}_o$ . L'isotropie de  $\mathbf{J}_p$  et  $\mathbf{J}_o$  caractérise respectivement *l'isotropie en position* et *l'isotropie en rotation* d'un manipulateur, alors que *l'isotropie spatiale* désigne l'isotropie combinée en position et en orientation. L'acquisition de cette propriété requiert la satisfaction des équations 3.46 et 3.47 d'une part, et d'autre part que le positionnement et l'orientation puissent être réalisés de façon indépendante, soit lorsque :

$$\mathbf{J}_p \mathbf{J}_o^T = \mathbf{0} \quad (3.48)$$

Un algorithme numérique développé par les auteurs permet d'obtenir diverses configurations isotropes pour des manipulateurs sériels avec articulations rotoïdes, dont un exemple à 6 ddl est présenté à la figure 3.12. Le schéma (a) représente le système de visseurs caractérisant la configuration isotrope, c'est à dire l'ensemble des orientations  $\mathbf{e}_i$  devant être adoptée par les articulations rotoïdes et la position  $\mathbf{r}_i$  de ces axes de rotation.



(a) Système de visseurs isotrope. (b) Manipulateur correspondant.

Figure 3.12 : Chaîne sérielle isotrope à 6 ddl [29].

### 3.4.2.2 Conditions d'isotropie spatiale pour un manipulateur parallèle avec articulations prismatiques

Les conditions d'isotropie spatiale introduites dans [29] sont reprises par Tsai et Huang [49] pour le design de manipulateurs parallèles isotropes. Ces chercheurs proposent une solution analytique à la résolution des conditions d'isotropie, qui peut être

préférée à l'algorithme numérique développé pour les manipulateurs sériels. Ces chercheurs nomment *générateur d'isotropie* le système de visseurs caractérisant une configuration isotrope, en ce sens qu'il suffit d'orienter les actionneurs prismatiques d'un manipulateur parallèle avec les visseurs  $\mathbf{e}_i$  afin d'obtenir une configuration isotrope. Une dualité peut de fait être soulevée entre les chaînes sérielles à articulations rotoïdes et les mécanismes parallèles à articulations prismatiques, qui occasionne une ressemblance de forme entre la jacobienne des vitesses  $\mathbf{J}$  des premières et la jacobienne des forces  $\mathbf{G}$  des seconds [51]. La jacobienne des forces représente la transformation linéaire entre le vecteur des forces articulaires  $\boldsymbol{\tau} = [\tau_1, \tau_2, \dots, \tau_6]$  et le torseur  $\mathbf{w}_e$  appliqué par l'effecteur sur son environnement [18] :

$$\mathbf{w}_e = \mathbf{G}\boldsymbol{\tau} \quad \text{où} \quad \mathbf{w}_e = \begin{bmatrix} \mathbf{f}_e \\ \mathbf{c}_e \end{bmatrix} \quad \text{et} \quad \mathbf{G} = \begin{bmatrix} \mathbf{G}_f \\ \mathbf{G}_c \end{bmatrix} \quad (3.49)$$

où  $\mathbf{f}_e$  et  $\mathbf{c}_e$  sont les composantes de forces et de moment du torseur  $\mathbf{w}_e$ , et  $\mathbf{G}_f$  et  $\mathbf{G}_c$  les matrices de transformation définissant respectivement la relation des forces et la relation de moments. Pour un manipulateur parallèle à actionneurs prismatiques, la force  $\mathbf{f}$  générée à l'effecteur est la somme des forces articulaires  $\tau_i \mathbf{e}_i$ , et le couple  $\mathbf{c}$  est la résultante des moments créés par l'action des ces dernière par rapport à l'effecteur :

$$\mathbf{f} = \sum_{i=1}^n \tau_i \mathbf{e}_i \quad (3.50)$$

$$\mathbf{c} = \sum_{i=1}^n \mathbf{r}_i \times \tau_i \mathbf{e}_i \quad (3.51)$$

où  $\mathbf{e}_i$  est un vecteur unitaire représentant l'axe de translation d'un actionneur prismatique, et  $\mathbf{r}_i$  un vecteur définissant la position d'un point quelconque sur cet axe par rapport à l'effecteur, tel qu'illustré à la figure 3.13. La forme de la jacobienne des forces  $\mathbf{G}$  est dans ce cas identique à celle de la jacobienne des vitesses  $\mathbf{J}$  d'un manipulateur sériel avec articulations rotoïdes, de même qu'à celle de la matrice  $\mathbf{H}$  d'un assemblage de capteurs. Les matrices  $\mathbf{G}$  et  $\mathbf{H}$  sont également toutes deux destinées à l'évaluation d'un torseur résultant à partir d'un vecteur de forces, soit l'ensemble des forces articulaires  $\boldsymbol{\tau}$  pour la première et l'ensemble des forces  $\mathbf{f}_{mes}$  mesurées par les capteurs pour la seconde, ce qui renforce l'hypothèse selon laquelle les conditions d'isotropie spatiales proposées par Klein et Miklos sont applicables au cas étudié.

La figure 3.15 illustre deux générateurs d'isotropie développés par Tsai et Huang. On remarque la similitude entre le générateur de la figure 3.15(a) et le système de visseurs caractérisant le manipulateur sériel avec articulations rotoïdes présenté à la

figure 3.12. De par sa simplicité visuelle et mathématique, ce générateur est nommé ici *générateur de base*. Une plate-forme de Gough-Stewart développée à partir de ce générateur est également présentée à la figure 3.14.

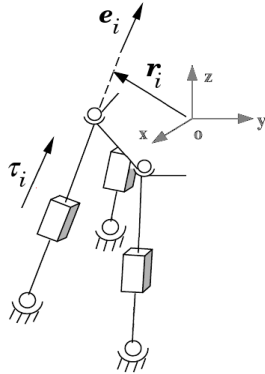


Figure 3.13 : Efforts générés à l'effecteur.

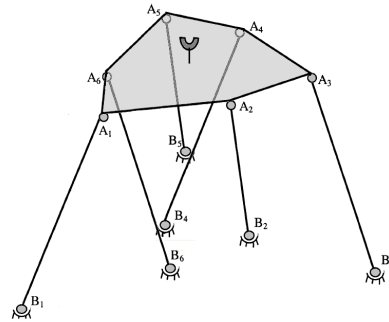
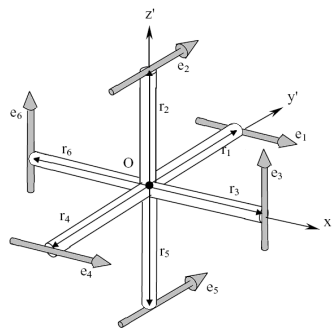
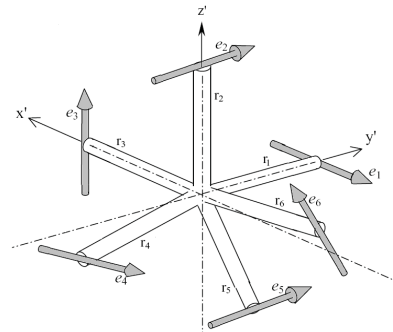


Figure 3.14 : Manipulateur isotrope [49].



(a) Générateur de base.



(b) Générateur quelconque.

Figure 3.15 : Générateurs d'isotropie pour manipulateurs parallèles avec articulations prismatiques [49].

### 3.4.2.3 Conditions d'isotropie spatiale pour l'assemblage de capteurs

Un parallèle peut donc être effectué entre le design de manipulateurs isotropes et l'assemblage de capteurs d'efforts uniaxiaux. Un conditionnement parfait des matrices  $\mathbf{H}_f$  et  $\mathbf{H}_c$  désignent alors respectivement ce qu'on pourraient appeler *l'isotropie en force* et *l'isotropie en moment*. On en déduit que l'isotropie spatiale d'un agencement de capteurs peut être obtenue par la satisfaction des mêmes conditions que pour

un manipulateur, soit :

$$\mathbf{H}_f \mathbf{H}_f^T = \lambda_f \mathbf{I} \quad (3.52)$$

$$\mathbf{H}_c \mathbf{H}_c^T = \lambda_c \mathbf{I} \quad (3.53)$$

$$\mathbf{H}_c \mathbf{H}_f^T = \mathbf{0} \quad (3.54)$$

où  $\lambda_f$  et  $\lambda_c$  sont les carrés des valeurs singulières de  $\mathbf{H}_f$  et  $\mathbf{H}_c$ . L'isotropie d'une configuration de capteurs ne dépendant que des éléments de la matrice  $\mathbf{H}$ , cette propriété est indépendante de la position des capteurs le long de leur axe de mesure de même que de l'ordre et du mode d'assemblage. Plusieurs assemblages différents peuvent donc être développés pour une même configuration isotrope, en autant que les capteurs d'efforts soient alignés avec les axes  $\mathbf{e}_i$  du système de visseurs caractérisant cette configuration. Ce système de visseurs est par ailleurs apparenté au générateur d'isotropie utilisé par Tsai et Huang, de sorte que la démarche analytique menant au développement de cet outil de design peut être considérée dans la recherche d'un assemblage isotrope.

## 3.5 Générateur d'isotropie

### 3.5.1 Obtention d'un générateur

Un très grand nombre de générateurs peuvent être créés à partir des équations développées par Tsai et Huang, qui ne font intervenir que trois paramètres indépendants. Ces équations mènent à l'obtention d'une jacobienne isotrope, dont les éléments permettent de déterminer les vecteurs  $\mathbf{e}_i$  et  $\mathbf{r}_i$  du générateur d'isotropie. L'effet des trois paramètres d'influence sur le design de l'assemblage de capteurs est brièvement expliqués dans cette section. Ces paramètres sont ensuite utilisés à la section suivante afin de déterminer une configuration appropriée des capteurs de force. L'influence respective de ces paramètres est également résumée au tableau 3.1.

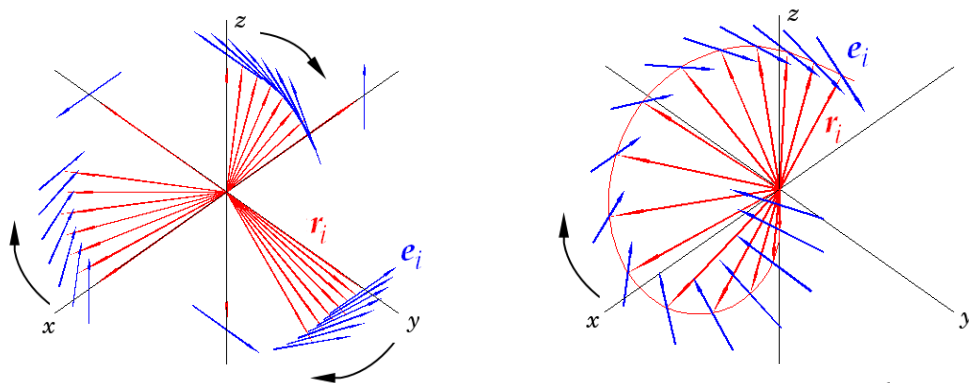
**Paramètre  $r$  :** Ce premier paramètre désigne le module des vecteurs de position  $\mathbf{r}_i$ . Il influence donc directement la taille du générateur, et par conséquent celle de l'assemblage de capteurs. Si le choix de cette grandeur est arbitraire, elle doit être constante pour l'ensemble des vecteurs  $\mathbf{r}_i$ . Pour que la matrice  $\mathbf{H}$  soit isotrope, il est de fait nécessaire que les colonnes de  $\mathbf{H}_c$  aient la même norme dans le cas d'un assemblage

Tableau 3.1 : Paramètres de design d'un générateur d'isotropie.

Paramètre	Signification	Influence
$r$	Module des vecteurs $\mathbf{r}_i$	Taille du générateur
$t$	Déviations de trois paires $(\mathbf{e}_i, \mathbf{r}_i)$	Forme du générateur
$\phi$	Rotation des axes $\mathbf{e}_i$ uniquement	Forme du générateur

à 6 ddl. Les vecteurs  $\mathbf{e}_i$  étant unitaires, le produit  $\mathbf{r}_i \times \mathbf{e}_i$  impose que les vecteurs  $\mathbf{r}_i$  soient également de même grandeur. Ce paramètre est posé dans les premières étapes de la démarche proposée dans [49], de sorte qu'il influence un ensemble de variables secondaires menant à l'obtention de la jacobienne isotrope. Cette démarche, présentée en détail dans [49], n'est pas développée ici compte tenu de sa longueur.

**Paramètre  $t$  :** La variation de ce paramètre entraîne la déviation de la moitié des paires  $(\mathbf{r}_i, \mathbf{e}_i)$  hors de l'orientation que ces vecteurs adoptent dans le générateur de base. La forme particulière obtenue pour le générateur de la figure 3.15(b) montre bien l'effet de ce paramètre. À mesure que la valeur donnée à  $t$  s'éloigne de celle menant au générateur de base, les trois paires  $(\mathbf{r}_i, \mathbf{e}_i)$  affectées s'écartent de fait de plus en plus de leur orientation initiale, tel qu'illustré à la figure 3.16(a). Cette modification



(a) Modification du générateur.

(b) Variation de l'orientation de  $\mathbf{r}_i$  et  $\mathbf{e}_i$ .Figure 3.16 : Effet du paramètre  $t$  sur l'orientation des paires de vecteurs  $(\mathbf{r}_i, \mathbf{e}_i)$ 

à l'orientation des vecteurs  $\mathbf{r}_i$  et  $\mathbf{e}_i$  est également observable à la figure 3.16(b), sur laquelle une seule paire de vecteur est représentée. Selon la démarche proposée dans [49], le paramètre  $t$  peut être utilisé dans sept équations différentes pour définir les mêmes variables intermédiaires. La dernière des sept équations proposées est donnée à

l'équation 3.55 à titre d'exemple :

$$\alpha = -2 \arctan \left( \frac{\sqrt{2-t^2}}{t+1} - \frac{1}{t+1} \right) + 2n\pi, \quad \beta = 2 \arctan(t) + 2n\pi \quad |t| \leq \sqrt{2} \quad (3.55)$$

où  $\alpha$  et  $\beta$  sont deux angles d'Euler intervenant dans l'évaluation de la jacobienne isotrope. Tel qu'il peut être observé aux figures 3.16(a) et 3.16(b), la modification résultante du générateur se caractérise par une perte de la symétrie propre au modèle de base. Si ce paramètre ouvre la porte à un grand nombre de configurations différentes, son influence est également beaucoup moins intuitive.

**Paramètre  $\phi$  :** Ce troisième paramètre, facultatif, entraîne une rotation égale des vecteurs  $\mathbf{e}_i$  autour de leur vecteur de position respectif  $\mathbf{r}_i$ . La démarche qui suit permet de définir l'effet de ce paramètre sur la matrice  $\mathbf{H}$  d'un assemblage de capteurs développé à l'aide d'un générateur d'isotropie quelconque. Soit un repère  $\mathcal{R}_i$  associé la paire de vecteur  $(\mathbf{r}_i, \mathbf{e}_i)$  d'un générateur, dont la position est définie par  $\mathbf{r}_i$ , tel qu'illustré à la figure 3.17. Les axes  $z_i$  et  $x_i$  sont orientés respectivement selon les vecteurs  $\mathbf{r}_i$  et  $\mathbf{e}_i$  de manière à pouvoir exprimer facilement dans le repère  $\mathcal{R}_i$  la nouvelle orientation de  $\mathbf{e}_i$  suite à une rotation  $\phi$  autour de  $\mathbf{r}_i$  :

$$[\mathbf{e}'_i]_i = [\cos(\phi) \quad \sin(\phi) \quad 0]^T \quad (3.56)$$

L'orientation de  $\mathbf{e}'_i$  peut ensuite être exprimée dans le repère  $\mathcal{R}_A$  du générateur à l'aide de la matrice de rotation  $\mathbf{Q}_i$  définissant l'orientation de  $\mathcal{R}_i$  par rapport à  $\mathcal{R}_A$ . Le changement de base de  $\mathcal{R}_A$  à  $\mathcal{R}_i$  est réalisé avec la transposée de cette matrice de rotation. L'axe  $y_i$  étant orienté selon le produit vectoriel  $\mathbf{r}_i \times \mathbf{e}_i$ , la transposée de  $\mathbf{Q}_i$

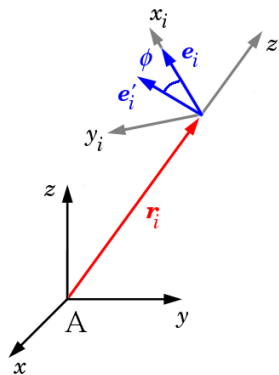


Figure 3.17 : Rotation des vecteurs  $\mathbf{e}_i$ .



s'exprime simplement comme suit :

$$\mathbf{Q}_i^T = \begin{bmatrix} \mathbf{e}_i^T & \frac{\mathbf{b}_i^T}{\|\mathbf{b}_i\|} & \mathbf{r}_i^T \end{bmatrix}^T = \begin{bmatrix} \mathbf{e}_i^T & \frac{1}{r}\mathbf{b}_i^T & \mathbf{r}_i^T \end{bmatrix}^T \quad \text{où} \quad \mathbf{b}_i = \mathbf{r}_i \times \mathbf{e}_i \quad (3.57)$$

L'orientation de  $\mathbf{e}'_i$  dans le repère du générateur se définit donc comme suit :

$$\mathbf{e}_i = \mathbf{Q}_i[\mathbf{e}'_i]_i = \begin{bmatrix} \mathbf{e}_i & \frac{1}{r}\mathbf{b}_i & \mathbf{r}_i \end{bmatrix} [\mathbf{e}'_i]_i = \cos(\phi)\mathbf{e}_i + \frac{\sin(\phi)}{r}\mathbf{b}_i \quad (3.58)$$

L'orientation du vecteur  $\mathbf{b}_i$  s'en trouve alors modifiée. La distributivité sur l'addition permet de poser :

$$\mathbf{b}'_i = \mathbf{r}_i \times \mathbf{e}'_i \quad (3.59)$$

$$= \mathbf{r}_i \times \cos(\phi)\mathbf{e}_i + \mathbf{r}_i \times \frac{\sin(\phi)}{r}\mathbf{b}_i \quad (3.60)$$

$$= \cos(\phi)\mathbf{b}_i - r \sin(\phi)\mathbf{e}_i \quad (3.61)$$

Chaque vecteur  $\mathbf{e}_i$  d'un générateur d'isotropie étant orthogonal à son vecteur de position  $\mathbf{r}_i$  respectif, il est effectivement possible de poser  $\mathbf{e}_i = \mathbf{r}_i \times \mathbf{b}_i$ . Ces deux transformations peuvent être appliquées d'un seul coup à l'ensemble des vecteurs  $\mathbf{e}_i$  et  $\mathbf{b}_i$  en utilisant les matrices contenant ces vecteurs, soit les matrices  $\mathbf{H}_f$  et  $\mathbf{H}_c$  :

$$\mathbf{H}'_f = \cos(\phi)\mathbf{H}_f + \frac{\sin(\phi)}{r}\mathbf{H}_c \quad (3.62)$$

$$\mathbf{H}'_c = -r \sin(\phi)\mathbf{H}_f + \cos(\phi)\mathbf{H}_c \quad (3.63)$$

Ce qui permet une évaluation rapide de la nouvelle configuration obtenue. Ce troisième paramètre est intéressant puisqu'il permet, à partir d'un premier générateur, d'en obtenir d'autres par simple rotation des vecteurs  $\mathbf{e}_i$ . Cette propriété peut être notamment utile pour satisfaire certaines contraintes d'encombrement et de design.

### 3.5.2 Utilisation du générateur

Plusieurs configurations isotropes peuvent ensuite être développées à partir d'un même générateur, selon l'orientation imposée à ce dernier et les paramètres de design sélectionnés. Les conditions d'isotropie sont de fait indépendantes du repère utilisé, de sorte que le générateur peut être orienté et positionné dans l'espace de manière arbitraire. Elles sont également indépendantes du sens des visseurs  $\mathbf{e}_i$ , le changement de signe résultant étant annulé lors de l'évaluation des équations 3.52 à 3.54. Il a été décidé que

les capteurs d'efforts seraient assemblés en parallèle entre la membrure et la coquille, ce qui s'apparente du point de vue de l'assemblage à un manipulateur parallèle à articulations prismatiques. Cette similitude supplémentaire permet d'adopter une démarche de design similaire à celle utilisée par Tsai et Huang pour la conception d'une plate-forme de Gough-Stewart isotrope.

La démarche proposée consiste à positionner et orienter le générateur sélectionné par rapport aux surfaces de la plate-forme et de la base du manipulateur, puis à aligner les actionneurs prismatiques avec chacun des visseurs du système. L'étape suivante consiste à déterminer l'emplacement des points d'attache à la plate-forme et à la base du manipulateur. Ces derniers, représentés respectivement par les vecteurs  $\mathbf{a}_i$  et  $\mathbf{b}_i$ , sont définis par l'intersection des axes  $\mathbf{e}_i$  du générateur avec chacune des surfaces du manipulateur, tel qu'illustré à la figure 3.18(a). La forme et l'orientation de la plate-forme et de la base sont définies en fonction des besoins de l'application. La position des points d'attache des capteurs d'efforts sur la membrure et la coquille peut donc être déterminée de la même manière. Cette fois les surfaces rencontrées sont deux cylindres concentriques, tel qu'illustré à la figure 3.18(b).

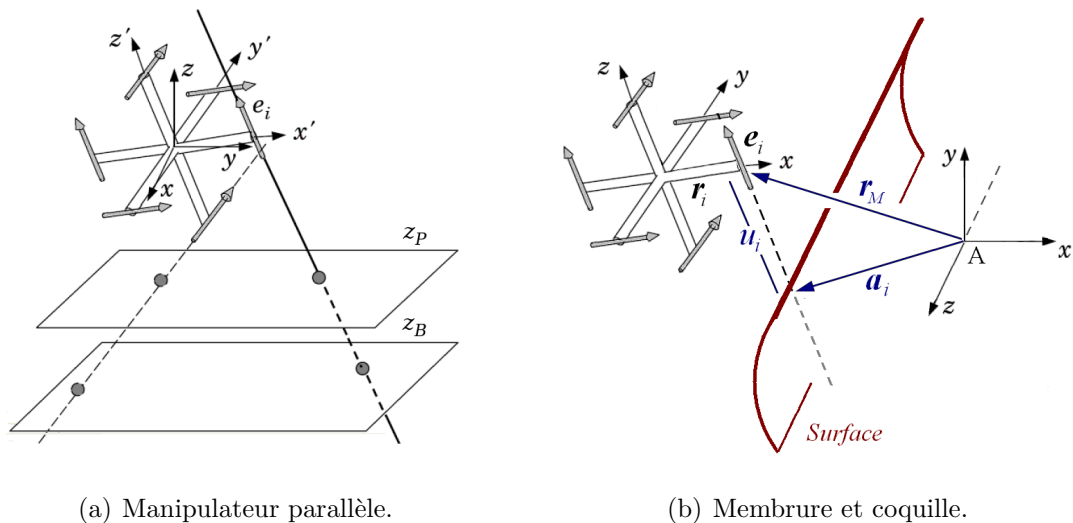


Figure 3.18 : Position des liaisons  $\mathbf{a}_i$  et  $\mathbf{b}_i$

Peu importe le générateur utilisé, la démarche menant à l'obtention des points d'attache demeure la même, dans l'hypothèse où les axes  $\mathbf{e}_i$  sont orientés et positionnés de manière à traverser les surfaces en un point donné. Cette démarche s'apparente à celle utilisée pour l'évaluation du point de contact, l'information recherchée étant ici aussi

un point d'intersection entre un vecteur et une surface. La définition de l'emplacement des liaisons sur l'une et l'autre des surfaces de la membrure et la coquille peut par ailleurs être traitée avec les mêmes équations, la seule différence entre les deux étant les valeurs de leur rayons respectifs.

Soit  $s(\nu, h)$  l'équation paramétrique de l'une ou l'autre de ces surfaces, exprimée dans le repère  $\mathcal{R}_M$  de la membrure et définie de la même manière qu'à la section 3.3.4. Le point d'intersection  $a_i$ , exprimé dans ce même repère, se situe au point où l'axe  $i$  croise la surface, soit lorsque :

$$\mathbf{a}_i = \begin{bmatrix} R \cos(\nu_i) \\ R \sin(\nu_i) \\ h_i \end{bmatrix} \quad (3.64)$$

où  $R$  désigne le rayon de la surface considérée,  $h_i$  la coordonnée en  $z_M$  de la liaison située en  $\mathbf{a}_i$ , et  $\nu_i$  sa position angulaire par rapport à l'axe  $x_M$ . La position du point  $\mathbf{a}_i$  est également fonction de l'orientation  $\mathbf{e}_i$  et de la position  $\mathbf{r}_i$  de l'axe de mesure :

$$\mathbf{a}_i = \mathbf{r}_A + \mathbf{Q}_A (\mathbf{r}_i + u_i \mathbf{e}_i) \quad (3.65)$$

$$= (\mathbf{r}_A + \mathbf{Q}_A \mathbf{r}_i) + u_i \mathbf{Q}_A \mathbf{e}_i \quad (3.66)$$

$$= \mathbf{r}_{Mi} + u_i \mathbf{e}_{Mi} \quad (3.67)$$

où la matrice de rotation  $\mathbf{Q}_A$  et le vecteur  $\mathbf{r}_A$  désignent respectivement l'orientation et la position du générateur d'isotropie par rapport au repère de la membrure, et les vecteurs  $\mathbf{r}_{Mi}$  et  $\mathbf{e}_{Mi}$  la position et l'orientation de l'axe  $i$  exprimés dans le repère de la membrure. Le module  $u_i$  peut ici aussi être obtenu par la mise au carré des termes en  $x$  et en  $y$  des équations 3.64 et 3.67, soit :

$$a_{ix}^2 + a_{iy}^2 = R^2 \quad (3.68)$$

$$\Rightarrow (r_{Mix} + u_i e_{Mix})^2 + (r_{Miy} + u_i e_{Miy})^2 = R^2 \quad (3.69)$$

Une fois le point d'attache  $\mathbf{a}_i$  identifié, il peut être préférable d'exprimer ce dernier en fonction des paramètres  $\nu_i$  et  $h_i$  :

$$\nu_i = \text{atan2}((r_{Miy} + u_i e_{Miy}), (r_{Mix} + u_i e_{Mix})) \quad (3.70)$$

$$h_i = r_{Miz} + u_i e_{Miz} \quad (3.71)$$

Les deux solutions de l'équation 3.69 correspondent aux deux emplacements possibles des liaisons sur la surface. L'un ou l'autre peut être choisi, tant que les contraintes dimensionnelles le permettent et que le choix d'un côté soit le même pour la membrure

et la coquille. Si une seule solution est obtenue pour un point d'attache donné, l'axe de mesure correspondant se retrouve tangent à la surface cylindrique, ce qui n'est pas nécessairement souhaitable du point de vue de l'assemblage. L'obtention de solutions complexes survient lorsque le vecteur  $\mathbf{e}_i$  ne rencontre pas la surface considérée, par exemple lorsqu'il est situé trop loin de cette dernière. Dans ce cas, il est nécessaire de modifier l'un des paramètres de design utilisés, ou encore la forme des surfaces considérées.

### 3.5.3 Discussion

L'étude des conditions d'isotropie spatiale pour les manipulateurs sériels et parallèles a permis de relever certaines similitudes avec la problématique étudiée, de sorte que ces mêmes conditions sont utilisées pour contourner le problème des unités inhérent à la matrice de transformation  $\mathbf{H}$ . Puisqu'un générateur d'isotropie consiste en fait en un simple système de visseurs, cet outil de design peut être utilisé pour la recherche d'un assemblage isotrope des capteurs d'efforts uniaxiaux, ce qui est entrepris à la section suivante. La démarche consiste à définir un générateur approprié à l'aide des paramètres  $r$ ,  $t$  et  $\phi$  puis à l'orienter et le positionner de manière à permettre l'assemblage des capteurs de force entre la membrure et la coquille, ces derniers devant être alignés sur les axes  $\mathbf{e}_i$  du générateur. L'orientation  $\mathbf{Q}_A$  du générateur peut être définie par un ensemble de trois angles d'Euler, et sa position  $\mathbf{r}_A$  par trois coordonnées cartésiennes, de sorte que le nombre maximal de paramètres à choisir s'élève à onze si on y inclut les rayons  $R_m$  et  $R_c$  de la membrure et la surface :

$$(\mathbf{a}_i, \mathbf{b}_i) = \mathcal{F}(r, t, \phi, \mathbf{Q}_A, \mathbf{r}_A, R_c, R_m) \quad (3.72)$$

Les contraintes de design à respecter sont déterminées par le mode de fixation choisi, l'intensité des efforts devant être mesurés de même que la forme et les dimensions des capteurs d'efforts et des surfaces considérées. L'influence de chaque paramètre de design peut d'autre part être affecté par la valeur choisie pour les autres, de sorte qu'il est préférable de décider de la forme, de l'orientation et de la position du générateur de façon simultanée. Le potentiel d'utilisation du générateur d'isotropie peut également s'étendre à d'autres applications similaires, telles le design d'un capteur d'efforts six axes ou d'un limiteur de force à 6 ddl. Ce sujet est abordé plus en détail à la section 3.7.

## 3.6 Configuration isotrope

### 3.6.1 Emplacement

Le générateur peut être placé à plusieurs endroits par rapport à la membrure, par exemple à l'extérieur de la coquille, ou encore entre cette dernière et la membrure, tel qu'illustré à la figure 3.19. La forme cylindrique des surfaces et leur assemblage concentrique permet également de placer le générateur au centre de ces surfaces, ce qui peut être plus intéressant du point de vue de la symétrie, selon la forme et l'orientation choisies. Pour le générateur de base, cet emplacement permet de conserver la symétrie apportée par ce générateur particulier, les surfaces considérées possédant elle-même plusieurs axes de symétrie. Il est également plus intéressant du point de vue de l'assemblage, la possibilité de distribuer les capteurs autour de la membrure étant plus probable pour cet emplacement. La localisation du générateur d'isotropie au centre de la membrure est préférée pour ces raisons. Dans ce cas  $\mathbf{r}_A = \mathbf{0}$ .

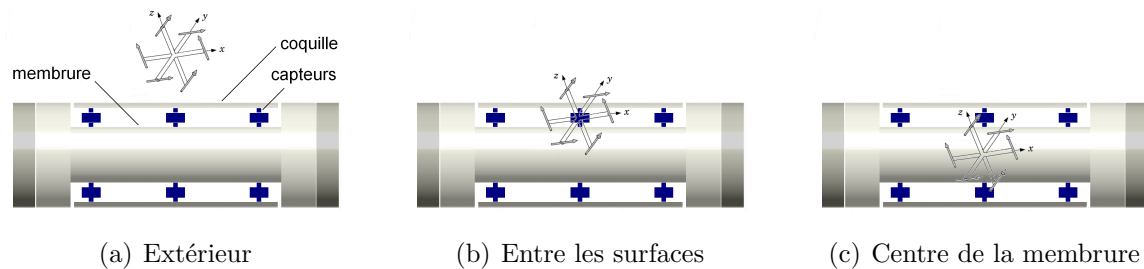


Figure 3.19 : Emplacements possibles du générateur d'isotropie.

### 3.6.2 Forme du générateur

Comparé aux divers générateurs pouvant être obtenus par l'entremise des paramètres  $t$  ou  $\phi$ , le modèle de base offre l'avantage de la symétrie et d'un système d'équations simplifié. Deux visseurs se retrouvent de fait alignés avec chaque axe du générateur, ce

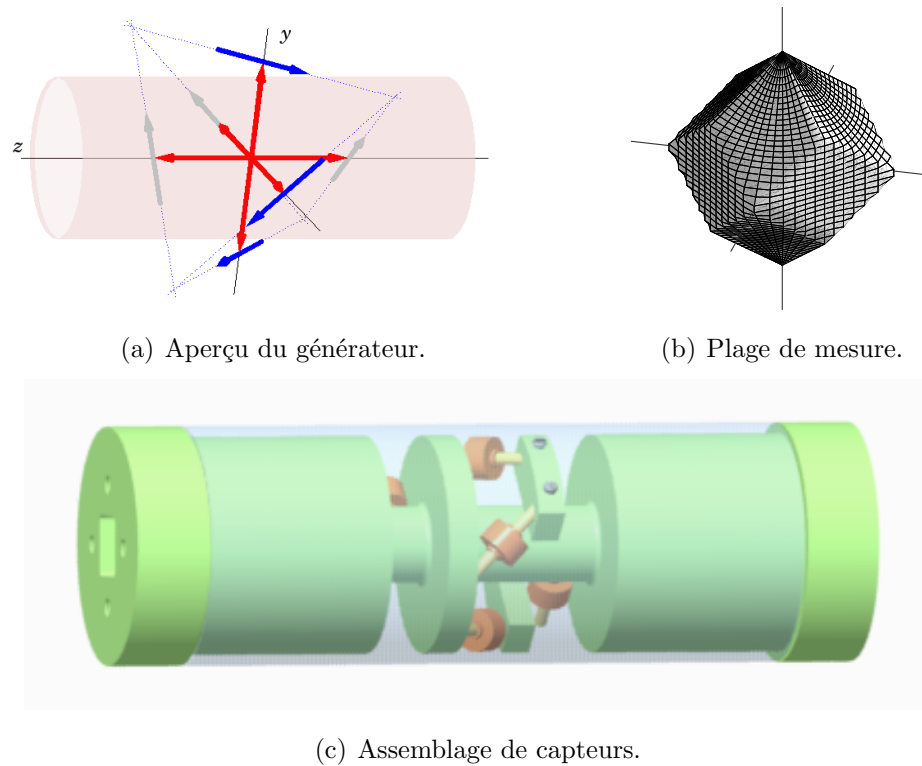
qui réduit le nombre d'éléments non nuls sur chaque rangée de la matrice  $\mathbf{H}$  à deux :

$$\mathbf{w}_0 = \mathbf{H}\mathbf{f}_{mes} = \begin{bmatrix} f_1 + f_4 \\ f_2 + f_5 \\ f_3 + f_6 \\ r(f_5 - f_2) \\ r(f_6 - f_3) \\ r(f_4 - f_1) \end{bmatrix} \quad \text{où} \quad \mathbf{H} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & -r & 0 & 0 & r & 0 \\ 0 & 0 & -r & 0 & 0 & r \\ -r & 0 & 0 & r & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (3.73)$$

Il s'agit de la configuration isotrope la plus découplée possible. Le nombre minimal de capteurs pouvant être distribués sur chaque axe est de fait limité à deux, d'une part parce que six capteurs sont requis au total, d'autre part parce que deux capteurs sont nécessaires à l'évaluation du moment pour chaque direction. Cette propriété rend cette forme des plus intéressantes. La vérification des conditions d'isotropie pour la matrice  $\mathbf{H}$  correspondante confirme d'autre part que ces dernières sont respectées. Les valeurs de  $\lambda_f$  et  $\lambda_c$  obtenues sont respectivement de 2 et  $2r^2$ . Ces valeurs demeurent constantes pour tous les générateurs d'isotropie à 6 ddl, la norme des vecteurs  $\mathbf{e}_i$  et  $\mathbf{r}_i$  étant toujours la même.

Les paramètres  $t$  et  $\phi$  peuvent s'avérer intéressants du point de vue de l'encombrement et de l'assemblage, par exemple si une modification du générateur de base permet de réduire l'espace requis pour les capteurs, ou encore de faciliter leur assemblage à l'une ou l'autre des surfaces. La nouvelle orientation imposée aux axes de mesure par le paramètre  $\phi$  peut notamment mener à un agencement de forme intéressante. Pour une rotation supérieure à  $\pi/4$  le générateur retourne progressivement vers une forme équivalente au générateur de base, de sorte que seule la plage  $[0, \pi/4]$  comporte un intérêt. La figure 3.20(a) présente à titre d'exemple la configuration obtenue pour  $\phi = \pi/4$  lorsque le repère du générateur est aligné avec le repère de la membrure. L'ensemble des six axes de mesure forme alors un tétraèdre régulier, dont la sphère inscrite est de rayon  $r$ . Pour toute forme et orientation du générateur, les axes  $\mathbf{e}_i$  demeurent de fait tangents à cette sphère, ce qui limite le nombre de solutions possibles.

La figure 3.20(b) présente le zonotope de la plage de mesure en force obtenue pour cette configuration. La plage de mesure en moment est de forme identique, la seule différence entre les deux étant un facteur d'échelle  $r$ . Il s'agit d'un dodécaèdre rhombique, une forme beaucoup plus symétrique que celle présentée en exemple à la section 3.3.3. Ce zonotope se caractérise de fait par douze faces identiques, ce qui témoigne du caractère isotrope de la configuration. Ce résultat signifie que la portion des orientations



(a) Aperçu du générateur.

(b) Plage de mesure.

(c) Assemblage de capteurs.

Figure 3.20 : Un assemblage possible pour  $\phi = \pi/4$ .

pour laquelle un capteur contribue davantage à la mesure de l'effort que les autres est la même pour tous. La sphère inscrite est également tangente à toutes les faces, ce qui reflète la distribution équilibrée de l'effort. Les valeurs correspondantes pour  $f_{global}$  et  $f_{max}$  sont de  $2f_{lim}$  et  $2\sqrt{2}f_{lim}$  respectivement, pour un rapport  $f_{global}/f_{max}$  de  $1/\sqrt{2}$ . Les axes du repère passant par les sommets les plus éloignés du zonotope, l'effort mesurable dans ces directions correspond à  $f_{max}$ .

Une solution possible pour un assemblage des capteurs basé sur cette configuration est proposée à la figure 3.20(c). Le modèle de cellule de charge miniature suggéré au chapitre 1 (LCMFD d'Omega) y est utilisé compte tenu de ses petites dimensions. La solution pourrait également être adaptée à d'autres capteurs d'efforts, tel celui développé au chapitre précédent. Cet exemple constitue une solution préliminaire, en ce sens qu'un design approprié doit être développé si cette configuration est préférée, notamment en ce qui a trait au mode d'assemblage des capteurs et au design de la membrure. Les valeurs choisies pour cet exemple et ceux à venir sont résumées au tableau 3.2, où  $L$  désigne la longueur de la région couverte par la coquille, et  $R_m$  le rayon de la plus petite section de la membrure.

Tableau 3.2 : Dimensions utilisées pour les assemblages présentés.

Dimension	Valeur	Dimension	Valeur
$r$	56 mm	$L$	400 mm
$R_m$	25 mm	$R_c$	75 mm
$\varnothing_{\text{capteur}}$	25 mm	$h_{\text{capteur}}$	14 mm

Pour cette configuration, la position des points d'attache sur la membrure ou la coquille se définit comme suit :

$$\mathbf{a}_1 = \begin{bmatrix} \pm\sqrt{R^2 - r^2} \\ r \\ \mp\sqrt{R^2 - r^2} \end{bmatrix}, \quad \mathbf{a}_2 = \begin{bmatrix} \mp R/\sqrt{2} \\ \pm R/\sqrt{2} \\ r \end{bmatrix}, \quad \mathbf{a}_3 = \begin{bmatrix} r \\ \mp\sqrt{R^2 - r^2} \\ \pm\sqrt{R^2 - r^2} \end{bmatrix} \quad (3.74)$$

$$\mathbf{a}_4 = \begin{bmatrix} \pm\sqrt{R^2 - r^2} \\ -r \\ \pm\sqrt{R^2 - r^2} \end{bmatrix}, \quad \mathbf{a}_5 = \begin{bmatrix} \pm R/\sqrt{2} \\ \pm R/\sqrt{2} \\ -r \end{bmatrix}, \quad \mathbf{a}_6 = \begin{bmatrix} -r \\ \pm\sqrt{R^2 - r^2} \\ \pm\sqrt{R^2 - r^2} \end{bmatrix} \quad (3.75)$$

où le signe  $\pm$  permet de différencier chacune des deux solutions. Ces coordonnées imposent que le rayon de la membrure  $R_m$  soit plus grand que  $r$  pour que des solutions réelles puissent être obtenues. Il est toutefois possible de poser  $r < R_M$  et de modifier la surface de la membrure de manière à permettre la rencontre avec tous les axes de mesures, tel qu'il a été réalisé pour le montage présenté. Le fait que les axes se croisent par groupe de trois complique par ailleurs l'assemblage des capteurs si les point d'intersection se trouvent près d'une des surfaces, soit lorsque que  $R = r\sqrt{2}$ . Une première solution consiste à poser  $r$  suffisamment grand ou suffisamment petit pour que l'intersection des axes ait lieu à une certaine distance de l'une et l'autre de ces surfaces. Une seconde solution est de diminuer ou d'augmenter l'angle  $\phi$  de manière à distancer les points d'attache.

La similitude entre les coordonnées des paires de visseurs  $(\mathbf{e}_i, \mathbf{e}_{i+3})$  s'explique d'autre part par la symétrie du générateur combinée à celle des surfaces cylindriques. Dans le cas où le paramètre  $t$  n'est pas utilisé pour modifier l'orientation des visseurs  $\mathbf{e}_4$  à  $\mathbf{e}_6$ , cette symétrie permet de regrouper les six visseurs selon ces trois paires, ce qui simplifie la recherche de solutions. Il est cependant préférable de considérer les deux solutions d'un même axe de mesure, l'une des deux pouvant être plus avantageuse que la seconde selon l'orientation donnée au générateur.



### 3.6.3 Orientation

Pour le générateur de base placé au centre de la membrure, une des orientations les plus intuitives est celle pour laquelle le repère du générateur concorde avec celui de la membrure, tel qu'illustré à la figure 3.21(a). Dans ce cas la matrice de rotation  $\mathbf{Q}_A$  est égale à la matrice identité, et chaque capteur se retrouve à mesurer l'une ou l'autre des composantes du torseur tel qu'exprimées dans le repère dans la membrure. Le fait que les capteurs d'une même paire soient orientés dans la même direction justifie la forme cubique obtenue pour la plage de mesure, présentée à la figure 3.21(b). Pour cette configuration, la plus grande force  $f_{max}$  pouvant être mesurée passe donc par le coin du cube, ce qui correspond à une valeur de  $2\sqrt{3}f_{lim}$ , contre  $f_{global} = 2f_{lim}$  le long des axes du repère, ce qui mène à un rapport  $f_{global}/f_{max}$  de  $1/\sqrt{3}$ . Ce rapport est plus petit que celui obtenu pour le dodécaèdre rhombique compte tenu du nombre inférieur de plans délimitant la plage de mesure.

La configuration obtenue pour cette orientation du générateur étant la plus simple à prime abord, elle est ici nommée *configuration de base*. Les coordonnées des points d'attache correspondant pour les trois premiers axes de mesure sont :

$$\mathbf{a}_1 = \begin{bmatrix} \pm\sqrt{R^2 - r^2} \\ r \\ 0 \end{bmatrix}, \quad \mathbf{a}_2 = \begin{bmatrix} 0 \\ \pm R \\ r \end{bmatrix}, \quad \mathbf{a}_3 = \text{indéfini} \quad (3.76)$$

Les points d'attache  $\mathbf{a}_3$  et  $\mathbf{a}_6$  ne peuvent être définis car les axes de mesure correspondant sont orientés selon l'axe  $z_M$  de la membrure. Une solution simple à ce problème consiste à ajouter une composante perpendiculaire aux surfaces de la membrure et de la coquille de manière à croiser ces axes, tel qu'il a été réalisé pour l'assemblage de la figure 3.21(c). Dans le cas de la membrure, cette excroissance peut également être usinée à même cette dernière. Dans le cas de la coquille, l'ajout de matière entraîne toutefois une augmentation de sa masse, de sorte que la composante utilisée doit demeurer de petite taille. Comme pour la solution obtenue avec  $\phi = \pi/4$ , les coordonnées des liaisons  $\mathbf{a}_1$  et  $\mathbf{a}_4$  imposent ici aussi que le module  $r$  soit plus petit que le rayon  $R_m$  de la membrure. Dans ce cas, les axes  $\mathbf{e}_3$  et  $\mathbf{e}_6$  se retrouvent à l'intérieur de la membrure, de sorte qu'une section doit être enlevée pour permettre l'alignement des capteurs d'efforts. Une alternative consiste à poser  $r > R_M$  et à modifier la surface de manière à permettre l'assemblage des capteurs 1 et 4, tel que réalisé pour l'assemblage proposé. Cet assemblage utilise les mêmes dimensions que l'exemple précédent, à la différence près que la

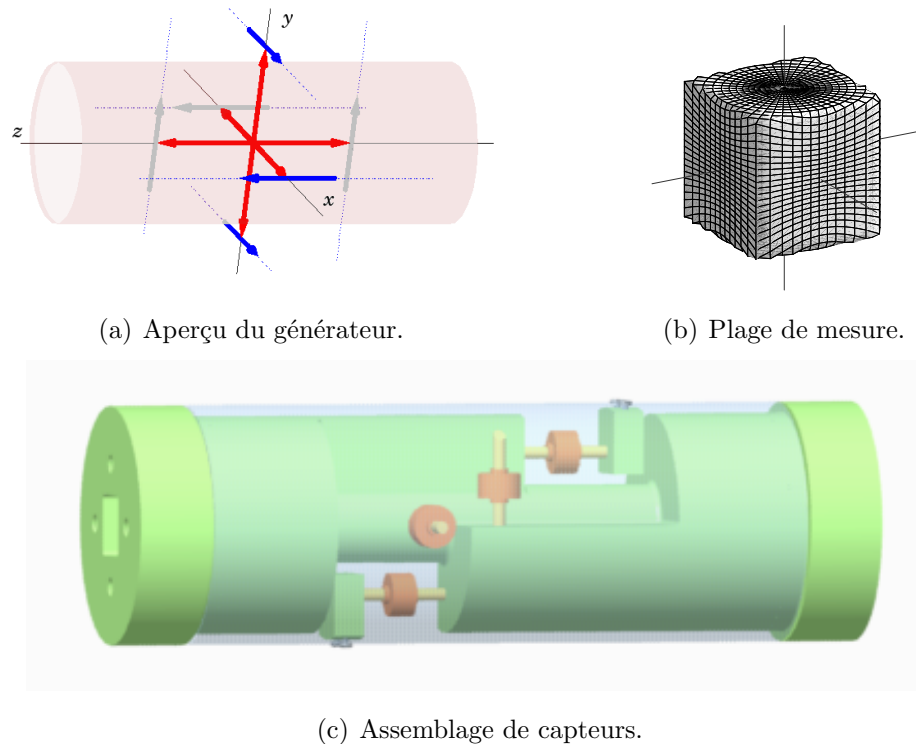


Figure 3.21 : Un assemblage possible pour la configuration de base.

valeur de  $r$  est de 10 mm plus petite afin de satisfaire les contraintes d'encombrement.

De cette première configuration, d'autres orientations peuvent également être explorées. Une rotation donnée du générateur par rapport au repère de la membrure modifie la position et l'orientation des visseurs  $\mathbf{e}_i$ , ce qui peut mener à des configurations plus intéressantes, tout dépendant des critères de design. Il est par exemple intéressant de pouvoir fixer les capteurs directement sur la coquille, plutôt que d'utiliser des composantes d'assemblage additionnelles comme dans l'exemple précédent. Les points d'attache sur la coquille doivent dans ce cas se trouver suffisamment près du centre de la membrure, d'une part pour que la coordonnée en  $z_M$  de chaque liaison soit plus petite que  $L/2$ , d'autre part pour que l'angle créé entre l'axe de mesure et la surface de la coquille soit suffisamment grand pour permettre un assemblage adéquat des capteurs. La plage de valeurs admissibles  $\pm z_{max}$  peut dans ce cas servir de critère de design pour l'obtention d'une orientation appropriée du générateur. Soit par exemple une orientation du générateur de base obtenue par une rotation  $\theta$  et  $\psi$  selon les axes  $x$  et  $y$  du repère du générateur, respectivement :

$$\mathbf{Q}_A = \mathbf{Q}_x(\theta)\mathbf{Q}_y(\psi) \quad (3.77)$$

Les coordonnées  $z_M$  des trois points d'attache  $\mathbf{a}_1$  à  $\mathbf{a}_3$  se présentent alors comme suit :

$$\mathbf{z}_1(\theta, \psi) = \frac{r \sin \theta \pm \cos \theta \sin \psi \sqrt{R^2 \sin^2 \theta + (R^2 - r^2)(\cos^2 \theta \cos^2 \psi)}}{\sin^2 \theta + \cos^2 \theta \cos^2 \psi} \quad (3.78)$$

$$\mathbf{z}_2(\theta, \psi) = \frac{r \cos \theta \pm \sin \theta \sqrt{R^2 - r^2 \sin^2 \psi}}{\cos \theta} \quad (3.79)$$

$$\mathbf{z}_3(\theta, \psi) = \frac{\cos \theta \left( -r \sin \psi \pm \cos \psi \sqrt{R^2(1 - \cos^2 \theta \cos^2 \psi) - r^2 \sin^2 \theta} \right)}{1 - \cos^2 \theta \cos^2 \psi} \quad (3.80)$$

où le signe  $\pm$  distingue les deux solutions pour un même axe. Chaque expression tend vers l'infini lorsque son dénominateur est nul, soit lorsqu'une des paires de visseurs  $\mathbf{e}_i$  est alignée avec l'axe  $z_M$ . L'orientation orthogonale des visseurs du générateur de base fait en sorte que cette situation ne survient que pour une des trois paires de visseurs à la fois, soit aux orientations  $(0, 0)$ ,  $(\pi/2, \psi)$  et  $(0, \pi/2)$  pour les axes 1 à 3 respectivement. L'axe 2 demeure de fait aligné avec  $z_m$  à  $\theta = \pi/2$  pour toute valeur de  $\psi$  car il est orienté selon l'axe de rotation  $y$ . Pour une valeur de  $r$  et un rayon de la coquille  $R_c$  donnés, les relations 3.78 à 3.80 peuvent être utilisées pour définir une contrainte de design unique permettant de limiter la distance des points d'attache, par exemple :

$$\max(\gamma_1, \gamma_2, \gamma_3) \leq z_{max} \quad \text{où} \quad \gamma_i = \min(|z_{i,1}|, |z_{i,2}|) \quad (3.81)$$

où  $z_{i,1}$  et  $z_{i,2}$  désignent les deux solutions obtenues pour la coordonnée  $z_i$ , de manière à ne retenir que les solutions les plus proches de l'origine. La figure 3.22 propose une représentation visuelle de la contrainte 3.81 à l'aide d'isolignes, ce qui permet de définir

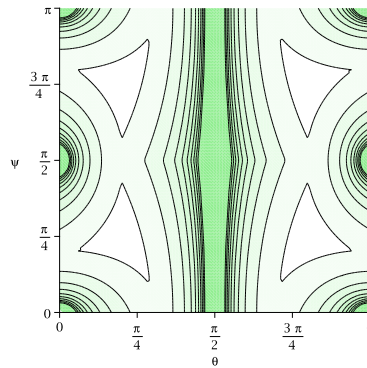
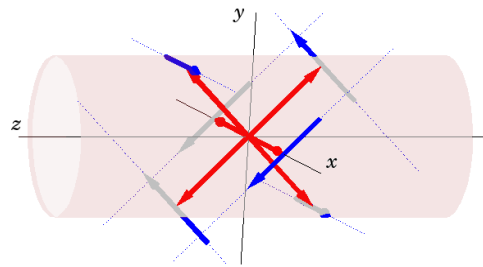


Figure 3.22 : Distance maximale des liaisons pour  $r = 1$  et  $R = 2$  ( $z_{max} = 1, 2, \dots, 10$ ).

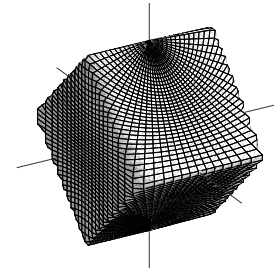
rapidement les orientations d'intérêt selon la valeur de  $z_{max}$  imposée. La position des isolignes change légèrement en fonction du rapport  $R_c/r$ , mais leur distribution demeure la même. Cette figure montre également que dès qu'une configuration s'approche d'une

orientation critique, le point d'attache le plus éloigné s'éloigne rapidement de l'origine, ce qui limite la valeur utile de  $z_{max}$  à quelques multiples du rayon  $R_c$  seulement.

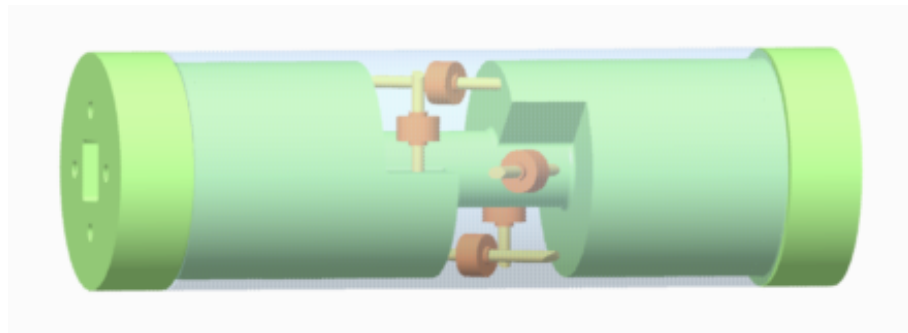
La figure 3.23 montre la configuration obtenue pour l'orientation  $(\pi/4, 0)$ , qui constitue l'un des orientations selon lesquelles les points d'attache demeurent proches de l'origine. À l'instar des deux exemples précédents, un espace est alloué à l'intérieur de la membrure afin d'y loger les capteurs, ce qui permet de réduire considérablement le diamètre requis pour la coquille. La figure 3.23(b) présente la plage de mesure correspondante, qui n'est autre que le cube obtenu pour la configuration de base, orienté de la même manière que le générateur. Dans ce cas, les axes  $y_M$  et  $z_M$  croisent les arêtes du cube, de sorte que l'effort maximal mesurable selon ces axes est de  $2\sqrt{2}f_{lim}$ , contre  $2f_{lim}$  selon l'axe  $x$ .



(a) Aperçu du générateur.



(b) Plage de mesure.



(c) Assemblage de capteurs.

Figure 3.23 : Un assemblage possible pour  $\theta = \pi/4$ .

### 3.6.4 Taille du générateur

La taille du générateur est essentiellement déterminée par le paramètre  $r$ , ce dernier caractérisant le module des vecteurs de position  $\mathbf{r}_i$ . Ce paramètre doit être posé de manière à permettre le positionnement des capteurs entre la membrure et la coquille, condition qui dépend des contraintes de dimensionnement de même que de la forme, de l'emplacement et de l'orientation du générateur. Le respect des diverses contraintes de dimensionnement pouvant être difficile à réaliser, la possibilité de modifier la forme de la membrure demeure un facteur favorable. Dans ce cas, les modifications apportées doivent affecter le moins possible le comportement du manipulateur, notamment en ce qui concerne la charge pouvant être supportée par ce dernier et son comportement dynamique. Si des sections de la membrure ne peuvent être enlevées pour y loger les capteurs d'efforts, la plage admissible pour le paramètre  $r$  dépend alors des rayons respectifs de la membrure et de la coquille et des dimensions des capteurs de force. Pour la configuration de base, cette plage se définit comme suit :

$$R_m < r < R_c \quad (3.82)$$

$$R_c - R_m > \max(l_1, l_2, l_3) \quad (3.83)$$

où  $l_1 \times l_2 \times l_3$  caractérisent le volume occupé par les capteurs d'efforts et les liaisons utilisées pour les fixer aux surfaces.

Le paramètre  $r$  doit également être choisi de manière à assurer une plage de mesure des moments suffisante. Pour les configurations obtenues avec le générateur d'isotropie, la valeur de  $r$  ne constitue qu'un facteur d'échelle entre le zonotope de la plage de mesure en force et celui de la plage en moment. Le rapport  $c_{global}/f_{global}$  est donc uniquement défini par la valeur choisie pour  $r$ . Pour  $r = 56$  mm, le ratio obtenu est proche de celui caractérisant les directions  $x$  et  $y$  du capteur six axes présenté au chapitre 1, soit  $4 \text{ Nm} / 80 \text{ N} = 50$  mm. Ce dernier se caractérise toutefois par un plus faible ratio selon l'axe  $y$ , soit  $4 \text{ Nm} / 140 \text{ N} = 17$  mm, ce qui reflète son comportement peu isotrope. Pour le contexte étudié, les besoins au niveau de la plage en moment dépendent notamment de la force devant être appliquée par l'utilisateur pour atteindre les limites de cette dernière, autrement dit, du bras de levier pouvant être utilisé à cette fin. Si par exemple l'opérateur applique deux forces  $f_c$  égales et de sens opposés aux extrémités de la coquille, le moment résultant est de :

$$c = \left(\frac{L}{2}\right) (2f_c) = Lf_c \quad (3.84)$$

La valeur maximale que peut adopter la force  $f_c$  est dans ce cas définie par le moment maximal admissible  $c_{global}$ , soit :

$$f_{c_{max}} = \frac{c_{global}}{L} = \left(\frac{r}{L}\right) f_{global} \quad (3.85)$$

Pour les dimensions considérées, le rapport  $r/L$  n'est que de 14 %, de sorte que la force requise pour atteindre les limites de la plage en moment est faible en comparaison avec celle menant aux limites de la plage en force. Pour des capteurs d'efforts caractérisés par une plage de mesure de  $\pm 50$  N par exemple, la plage de mesure résultante pour la configuration de base est de  $\pm 5,6$  Nm en moment et de  $\pm 100$  N en force, donc  $f_{c_{max}} = 14$  N. Si la valeur de  $f_{c_{max}}$  obtenue pour une configuration donnée est trop faible, il est alors nécessaire soit d'augmenter le module  $r$ , soit d'utiliser un capteur d'efforts présentant une plus grande plage de mesure  $f_{lim}$ .

### 3.6.5 Discussion

Les trois exemples présentés démontrent qu'une grande variété d'assemblages isotropes peuvent être obtenus à l'aide d'un générateur d'isotropie. La démarche utilisée peut être appliquée à des membrures de tailles et de formes différentes, tant que les règles liées à l'utilisation du générateur soient respectées. Cet outil de design requiert également peu de calculs et fait appel à un petit nombre de paramètres de design. La sélection de ces derniers peut être facilitée en définissant des contraintes de design permettant d'identifier les valeurs les plus intéressantes. L'utilisation d'algorithmes d'optimisation plus poussés pourrait également permettre l'identification de la configuration optimale pour des contraintes de design données. D'un autre côté, la représentation visuelle du générateur d'isotropie rend l'utilisation de cet outil simple et intuitive, de sorte que des solutions appropriées peuvent également être obtenues par observation.

Pour une membrure de forme cylindrique, la configuration de base constitue d'ailleurs l'alternative la plus intéressante, d'un part parce qu'elle offre une mesure découplée des efforts appliqués, d'autre part pour la simplicité de l'assemblage requis. L'influence du paramètre  $r$  et des rayons  $R_m$  et  $R_c$  sur la position des liaisons et l'encombrement requis est en effet simple à définir, ce qui facilite la recherche d'un design approprié. Cette solution requiert toutefois le développement d'un mode de fixation adéquat pour les capteurs alignés avec l'axe  $z_M$  de la membrure. Le choix d'une orientation différente

du générateur offre dans ce cas la possibilité de fixer les capteurs directement sur la coquille, par exemple en tournant ce dernier de  $45^\circ$  par rapport à l'axe  $x$ . L'utilisation du paramètre  $\phi$  permet d'autre part d'obtenir des configurations présentant une répartition de la plage de mesure légèrement meilleure, le nombre de plans définissant cette dernière passant de six à douze. L'influence du paramètre  $t$  est la moins intéressante compte tenu de la perte de symétrie qu'elle occasionne. Dans tous les cas, les six capteurs demeurent toutefois groupés en un même endroit, leur position étant contrainte par le module  $r$ . Le design de liaisons appropriées, capables de supporter et de transmettre adéquatement les efforts appliqués, constitue également un sujet à étudier.

## 3.7 Autres applications du générateur d'isotropie

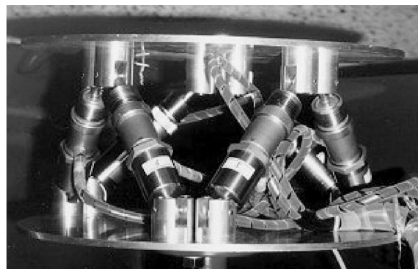
La démarche utilisée dans ce chapitre pour l'obtention d'une configuration isotrope à 6 ddl revêt un intérêt pour plus d'une application. Cette section conclut ce chapitre par une brève introduction à deux autres applications particulièrement intéressantes dans un contexte de coopération humain-robot, soit le design d'un capteur six axes et la conception d'un limiteur d'effort à 6 ddl.

### 3.7.1 Capteur six axes

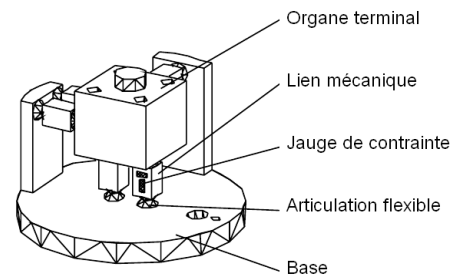
La fonction d'un capteur six axes est essentiellement la même que celle de l'agencement de capteurs uniaxiaux développée dans ce chapitre. Pour permettre l'utilisation du générateur d'isotropie, il suffit que le capteur soit conçu de manière à pouvoir isoler six composantes de l'effort. Les axes de mesure ainsi obtenus peuvent alors être alignés avec les visseurs d'un générateur sélectionné. Le fait que ces axes doivent demeurer à distance égale de l'origine favorise de plus le regroupement des éléments de mesure à l'intérieur d'un volume raisonnable, tout dépendant de l'encombrement requis pour les diverses composantes du capteur.

L'approche la plus intuitive, notamment en terme de solidité, consiste à utiliser une architecture parallèle, pour laquelle chacune des pattes est destinée à la mesure d'une

force. Divers capteurs d'efforts ont déjà été développés selon cette approche, dont plusieurs sont basés sur le principe d'une plate-forme de Gough-Stewart. La figure 3.24 présente à titre d'exemple deux capteurs à 6 ddl développés selon une architecture parallèle. La seconde s'apparente beaucoup à la forme du générateur de base, ce qui lui confère un comportement isotrope. Les diverses formes et orientations que peut adopter le générateur ouvre de fait la porte à un grand nombre d'architectures différentes pouvant être utilisées pour répondre à des critères de design spécifiques. Si la forme de la base et de l'organe terminal n'est pas contrainte par ces derniers, elle peut être adaptée à l'orientation des capteurs, comme il a été réalisé pour le capteur de la figure 3.24(b). Dans tous les cas, les seuls paramètres requis à l'obtention d'une configuration isotrope sont ceux déterminant la forme du générateur ( $t$ ,  $\phi$  et  $r$ ), son orientation  $\mathbf{Q}_A$  et sa position  $\mathbf{r}_A$  par rapport au repère de référence, et les équations paramétriques des surfaces sur lesquelles les pattes du mécanisme doivent être fixées.



(a) Plate-forme de Gough-Stewart [27].



(b) Architecture orthogonale [53].

Figure 3.24 : Deux architectures différentes pour un capteur d'efforts six axes.

Cette dernière information permet de définir l'emplacement des liaisons selon une approche similaire à celle utilisée pour la membrure, soit en identifiant le point d'intersection entre les axes de mesure  $\mathbf{e}_i$  du générateur et les surfaces de la base et de l'organe terminal du capteur. La position obtenue pour les points d'attache détermine la forme et les dimensions du capteur six axes. Comme pour l'assemblage des capteurs uniaxiaux sur la membrure, la bonne transmission de l'effort aux pattes du mécanisme requiert de préférence l'utilisation d'articulations sphériques et de liaisons de cardan. Des articulations flexibles peuvent également être considérées pour remplacer les modèles conventionnelles.

Plusieurs moyens peuvent d'autre part être employés pour mesurer la composante de force alignée avec chaque lien mécanique du mécanisme parallèle, par exemple un



mécanisme compliant doté d'une jauge de contrainte [42, 53], un ressort doublé d'un capteur *LVDT*<sup>1</sup> [27], ou encore des cellules de charges conventionnelles [16]. Lorsque le mode de mesure génère des mouvements suffisamment petits à l'organe terminal du capteur, ces derniers peuvent être négligés, et la jacobienne des forces  $\mathbf{H}$  considérée constante, ce qui facilite la recherche d'un design approprié. Dans un contexte de coopération humain-robot, l'erreur de mesure pouvant être engendrée par cette approximation est peu critique car elle ne sera normalement pas ressentie par l'humain.

L'un des principaux avantages d'un design isotrope pour un capteur six axes est l'uniformité de la plage de mesure résultante, tant en force qu'en moment. Cette dernière peut adopter une forme similaire à celles obtenues pour les assemblages de capteurs présentés précédemment. Pour les configurations issues du générateur de base, la plage de mesure est par exemple un cube de  $4f_{lim}$  de côté orienté de la même manière que le générateur. À titre de comparaison, la figure 3.25 présente la plage de mesure en force et en moment caractérisant une architecture basée sur une forme classique de la plateforme de Gough-Stewart, dont un aperçu est également donné. Les douze faces des

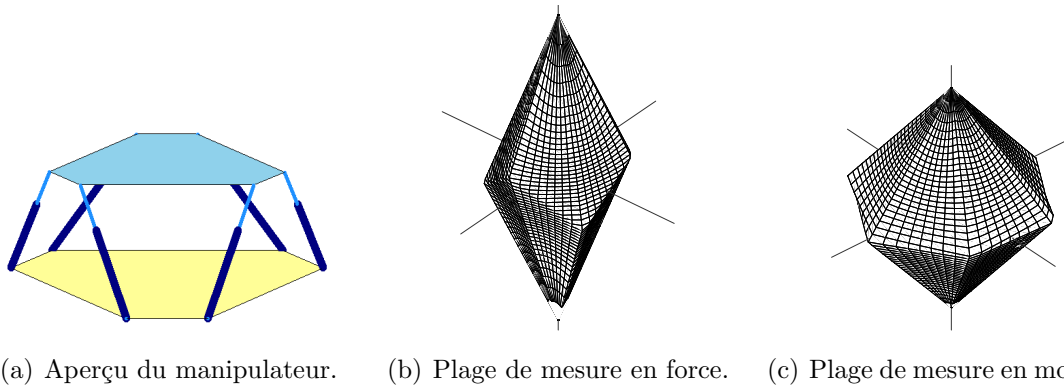


Figure 3.25 : Plate-forme de Gough-Stewart conventionnelle.

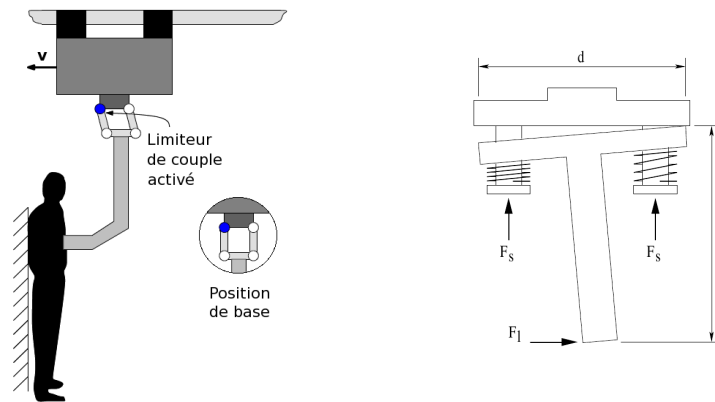
zonotopes obtenus sont identiques grâce à la symétrie du manipulateur utilisé. L'effort maximal n'est toutefois pas le même dans toutes les directions. La forme allongée du zonotope des forces reflète une caractéristique commune à plusieurs capteurs six axes basés sur ce type d'architecture, selon laquelle la plage de mesure en  $z$  est de beaucoup supérieure à celle en  $x$  et  $y$ . Si cette caractéristique est avantageuse lorsqu'une charge doit être supportée selon cet axe, elle affecte également la précision de la mesure dans cette orientation.

<sup>1</sup>Transformateur différentiel à variation linéaire (capteur inductif)

Parmi les différentes architectures possibles, l'obtention d'une forme isotrope de la plate-forme de Gough-Stewart constitue une voie intéressante dans le développement d'un capteur d'efforts six axes, ce qui permettrait de ramener les plages de mesure en force et en moment à une forme plus équilibrée. Cette problématique spécifique est introduite à la section suivante.

### 3.7.2 Limiteur d'efforts à 6 ddl

Une seconde application particulièrement intéressante du point de vue de la sécurité est le développement d'un limiteur d'effort présentant des propriétés isotropes. Un limiteur d'effort consiste en une structure capable de se déformer selon un ou plusieurs ddl lorsque la force appliquée sur cette dernière dépasse un certain seuil. Ce type de mécanisme peut par exemple être assemblé à la base d'un manipulateur afin de réagir aux efforts trop importants pouvant y être appliqués, notamment dans le cas d'une collision. La figure 3.26(a) illustre ce concept pour un limiteur de force à 1 ddl composé d'un mécanisme à quatre barres [31]. Ce mécanisme comprend un limiteur de couple



(a) Limiteur de couple [31].

(b) Ressorts précontraints [30].

Figure 3.26 : Deux moyens de développer un limiteur de force.

à l'une des articulations, qui demeure rigide jusqu'à l'atteinte d'une force maximale donnée. Pour des efforts supérieurs à cette dernière, le mouvement du mécanisme devient possible, ce qui permet de limiter l'effort résultant d'une collision. L'insertion de capteurs de position dans le mécanisme permet également de détecter le mouvement généré et de fournir une réponse appropriée, par exemple une commande directe aux freins du manipulateur. L'apport d'une solution mécanique au problème de la sécurité

en coopération humain robot constitue une approche fort intéressante du point de la fiabilité, car elle permet de contourner les risques inhérents aux solutions faisant appel à des composantes électroniques et à un algorithme de contrôle [31]. Le limiteur de force peut ainsi être considéré comme un *fusible mécanique*, en ce sens qu'il permet de limiter les conséquences fâcheuses lorsqu'une défaillance survient dans le reste du système.

Une autre manière de créer ce type de comportement consiste à utiliser des ressorts précontraints à une longueur  $\pm\delta$  donnée, de manière à ce que leur déformation n'ait lieu que pour les forces orientées dans le sens de  $\delta$  supérieures à la force de précontrainte  $f_{lim} = k\delta$ , où  $k$  désigne la constante de raideur du ressort. La pince pour couvertures thermiques présentée au chapitre 1 inclut d'ailleurs quatre ressorts précontraints positionnés de manière à permettre un mouvement de la pince lorsqu'une force trop élevée est appliquée, tel qu'illustré à la figure 3.26(b).

L'utilisation d'une architecture similaire à la plate-forme de Gough-Stewart offre l'opportunité d'utiliser cette approche pour une application à 6 ddl, soit en alignant deux ressorts précontraints selon chaque patte du mécanisme, de manière à limiter les forces en compression comme en tension. Ce concept est illustré à la figure 3.27 par l'entremise de deux montages de ressorts différents. Le comportement d'un tel mécanisme sous l'effet d'une force est présenté en (c). Afin d'assurer un comportement équivalent dans un sens ou dans l'autre, il est préférable que les raideurs des ressorts de même que la force  $f_{lim}$  requise pour modifier leurs longueurs soient constantes pour l'ensemble des ressorts utilisés, en tension comme en compression.

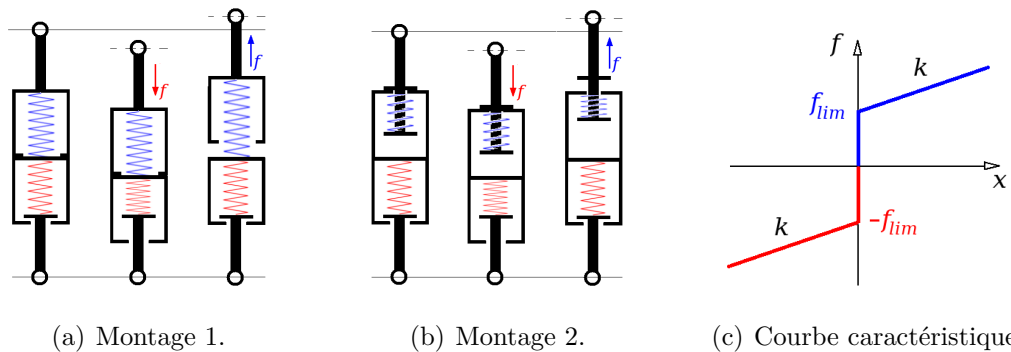


Figure 3.27 : Exemples d'un système précontraint en tension et compression.

### 3.7.2.1 Emplacement des liaisons

La sélection d'une forme appropriée du limiteur d'effort passe par la localisation des liaisons à la base et à la membrure. La connaissance de leur emplacement permet en effet de valider une architecture donnée en fonction des critères de design, notamment les contraintes dimensionnelles et d'assemblage. Pour l'application étudiée, les surfaces sont considérées planes et horizontales, de sorte que le seul paramètre nécessaire à la définition de ces dernières est leur position verticale par rapport au générateur. L'emplacement des liaisons sur l'une ou d'autre de ces surfaces peut dans ce cas être évaluée à l'aide des mêmes équations. Ces dernières demeurent également applicables au design d'un capteur d'efforts six axes adoptant ce type d'architecture.

La position des points d'attache  $\mathbf{a}_i$  peut d'une part être exprimée en fonction de la position  $\mathbf{r}_i$  et de l'orientation  $\mathbf{e}_i$  des visseurs du générateur :

$$\mathbf{a}_i = \mathbf{Q}_A (\mathbf{r}_i + q_i \mathbf{e}_i) = \mathbf{r}_{O_i} + q_i \mathbf{e}_{O_i} \quad (3.86)$$

où  $\mathbf{Q}_A$  désigne l'orientation du générateur par rapport à un repère fixe  $\mathcal{R}_O$  dont l'axe  $z_O$  est orienté selon la verticale. L'emplacement de ce repère est défini de manière à ce que son origine concorde avec celui du générateur, ce qui simplifie la formulation des équations. Le module  $q_i$  représente la distance, le long de l'axe de mesure  $\mathbf{e}_i$ , entre le point défini par  $\mathbf{r}_i$  et la liaison  $\mathbf{a}_i$ . Cette dernière correspond d'autre part à l'endroit où l'axe  $\mathbf{e}_i$  croise la surface considérée, tel que représenté à la figure 3.18(a) présentée à la section 3.5. La position de cette dernière par rapport au générateur est définie par la hauteur  $z_S$ , de sorte que seule la composante en  $z_O$  du vecteur  $\mathbf{a}_i$  peut être considérée :

$$a_{iz} = z_S \quad \Rightarrow \quad r_{O_{iz}} + q_i e_{O_{iz}} = z_S \quad (3.87)$$

L'inconnue  $q_i$  peut être directement déduite de la relation 3.87 :

$$q_i = \frac{z_S - r_{O_{iz}}}{e_{O_{iz}}} = \frac{z_S - \mathbf{k}^T \mathbf{Q}_A \mathbf{r}_i}{\mathbf{k}^T \mathbf{Q}_A \mathbf{e}_i} \quad \text{où} \quad \mathbf{k} = [0 \ 0 \ 1]^T \quad (3.88)$$

### 3.7.2.2 Liens mécaniques de longueur uniforme

L'obtention d'un comportement similaire pour les six montages de ressorts est favorisé si les liens mécaniques supportant ces derniers sont de même longueur. La plage de débattements admissibles et l'encombrement maximal en longueur sont alors les mêmes

pour tous. La position des points d'attache peut être utilisée comme critère afin de déterminer une orientation adéquate du générateur en ce sens. Dans leur article sur le design de manipulateurs parallèles isotropes, Tsai et Huang [49] mentionnent qu'une telle configuration est possible pour une rotation du générateur de base  $\psi = \arccos(\sqrt{3}/3)$  autour de l'axe  $y$  combinée à une rotation  $\xi = \pi/4$  autour de l'axe  $z$  du générateur. La démarche menant à cette solution n'étant pas expliquée dans l'article, elle est développée ci-après compte tenu de son intérêt pour l'application étudiée. La matrice de rotation  $\mathbf{Q}_A$  prend dans ce cas la forme suivante :

$$\mathbf{Q}_A(\psi, \xi) = \mathbf{Q}_y(\psi)\mathbf{Q}_z(\xi) \quad (3.89)$$

La longueur de chaque patte est définie par la distance entre la liaison  $\mathbf{a}_i$  sur la plateforme et la liaison  $\mathbf{b}_i$  sur la base, soit par la différence entre le module  $q_i$  obtenu pour l'un et l'autre :

$$\rho_i = \|\mathbf{a}_i - \mathbf{b}_i\| = |q_{ai} - q_{bi}| \quad (3.90)$$

Pour l'orientation donnée du générateur, l'expression de  $\rho_i$  devient :

$$\rho_i(\psi, \xi) = \frac{\Delta z}{|\mathbf{k}^T \mathbf{Q}_A(\psi, \xi) \mathbf{e}_i|} \quad (3.91)$$

où  $\Delta z$  désigne la distance  $|z_P - z_B|$  entre la plate-forme et la base respectivement, et où  $\mathbf{k}^T \mathbf{Q}_A(\psi, \xi)$  est vecteur rangée représentant la troisième rangée de  $\mathbf{Q}_A(\psi, \xi)$  :

$$\mathbf{k}^T \mathbf{Q}_A(\psi, \xi) = \begin{bmatrix} -\sin(\psi) \cos(\xi) & \sin(\psi) \sin(\xi) & \cos(\psi) \end{bmatrix} \quad (3.92)$$

La symétrie du générateur de base permet de n'utiliser que la longueur des trois premières pattes dans la recherche d'une solution, soit :

$$\rho_1(\psi, \xi) = \rho_2(\psi, \xi) \quad \Rightarrow \quad |\mathbf{k}^T \mathbf{Q}_A(\psi, \xi) \mathbf{e}_1| = |\mathbf{k}^T \mathbf{Q}_A(\psi, \xi) \mathbf{e}_2| \quad (3.93)$$

$$\rho_1(\psi, \xi) = \rho_3(\psi, \xi) \quad \Rightarrow \quad |\mathbf{k}^T \mathbf{Q}_A(\psi, \xi) \mathbf{e}_1| = |\mathbf{k}^T \mathbf{Q}_A(\psi, \xi) \mathbf{e}_3| \quad (3.94)$$

Les axes  $\mathbf{e}_1$  à  $\mathbf{e}_3$  étant orientés selon les axes  $x$ ,  $y$  et  $z$  respectivement, le résultat du produit  $|\mathbf{k}^T \mathbf{Q}_A(\psi, \xi) \mathbf{e}_i|$  correspond, dans l'ordre, aux trois éléments de  $\mathbf{k}^T \mathbf{Q}_A(\psi, \xi)$ . La résolution du système d'équations revient donc à définir des valeurs de  $\psi$  et  $\xi$  pour lesquelles les valeur absolues de ces éléments sont égales, ce qui mène à cet ensemble de solutions :

$$\psi = \pm \arccos\left(\pm \frac{\sqrt{3}}{3}\right) \quad (3.95)$$

$$\xi = \pm \frac{\pi}{4} \pm n \frac{\pi}{3} \quad n = 1, 2 \quad (3.96)$$

La figure 3.28 présente à titre d'exemple deux configurations obtenues avec  $\xi = \pi/4$  et  $\psi = \arccos(\sqrt{3}/3)$ , pour des valeurs différentes de  $z_P$  et  $z_B$ . La forme de l'une et l'autre des surfaces se caractérise par des cotés de deux longueurs différentes se suivant successivement. Ces deux longueurs deviennent équivalentes lorsqu'une des surfaces est posée à hauteur du générateur, ce qui mène à une forme hexagonale. La figure 3.29

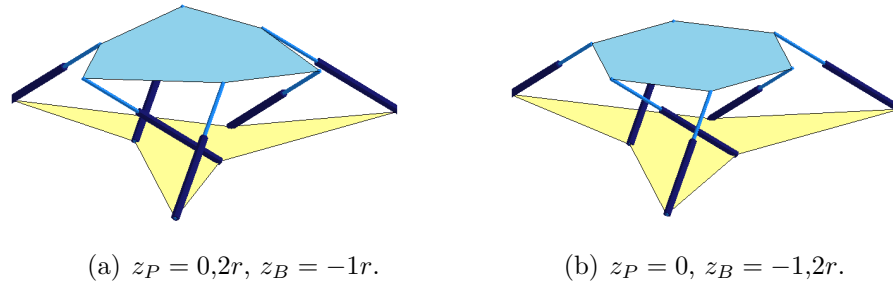


Figure 3.28 : Architectures isotropes caractérisées par des pattes de même longueur.

présente deux autres configurations, obtenues cette fois pour d'autres orientations du générateur de base. La longueur résultante des pattes n'est alors plus uniforme, et certains points d'attache se retrouvent plus distancés du centre de la structure que les autres. Si une telle orientation est préférée pour diverses raisons, une solution simple consiste à modifier la forme de l'une ou l'autre des surfaces de manière à rapprocher ces points d'attache, tel que réalisé pour l'exemple (b).

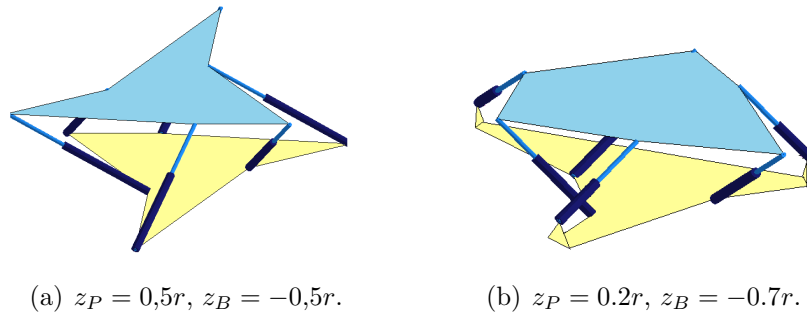


Figure 3.29 : Architectures isotropes obtenues pour  $\psi = \pi/4$  et  $\xi = \pi/4$ .

### 3.7.2.3 Plage de fonctionnement

L'effort requis pour entraîner le mouvement d'au moins un ressort peut être évalué de manière similaire à la plage de mesure d'un assemblage de capteurs, où  $\pm f_{lim_i}$  désigne cette fois la force maximale pouvant être supportée par la paire de ressorts  $i$ . Lorsque la charge supportée par le limiteur de force n'est pas élevée, le développement d'une

configuration isotrope est dans ce cas avantageuse, puisqu'elle permet de répartir équitablement l'effort soutenu par chaque ressort. La plage délimitant l'effort requis pour actionner le limiteur d'efforts adopte donc la forme du zonotope propre au générateur d'isotropie utilisé. La sphère inscrite de ce dernier caractérise cette fois la force maximale pouvant être appliquée au limiteur sans que ce dernier soit actionné, et ce pour toutes les directions. Cette dernière représente en fait la plus grande force  $f_{tache}$  pouvant être appliquée sur le robot assistant durant la réalisation d'une tâche [31]. De même, la sphère circonscrite délimite la plus grande force  $f_{seuil}$  nécessaire à l'actionnement du limiteur d'effort, qui ne survient que pour quelques orientations de ce dernier. Les forces supérieures à  $f_{seuil}$  sont donc nécessairement absorbées par le limiteur de force. Afin d'assurer la sécurité de l'opérateur tout en permettant une plage  $f_{tache}$  suffisante, l'obtention d'un bon rapport  $f_{tache}/f_{seuil}$  est justifiée.

### 3.7.3 Discussion

Le potentiel d'utilisation du générateur d'isotropie à deux autres applications a été introduit dans cette section. La première consiste en un capteur d'efforts six axes développé à partir d'une architecture parallèle. Le générateur d'isotropie permet l'identification d'une position et d'une orientation des liens mécaniques menant à une configuration isotrope du capteur. La plage de mesure résultante est alors uniformément distribuée, ce qui constitue un avantage par rapport à plusieurs capteurs six axes commerciaux. La seconde application abordée est le développement d'un limiteur d'effort six axes. L'architecture de ce dernier s'inspire d'une plate-forme de Gough-Stewart, où les six actionneurs sont remplacés par une combinaison de ressorts précontraints. Dans un contexte où la masse supportée par le limiteur d'effort est faible, l'obtention d'une configuration isotrope offre l'avantage d'une plage de fonctionnement uniforme, ce qui permet de maximiser le rapport entre l'effort maximal détecté et l'effort alloué pour la réalisation de tâches. Un tel mécanisme pourrait par exemple remplacer le montage de ressorts présenté à la figure 3.26(b), développé pour la pince à couverture thermique.

## 3.8 Conclusion

Ce chapitre présente une solution théorique à la mesure des efforts sur une membrure de robot assistant. L'approche adoptée consiste à assembler une coquille mince sur la membrure par l'entremise de six capteurs uniaxiaux. L'effort mesuré par ces derniers permet de reconstituer le torseur résultant par rapport à un point donné. Lorsqu'un seul contact a lieu, le point d'application de l'effort peut aussi être déduit de ce dernier. Une attention particulière a par ailleurs été portée à la recherche de l'isotropie. Cette propriété mène notamment à une répartition équilibrée de la plage de mesure. Un outil de design, le générateur d'isotropie, a été utilisé à cette fin. Ce dernier découle des conditions d'isotropie spatiale développées pour le design de manipulateurs isotropes. La démarche consiste essentiellement à aligner les axes de mesure des capteurs de force avec les visseurs du générateur d'isotropie. La forme, la taille, l'orientation et la position de ce dernier est choisie de manière à obtenir un agencement satisfaisant des capteurs d'efforts. Trois assemblages différents ont été proposés à titre d'exemple. Le plus intuitif d'entre eux, nommé *configuration de base*, demeure le plus intéressant de par sa simplicité d'assemblage et son comportement découplé. Par sa simplicité d'utilisation et la grande polyvalence qu'il offre du point de vue du design, le générateur d'isotropie constitue un outil de design fort intéressant, dont le potentiel d'application dépasse le cas étudié dans ce chapitre. Le design d'un capteur d'efforts six axes et d'un limiteur d'efforts isotropes en sont deux exemples.



# Chapitre 4

## Capteur d'efforts à 4 ddl pour l'interaction humain-robot

Le design d'une poignée sensible destinée au guidage d'un robot d'assistance à 4 ddl est abordé dans ce chapitre. Cette poignée est composée d'un manche manipulé par l'opérateur et d'un assemblage de capteurs uniaxiaux assurant la mesure des quatre efforts requis. Le capteur de force développé au chapitre 2 est utilisé pour concevoir cet assemblage. La solution retenue pour cet assemblage est d'abord expliquée, suivie des détails liés à la conception de la poignée dans son ensemble. Les caractéristiques du prototype de la poignée sont ensuite présentées de même que les principaux résultats expérimentaux.

## 4.1 Problématique

La poignée sensible développée dans ce chapitre est destinée au guidage d'un assistant ergonomique robotisé dans une chaîne de montage automobile. Ce robot d'assistance est appelé à se mouvoir en translation dans l'espace ainsi qu'en rotation autour de l'axe vertical, de sorte que l'interface développée doit permettre l'évaluation de l'effort appliqué selon ces 4 ddl. La stratégie adoptée consiste à assembler des capteurs d'efforts uniaxiaux afin de reproduire le comportement d'un capteur d'efforts à 4 ddl, en utilisant à cette fin le modèle développé au chapitre 2. La recherche d'un assemblage approprié est abordée en premier lieu. L'étape suivante consiste à développer un design approprié de la section manipulée de la poignée sensible. La poignée étant destinée à un guidage à deux mains, une forme symétrique constituée de deux manches est préférée, à l'image d'un guidon de motocyclette. Elle doit de plus satisfaire les critères d'ergonomie et de sécurité imposés aux interfaces de communication pour assistants ergonomiques [8, 14, 17]. Ces critères sont détaillés à la section 4.4.

Les repères associés à la poignée sensible et aux capteurs d'efforts sont illustrés à la figure 4.1. L'axe  $z_0$  des capteurs désigne l'axe de mesure, et l'axe  $x$  pointe vers le bloc

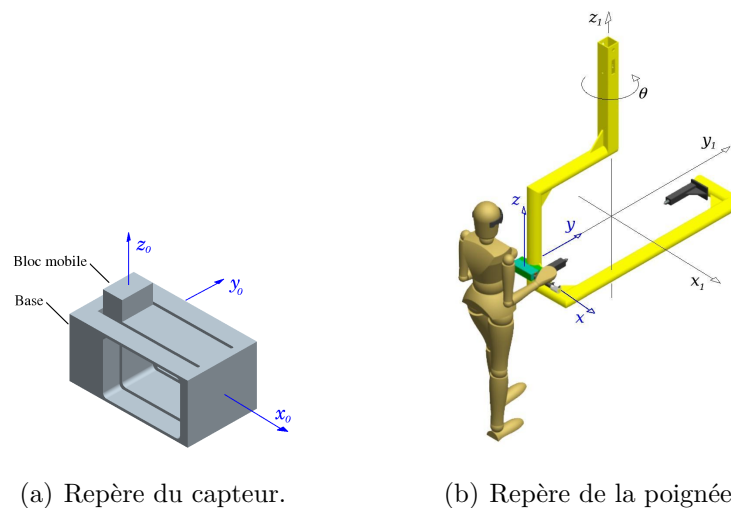


Figure 4.1 : Repères utilisés pour le capteur de force et la poignée sensible.

intermédiaire. Le repère de la poignée bouge avec cette dernière, de sorte que les axes  $x$ ,  $y$  et  $z$  correspondent respectivement à un déplacement vers la droite, en avant et vers le haut. La rotation  $\theta$  est donc obtenue en appliquant aux extrémités de la poignée deux forces de sens opposés, orientées selon l'axe  $y$ .

## 4.2 Assemblage des capteurs uniaxiaux

### 4.2.1 Critères de design

Les paramètres considérés dans la recherche d'un l'assemblage de capteurs sont principalement imposés par le contexte entourant la conception de la poignée de sensible. Ces facteurs sont expliqués ci-après et résumés au tableau 4.1.

Tableau 4.1 : Critères de design de l'assemblage de capteurs.

Critère	Objectif	Critère	Objectif
Efforts mesurés	$f_x, f_y, f_z$ et $c_z$	Nb capteurs	4
Découplage	Maximal	Redondance	Mesures
Plage de mesure	$2f_{x,y,zmax} = 40$ N	Axes compliants	$x, y, z, \theta$
Débattement capteurs	$2\delta = \pm 0,4$ mm	Débattement global	$\pm 1,5$ mm
Encombrement max.	$200 \times 80 \times 80$ mm	Assemblage	Vis
Usinage	EDM, fraiseuse	Masse	Minimale

**Effort mesurés :** Le nombre minimal de quatre capteurs doit être respecté dans la mesure du possible afin de limiter l'encombrement résultant. D'un autre côté, une redondance dans la mesure des efforts est recherchée par mesure de sécurité. Cette caractéristique permet par exemple de détecter un capteur qui fonctionne mal en comparant les deux mesures d'un même effort, ou encore de conserver la poignée en état de marche de façon momentanée lorsqu'un bris de capteur survient. Cette problématique est abordée à la section 4.2.2. Un comportement découplé est également recherché afin de simplifier l'évaluation de l'effort selon les 4 ddl. Cette caractéristique facilite aussi l'estimation de la raideur axiale requise pour chaque capteur, le comportement global ne dépendant alors que d'un capteur par ddl. L'assemblage n'étant constitué que de capteurs de force, la mesure du moment  $c_z$  limite toutefois le découplage possible.

**Plage de mesure :** L'algorithme utilisé pour déterminer les intentions de l'opérateur utilise une commande par impédance, c'est à dire que le comportement du manipulateur est assimilé à celui d'un système masse-ressort représenté par l'équation 4.1 [11] :

$$\mathbf{f} = m\ddot{\mathbf{p}} + \zeta\dot{\mathbf{p}} \quad (4.1)$$

où  $\mathbf{f}$  désigne l'effort appliqué pour déplacer la masse  $m$ ,  $\dot{\mathbf{p}}$  et  $\ddot{\mathbf{p}}$  les vecteurs de vitesse et d'accélération du manipulateur, et  $\zeta$  le coefficient d'amortissement du système. La masse  $m$  et le coefficient d'amortissement  $c$  de ce modèle sont respectivement de 2 kg et 20 kg/s. Il s'agit de valeurs *virtuelles*, en ce sens qu'elles ne représentent pas les valeurs réelles du manipulateur mais plutôt celles caractérisant un bon comportement en coopération. La commande est utilisée en admittance, ce qui signifie que la vitesse et l'accélération imposées au manipulateur sont estimées à partir de la force appliquée par l'opérateur. Les forces maximales requises selon chaque axe correspondent dans ce cas aux efforts permettant d'atteindre les vitesses et accélérations maximales permises, qui sont pour l'application étudiée de 1 m/s<sup>2</sup> pour l'accélération, 1 m/s pour la vitesse dans le plan horizontal et 0,25 m/s pour la vitesse en  $z$ . La masse  $m$  étant faible par rapport au coefficient d'amortissement  $\zeta$ , l'effort maximal requis est associé au moment où la vitesse du manipulateur est maximale, soit lorsque l'accélération devient nulle. La plage de force ainsi définie est de  $\pm 20$  N en  $x$  et  $y$  et de  $\pm 5$  N en  $z$ . Cette dernière valeur est toutefois plutôt faible pour un opérateur s'apprêtant à soulever un manipulateur imposant, dont la masse réelle approche les 500 kg. Par appréhension de la masse soulevée, l'opérateur risque d'appliquer un effort plus grand que requis, et ainsi générer une vitesse plus grande que désirée. Afin de mieux concorder avec les réactions attendues chez l'utilisateur,  $f_{z_{max}}$  est augmentée à la même valeur que  $f_{x_{max}}$  et  $f_{y_{max}}$ . En ce qui concerne la mesure du moment, aucune limite précise n'est imposée, ce qui laisse plus de liberté à ce niveau. Le couple requis pour actionner ce ddl dépend toutefois directement de la manière dont les capteurs sont assemblés, de sorte qu'il doit être pris en compte lors de la recherche de solutions.

**Compliance :** Le débattement utile est défini en fonction de la plage linéaire du PI utilisé, estimée à  $\pm 0,2$  mm. Afin de laisser un certain jeu pour le positionnement du PI, le débattement total du capteur est posé à 0,4 mm, et la plage de force augmentée en conséquence (40 N) afin que la plage de mesure d'importance corresponde à la région linéaire du PI. Cette augmentation de la course permet également de compenser un écart potentiel entre la raideur théorique et celle du prototype, car la région non linéaire du PI peut alors être utilisée pour compléter la plage en force. L'ajout de butées au mécanisme est requis afin de limiter les débattements à cette valeur et de prévenir les surcharges. La flexibilité globale de la poignée doit pour sa part demeurer à l'intérieur d'une plage faiblement perceptible par l'utilisateur ( $\pm 1,5$  mm). Enfin, les mouvements de la poignée sont de préférence restreints aux 4 ddl requis, ce qui requiert une raideur angulaire suffisamment élevée selon les axes  $x$  et  $y$ . L'ajout de butées à divers

endroits de l'assemblage constitue également une solution pratique à la limitation des débattements, particulièrement dans l'éventualité d'une surcharge.

**Encombrement et assemblage :** L'espace occupé par l'assemblage doit être suffisamment faible pour ne pas gêner l'utilisateur. Les capteurs sont logés à la base de la poignée, et peuvent par conséquent occuper une partie de l'espace disponible entre les mains de l'utilisateur. Un encombrement maximal d'environ  $200 \times 80 \times 80$  mm est prescrit à cette fin. Pour simplifier le montage et démontage de l'assemblage, il est également préférable que les capteurs puissent être fixés les uns aux autres à l'aide de vis uniquement. Cette condition impose un assemblage rigide des capteurs, ce qui pose un défi additionnel du point de vue de la transmission des efforts. Tout comme les capteurs d'effort, les pièces additionnelles requises au montage doivent être usinables par EDM ou à l'aide des méthodes conventionnelles telles le fraisage. Enfin, un assemblage de faible masse est préférable afin de limiter la charge supportée par les capteurs et les diverses composantes de la poignée.

## 4.2.2 Recherche de la redondance

Une manière d'obtenir la redondance des mesures est de doubler le nombre de capteurs de force, par exemple en assemblant deux capteurs identiques en série ou en parallèle, ou encore en utilisant deux assemblages de capteurs à 4 ddl. Dans tous les cas, l'assemblage devient plus complexe et occupe plus d'espace. On peut toutefois s'attendre à ce que le capteur de déplacement soit moins résistant que le mécanisme compliant. Un mécanisme flexible subit par définition peu ou pas de frottement, de sorte que l'usure générée par les mouvements s'en trouve diminuée. Les deux principales menaces se résument en fait à la fatigue et l'action d'une force trop élevée. Un dimensionnement approprié et l'ajout de butées constituent alors des solutions préventives adéquates. Les PI ont à l'opposé une durée de vie limitée et sont sensibles aux éléments extérieurs tels l'eau, l'huile ou la poussière. Pour ces raisons, une redondance au niveau des PI seulement est considérée suffisante. Le modèle sélectionné étant de petites dimensions, l'assemblage de deux PI par capteur de force est facilement réalisable. La figure 4.2 illustre trois possibilités en ce sens. La configuration choisie est celle pour laquelle les PI sont assemblés côte à côte sur leur support, car aucune modification du mécanisme compliant n'est alors requise. La seule contrainte à respecter est de conserver une largeur de lame suffisante au centre

du mécanisme pour loger les deux PI (8 mm).

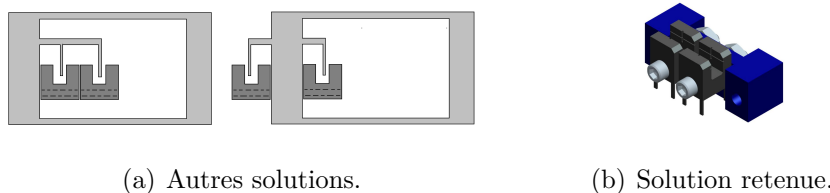


Figure 4.2 : Redondance des photointerrupteurs.

### 4.2.3 Assemblages partiels

Les possibilités d'assemblage à deux ou trois ddl sont d'abord explorées. Ces assemblages partiels peuvent ensuite être utilisées comme modules d'assemblage dans la recherche d'un agencement à 4 ddl.

#### 4.2.3.1 Assemblage sériel – Mesure de forces

Un assemblage orthogonal de deux ou trois capteurs d'efforts constitue le moyen le plus simple d'obtenir une mesure découplée et selon les ddl désirés. Cette solution permet également de joindre les capteurs par des liaisons rigides, la raideur du mécanisme en translation transverse et en traction étant suffisamment élevée pour permettre la transmission de l'effort aux autres capteurs. La figure 4.3(a) présente quatre possibilités d'assemblage de deux capteurs en série, en utilisant soit la base soit le bloc mobile des capteurs comme liaison. Si ces exemples offrent diverses possibilités du point de vue de l'encombrement et de l'orientation des capteurs, l'application d'un effort à l'entrée ou à la sortie de la chaîne sérielle engendre nécessairement un moment de flexion ou de torsion dans un des capteurs, compte tenu de l'écart entre l'axe de mesure de l'un avec les axes de symétrie de l'autre. Cette situation peut être évitée en positionnant un capteur *à l'intérieur* du second, tel qu'illustré en (b). Les capteurs du premier exemple donné sont reliés entre eux par leur bases. Pour le second exemple, la base du capteur du centre est fixée à la section mobile du second capteur. Dans les deux cas, les deux axes de mesure et les axes de symétrie des deux capteurs se croisent en un même point. Cette alternative limite toutefois la possibilité d'utiliser des capteurs de même dimension si désiré, ce qui constitue un défi additionnel au niveau du design.

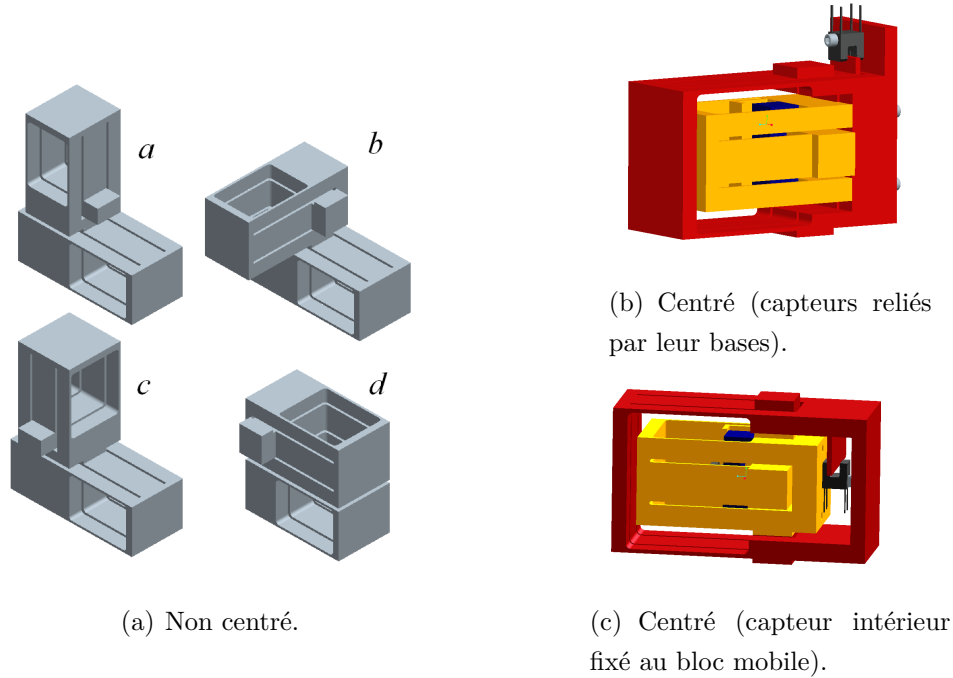


Figure 4.3 : Assemblage sériel de deux capteurs.

#### 4.2.3.2 Assemblage parallèle – Mesure de forces et de moments

La mesure du moment constitue un défi supplémentaire compte tenu du déplacement rectiligne généré par les capteurs de force. Une première approche consiste à reprendre le moment appliqué à l'aide de deux capteurs assemblés en parallèle et orientés dans le plan  $x, y$  de la poignée de manière à se trouver à une distance égale  $r_A$  de l'origine. Cette distance agit à titre de bras de levier, tel que :

$$f_A = \frac{c_z}{2r_A} \quad (4.2)$$

où  $c_z$  est le moment appliqué autour de l'axe  $z$  de la poignée et  $f_A$  la force correspondante reprise par chacun des deux capteurs. Le montage ainsi obtenu reproduit le comportement d'une bascule, tel qu'illustré à la figure 4.4(a). La distance  $r_A$  doit par ailleurs être suffisamment grande en comparaison avec le débattement maximal des capteurs afin que la rotation résultante de la bascule soit minimale. L'augmentation de cette distance permet également d'assurer un meilleur rapport de grandeur entre la force mesurée aux capteurs et la force  $f_m$  appliquée par l'utilisateur aux extrémités de la poignée pour générer le couple  $c_z$ , soit :

$$c_z = 2r_m f_m = 2r_A f_A \quad \Rightarrow \quad f_m = \frac{r_A}{r_m} f_A \quad (4.3)$$

où  $r_m$  désigne la position des mains de l'opérateur par rapport au centre de la poignée. Les deux capteurs contribuent également à la mesure d'une force orientée selon leur axe de mesure, de sorte que la direction de cet axe doit être décidé en conséquence. L'ajout d'un bras de levier  $r_f$  parallèle à cet axe de mesure permet également la mesure indirecte d'une force  $f'$  orientée de manière à générer un moment  $c_f$  pouvant être mesuré par les capteurs, soit :

$$f' = \frac{c_f}{r_f} = 2 \frac{r_A}{r_f} f_A \quad (4.4)$$

Pour  $r_f = r_A$ , cette force est donc deux fois plus grande que celle mesurée par les capteurs. Une application intéressante d'une mesure indirecte de l'effort consiste à assembler en parallèle trois capteurs orientés à  $120^\circ$  l'un de l'autre, tel qu'illustré à la figure 4.4(b). Cette variante est nommée *bascule à 3 ddl* afin de la différencier de l'assemblage précédant. L'espace occupé par les capteurs est dans ce cas limité à leur hauteur et leur distance  $r_0$  par rapport au centre de l'assemblage. La mesure des capteurs est est pour sa part couplée selon la relation suivante :

$$\begin{bmatrix} f_y \\ f'_z \\ c_z \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 1 & 1 \\ -\frac{r_0}{r_f} & \frac{r_0}{2r_f} & \frac{r_0}{2r_f} \\ 0 & -\frac{\sqrt{3}r_0}{2} & \frac{\sqrt{3}r_0}{2} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} f_1 \\ f_2 \\ f_3 \end{bmatrix} \quad (4.5)$$

où les forces  $f_1$  à  $f_3$  désignent les efforts mesurés par les capteurs 1 à 3.  $f_y$  est ainsi mesurée directement alors que  $f'_z$ , appliquée à une distance  $r_f$  des capteurs, est estimée par le moment résultant autour de l'axe  $x$ . Les capteurs étant ici aussi assemblés en parallèle, une valeur de  $r_0$  suffisamment grande est requise pour limiter la rotation engendrée au niveau des capteurs.

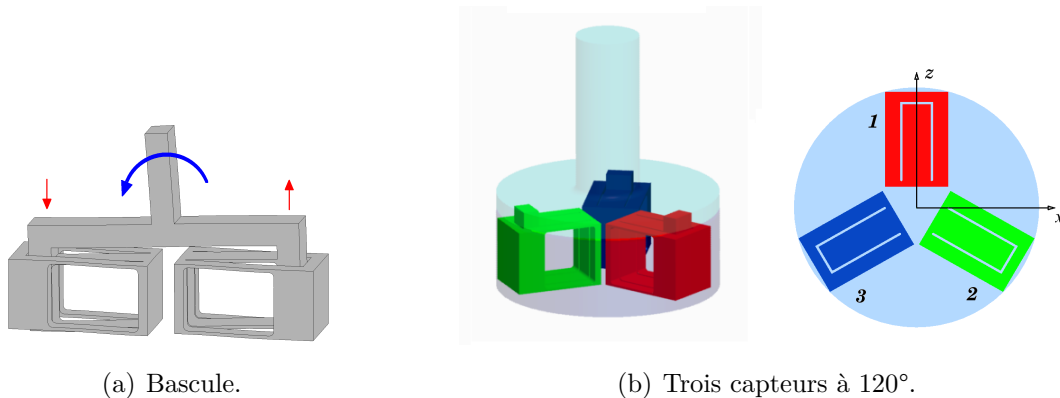


Figure 4.4 : Assemblage parallèle de capteurs.



## 4.2.4 Assemblages à 4 ddl

Les assemblages partiels obtenus peuvent être combinés de diverses manières afin de compléter la mesure des quatre efforts requis. La recherche de la symétrie est mise de l'avant afin d'éviter la transmission de moments inutiles aux capteurs d'efforts. Diverses configurations ont été obtenues, dont les plus intéressantes sont présentées ci-après. Une évaluation qualitative du potentiel de chacune est également réalisée afin de retenir la solution la plus appropriée pour le contexte étudié.

### 4.2.4.1 Une bascule à 3 ddl et un capteur en série

Le dernier assemblage partiel présenté permet de mesurer trois des quatre efforts désirés, de sorte qu'un seul capteur additionnel est nécessaire pour compléter l'assemblage. Ce quatrième capteur doit être assemblé en série, par exemple entre la poignée et la bascule à 3 ddl, et aligné avec l'axe  $x$  afin de récupérer l'effort manquant. La figure 4.5 montre un schéma simplifié de ce montage de même et l'assemblage résultant. Le schéma représente les capteurs de force de façon simplifiée afin d'illustrer clairement la manière dont ils sont assemblés. Les traits reliant chacun des capteurs représentent ainsi le mode d'assemblage plutôt que le lien mécanique réel. Les deux extrémités des cylindres désignent pour leur part l'entrée à la sortie des capteurs, soit la base et le bloc mobile, ou vice-versa selon de ce qui est préféré du point de vue de l'assemblage. Pour l'exemple présenté, les trois capteurs de la bascule à 3 ddl sont liés ensemble par la base fixe de la poignée. Le capteur additionnel est fixé aux blocs mobiles de ces trois

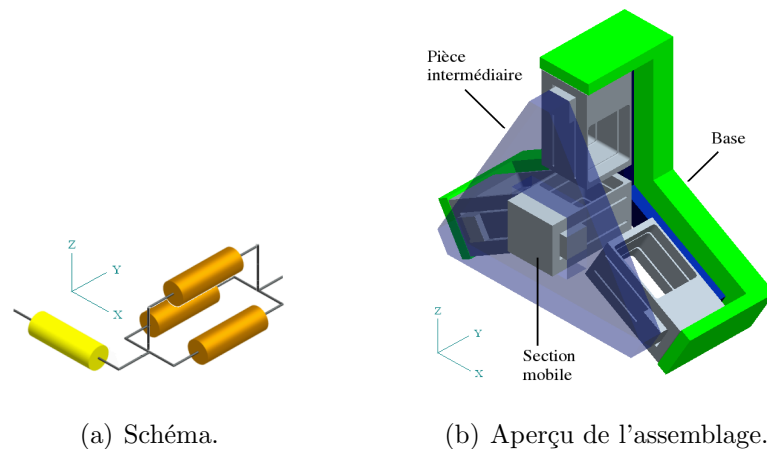


Figure 4.5 : Bascule à 3 ddl et capteur en série.

capteurs par l'entremise d'une pièce intermédiaire. La base de ce quatrième capteur est destinée au support de la section manipulée de la poignée.

Cette solution est intéressante du point de vue de l'encombrement et de la symétrie de l'assemblage obtenu. L'ensemble peut être placé à la base de la poignée, soit à une certaine distance  $r_f$  du centre de la poignée. L'évaluation de  $f_z$  par l'entremise du moment  $r_f f_z$  résultant soumet toutefois le dernier capteur de la chaîne à des efforts notables dans les directions transverses, de sorte que sa raideur doit être très élevée selon ces directions. De même, les capteurs composant la bascule à 3 ddl se retrouvent soumis à des efforts de flexion et de torsion dans des directions qui ne sont pas alignées avec les axes de symétrie du mécanisme compliant, ce qui peut générer des contraintes importantes dans les lames. Les ddl secondaires de ces capteurs doivent dans ce cas être suffisamment flexibles pour permettre le débattement désiré aux capteurs, ce qui requiert une modélisation plus complexe tenant compte du couplage entre les mesures.

#### 4.2.4.2 Deux bascules en série (axes $x_0$ parallèles)

La figure 4.6 illustre un assemblage pour lequel deux bascules sont assemblées en série de manière à ce que les axes  $x_0$  des capteurs soient parallèles. Pour cette configuration, la force selon l'axe  $x$  est estimée de manière indirecte par l'entremise du moment  $c_y = r_f f_x$  résultant, ce qui requiert que la poignée soit située à une distance  $r_f$  suffisante au dessus ou en dessous de l'assemblage. Une configuration proche de celle-ci consiste à assembler en parallèle deux séries identiques de deux capteurs, ce qui revient toutefois à un assemblage très similaire.

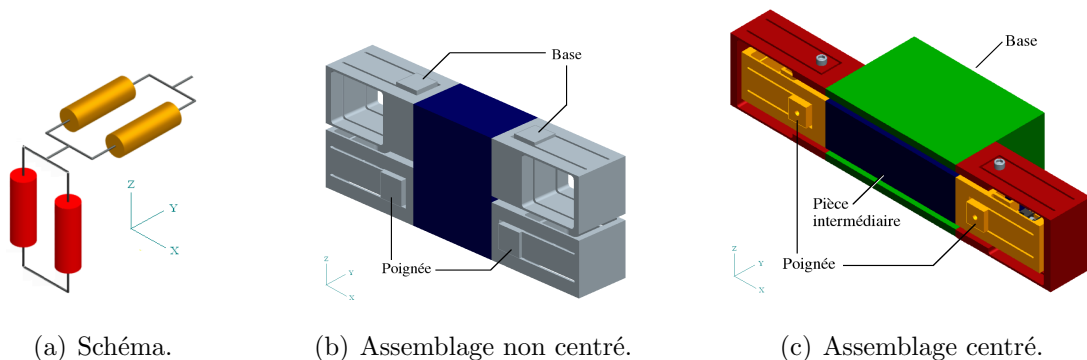


Figure 4.6 : Deux bascules en série (axes  $x_0$  parallèles).

Les capteurs de force étant assemblés en parallèle deux à deux, les efforts transverses subis par chacun demeurent moins importants que pour des capteurs assemblés en série. Cette solution permet également un encombrement minimal, les capteurs pouvant être alignés le long de l'axe de la poignée. Le montage (c) est le plus intéressant en ce sens, la première bascule étant insérée dans la seconde. Pour ce montage, la poignée est fixée aux blocs mobiles de la bascule intérieure, qui est à son tour fixée aux blocs mobiles de la seconde bascule. Les deux bascules de l'assemblage (b) sont pour leur part reliées par la base des capteurs. Pour l'une ou l'autre des alternatives proposées, le bras de levier ainsi obtenu entraîne toutefois un moment de torsion  $c_x$  dans l'ensemble des lames lorsqu'une force orientée en  $y$  est appliquée, ce qui peut entraîner une augmentation importante des contraintes locales. La torsion constituant un ddl secondaire des articulations à lame, il est possible que cette assemblage s'avère trop sensible aux efforts de torsion lors de la mesure de  $f_y$ .

#### 4.2.4.3 Deux bascules en série (axes $x_0$ perpendiculaires)

Une autre manière d'assembler deux bascules en série est illustrée à la figure 4.7. Cette fois les bascules sont perpendiculaires l'une par rapport à l'autre, ce qui résulte

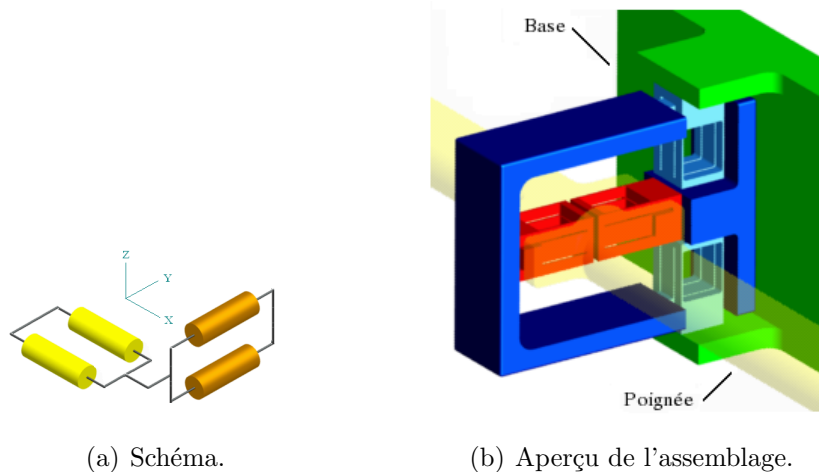


Figure 4.7 : Deux bascules en série (axes  $x_0$  perpendiculaires).

en un encombrement plus important. Le volume occupé est particulièrement important selon l'axe  $y$ , les deux bras de levier ( $r_A$  et  $r_f$ ) étant alignés selon ce dernier. La bascule dont les capteurs sont orientés à l'horizontale est utilisée pour la mesure du moment  $c_z$ . La seconde bascule, orientée à la verticale, permet pour sa part l'évaluation de  $f_z$  à partir du moment  $c_x = r_f f_z$ , où  $r_f$  désigne la distance entre le centre de cette seconde

bascule et le centre de la poignée. Un assemblage symétrique peut être obtenu par un choix réfléchi de l'ordre de liaison des capteurs, tout en cherchant à limiter le nombre de composantes additionnelles requises. Seule la bascule orientée à la verticale est cette fois sujette à un effort de torsion, soit lorsque l'opérateur applique un moment  $c_z$ . L'effort de torsion risque toutefois d'être plus élevé que pour l'assemblage précédent, les manches de la poignée agissant cette fois comme bras de levier.

#### 4.2.4.4 Une bascule et deux capteurs en série

L'assemblage le plus intuitif demeure la combinaison d'une bascule et de deux capteurs assemblés en série, tel qu'illustré à la figure 4.8. La bascule est dans ce cas destinée à la mesure du moment et d'une composante de force dans le plan  $(x, y)$ , et les deux autres capteurs à l'évaluation des deux composantes restantes de l'effort. L'assemblage sériel développé précédemment, pour lequel un capteur de force est placé à l'intérieur du second, peut être utilisé ici afin de réduire l'encombrement requis et limiter la génération de moments lors de la transmission de l'effort. Pour ces mêmes raisons, il est préférable que les axes de symétrie de la bascule soient également alignés avec les axes de mesures selon les autres directions. Ces conditions ont mené aux solutions présentées

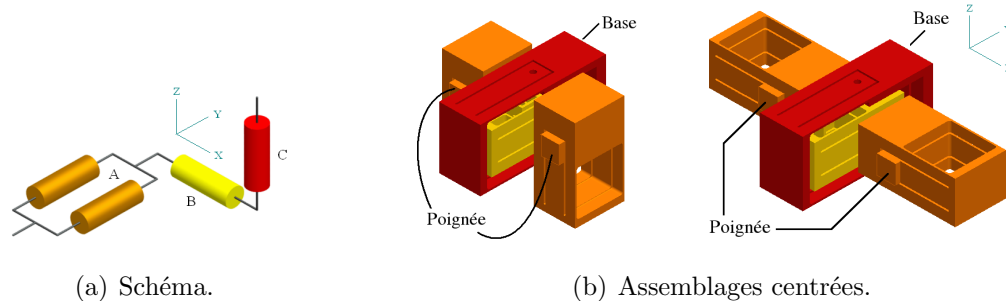


Figure 4.8 : Une bascule et deux capteurs en série.

en (b). La forme obtenue suggère d'assembler la poignée sur les capteurs situés sur les côtés, et de fixer le capteur du centre à l'encastrement. Pour le second montage, aucun effort de torsion n'est transmis aux lames lors de la mesure des 4 ddl requis, ce qui le rend très intéressant en comparaison avec les assemblages précédents. Les contraintes générées lorsqu'un effort transverse est transmis demeurent par ailleurs suffisamment petites comparées à celles observées selon l'axe de mesure. La figure 4.9 montre à titre d'exemple la distribution des contraintes obtenue sous l'effet de  $f_x$  et  $c_z$ . Une concentration de contraintes est toutefois observable à l'extrémité des fentes séparant les lames lorsque ces dernières sont soumises à une flexion transverse. L'utilisation d'un rayon suf-

fisamment grand à ce niveau permet de réduire l'effet de concentration des contraintes.

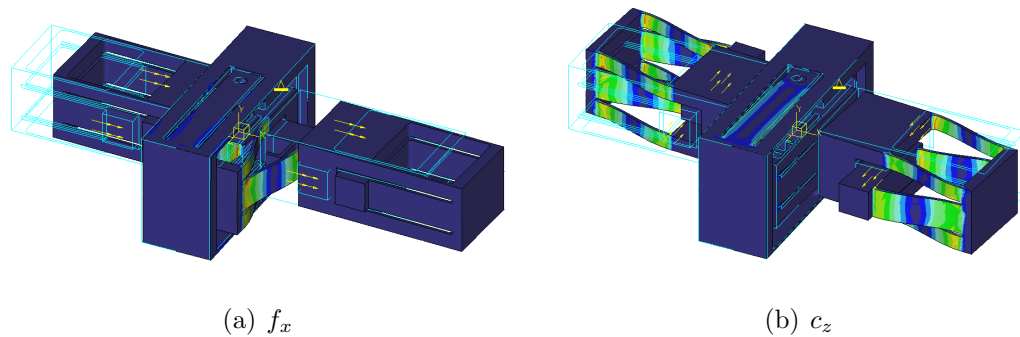


Figure 4.9 : Distribution des contraintes dans l'assemblage.

Cet assemblage se distingue des précédents par son encombrement minimal, une transmission efficace des efforts et l'obtention d'un comportement le plus découplé possible, comme quoi la solution la plus simple est parfois la plus appropriée. Le design de l'assemblage peut toutefois être amélioré, notamment en ce qui concerne la manière dont les capteurs sont fixés les uns aux autres et la position  $r_A$  des capteurs destinés à la mesure de  $c_z$ . L'assemblage doit également être adapté aux critères imposés par l'application visée, ce qui inclut le choix de dimensions appropriées pour les capteurs d'efforts. Cette étape fait l'objet de la section suivante.

## 4.3 Développement de la solution

### 4.3.1 Conventions et hypothèses simplificatrices

Pour les développements à venir, les capteurs de la bascule sont identifiés par la lettre  $A$ , le capteur orienté selon l'axe  $x$  par la lettre  $B$  et le capteur mesurant  $c_z$  par la lettre  $C$ . Par ordre alphabétique, ces dernières désignent les capteurs selon leur apparition dans la chaîne sérielle, de la poignée à l'encastrement. La matrice de transformation  $\mathbf{H}$  reliant

les efforts mesurés  $\mathbf{f}_{mes}$  aux efforts appliqués  $\mathbf{w}$  se définit pour sa part comme suit :

$$\mathbf{w} = \mathbf{H}\mathbf{f}_{mes} \quad (4.6)$$

$$\Rightarrow \begin{bmatrix} f_x \\ f_y \\ f_z \\ c_z \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 1 & 0 \\ 1 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ -r_A & r_A & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} f_{A1} \\ f_{A2} \\ f_B \\ f_C \end{bmatrix} \quad (4.7)$$

où  $\mathbf{f}_{mes}$  regroupe les forces mesurées par les quatre capteurs d'efforts, où  $f_{A1}$  et  $f_{A2}$  désignent les forces mesurées par les capteurs de gauche et de droite respectivement. Le caractère découplé de cette relation permet de déduire facilement les raideurs axiales requises pour chaque capteur de force, soit  $K_{B,C} = 40 \text{ N} / 0,4 \text{ mm} = 100 \text{ N/mm}$  pour les capteurs  $B$  et  $C$ , et  $K_A = K_{B,C}/2 = 50 \text{ N/mm}$  pour les capteurs  $A$ . Comme le débattement maximal selon les trois axes de translation est de  $0,4 \text{ mm}$ , la raideur axiale  $K_{\delta f_{x,y,z}}$  de l'assemblage est de  $100 \text{ N/mm}$  dans les trois directions. La raideur angulaire  $K_{\theta c_z}$  selon la rotation  $\theta$  est pour sa part imposée par la distance  $r_A$  des capteurs  $A$  par rapport au centre de l'assemblage. L'approximation des petits angles permet de poser :

$$K_{\theta c_z} = \frac{c_z}{\theta} = \frac{r_A c_z}{\delta} \quad \text{pour} \quad \theta = \delta/r_A. \quad (4.8)$$

L'évaluation du moment à partir des efforts mesurés aux capteurs  $A$  (équation 4.2) permet également de poser :

$$K_{\theta c_z} = \frac{r_A(2f_A r_A)}{\delta} = 2K_A r_A^2 \quad (4.9)$$

Ce qui permet de caractériser la relation entre la raideur des capteurs d'efforts et celle de l'assemblage comme suit :

$$\begin{bmatrix} K_{\delta f_x} \\ K_{\delta f_y} \\ K_{\delta f_z} \\ K_{\theta c_z} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 1 & 0 \\ 1 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ r_A^2 & r_A^2 & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} K_{A1} \\ K_{A2} \\ K_B \\ K_C \end{bmatrix} \quad (4.10)$$

Ce comportement est *idéal*, en ce sens qu'il suppose une raideur infinie des mécanismes compliants dans les directions transverses, que la rotation générée dans la bascule est suffisamment petite pour ne pas affecter le comportement du capteur d'efforts, et qu'aucun jeu dans l'assemblage ne vient modifier la flexibilité de l'ensemble. La raideur des ddl non mesurés, soit les moments  $c_x$  et  $c_y$ , doit par ailleurs être suffisamment élevée pour qu'ils soient considérés comme rigides. Ne prendre en compte que de la raideur

selon les axes du repère entraîne d'autre part une évaluation incomplète, le couplage entre les divers ddl étant négligé. Le modèle découplé utilisé au chapitre 2 est tout de même repris ici, sa précision étant considérée suffisante pour la recherche d'un design approprié pour l'application étudiée.

### 4.3.2 Mode d'assemblage des capteurs d'efforts

La figure 4.10 présente les alternatives considérées pour l'assemblage des capteurs. Le principal facteur pris en compte est la distance maximale  $r_A$  à laquelle l'axe de mesure des capteurs  $A$  peut être placé, afin d'obtenir le meilleur rapport de grandeur  $f_m/f_a$ , défini par  $r_A/r_m$  (voir équation 4.3). La valeur admissible est posée en fonction des

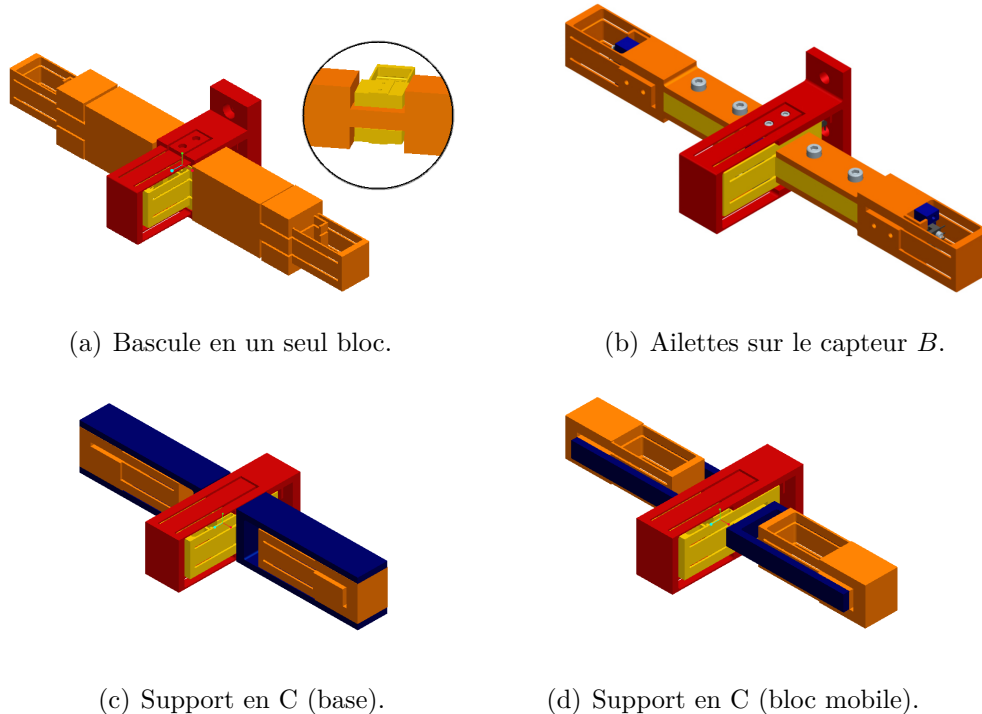


Figure 4.10 : Modes d'assemblage possibles des capteurs pour la configuration choisie.

contraintes de dimensionnement de la poignée et des contraintes d'ergonomie (voir section 4.4) à  $r_A = 60$  mm, pour un rapport de grandeur résultant de  $1/3$  et une raideur angulaire de  $2K_A r_A^2 = 6$  Nm. La minimisation de l'encombrement favorise les options (c) à (d) dans ce cas, l'espace alloué entre les capteurs  $B$  et  $C$  et les capteurs  $A$  permettant l'orientation des capteurs  $A$  vers le centre. Cette alternative permet également de simplifier l'usinage des mécanismes et de diminuer la masse propre aux liens entre

le capteur  $B$  et les capteurs  $A$ . Le second facteur de choix est la facilité d'assemblage. Entre les solutions (c) et (d), la dernière est plus intéressante en ce sens, la poignée pouvant alors entourer l'assemblage dans le plan  $(x, z)$ . À l'opposé, le montage de la poignée sur l'assemblage (c) implique de contourner la région avant des capteurs  $B$  et  $C$ , de sorte que la solution (d) lui est préférée.

### 4.3.3 Matériau

Si l'aluminium offre l'avantage d'une faible densité et d'une bonne flexibilité, la conception des prototypes au chapitre 2 a révélé que ce matériau est difficile à usiner par EDM, et que, par conséquent, on obtient une précision limitée sur les dimensions du capteur. Comme la précision de coupe affecte de manière importante le comportement du mécanisme compliant, un acier disponible à l'atelier de génie mécanique est préféré pour la fabrication des capteurs d'efforts. Le débattement requis étant plus petit que pour le prototype réalisé au chapitre 2, il est de fait possible d'utiliser un matériau moins flexible. Le choix s'est arrêté sur l'acier inoxydable 316, utilisé notamment dans l'industrie agro-alimentaire pour sa résistance élevée à la corrosion. Les caractéristiques utiles de ce matériau sont regroupées dans le tableau 4.2. La limite en fatigue  $\sigma_f$  n'étant pas disponible, une valeur de 170 MPa est choisie pour la contrainte maximale pour l'obtention d'un premier prototype. Les pièces soutenant les capteurs  $A$  et les supports des PI sont pour leur part fabriquées en aluminium afin d'en réduire la masse.

Tableau 4.2 : Caractéristiques de l'acier inoxydable 316 (www.matweb.com).

Caractéristique	Valeur	Caractéristique	Valeur
Densité $\rho$	8000 kg/m <sup>3</sup>	Module d'élasticité $E$	193 GPa
Limite en rupture $\sigma_r$	515 MPa	Limite élastique $\sigma_e$	205 MPa
Limite en fatigue $\sigma_f$	Inconnue	Élongation $\epsilon = \sigma_e/E$	0,11 %

### 4.3.4 Dimensionnement du mécanisme compliant

Les contraintes dimensionnelles liées à l'encombrement maximal et à l'usinage par EDM sont prises en compte à nouveau pour le choix des dimensions principales ( $h$ ,  $b$ ,  $\vartheta$ ,  $l$  et  $e$ )



et secondaires (rayon  $r_c$  aux encastresments et largeur des fentes  $g$ ). Ces contraintes sont résumées au tableau 4.3. Une attention particulière est accordée à la raideur transverse, chaque capteur pouvant être soumis à un effort dans n'importe quelle direction lorsque l'opérateur manipule la poignée. Cette situation implique la sélection de lames suffisamment larges par rapport à leur épaisseur (rapport  $b/h$  élevé). À contrainte s'oppose toutefois la recherche d'un encombrement minimal, d'où les rapports minimaux imposés aux lames ( $b_2/h \geq 4$  et  $b_1/h \geq 8$ ). Les contraintes d'assemblage propres à la configuration choisie doivent aussi être considérées lors du dimensionnement, par exemple pour permettre l'insertion du capteur  $B$  entre les lames du capteur  $C$ . Le capteur  $C$  étant appelé à soutenir le poids des autres capteurs, la minimisation de la masse constituée également un aspect important.

Tableau 4.3 : Contraintes dimensionnelles des mécanismes compliant.

Dim.	Min.	Raison	Max	Raison
$h$	0,5 mm	Usinage EDM	$\min(b_2/4, b/8)$ mm	Raideur transverse
$l$	$2b$ mm	Flexibilité min.	$\min(30, 60h)$ mm	Encombrement, Usinage EDM <sup>a</sup>
$b$	8 mm	Largeur de 2 PI	$b_{tot} - 2(b_2 + g)$	Encombrement
$\vartheta = b_2/b$	2/5	Répartition des contraintes <sup>b</sup>	3/5	Répartition des contraintes
$e_{A,B}$	15 mm	Assemblage des PI	30 mm	Encombrement
$e_C$	$b_{globalB}$ <sup>c</sup>	Capteur $B$	30 mm	Encombrement
$r_c$	0,2 mm	Usinage EDM	2 mm	Encombrement
$g$	0,4 mm	Usinage EDM	2 mm	Encombrement
$b_{tot}$ <sup>d</sup>	16 mm	Raideur transverse	25 mm	Encombrement

<sup>a</sup>Élancement maximal des lames sans risques de déformations [22]

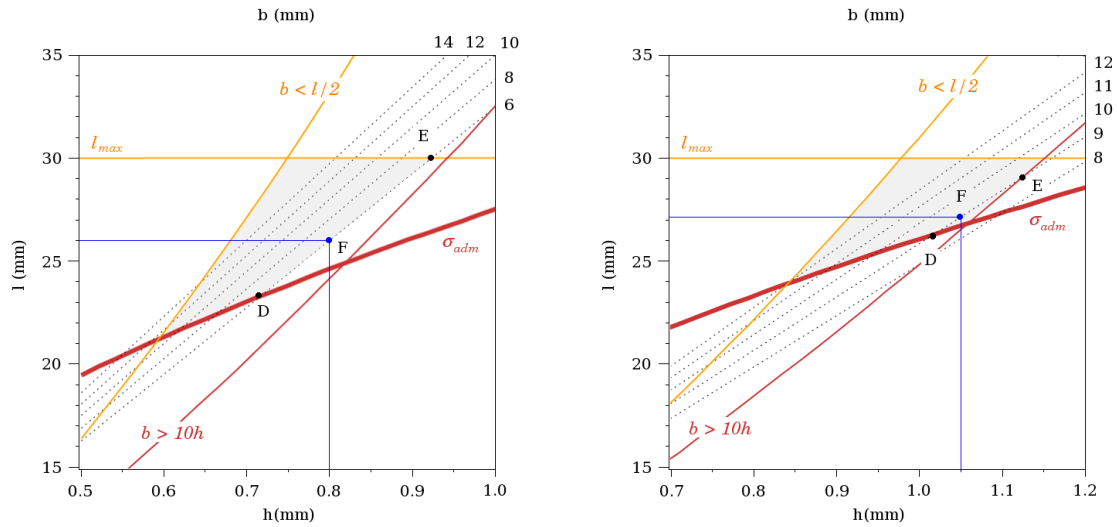
<sup>b</sup>Répartition égale pour  $\vartheta = 1/2$

<sup>c</sup>Largeur globale du capteur  $B$ , incluant les prises d'usinage

<sup>d</sup>Largeur totale de la table compensée :  $b_{tot} = b + 2(b_2 + g)$

Les équations et l'abaque de dimensionnement utilisées au chapitre 2 sont reprises ici pour déterminer les dimensions principales. Les dimensions secondaires sont pour leur part décidées par évaluation des concentrations de contraintes à l'aide d'une analyse par éléments finis (AEF). L'évaluation de l'influence du rayon  $r_c$  des filets et de la largeur  $g$  des fentes a notamment permis de définir une valeur sécuritaire de 1,5 mm pour chacun. La figure 4.11 présente les abaques de dimensionnement utilisés pour le

capteur  $A$  et les capteurs  $B$  et  $C$ . Le premier correspond au cas où  $\vartheta = 0,625$ , une série de tests par éléments finis ayant révélé une meilleure répartition des efforts de torsion pour ce rapport des largeurs. Un rapport de  $1/2$  est toutefois conservé pour les capteurs  $B$  et  $C$  compte tenu de l'encombrement trop important requis lorsque  $\vartheta$  s'écarte de cette valeur.



(a) Capteurs  $A$  ( $K = 50$  N/mm,  $\vartheta = 5/8$ ). (b) Capteurs  $B$  et  $C$  ( $K = 100$  N/mm,  $\vartheta = 1/2$ ).

Figure 4.11 : Abaqués de dimensionnement utilisés pour le design des capteurs d'efforts.

La contrainte imposée sur la largeur minimale des lames du centre ( $b$ ) est utilisée comme point de départ pour les trois capteurs. Les solutions considérées se trouvent donc sur la droite représentant  $b = 8$  mm, entre les valeurs limites  $D$  et  $E$  délimitées par les frontières du domaine de solution. Ces frontières sont définies par les mêmes contraintes qu'au chapitre 2, soit la contrainte maximale admissible  $\sigma_{adm}$ , l'éclatement minimal des sections des lames  $b/h \geq 8$  et  $b_2/h \geq 4$ , la longueur maximale  $l_{max}$  des lames et le rapport minimal de la longueur sur la largeur  $l/b \geq 2$ . Pour les rapports de largeurs  $\vartheta$  utilisés, la condition sur  $b_2/h$  est automatiquement satisfaite si celle sur  $b/h$  est respectée. Tel qu'illustré par l'abaque (b), il n'est toutefois pas possible d'obtenir une largeur de lame de 8 mm pour les capteurs  $B$  et  $C$ , de sorte qu'une solution pour  $b = 9$  mm est recherchée. La combinaison  $(l, h)$  retenue (F) constitue un compromis entre les valeurs limites  $D$  et  $E$ . Une même solution est choisie pour les capteurs  $B$  et  $C$ , soit  $h = 1,05$  mm et  $l = 27,2$  mm, contre 0,8 mm et 26 mm pour le capteur  $A$ . Une vérification par AEF révèle une contrainte maximale proche de la valeur théorique, pour un débatement inférieur à celui désiré toutefois (0,35 mm en moyenne). L'évaluation

des résultats obtenus suite à une légère modification de l'une ou l'autre des dimensions permet d'identifier celles menant au débattement désiré, ce qui a été réalisé dans ce cas en augmentant la longueur des lames. Les dimensions finales sont résumées au tableau 4.4. Ce tableau informe également sur la raideur et la contrainte théorique correspondantes et sur les résultats obtenus pour ces mêmes mesures par AEF.

Tableau 4.4 : Dimensions et caractéristiques des capteurs d'efforts.

Valeur	Capteur A	Capteur B	Capteur C
$h$	0,8 mm	1,05 mm	1,05 mm
$l$	27,5 mm	28 mm	28 mm
$e$	15,2 mm	15,05 mm	30,15 mm
$b$	8 mm	9 mm	9 mm
$b_2$	5 mm	4,5 mm	4,5 mm
$\vartheta$	0,625	0,5	0,5
$b_1/h$	10	8,6	8,6
$b_2/h$	6,3	4,3	4,3
$b_{tot}$	21 mm	21 mm	21 mm
$h_{tot}^a$	16 mm	16,1 mm	31,2 mm
$h_i^b$	14,4 mm	14 mm	29,1 mm
$h_{ext}$	21 mm	21 mm	37,2 mm
$b_{ext}$	25 mm	25 mm	25 mm
$l_{ext}$	51,5 mm	53 mm	72,5 mm
$h_{ext} \times b_{ext} \times l_{ext}$	27 cm <sup>3</sup>	27,8 cm <sup>3</sup>	67,4 cm <sup>3</sup>
$K_{theo}$	42,2 N/mm	91,6 N/mm	91,6 N/mm
$\sigma_{theo}$	161 MPa	169 MPa	169 MPa
$K_{AEF}$	49,9 N/mm	105,3 N/mm	102,6 N/mm
$\sigma_{AEF}$	150 MPa	158 MPa	165 MPa

<sup>a</sup>Hauteur totale de la table deux lames double :  $h_{tot} = e + h$

<sup>b</sup>Hauteur libre entre les lames :  $h_i = e - h$

La base de chaque capteur est d'autre part élargie et allongée de manière à permettre l'insertion des vis d'assemblage et une bonne prise lors de l'usinage. Quoique nécessaire, cet ajout de matière augmente la longueur des mécanismes d'une quinzaine de millimètre et augmente leur poids d'un facteur proche de 2. Les dimensions globales

résultantes pour chaque capteur sont incluses dans le tableau 4.4 (indice *ext*). La figure 4.12 présente un aperçu de l'assemblage ainsi obtenu. L'encombrement total de l'assemblage au complet est de  $144 \times 75,5 \times 37,2$  mm selon les axes  $x$ ,  $y$  et  $z$ , respectivement, ce qui respecte l'encombrement désiré tout en laissant suffisamment d'espace pour l'assemblage des autres composantes de la poignée.

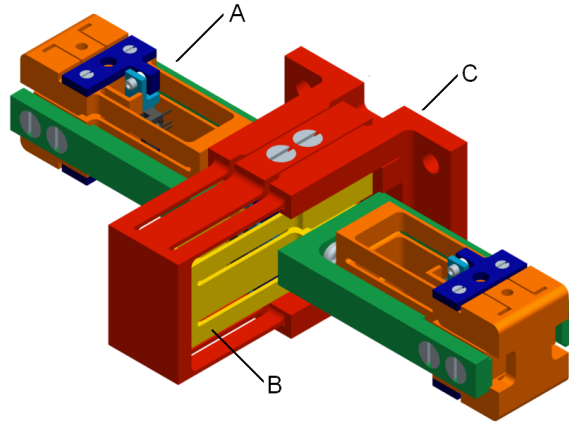


Figure 4.12 : Assemblage à 4 ddl final.

### 4.3.5 Assemblage des photointerrupteurs

L'épaisseur importante de la base des capteurs empêche l'assemblage du support des PI sur les capteurs *A* et *B* de la même manière qu'au chapitre 2. Ces supports sont donc modifiés afin de pouvoir être assemblés sur les côtés des capteurs, de part et d'autre du trou de vis déjà présent, tel qu'illustré à la figure 4.13(a). Cette solution a l'avantage de ne pas affecter les dimensions globales des capteurs. L'essai des prototypes développés au chapitre 2 a par ailleurs révélé que l'ajustement précis de la position verticale des supports est difficilement réalisable par la seule utilisation du jeu laissé dans les trous de passage, qui requiert une approche par essais et erreurs. Même si les trous destinés à l'assemblage du support sont usinés avec précision, un jeu du même ordre de grandeur que le déplacement mesuré est toujours présent, de sorte que le positionnement précis des PI demeure aléatoire. Une solution alternative est donc développée, qui consiste à diviser le support des PI en deux parties reliées par un système permettant l'ajustement de la position verticale, tel que représenté en (b). Ce système se comporte comme un ressort précontraint grâce à deux rondelles de caoutchouc insérées entre les deux

sections du support, autour des vis les maintenant ensemble. Une fois comprimées, les rondelles génèrent une force dans le sens opposé de l'effort de compression appliqué par les vis, ce qui permet un mouvement fluide de l'ensemble lorsque les vis sont vissées ou dévissées légèrement. Les vis sont placées assez loin du centre du support pour être accessibles une fois le support fixé sur le capteur de force. La résolution élevée de l'ajustement ainsi obtenu permet de positionner les PI avec une très bonne précision. Pour des vis d'assemblage #0-80, une rotation d'un demi tour résulte par exemple en un déplacement de 0,16 mm de la section centrale.

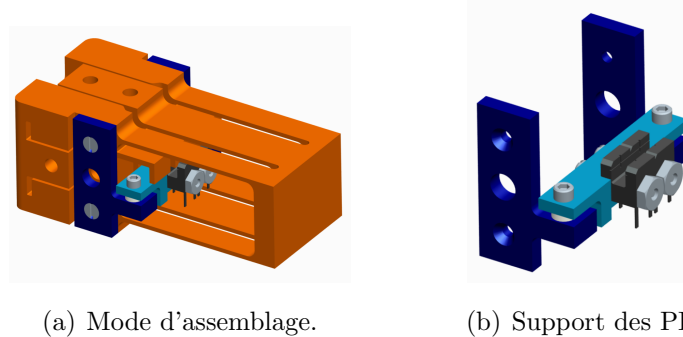


Figure 4.13 : Assemblage des PI aux capteurs *A* et *B*.

La forme et le mode d'assemblage particulier du capteur *C* empêche le montage des PI à l'aide d'un support. La solution apportée dans ce cas consiste à usiner le masque sur la base du capteur *C* plutôt que sur la partie mobile, et à fixer les PI à même le capteur *B*, ce dernier composant le bloc mobile du capteur *C*. Un espace à l'arrière du capteur *C* est alloué afin d'y loger les capteurs, tel qu'illustré à la figure 4.14. Une fente est créée à l'arrière du capteur *C* pour faciliter l'accès aux PI une fois les capteurs de force assemblés si un ajustement de leur position est requis. Une solution assurant un ajustement précis n'a toutefois pas été développée pour le capteur *C*.

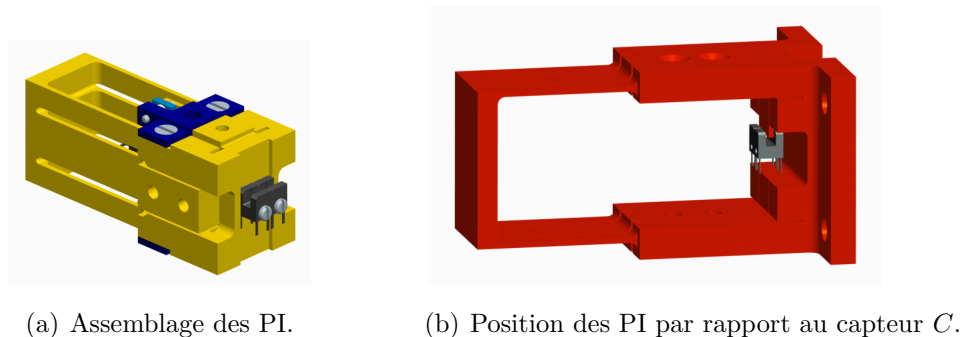
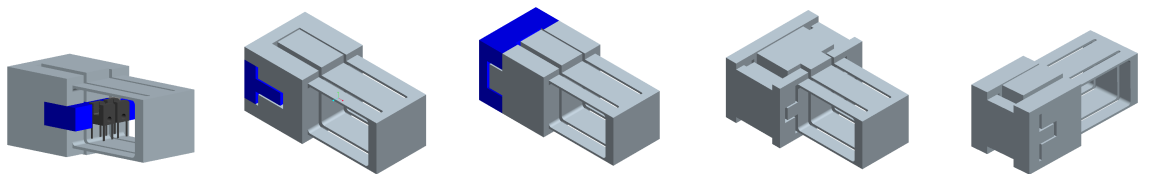


Figure 4.14 : Assemblage des PI au capteur *C*.

### 4.3.6 Butées

Afin d'éviter le bris ou la déformation plastique du mécanisme compliant suite à une surcharge, chaque capteur de force doit inclure une butée mécanique limitant le débattement axial à la valeur désirée. Pour que la butée soit fonctionnelle dans un sens comme dans l'autre, il est possible de tirer partie de la symétrie du mécanisme compliant par rapport à sa position neutre. La figure 4.15 illustre quelques possibilités étudiées en ce sens. Une première solution (a) consiste à utiliser le support des PI comme butée, en ajustant son design de manière à laisser le jeu désiré entre ce dernier et le bloc mobile. Si cette solution simplifie l'assemblage du support et ne requiert pas de pièces additionnelles, la mesure des PI pourrait néanmoins être affectée lorsque le mécanisme entre en butée. Les solutions (b) et (c) se résument à l'ajout d'une pièce à l'arrière du mécanisme, usinée de manière à laisser un jeu correspondant au débattement recherché lorsqu'assemblé. Ces solutions ont l'avantage d'être simples à mettre en œuvre, mais peuvent résulter en une précision insuffisante. Le débattement imposé est de fait très petit, et une erreur de quelques centièmes de millimètres peut affecter de façon importantes la raideur et la contrainte maximale. Une autre alternative consiste



(a) Support PI. (b) Bloc intérieur. (c) Bloc extérieur. (d) Coupe de face. (e) Coupe de côté.

Figure 4.15 : Design d'une butée axiale.

à créer la butée à même la pièce par l'entremise d'une coupe à l'EDM, tel que réalisé en (d) et (e). Dans les deux cas, une coupe supplémentaire à l'aide d'une fraiseuse est requise afin de libérer le bloc mobile. La solution (d) a le désavantage de nécessiter une coupe dans un plan différent que le reste du mécanisme compliant, ce qui peut s'avérer difficile du point de l'usinage. Elle requiert aussi une augmentation de la largeur du capteur, de sorte que la solution (e) lui est préférée. Par recherche de précision, cette dernière solution est retenue. La figure 4.16 présente une vue en coupe du mécanisme permettant de voir le fonctionnement de la butée. Une solution similaire a également été développée pour le capteur *C*.

La butée proposée ne protège toutefois pas les capteurs d'efforts selon les autres ddl.

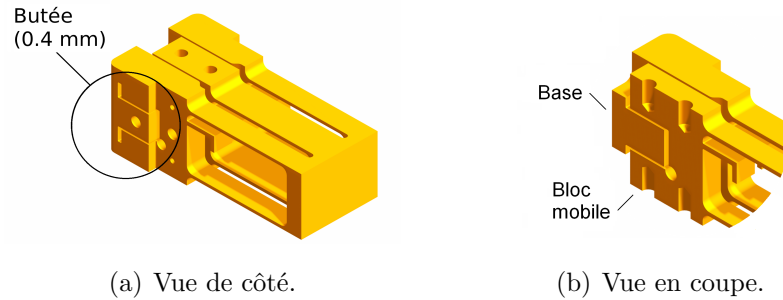


Figure 4.16 : Aperçu de la butée axiale.

L'effort transverse peut devenir très élevé lorsqu'un des capteurs atteint son débattement maximal, car dans ce cas l'effort excédant est transmis directement aux autres composantes. Une surcharge peut également survenir dans n'importe quelle direction, incluant les ddl non couverts par la mesure d'effort. Compte tenu de la raideur importante des capteurs dans les directions transverses, l'ajout de butées à même le capteur n'est toutefois pas une solution appropriée. Le design de butées extérieures à l'assemblage constitue une alternative plus viable, l'assemblage sériel des capteurs entraînant un débattement plus grand au niveau de la poignée qu'aux capteurs. L'ajout de butées à l'extérieur de l'assemblage de capteurs permet également la protection de l'ensemble des composantes de la poignée. Une solution à cette problématique est développée à la section 4.4.4, qui traite du design du boîtier de la poignée sensible.

### 4.3.7 Discussion

Les étapes ayant mené à la sélection et au développement de l'assemblage à 4 ddl ont été présentées dans les sections précédentes. Diverses solutions ont d'abord été considérées, avant d'arrêter le choix sur celle présentant le comportement le plus découplé et un encombrement minimal. Le design de l'assemblage sélectionné a ensuite été développé jusqu'à un niveau de détail permettant la création d'un prototype, ce qui inclut notamment le dimensionnement approprié du mécanisme compliant et la conception d'une butée comprise à même ce mécanisme. La présentation du prototype de l'assemblage fait suite à la prochaine section, dans laquelle les principales étapes et exigences liées à la conception de la poignée sensible sont abordées.

## 4.4 Design de la poignée

### 4.4.1 Critères de design de la poignée

Les critères à considérer dans le développement de la poignée dans son ensemble sont résumés au tableau 4.5. Les composantes à développer consistent essentiellement en un manche où l'opérateur pose ses mains et une base rigide pouvant être fixée à l'effecteur. L'assemblage à 4 ddl sert de pont entre ces deux sections, et le mode de fixation de l'un et l'autre a été inclus dans le design des capteurs d'efforts  $A$  et  $C$ . On souhaite par ailleurs que l'ensemble des composantes de mesure demeurent protégées contre les éléments extérieurs et les coups, de sorte qu'un boîtier protecteur doit être développé en ce sens. L'insertion de butées à l'intérieur de ce boîtier est également considérée afin de limiter les mouvements globaux et contrer les surcharges éventuelles. Ce boîtier doit pouvoir tenir dans l'espace disponible entre les mains de l'opérateur afin de permettre une utilisation confortable de la poignée. De même, la forme et le fonctionnement de la poignée de même que la position de travail de l'opérateur doivent satisfaire les critères d'ergonomie et de sécurité imposés pour ce type d'interface de communication, introduits ci-après. Les principales caractéristiques des composantes venant compléter le design de la poignée sensible sont ensuite présentées. Ces composantes incluent les manches de la poignée, le montage électrique requis au traitement du signal, le boîtier protecteur et le mode de détection de la présence de l'opérateur.

Tableau 4.5 : Critères de design de la poignée sensible.

Critère	Objectif	Critère	Objectif
Usinage	EDM, fraiseuse	Assemblage	Vis
Protection contre les éléments	Boîtier Lumière	Surcharges	Butées globales
Détection opérateur	Capteur de présence	Détection bris	Redondance mesure (PI)
Longueur manche	$127 \leq L_p$ mm	$\varnothing$ manche	$25 \leq \varnothing_p \leq 38$ mm
Distance mains	$355 \leq 2r_m \leq 500$ mm	Hauteur	$102 \leq h_p \leq 127$ cm
Flexion/extension	$ \phi_m  \leq 45^\circ$	Rotation mains	$ \theta_m  \leq 20^\circ$
Rebords	$5 \times 5$ mm	Surface manche	Non métallique



#### 4.4.1.1 Sécurité

Les standards de sécurité pour la conception d'assistants ergonomiques robotisés imposent que la présence des mains de l'opérateur sur la poignée soit détectée pour que la lecture des efforts appliqués puisse débiter [8]. Cette condition permet d'arrêter le déplacement en cours si l'opérateur lâche la poignée, ou encore d'éviter la génération d'un mouvement lors d'une erreur de mesure. Cette problématique est abordée à la section 4.4.5. Tout mauvais fonctionnement d'un capteur de force doit également être détecté afin d'éviter les erreurs de mesure, ce que permet déjà la redondance des PI.

#### 4.4.1.2 Ergonomie

Outre le danger de collisions, les blessures à long terme guettent aussi l'opérateur si l'ergonomie de l'interface de communication n'est pas suffisante. La compagnie General Motors a défini une série de critères devant être respectés lors du développement d'assistants ergonomiques et d'outils destinés aux chaînes d'assemblage [14, 17]. Les caractéristiques d'intérêt pour le design de la poignée sensible sont incluses dans le tableau 4.5. Ces critères concernent d'une part les dimensions des manches (diamètre  $\varnothing_p$  et longueur  $l_p$ ), la hauteur  $h_p$  de la poignée, l'écart  $2r_m$  alloué entre les mains de l'opérateur et l'orientation imposée à ces dernières ( $\theta_m$  et  $\phi_m$ ). Les plages admissibles dans ce dernier cas sont illustrées à la figure 4.17(a). Cet argument prône en faveur d'une orientation horizontale des manches plutôt que parallèle ou à angle, comme on peut en rencontrer sur certains assistants ergonomiques. Pour une poignée horizontale située à bonne hauteur et pour une distance appropriée entre les points d'appui des mains, il peut de fait être supposé que les mains de l'utilisateur conserveront une orientation adéquate, dans la mesure où l'utilisateur peut demeurer face au centre de la poignée. Une poignée de forme horizontale permet également d'aligner l'axe de symétrie des manches avec l'axe  $x$  de l'assemblage à 4 ddl, et ainsi éviter la génération de couples additionnels lorsqu'un effort est appliqué par l'opérateur.

Une hauteur  $h_p$  inappropriée de la poignée peut pour sa part entraîner des efforts inutiles de la part de l'utilisateur, au niveau du dos et des épaules par exemple. La figure 4.17(b) présente la relation entre la hauteur  $h_p$  des mains à partir du sol et la distance  $a$  entre les mains et le torse lors de la réalisation d'une tâche. La notation 0 désigne les zones de travail les moins dangereuses, alors que le chiffre 3 désigne les positions à éviter en tout temps. Pour une hauteur située entre 1020 et 1070 mm,

l'opérateur est donc libre de se tenir jusqu'à 38 cm de la poignée sans sortir de la zone la plus ergonomique. Le déplacement vertical du manipulateur peut également affecter la zone de travail. Pour l'assistant ergonomique développé au laboratoire, le déplacement vertical maximal est de 0,5 m, de sorte qu'il est possible de demeurer dans une zone de travail appropriée (890 à 1400 mm) en positionnant la poignée à une hauteur d'environ 1,1 m lorsque le manipulateur se trouve au centre de la plage de déplacement vertical.

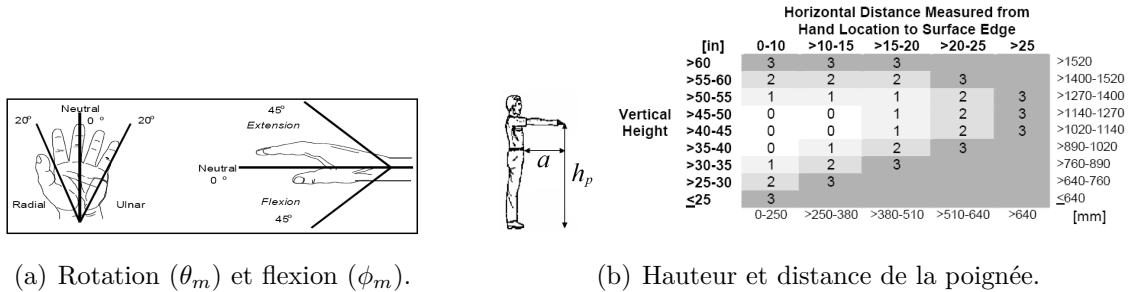


Figure 4.17 : Limites pour l'orientation des mains et la hauteur de la poignée [14].

L'ergonomie de la poignée requiert d'autre part que la surface des manches ne soit pas métallique, ce qui peut être facilement réalisé par l'ajout d'un tube de caoutchouc, comme on en retrouve pour les guidons de bicyclette. Enfin, il est préférable que les manches de la poignée possèdent des rebords à leur extrémité afin de bloquer un éventuel glissement de la main. Si ce critère est avant tout destiné aux poignées orientées verticalement, il revêt tout de même un intérêt pour l'application étudiée.

#### 4.4.2 Manches de la poignée

La section manipulée de la poignée adopte la forme d'une barre cylindrique fixée sur les capteurs  $A$ . Afin de faciliter la fabrication et l'assemblage de cette composante, il a été décidé de la séparer en trois sections, soit deux manches tubulaires ainsi qu'une partie centrale fixée à l'assemblage de capteurs. Un simple tube d'aluminium de 1 po de diamètre extérieur et de 1/8 po d'épaisseur est utilisé pour la fabrication des manches. Le diamètre résultant satisfait les contraintes d'ergonomie, et la faible masse du tube limite l'ajout de masse à la poignée. Une longueur de tube de 190 mm est choisie afin de laisser suffisamment d'espace pour la main de l'opérateur, tel que prescrit par les normes

d'ergonomie. Les manches doivent également être placés à une distance appropriée du centre de la poignée, ce qui dépend des dimensions choisies pour la section centrale.

Cette section est conçue de manière à permettre un assemblage simple des capteurs *A* avec les manches. Le design développé en ce sens consiste en une pièce d'aluminium de quelques centimètres d'épaisseur évidée en son centre afin de pouvoir y insérer l'assemblage de capteurs d'efforts, tel qu'illustré à la figure 4.18. La partie centrale de la poignée entoure ainsi l'assemblage de capteurs, et peut être aisément fixée de part et d'autre des capteurs *A*. La recherche d'un poids minimal justifie le choix de l'aluminium comme matériau. Cette pièce peut être réalisée selon les méthodes d'usinage conventionnelles, quoique la technologie EDM soit préférée pour la réalisation de la coupe intérieure afin de maximiser la précision des dimensions résultantes. Les capteurs *A* étant insérés dans l'espace alloué, la présence de jeux doit de fait être évitée pour maximiser les performances de l'assemblage de capteurs.

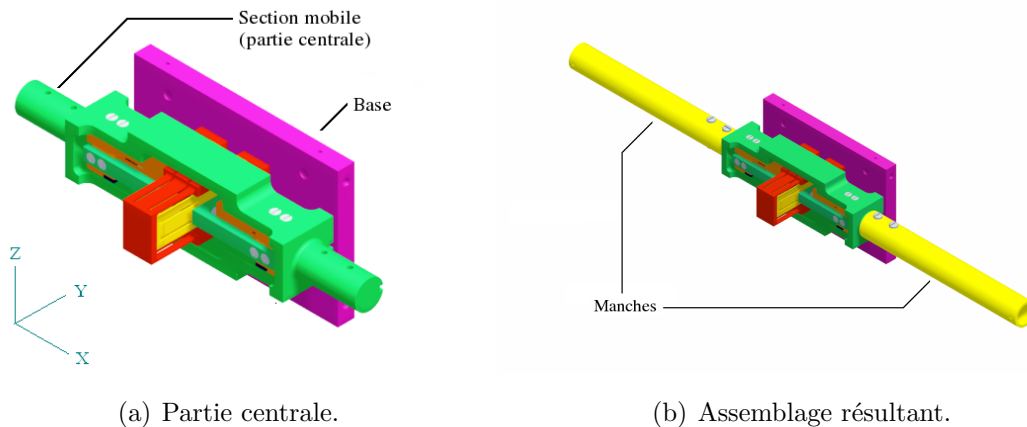


Figure 4.18 : Section manipulée de la poignée.

### 4.4.3 Montage électronique

La bonne acquisition des signaux des capteurs de force requiert un certain nombre de composants électroniques, que l'on inclut à même la poignée à l'intérieur du boîtier protecteur. L'ensemble des composants est regroupé sur une plaque de prototypage électronique, sur laquelle les divers fils issus des capteurs et de l'ordinateur peuvent être branchés. Le montage comprend notamment les résistances nécessaires pour convertir

le signal des photointerrupteurs en tension électrique. La figure 4.19 donne un aperçu du montage réalisé à l'atelier d'électronique lors de la conception du prototype.

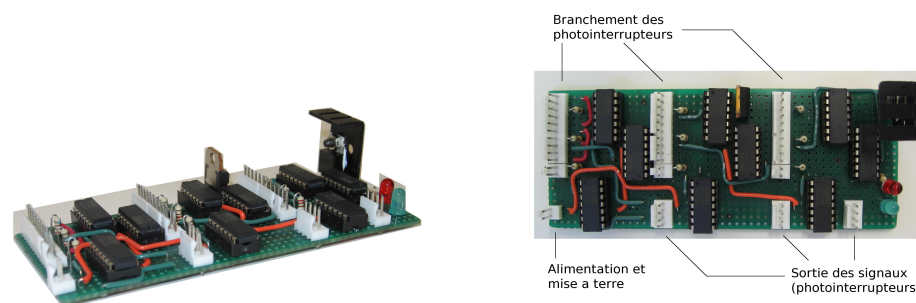


Figure 4.19 : Montage électronique.

Un neuvième photointerrupteur est également ajouté aux composantes électroniques logées à l'intérieur du boîtier. Ce PI supplémentaire ne mesure aucun déplacement, mais sert plutôt de référence pour la bonne gestion du signal émis par les autres PI. Tel qu'il a été souligné au chapitre 2, les photointerrupteurs sont effectivement sensibles aux variations de température. L'utilisation d'un PI de référence permet dans ce cas de détecter l'effet de la température ambiante sur le gain du signal émis. Le signal de ce PI peut aussi servir de valeur de comparaison pour estimer le vieillissement de la source des autres PI, par simple observation de la diminution du signal émis. Ce PI additionnel ne mesurant aucun déplacement, il est simplement fixé à un endroit approprié à l'intérieur du boîtier, dont le design est traité à la section suivante.

#### 4.4.4 Base fixe et boîtier protecteur

La base fixe de la poignée constitue le support sur lequel le capteur  $C$  est fixé. Cette même pièce est également utilisée pour assembler la poignée sur l'effecteur du manipulateur. Elle doit donc être constituée au minimum d'une plaque suffisamment épaisse, capable de supporter le poids de la poignée et les efforts appliqués à cette dernière, incluant les surcharges. Cette base rigide peut également composer une partie du boîtier protecteur. Ce boîtier devant couvrir l'ensemble des capteurs et des composantes électriques, un espace doit être alloué de chaque côté pour permettre le passage des manches de la poignée, tel qu'illustré à la figure 4.20(a).

Il a été souligné précédemment que des butées extérieures à l'assemblage de capteurs seraient utiles à la protection de ces derniers contre toute surcharge. Le design de la base rigide peut être adapté à cette fin. L'endroit où les manches de la poignée sortent du boîtier constitue en effet un emplacement intéressant pour ces butées, les mouvements pouvant y être limités dans tous les sens. Il est de plus préférable de positionner les butées le plus loin possible du centre de la poignée afin de restreindre aussi les débattements angulaires. La recherche de solutions a mené au design de deux blocs latéraux fixés de chaque côté de la base, tel qu'illustré à la figure 4.20. Chacun de ces blocs comprend un trou circulaire permettant le passage des manches de la poignée ainsi qu'une région creuse de forme rectangulaire destinée à accueillir une des extrémités de la partie centrale de la poignée. L'espace entre cette composante et les parois des blocs rigides est suffisamment grand pour admettre tous les mouvements requis lors de l'utilisation de la poignée. Dix vis sans têtes sont ensuite ajoutées à des endroits stratégiques afin de limiter l'espace pouvant être parcouru par la poignée selon chacun des 6 ddl. Le débattement maximal selon une direction est ainsi modifiable par simple rotation des vis correspondantes. Cette condition est nécessaire compte tenu des petits débattements considérés en proportion avec les écart de position pouvant être engendrés par l'assemblage en série des composantes de la poignée.

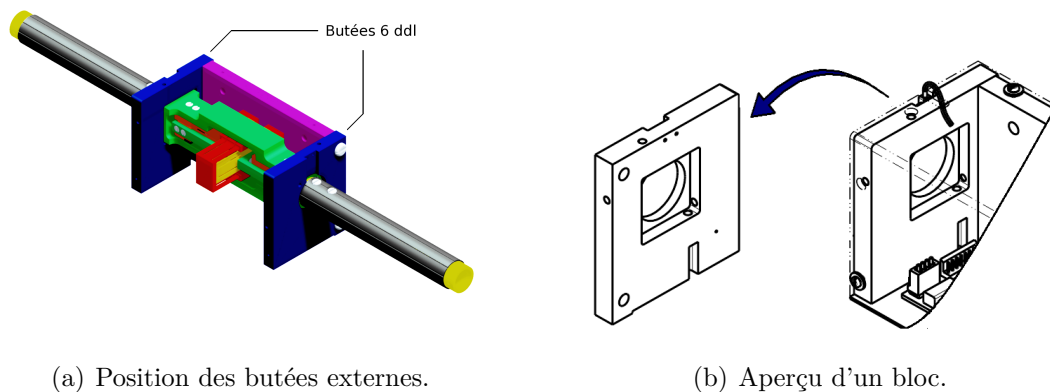


Figure 4.20 : Butées externes.

La figure 4.21 montre la disposition des vis de butée par rapport à la section centrale de la poignée, où les traits plus pâles distinguent les vis placées à l'arrière de celles situées à l'avant pour la vue illustrée. Deux groupes de quatre vis chacun sont d'une part orientés selon les axes  $y$  et  $z$ , respectivement. Les vis appartenant à une même orientation sont réparties deux à deux de chaque côté de la section centrale de la poignée, à

une distance  $\pm r_x$  de l'origine. Cette disposition permet de limiter les débattements en translation comme en rotation selon les axes  $y$  et  $z$ . Chaque vis est également décalée par rapport à l'axe  $x$  de la poignée, ce qui permet de tirer parti de la forme rectangulaire des extrémités de la pièce central de la poignée pour limiter les rotations autour de l'axe  $x$ . Une section de forme carrée est choisie afin permettre le positionnement des vis à égales distances  $r_a$  de l'axe central. Afin d'éviter la concentration de trous à un même endroit, les vis orientées selon l'axe  $x$  sont pour leur part positionnées dans l'un des coins opposés à ceux utilisés par les vis orientées selon les axes  $y$  et  $z$ .

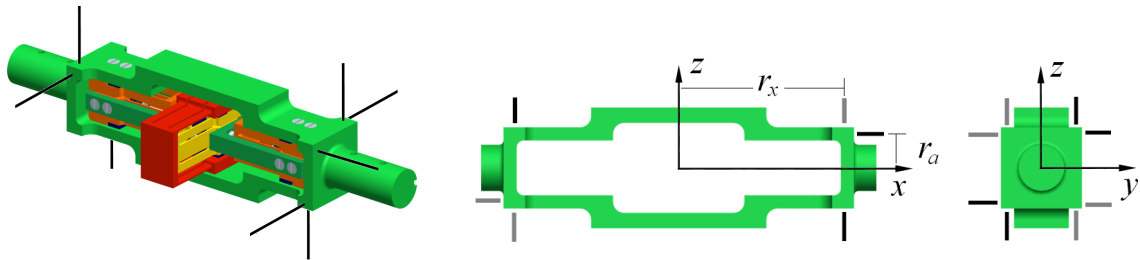


Figure 4.21 : Emplacement et orientation des vis.

L'assemblage ainsi obtenu assure qu'au moins une vis est sollicitée selon chaque ddl. Les débattements maximaux sont posés à 0,4 mm pour chaque translation afin de concorder avec les limites imposées à même les capteurs. Les distances  $r_a$  et  $r_x$  des butées sont fixées à 16 et 78 mm, respectivement, ce qui résulte en des débattements maximaux en rotation de  $1,43^\circ$  autour de l'axe  $x$  et de  $0,29^\circ$  autour des axes  $y$  et  $z$ . Enfin, l'ajout de butées ajustables au design offre la possibilité de bloquer les mouvements de la poignée si requis, pour l'utiliser lors d'un guidage passif du manipulateur par exemple.

Le boîtier de la poignée est complété en ajoutant un couvercle à la base fixe. Le boîtier obtenu doit être suffisamment grand pour contenir l'assemblage de capteurs d'efforts et le montage électronique, et inclure un espace de sortie pour les fils reliés au contrôleur. La solution choisie consiste à ajouter un couvercle pivotant sous le boîtier de manière à faciliter l'accès au filage et aux composants électroniques, à l'image d'une boîte à bijoux tenue à l'envers. Le montage électronique est fixé à même ce couvercle de manière à être aisément accessible lorsque ce dernier est ouvert, tel qu'illustré à la figure 4.22(a). Une plaque d'acrylique pliée à  $90^\circ$  complète l'assemblage du boîtier. La transparence de ce matériau permet l'observation des composants intérieures une fois le boîtier assemblé. Ce choix ne devrait pas affecter la mesure des efforts de façon

notable, le PI utilisé étant peu sensible à la lumière ambiante.

La figure 4.22(b) présente un aperçu de l'assemblage complet. Les dimensions résultantes du boîtier et de la poignée sont résumées au tableau 4.6. L'ensemble de ces dimensions satisfait les contraintes de design imposées au début du chapitre. L'espace alloué de chaque côté du boîtier permet de poser la distance moyenne à laquelle l'utilisateur appuie ses mains à  $r_m = 180$  mm du centre, ce qui résulte en un rapport de grandeur  $f_m/r_A = r_A/r_m$  de  $1/3$ . Un rapport beaucoup plus élevé est difficile à obtenir, compte tenu de l'espace occupé par la section centrale de la poignée et les parois latérales du boîtier.

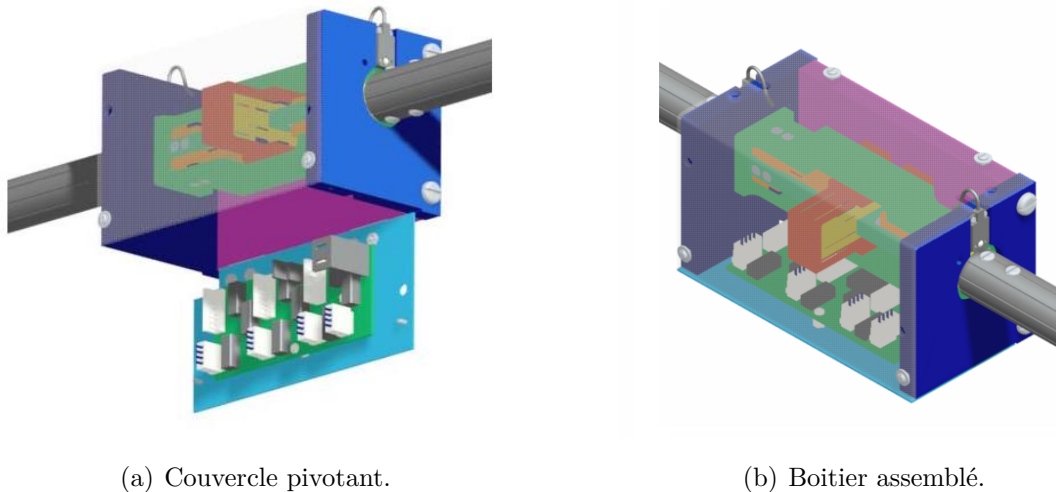


Figure 4.22 : Boîtier de la poignée.

Tableau 4.6 : Dimensions globales de la poignée.

Critère	Objectif	Critère	Objectif
Longueur manche	185 mm	$\varnothing$ manche	25,4 mm
Position des mains	$r_m = 180$ mm	Hauteur poignée	$h_p = 1100$ mm
Longueur poignée	$l_m = 560$ mm	Dimensions boîtier	$174 \times 90 \times 101$ mm <sup>a</sup>

<sup>a</sup>Selon les axes  $x$ ,  $y$  et  $z$  respectivement

#### 4.4.5 Détection de la présence de l'opérateur

Le dernier élément venant compléter l'assemblage de la poignée est l'approche choisie pour détecter la présence des mains de l'utilisateur sur les manches. Ces derniers peuvent par exemple être dotés d'un bouton poussoir ou d'une languette que l'opérateur doit presser pour que l'effort appliqué soit mesuré, comme pour les exemples (a) et (b) présentés à la figure 4.23. Le design de tels interrupteurs doit néanmoins satisfaire plusieurs critères d'ergonomie, notamment en terme de dimensions et de forme [17]. Un interrupteur mécanique restreint de plus l'ergonomie de l'interface, l'opérateur étant appelé à maintenir une position donnée de la main et à appliquer un certain effort pour maintenir l'interrupteur enclenché, et ce durant des périodes de temps parfois longues.

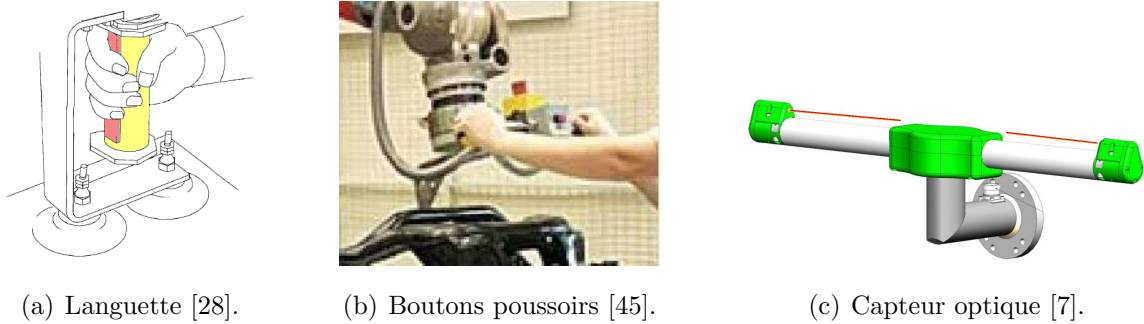


Figure 4.23 : Trois moyens de détecter la présence de l'opérateur.

Une alternative intéressante consiste à détecter la présence des mains *sans contact*, à l'aide de capteurs de présence ou de capteurs optiques par exemple. Ces solutions offrent davantage de transparence et de convivialité à l'interface. à titre d'exemple, la poignée sensible développée par Cobotics (figure 4.23(c)) utilise un capteur photoélectrique afin de détecter la présence des mains sur le manche de la poignée. Ce capteur est composé d'un émetteur et d'un récepteur de lumière, visible ou infrarouge, disposés de manière à capter le passage d'un objet. Les deux principales manières d'y parvenir consistent soit à créer un barrage lumineux destiné à être interrompu lors du passage de l'objet, soit à détecter cet objet par réflexion du rayon sur sa surface (modèle à *réflexion diffuse*). Un barrage lumineux peut être créé en positionnant l'émetteur et le récepteur de part et d'autre de la zone traversée (capteur de type *barrage*), ou encore en utilisant une surface réfléchissante placée de l'autre côté de la zone de passage (modèle à *rétroréflexion*), tel qu'illustré à la figure 4.24. Ces modes de mesure ont chacun leurs avantages et



limites en terme d'assemblage et de capacité de détection, et sont offerts dans plusieurs formats et dimensions. Les modèles à rétro réflexion et à réflexion diffuse ont notamment la particularité d'inclure l'émetteur et le récepteur dans un même boîtier.

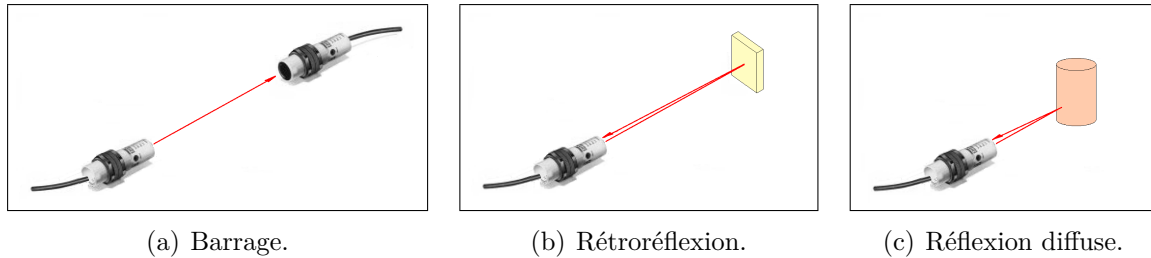


Figure 4.24 : Types de capteur photoélectrique.

Pour le cas étudié, des capteurs photoélectriques peuvent être posés d'un côté ou de l'autre de chaque manche de la poignée, de manière à ce que les rayons émis soit dirigé le long des manches, tel que réalisé pour la poignée de la figure 4.23(c). Cette alternative étant la plus intéressante du point de vue ergonomique, une recherche a été entreprise afin d'identifier un capteur photoélectrique approprié pour l'application étudiée. Le choix s'est arrêté sur un modèle de type barrage émettant dans l'infrarouge, de sorte que le rayon lumineux demeure invisible à l'opérateur. Il s'agit du modèle VS2 de Banner, dont un aperçu est donné à la figure 4.25. Ce capteur de présence se distingue par sa très petite taille, son prix raisonnable et sa simplicité d'assemblage. Les récepteurs sont positionnés de chaque côté du boîtier, tel qu'illustré à la figure 4.26. Les émetteurs sont pour leur part fixés aux extrémités de la poignée par l'entremise d'une

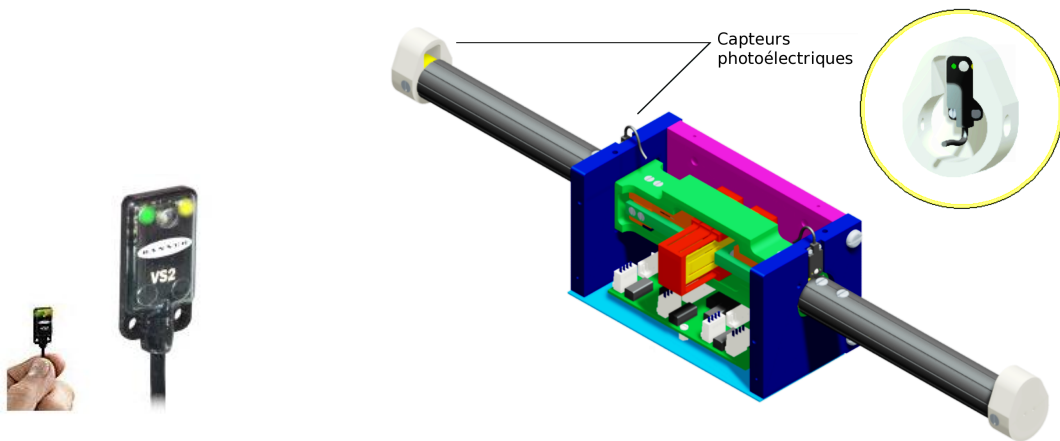


Figure 4.25 : Banner VS2  
([www.bannerengineering.com](http://www.bannerengineering.com)).

Figure 4.26 : Montage des capteurs de présence.

pièce assurant leur support ainsi que leur protection contre les coups pouvant survenir à cet endroit. Cette pièce de support permet également d'empêcher les mains de glisser en dehors des manches si un effort important en  $x$  est appliqué, tel que suggéré par les normes d'ergonomie. L'espace creux à l'intérieur des manches est utilisé pour cacher le passage des fils jusqu'au boîtier afin qu'ils ne gênent pas la prise de la poignée. Le barrage lumineux résultant se situe à moins d'un centimètre de la surface de la poignée, de sorte que les mains doivent entrer en contact avec les manches de la poignée pour être détectées. Cet assemblage permet par ailleurs de détecter chaque main séparément, ce qui confère davantage de polyvalence au développement de l'algorithme de commande.

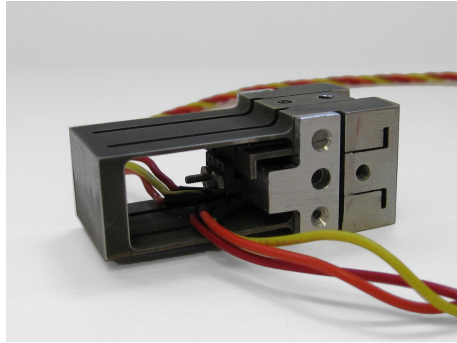
#### 4.4.6 Discussion

Le design des diverses composantes complétant la poignée sensible a été abordé dans cette section. Les choix effectués sont principalement guidés par les contraintes de sécurité et d'ergonomie liées à l'utilisation d'une poignée sensible dans un contexte de coopération humain-robot. Les deux composantes principales du design proposé sont les manches sur lesquels l'utilisateur applique un effort et un boîtier protecteur renfermant les capteurs de force et les composantes électroniques. Ce boîtier inclut des butées disposées de manière à limiter les débattements de la poignée selon les 6 ddl. Les manches de la poignée comportent pour leur part des capteurs photoélectriques permettant la détection de la présence des mains de l'utilisateur lorsque ce dernier saisit la poignée. Un prototype de la poignée sensible a été construit de manière à en valider le comportement, notamment en ce qui concerne la capacité à mesurer les efforts désirés, la qualité du signal de mesure et la capacité à détecter la présence de l'opérateur. Ce prototype est présenté à la section suivante.

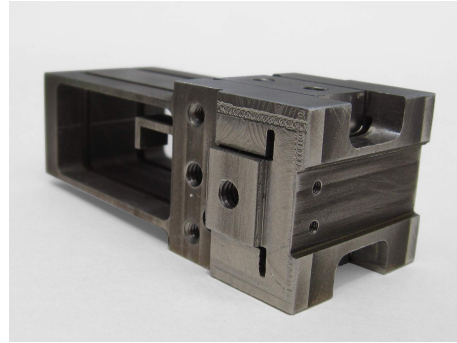
### 4.5 Prototype

Les figures 4.27 et 4.28 offrent un aperçu du prototype réalisé pour l'assemblage de capteurs et la poignée sensible. Les mécanismes compliants et la pièce centrale de la poignée ont été fabriqués par EDM, les autres composantes à l'aide des méthodes d'usinage conventionnelle. Comme il est possible que le matériau utilisé ne se comporte

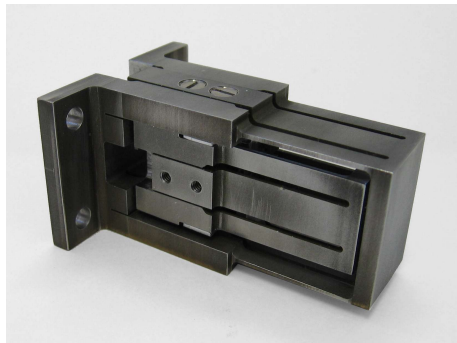
pas comme l'aluminium sous l'effet d'une coupe par EDM, les dimensions des lames du mécanisme compliant ne sont pas modifiées dans l'idée de prévenir une éventuelle diminution de la raideur. Une fois assemblé, le prototype complet de la poignée est fixé à celui du manipulateur développé dans le cadre du projet de collaboration avec la compagnie General Motors pour y être testé.



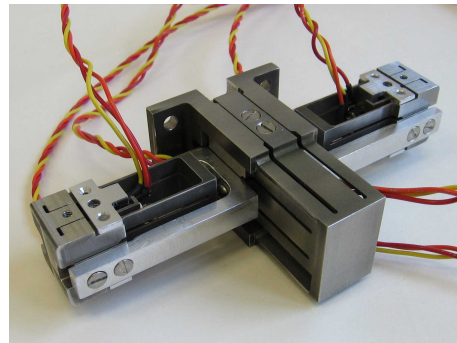
(a) Capteur A.



(b) Capteur B.



(c) Capteurs B et C.



(d) Assemblage des capteurs.

Figure 4.27 : Prototype des capteurs d'efforts.

### 4.5.1 Qualité de l'usinage

L'utilisation de l'acier a facilité l'usinage en évitant les bris fréquents du fil de la machine à électroérosion, et le fini de surface semble supérieur à celui obtenu pour l'aluminium. Ce changement de matériau n'a toutefois pas affecté de beaucoup la précision de coupe, l'erreur sur les dimensions du mécanisme compliant étant comparable à celle obtenue pour les prototypes du chapitre 2. Une diminution moyenne de 0,05 mm de l'épaisseur des lames est notamment observée. Cet écart permet ici aussi de supposer qu'un passage du fil élimine une partie de matière légèrement supérieure au diamètre du fil. Cette

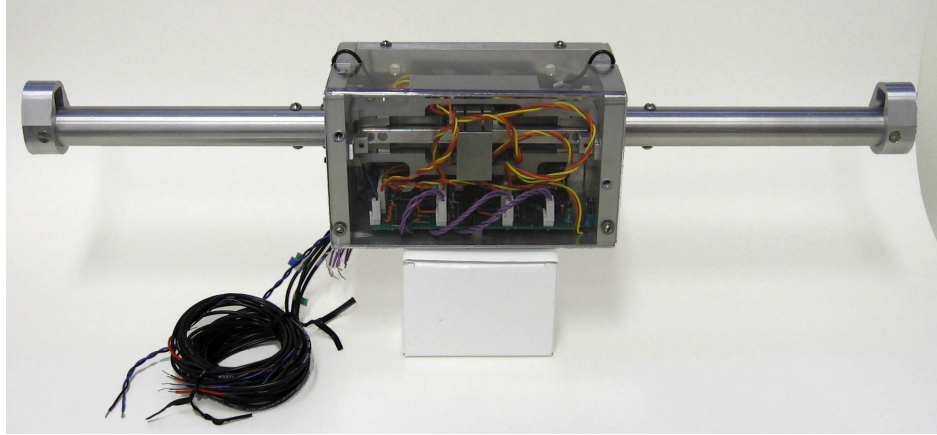


Figure 4.28 : Prototype de la poignée sensible.

hypothèse peut également expliquer l'écart obtenu sur la largeur des fentes entre les lames (+0,05 mm en moyenne) et celle de la butée (+0,03 mm en moyenne). Ce dernier écart a pour conséquence d'augmenter le débattement admissible d'une valeur moyenne de 8 %. La fente de la butée a été réalisée par un aller-retour lent du fil, ce qui permet de déduire que la largeur minimale d'une coupe se situe autour de 0,45 mm pour le diamètre de fil utilisé. Des tests d'usinage ultérieurs ont démontré que cette valeur peut être diminuée de près d'un dixième de millimètre en ne réalisant qu'une seule passe.

La précision obtenue sur l'ensemble des composantes demeure cependant très bonne du point de vue de l'assemblage, les jeux résultant entre les différentes pièces étant minimes. Les différentes composantes d'assemblage ajoutent néanmoins une bonne compliance à l'ensemble, soit près du double de celle obtenue au niveau des capteurs d'efforts. Cette flexibilité additionnelle est attribuable aux jeux présents au niveau des vis d'assemblage, qui demeurent du même ordre de grandeur que les débattements générés aux capteurs d'efforts. Il est également possible que le support des capteurs *A* contribue à cet effet en fléchissant légèrement lorsqu'une force est appliquée.

Le jeu présent dans les trous filetés cause également un problème lors du montage du capteur *B* à l'intérieur du capteur *C*, car il affecte l'orientation donnée au premier par rapport au second. Ce désalignement reste fixe une fois les vis serrées, mais le petit écart angulaire résultant occasionne une différence visible sur l'orientation de la poignée compte tenu de la forme allongée de cette dernière. Les vis doivent également être assez serrées pour qu'un couple  $c_z$  n'occasionne pas de rotation à ce niveau. Une modification de leur orientation par rapport à l'axe  $z$  permettrait d'éviter ce problème.

### 4.5.2 Étalonnage des capteurs d'efforts

Une fois les PI assemblés sur les capteurs d'efforts *A* et *B*, leur position est ajustée au centre de leur plage de mesure à l'aide du système développé à cette fin. La précision d'ajustement obtenue est de  $\pm 0,02$  V pour une plage de 5 V (0,4 %), ce qui est de loin supérieur est ce qui pouvait être obtenu avec les premiers prototypes des capteurs de force. Le positionnement des PI du capteur *C* est pour sa part réalisé en tirant parti du jeu présent au niveau des vis utilisées pour les assembler, ce qui requiert une approche par essais et erreurs, plus longue et moins précise. Il serait par conséquent intéressant de développer une solution pour l'ajustement des PI du capteur *C* également.

L'étalonnage de chaque PI est ensuite réalisé selon la méthode décrite au chapitre 2. La figure 4.29 présente à titre d'exemple la courbe obtenue pour l'un des deux PI du capteur *B* sous l'effet d'une force appliquée selon l'axe *x* de la poignée. Les points appartenant à la région linéaire de la courbe sont retenus pour déterminer la plage de force mesurable par chaque PI et estimer la raideur du mécanisme compliant correspondant. L'évaluation de la raideur requiert la connaissance de la courbe de variation de la tension en fonction du déplacement propre à chaque PI. Une même courbe de transition ne peut de fait s'appliquer à l'ensemble des PI utilisés, la tension maximale générée par chacun variant entre 3,7 V à 5 V selon le capteur. Dans le futur, il serait préférable de comparer le signal d'un certain nombre de PI afin de sélectionner ceux démontrant un comportement équivalent.

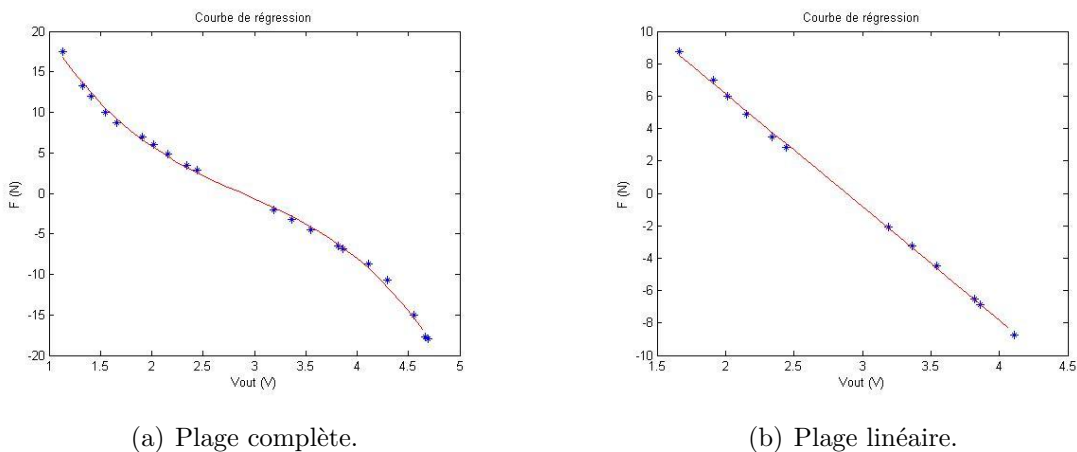


Figure 4.29 : Variation de la force en fonction du signal d'un des PI du capteur *B*.

Les courbes caractéristiques obtenues pour les PI utilisés révèlent d'autre part que la plage de mesure correspondant à la région linéaire se situe d'avantage autour de 0,3 mm que 0,4 mm, ce qui réduit la force maximale pouvant être estimée avec précision à 75 % de la valeur désirée. Il est toutefois possible d'augmenter la plage de mesure à la valeur désirée en utilisant les régions non linéaires de la courbe, sans que l'erreur résultante ne soit perçue par l'utilisateur. La pente de la courbe est toutefois affectée par la raideur des mécanismes compliant, qui s'avère plus faible que désiré compte tenu de l'erreur sur l'épaisseur des lames. Selon les équations modélisant la raideur du mécanisme, une diminution de 0,05 mm de l'épaisseur des lames (95 %) entraîne une réduction moyenne de la force maximale pour un même débattement à 84 % de la valeur désirée. Si seule la région linéaire de la courbe de transition est utilisée, la plage de mesure résultante est réduite à 65 % de la valeur recherchée. Le tableau 4.7 présente à titre de référence les caractéristiques obtenues pour chaque PI utilisé dans le prototype.

Tableau 4.7 : Caractéristiques propres à chaque capteur d'efforts.

Capteur	PI	$V_{max}$ (V)	$F_{max}$ (N) <sup>a</sup>	Capteur	PI	$V_{max}$ (V)	$F_{max}$ (N)
A1	1	4,19	±6,4	B	1	3,70	±13,8
	2	4,88	±6,0		2	4,80	±13,3
A2	1	5,00	±7,8	C	1	4,70	±12,7
	2	4,49	±7,7		2	4,47	±13,7

<sup>a</sup>Force maximale pouvant être mesurée sur la plage linéaire du photointerrupteur

### 4.5.3 Comportement de la poignée

L'essai du prototype de la poignée avec l'algorithme développé pour le manipulateur à 4 ddl a permis d'évaluer le comportement de cette dernière lorsqu'elle est utilisée pour guider le robot. La détection de la présence des mains fonctionne très bien, ce qui valide la solution développée à cette fin. Les capteurs photoélectriques étant positionnés au dessus des manches de la poignée, la présence de l'opérateur n'est toutefois pas détectée lorsque l'utilisateur appuie ses pouces en premier. Cette situation entraîne une erreur de biais lors de la remise à zéro des capteurs de force, effectuée fréquemment dans le programme de commande. L'ajout d'une seconde paire de capteurs sous la poignée constitue une solution simple à ce problème.

Du point de vue de la raideur, il a été observé que l'utilisateur a pour réflexe d'appliquer une force supérieure à celle prescrite par le modèle de commande par impédance, compte tenu de la masse et des grandes dimensions du mécanisme à déplacer. Les observations réalisées par la personne responsable de la commande ont permis de conclure qu'une plage de mesure trois fois plus grande que celle initialement prescrite serait préférable. Un mécanisme compliant basé sur la table à deux lames simple serait dans ce cas suffisant, une raideur plus élevée étant requise.

L'utilisation d'une table à deux lames simple permettrait également de réduire la flexibilité importante de l'assemblage sous un moment  $c_y$ . Une raideur plus faible que prévue est en effet observée selon ce ddl, ce qui entraîne un effort de torsion dans les lames des capteurs  $B$  et  $C$ . Cette compliance notable peut s'expliquer par la présence d'articulations à lames dans le mécanisme flexible, qui comprennent un ddl secondaire en torsion. L'assemblage en série des capteurs  $B$  et  $C$  entraîne également l'addition de leurs débattements angulaires. Le comportement en torsion du mécanisme flexible développé étant difficile à modéliser, son effet a été sous-estimé. Une série d'AEF permet toutefois d'observer qu'une augmentation de la largeur des lames et de la distance entre ces dernières permet de réduire considérablement la flexibilité en torsion. L'utilisation de deux tables en série entraîne également une diminution de la raideur en torsion, d'où l'intérêt d'une seule table à deux lames comme mécanisme compliant.

Si la raideur angulaire selon l'axe  $y$  est trop faible, elle est à l'opposé trop élevée selon l'axe  $z$ . Même si la rotation imposée aux capteurs  $A$  est faible ( $0,2^\circ$  sur la plage de mesure), la raideur en flexion du mécanisme semble trop élevée pour que l'effort transmis permette de générer un débattement utile au niveau du PI. Un couple  $c_z$  occasionne de fait davantage de flexion transverse dans les lames des capteurs  $B$  et  $C$ , de sorte que les butées globales sont atteintes sans qu'un débattement important n'ait été mesuré par les capteurs  $A$ . Une première solution à ce problème consiste à ajouter des butées intermédiaires au niveau des pièces supportant les capteurs  $A$ , de sorte qu'une fois ces butées atteintes, tout effort additionnel est directement transmis à ces capteurs. Une seconde solution consiste à remplacer les vis liant les capteurs  $A$  à la poignée par un pivot afin qu'aucun moment de flexion ne soit transmis aux mécanismes compliants. Un pivot mécanique peut être facilement créé en fixant les deux pièces à l'aide d'un boulon vissé dans le capteur  $A$ . Un pivot compliant serait toutefois préférable afin d'éviter le frottement créé par la rotation des deux pièces l'une contre l'autre. Cette solution est d'autant plus viable que les rotations à compenser sont très petites.

Les solutions de la butée intermédiaire et du pivot mécanique ont été testées. Si elles permettent de transmettre efficacement l'effort aux capteurs  $A$ , la raideur angulaire sous un moment  $c_z$  est à présent trop faible. Une raideur inférieure était prévisible compte tenu du rapport de 1/3 entre la force requise pour faire tourner la poignée et celle pour la déplacer selon l'axe  $y$ . Pour une plage de mesure réduite à 6 N selon cet axe, une force de 2 N distribuée de part et d'autre de la poignée est suffisante pour atteindre la force maximale pouvant être mesurée. Une solution à ce problème serait de placer les capteurs  $A$  à une distance  $r_A$  plus élevée du centre afin de diminuer le rapport  $f_m/f_A$ , ce qui implique une modification du design de l'ensemble de la poignée. La raideur selon l'axe  $y$  pourrait également être augmentée afin qu'une force plus importante soit requise en rotation. Si la plage de mesure en force selon l'axe  $y$  s'en trouverait également augmentée, la diminution de résolution résultante ne devrait pas être ressentie par l'utilisateur.

## 4.6 Discussion

La fabrication d'un prototype de la poignée a permis d'en valider le fonctionnement et d'identifier les améliorations possibles à apporter pour la conception d'un second prototype. Ces améliorations incluent notamment l'utilisation d'une table à deux lames simple plutôt qu'une table compensée, une augmentation importante de la raideur des mécanismes compliants, l'utilisation d'un pivot flexible entre les capteurs  $A$  et la partie centrale de la poignée et l'amélioration du mode d'assemblage des PI du capteur  $C$ . En dehors des défauts observées, la poignée offre un très bon comportement pour l'application étudiée. Le système de positionnement des PI permet par exemple de placer ces derniers avec précision. Le signal obtenu est pour sa part directement lié à l'effort appliquée, suivant une courbe de transition douce et sans hystérésis. Le bruit observé sans présence d'un filtre est également très faible ( $\pm 0,01$  V, soit 0,2 % de la plage de mesure). Si la plage de mesure des capteurs de déplacements est faible, elle offre tout de même une résolution suffisante pour l'application étudiée, ce qui confirme le choix de ce capteur. Il serait toutefois intéressant d'essayer le capteur à effet Hall également.



## 4.7 Conclusion

Ce chapitre détaille la démarche utilisée lors de la conception d'une poignée sensible destinée au guidage d'un manipulateur à 4 ddl. Un assemblage de quatre capteurs d'efforts a d'abord été développé. La configuration sélectionnée consiste en un assemblage sériel et orthogonal de deux capteurs et d'une bascule. Cette dernière est composée de deux capteurs assemblés en parallèle de manière à permettre l'évaluation d'un moment et d'une force. Les autres éléments considérés dans le design de la poignée sont sa forme, la protection des composantes électroniques, l'ajout de butées extérieures à l'assemblage de capteurs et la détection de la présence des mains de l'opérateur sur la poignée. Un prototype a ensuite été fabriqué afin de vérifier le fonctionnement des capteurs d'efforts et de la poignée dans son ensemble. Les observations réalisées ont confirmé le potentiel du design proposé pour l'application étudiée, de même qu'un ensemble d'améliorations permettant l'obtention d'un meilleur comportement. Ces suggestions ont été utilisées pour la réalisation d'un second prototype par un membre de l'équipe de projet, ce qui a permis la résolution d'une bonne part des problèmes rencontrés.

# Conclusion

L'objectif principal du projet de recherche présenté dans ce mémoire est le développement d'une stratégie de mesure des efforts appliqués à un assistant ergonomique robotisé. Ces efforts peuvent être issus d'une collision avec un obstacle ou encore d'un contact intentionnel de l'opérateur dans le but de guider les mouvements du robot d'assistance. Les deux interfaces de communication considérées dans le second cas sont une poignée sensible et la surface d'une membrure de robot. La première interface est destinée au contrôle d'un assistant ergonomique à 4 ddl dans une chaîne de montage automobile. Le second se veut une solution plus générale permettant l'évaluation des six composantes de l'effort appliqués sur la surface d'un robot d'assistance quelconque. Cette problématique est combinée à la mesure des forces issues d'une collision afin de développer une solution commune aux deux situations.

L'approche adoptée pour l'ensemble des cas étudiés implique la conception d'un capteur d'efforts uniaxial. Un nombre donné de capteurs peuvent ensuite être assemblés de manière à reproduire le comportement d'un capteur six axes dans le cas d'une membrure de robot, et d'un capteur à 4 ddl dans le cas de la poignée sensible. Le capteur de force développé fonctionne par l'entremise d'un élément compliant capable de se déformer suffisamment sous l'effet d'une charge pour générer un déplacement mesurable à l'aide d'un capteur de déplacement. Le potentiel des capteurs à effet Hall et des photointerrupteurs a été étudié à cette fin. Tous deux se distinguent par une faible sensibilité au bruit et une absence de dérive du signal, qualités importantes dans

un contexte de coopération humain-robot. L'élément flexible ayant été retenu pour le capteur d'efforts est composé de deux tables à deux lames assemblées en série de manière à augmenter la course admissible. Une table à deux lames consiste en un parallélogramme dont deux des quatre segments sont remplacés par des lames minces, qui constituent les articulations flexibles du mécanisme. Le fonctionnement du capteur d'efforts a été validé à l'aide d'un prototype. Ce dernier a révélé la sensibilité importante des articulations à lames aux imprécisions d'usinage, qui ont un effet direct sur la raideur réelle du mécanisme compliant. Ce prototype a également permis de confirmer le potentiel de deux modèles de photointerrupteurs et d'un capteur à effet Hall.

Le capteur de force développé est destiné principalement à l'élaboration de la poignée sensible. La solution proposée pour la mesure des efforts sur une membrure demeure en effet suffisamment générale pour permettre l'utilisation d'autres types de capteurs, des cellules de charges par exemple. L'approche adoptée pour cette problématique consiste à orienter et positionner les capteurs d'efforts de manière à obtenir un comportement isotrope de l'assemblage, ce qui permet d'obtenir une plage de mesure similaire dans toutes les directions, à la différence des capteurs six axes commerciaux. Un outil de design, nommé générateur d'isotropie, a été utilisé afin de faciliter la recherche de configurations appropriées. Un générateur d'isotropie se résume à un système d'axes selon lesquels il suffit d'aligner les capteurs de force pour obtenir une mesure isotrope. Le principal apport de la solution proposée consiste en l'application de cet outil, initialement destiné à la conception de manipulateurs isotropes, au design d'un assemblage de capteurs de force démontrant cette même propriété. Le potentiel d'utilisation de cette méthode au design d'un capteur d'efforts six axes et d'un limiteur d'effort à 6 ddl a également été considéré.

La conception d'une poignée sensible a été traitée en dernier lieu. Cette poignée est composée d'un assemblage de quatre capteurs de force permettant la mesure des forces appliquées selon 4 ddl, soit trois forces et un moment. La solution retenue en ce sens consiste en un assemblage parallèle de deux capteurs auxquels viennent s'ajouter deux autres capteurs assemblés en série. L'assemblage parallèle fonctionne à l'image d'une bascule sous l'effet d'un moment, ce qui permet l'évaluation de cette composante. Les deux autres capteurs sont orientés selon des directions orthogonales de manière à obtenir une mesure aussi découplée que possible. Le design des autres composantes incluses dans la poignée a ensuite été abordé, avec une attention particulière portée aux critères de sécurité et d'ergonomie dans un contexte de coopération humain-robot. Enfin, un

prototype de la solution proposée a été conçu et testé, ce qui a permis d'identifier les forces et faiblesses de cette solution de même que les améliorations pouvant être considérées dans la réalisation d'un second prototype.

La poignée sensible a été développée pour le contexte spécifique d'une chaîne de montage, mais elle pourrait également être adaptée à d'autres applications en coopération humain-robot, notamment le contrôle d'un robot d'assistance pour la marche. Une poignée sensible pourrait également être fixée à même la charge transportée dans une chaîne d'assemblage, permettant ainsi à l'opérateur de se rapprocher de l'objet manipulé. Dans tous les cas, l'idée derrière cet interface de communication est d'offrir à l'utilisateur un contrôle plus intuitif et plus ergonomique que les interrupteurs et manettes conventionnelles. Il en est de même pour la mesure des efforts sur une membrure, qui confère un mode de communication plus simple et plus polyvalent que la commande vocale ou gestuelle notamment, tout en contribuant à la sécurité de l'utilisateur. L'approche proposée pour détecter les collisions pourrait être combinée à d'autres systèmes visant une collaboration sécuritaire entre un humain et un assistant ergonomique robotisé, tels un limiteur de force et des capteurs de présence. La redondance est fort importante à ce niveau, car si l'amélioration des modes de communication constitue une avenue d'intérêt pour l'avenir de ce domaine de la robotique, la sécurité des personnes impliquées demeure toutefois le critère le plus important.

# Bibliographie

- [1] F. Amirabdollahian, R. Loureiro, E. Gradwell, C. Collin, W. Harwin et G. Johnson, « Multivariate analysis of the Fugl-Meyer outcome measures assessing the effectiveness of GENTLE/S robot-mediated stroke therapy », *Journal of NeuroEngineering and Rehabilitation*, 4(1):4, 2007.
- [2] *Applications of Magnetic Position Sensors*, Honeywell, 2007.
- [3] J.P. Bacher, C. Joseph et R. Clavel, « Flexures for high precision robotics », *Industrial Robot : An International Journal*, 29(4):349–353, 2002.
- [4] A.P. Boresi et R.J. Schmidt, *Advanced Mechanics of Materials*, John Wiley & Sons, New York, 2003.
- [5] S. Bouchard, *Géométrie des robots parallèles entraînés par câble*. Thèse de doctorat, Université Laval, 2008.
- [6] J.E. Colgate et M. Peshkin, *Intelligent Assist Devices – Revolutionary Technology for Material Handling*, Cobotics Inc., 2002.
- [7] J.E. Colgate, M.A. Peshkin, J. Santos-Munn, A. Makhlin, P.F. Decker et S.H. Klostermeyer, Control handle for intelligent assist devices, US Patent 6,738,691, mai 18 2004.
- [8] *BSR/T15.1 Draft Standard for Trial Use for Intelligent Assist Devices – Personnel Safety Requirements*, Robotic Industries Association, mars 2002.

- [9] *Linear Hall-Effect Sensors*, Allegro Micro Systems Inc., Application Note 27702A, 2002.
- [10] V. Duchaine et C. Gosselin, « Investigation of human-robot interaction stability using Lyapunov theory ». *Comptes rendus – IEEE International Conference on Robotics and Automation – ICRA*, pp. 2189–2194. 19–23 mai 2008, Pasadena, É.U.
- [11] V. Duchaine et C. Gosselin, « Safe, stable and intuitive control for physical human-robot interaction ». *Comptes rendus – IEEE International Conference on Robotics and Automation – ICRA*. 12–17 mai 2009, Kobe, Japon.
- [12] V. Duchaine, N. Lauzier, M. Baril, M.A. Lacasse et C. Gosselin, « A flexible robot skin for safe physical human robot interaction ». *Comptes rendus – IEEE International Conference on Robotics and Automation – ICRA*. 12–17 mai 2009, Kobe, Japon.
- [13] J. Engel, J. Chen et C. Liu, « Development of a multi-modal, flexible tactile sensing skin using polymer micromachining ». *Comptes rendus – 12th International Conference on Solid-State Sensors, Actuators and Microsystems*, vol. 2, pp. 1027–1030. 8–12 juin 2003, Boston, É.U.
- [14] *The Design Ergonomics Worksheet*, General Motors Corporation, juin 2006.
- [15] C. Faubel et G. Schoner, « A cooperative robotic assistant for human environments », *Advances in Human-robot Interaction*, 14:385, 2005.
- [16] R. Frigola, L. Ros, F. Roure et F. Thomas, « A wrench-sensitive touch pad based on a parallel structure ». *Comptes rendus – IEEE International Conference on Robotics and Automation – ICRA*, pp. 3449–3454. 19–23 mai 2008, Pasadena, É.U.
- [17] *Global Machinery and Equipment – Ergonomics Guideline*, General Motors Corporation, novembre 2006.
- [18] C. Gosselin, *Éléments de robotique GMC-17693*, Notes de cours, Université Laval, 2005.
- [19] C. Gosselin, *Mécanique des manipulateurs GMC-64388*, Notes de cours, Université Laval, 2006.

- [20] C. Gosselin, *Éléments de robotique GMC-17693*, Notes de cours, Université Laval, 2009.
- [21] G. Grunwald, G. Schreiber, A. Albu-Schäffer et G. Hirzinger, « Touch : the intuitive type of human and robot interaction », *Advances in Human-robot Interaction*, 14:9, 2005.
- [22] S. Henein, *Conception des guidages flexibles*, Presses polytechniques et universitaires romandes, Lausanne, Suisse, 2001.
- [23] S. Hirose et K. Yoneda, « Development of optical six-axial force sensor and its signal calibration considering nonlinear interference ». *Comptes rendus – IEEE International Conference on Robotics and Automation – ICRA*, pp. 46–53. 13–19 mai 1990, Cincinnati, É.U.
- [24] L.L. Howell, *Compliant Mechanisms*, John Wiley and Sons, Inc., 2001.
- [25] H. Iwata, H. Hoshino, T. Morita et S. Sugano, « Force detectable surface covers for humanoid robots ». *Comptes rendus – IEEE/ASME International Conference on Advanced Intelligent Mechatronics*, vol. 2. 8–12 juillet 2001, Como, Italie.
- [26] R. Juvinall et K. Marshek, *Fundamentals of machine component design*, John Wiley & Sons, New York, 2003.
- [27] C.G. Kang, « Closed-form force sensing of a 6-axis force transducer based on the Stewart platform », *Sensors & Actuators : A. Physical*, 90(1-2):31–37, 2001.
- [28] H. Kazerooni, Human power amplifier for vertical maneuvers, US Patent 5 865 426, février 1999.
- [29] C.A. Klein et T.A. Miklos, « Spatial Robotic isotropy », *The International Journal of Robotics Research*, 10(4):426, 1991.
- [30] T. Laliberté et C. Gosselin, « Development of a blanket manipulation tool for satellite servicing ». *Comptes rendus – ASME Design Engineering Technical Conferences & Computers and Information in Engineering Conference – IDETC/CIE*, vol. 2, pp. 843–850. 10–13 sept. 2006, Philadelphie, É.U.
- [31] N. Lauzier et C. Gosselin, « 2 DOF cartesian force limiting device for safe physical human-robot interaction ». *Comptes rendus – IEEE International Conference on Robotics and Automation – ICRA*. 12–17 mai 2009, Kobe, Japon.

- [32] W.A. Lorenz, M.A. Peshkin et J.E. Colgate, « New sensors for new applications : force sensors for human/robot interaction ». *Comptes rendus – IEEE International Conference on Robotics and Automation – ICRA*, vol. 4, 10–15 mai 1999, Detroit, É.U.
- [33] J.P. Merlet, « Jacobian, manipulability, condition number, and accuracy of parallel robots », *Journal of Mechanical Design*, 128:199, 2006.
- [34] *Micro Sensing Device Data Book*, OMRON, 2005.
- [35] S. Morinaga et K. Kosuge, « Compliant motion control of manipulator’s redundant dof based on model-based collision detection system ». *Comptes rendus – IEEE International Conference on Robotics and Automation – ICRA*, vol. 5. 26 avril–1er mai 2004, New Orleans, É.U.
- [36] V.-D. Nguyen, « Constructing force-closure grasps », *The International Journal of Robotics Research*, 7(3):3–16, 1988.
- [37] H.R. Nicholls et M.H. Lee, « A survey of robot tactile sensing technology », *The International Journal of Robotics Research*, 8(3):3, 1989.
- [38] T.Y. Noh, J.H. Oh et W.S. Yoo, « Development of a mechanically coupled, 6-axis force-torque sensor for humanoid robots ». *Comptes rendus – ASME Design Engineering Technical Conferences & Computers and Information in Engineering Conference – IDETC/CIE*. 4–7 sept. 2007, Las Vegas, É.U.
- [39] J.L. Novak et I.T. Feddema, « A capacitance-based proximity sensor for whole arm obstacle avoidance ». *Comptes rendus – IEEE International Conference on Robotics and Automation – ICRA*, pp. 1307–1314. 12–14 mai 1992, Ottawa, Canada.
- [40] *Photointerrupter Design Guide B*, ROHM CO., LTD, 2006.
- [41] C. Quennouelle, *Modélisation géométrico-statique des mécanismes parallèles compliants*. Thèse de doctorat, Université Laval, Québec, 2009.
- [42] R. Ranganath, PS Nair, TS Mruthyunjaya et A. Ghosal, « A force–torque sensor based on a stewart platform in a near-singular configuration », *Mechanism and machine theory*, 39(9):971–998, 2004.



- [43] D. Rodriguez-Losada, F. Matia, A. Jimenez, R. Galan et G. Lacey, « Implementing map based navigation in guido, the robotic smartwalker ». *Comptes rendus – IEEE International Conference on Robotics and Automation – ICRA*, pp. 3390–3395. 18–22 avril 2005, Barcelone, Espagne.
- [44] O. Rogalla, M. Ehrenmann, R. Zöllner, R. Becher et R. Dillmann, « Instructing a robot assistant through speech and gesture », *Advances in Human-robot Interaction*, 14:1302, 2005.
- [45] B. Siciliano et O. Khatib, *Springer handbook of robotics*, Springer, 2008.
- [46] *Solid State Hall Effect Sensors – High Performance Miniature Ratiometric Linear (SS490 Series)*, Honeywell, 2000.
- [47] W.D. Stiehl et C. Breaeal, « A Sensitive Skin for Robotic Companions Featuring Temperature, Force, and Electric Field Sensors » . *Comptes rendus – IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems*, pp. 1952–1959. 9–15 octobre 2006, Beijing, Chine.
- [48] A. Stopp, T. Baldauf, S. Horstmann et S. Kristensen, « Toward safe human-robot co-operation in manufacturing », *Advances in Human-robot Interaction*, 14:187, 2005.
- [49] KY Tsai et KD Huang, « The design of isotropic 6-DOF parallel manipulators using isotropy generators », *Mechanism and Machine Theory*, 38(11):1199–1214, 2003.
- [50] D. Tsetserukou, R. Tadakuma, H. Kajimoto, N. Kawakami et S. Tachi, « Development of a Whole-Sensitive Teleoperated Robot Arm using Torque Sensing Technique ». *Comptes rendus – Second Joint EuroHaptics Conference and Symposium on Haptic Interfaces for Virtual Environment and Teleoperator Systems*, pp. 476–481. 22–24 mars 2007, Tsukuba, Japon.
- [51] K.J. Waldron et K.H. Hunt, « Series-parallel dualities in actively coordinated mechanisms », *The International Journal of Robotics Research*, 10(5):473, 1991.
- [52] Y. Yamada, Y. Hirasawa, S. Huang, Y. Umetani et K. Suita, « Human-robot contact in the safeguarding space », *IEEE/ASME transactions on mechatronics*, 2(4):230–236, 1997.

- [53] J. Zhenlin, G. Feng et Z. Xiaohui, « Design and analysis of a novel isotropic six-component force/torque sensor », *Sensors & Actuators : A. Physical*, 109(1-2):17-20, 2003.