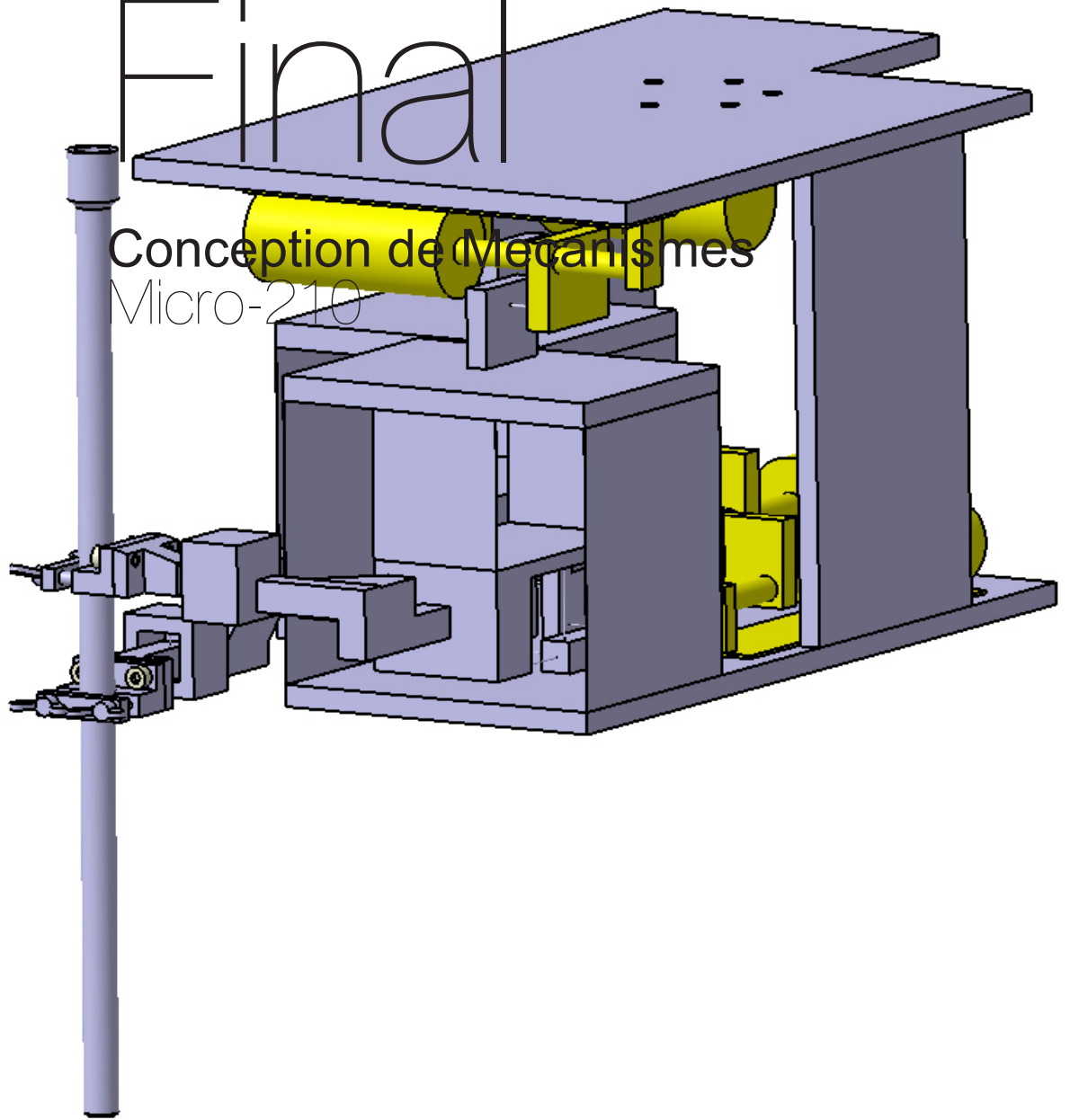


Rapport Final

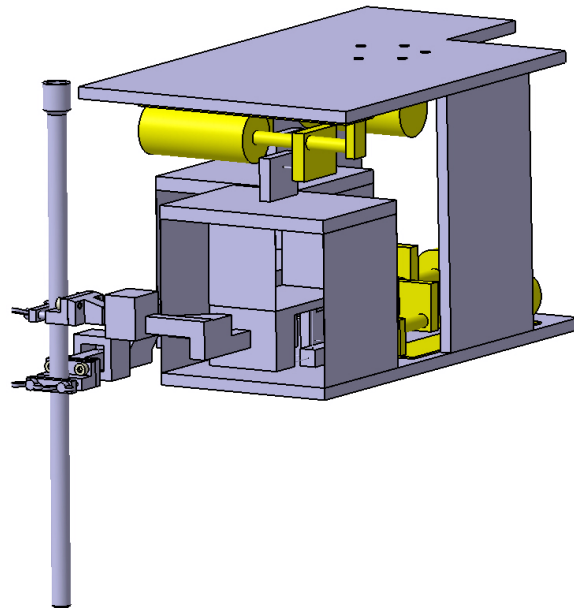
Conception de Mécanismes
Micro-210



EPFL

Rapport Final

Conception de Mecanismes



Micro-210

Project de Printemps 2019

Ecole Polytechnique Federal de Lausanne

Numéro de groupe: 5

Assistant principal: Hubert Schneegans

Par:	Julien Erard,	274821
	Sarah Cuesta,	275368
	Lucie Castella,	269529
	Christopher Stocker	266575
	Alexandre Corbaz	275621

EPFL

Contents

Cahier de Charges	v
1 Introduction	1
2 Premières Idées	3
3 Principe de fonctionnement du mécanisme développé	5
3.1 Explication du principe général de fonctionnement	6
3.2 Schéma cinématique du mécanisme des articulations idéales.	6
3.3 Calcul de la mobilité selon la méthode de Grübler	6
3.4 Implémentation des guidages flexibles	7
3.5 Mise en évidence des concepts originaux et explications spécifiques de la solution retenue	8
4 Dimensionnement du Mécanisme	11
4.1 Calculs géométriques des Courses	11
4.2 Course Admissible et Dimensionnement	11
4.3 Calcul des Mouvements Parasites.	12
4.4 Calcul des rigidités	13
4.5 Calcul de Flambage	14
5 Transmission	15
5.1 Couple réduit au niveau de chaque actionneur	15
5.1.1 Calculs des forces extérieures réduites F_r	15
5.2 Calcul de l'inertie réduite du mécanisme au niveau des actionneurs	16
5.2.1 Calculs d'accéléérations.	18
5.2.2 Résolution linéaire et angulaire	18
6 Actionnement	19
6.1 Encodeurs	19
6.1.1 Vis d'entraînement	20
6.2 Moteurs	21
6.3 Réducteur.	21
6.4 Entraînement	22
7 Construction	23
7.1 Argumentation des choix faits pour la construction	23
7.2 Argumentation des choix des matériaux	24
8 Conclusion	27
9 Annexes	29
9.1 Dessin de détail de la fixation prêt pour envoi en atelier de fabrication	29
9.2 Dessin de construction de l'ensemble du mécanisme avec liste de toutes les pièces . . .	29

Cahier de Charges

1. Dimensions du trocart : tube en acier inox 316L, dont les dimensions sont données dans le dessin de détail annexé.
2. Masse du trocart : $m_{trocart} = 80$ g.
3. Référentiel : l'axe X est colinéaire avec l'axe principale du trocart. Les axes Y et Z sont perpendiculaires entre eux et définissent un plan normal à l'axe X. L'origine O du référentiel se situe à 5 mm au delà de l'extrémité du trocart.
4. Course angulaire autour des axes Y et Z : $-7^\circ \leq \theta_Y \leq 7^\circ$ et $-7^\circ \leq \theta_Z \leq 7^\circ$. Les éventuelles translations parasites de l'origine O le long de X doivent rester comprises entre -3 mm et +3 mm de manière à éviter tout contact entre le trocart et l'os.
5. Résolution angulaire des rotations autour des axes Y et Z : $R_{\theta Y} \leq 0.01^\circ$ et $R_{\theta Z} \leq 0.01^\circ$.
6. Course linéaire le long des deux axes Y et Z : $-10 \text{ mm} \leq y \leq 10 \text{ mm}$ et $-10 \text{ mm} \leq z \leq 10 \text{ mm}$. La course linéaire doit être garantie pour toutes les orientations du trocart (courses θY et θZ définies ci-dessus).
7. Résolution linéaire des translations le long des axes Y et Z : $R_y \leq 0,01 \text{ mm}$ et $R_z \leq 0,01 \text{ mm}$.
8. Vitesse de déplacement de l'origine O en translation le long de Y et de Z supérieure ou égale à 10 mm/s.
9. Vitesse de déplacement en rotation autour de Y et de Z supérieure ou égale à $1^\circ/\text{s}$.
10. Pour des questions de sécurité, le mécanisme doit être irréversible afin de rester immobile en cas de coupure de courant.
11. Les quatre axes doivent être motorisés par des moteurs choisis parmi la gamme Maxon imposés 1, équipés d'un encodeur rotatif et éventuellement d'un réducteur, également tirés de la gamme Maxon. Les axes linéaires utiliseront obligatoirement une vis et un écrou lisses (pas de vis à billes, ni de vis à rouleaux).
12. Le volume alloué pour le mécanisme est représenté en Figure 3. Les dimensions de ce volume sont spécifiées sur le dessin de détail annexé.
13. Le trocart est équipé d'une interface de fixation qui permet de monter et de le démonter aisément sur le mécanisme SPOINT pour stérilisation. Celle-ci devra impérativement se trouver entre les plans P1 et P2.
14. Charge maximale à l'origine O du trocart pendant la chirurgie : 20 N (direction quelconque).
15. La rigidité du mécanisme mesurée à l'origine O du trocart, dans n'importe quelle direction, doit être supérieure à 60 N/mm. Note : cette valeur est indicative ; il n'est pas demandé dans le cadre de ce projet de prouver par calcul que cette spécification est respectée.
16. Masse totale maximale admissible du mécanisme SPOINT équipé d'un trocart : $M_{tot} \leq 6 \text{ kg}$ (cette contrainte garantit que la structure passive à 6 DDL puisse soutenir le mécanisme).
17. Le mécanisme SPOINT devra être conçu sans jeu, en limitant autant que possible les hyperstatismes. Pour ce faire, le recours aux guidages flexibles est fortement encouragé.
18. Le mécanisme SPOINT doit être équipé de cinq taraudages M6 répartis tous les 60° sur un cercle de 50 mm de diamètre pour son montage sur la structure passive à 6 DDL.

Critères d'optimisation

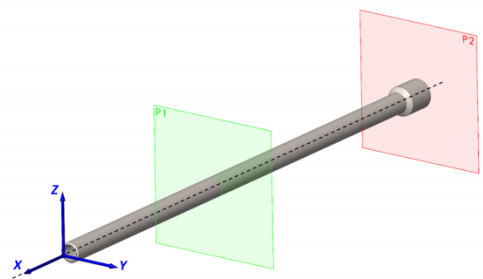
- Maximiser les accélérations linéaires et angulaires du trocart.
- Maximiser la rigidité du mécanisme.

1

Introduction

Le but de ce projet est d'améliorer la fiabilité de la chirurgie de la colonne vertébrale. Pour l'instant, les chirurgiens exécutent cette opération manuellement, mais le taux de vis mal placées est de l'ordre de 30% à 50% ce qui reste extrêmement élevé. Ceci est dû au manque de stabilité qui caractérise l'opération manuelle. Une technique chirurgicale suite à un accident déplaçant des vertèbres consiste à visser les vertèbres C1 et C2 ensemble. Cela reste néanmoins risqué car la moelle épinière et les artères cervicales se trouvent très proche de la supposée position de la vis à placer.

Notre projet consiste donc à concevoir un mécanisme permettant de bouger et fixer un trocart guidant la vis de manière précise avec quatre degrés de liberté. Ceci étant fait en respectant une grande résolution et précision tant dans les translations que les rotations comme détaillé dans le cahier des charges.

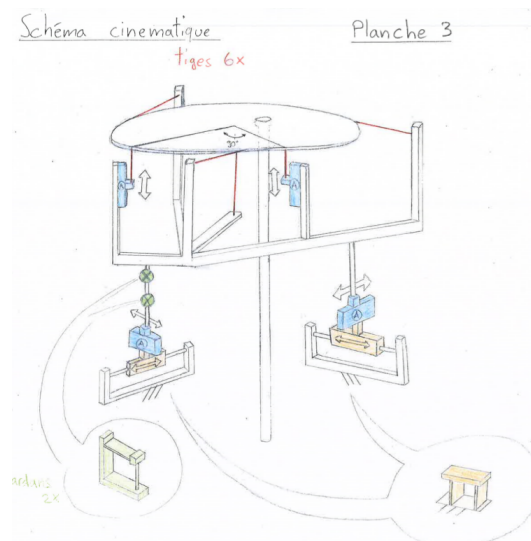


2

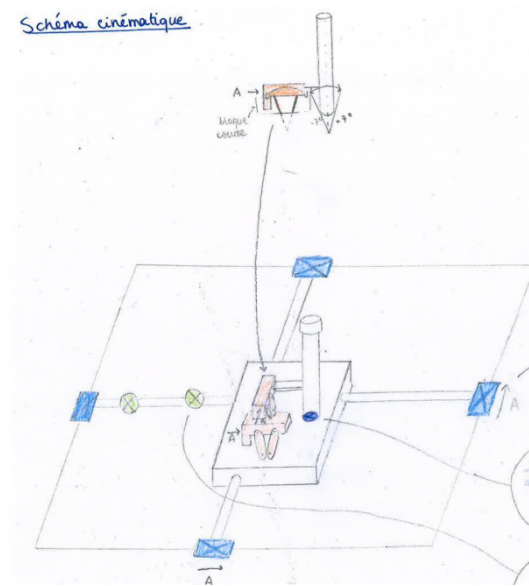
Premières Idées

Dès le départ, nous nous sommes intéressés à observer différentes machines effectuant une tâche similaire desquelles nous pouvions nous inspirer. En particulier la machine *Agile Eye*, les gyroscopes ainsi que le déplacement des imprimantes 3D.

Nous nous sommes assez vite retrouvés avec plusieurs idées. L'une reprenait l'idée de la l'imprimante 3D avec un bloc mobile évoluant au centre d'un carré fermé:



Une deuxième, un peu plus originale, fait bouger un plan sur l'exemple d'un cardan:

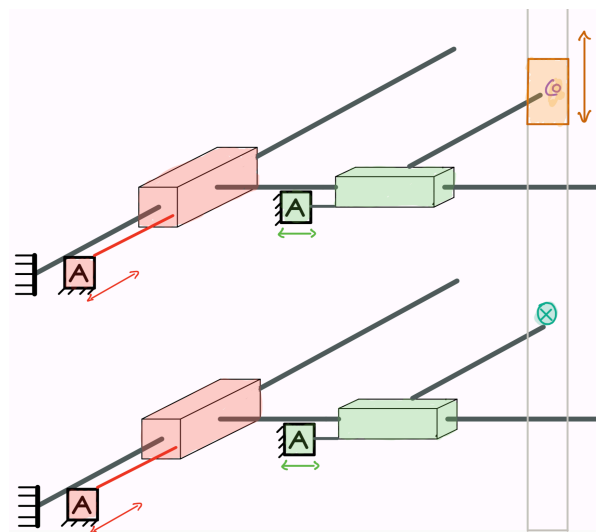


Nous nous sommes finalement décidés pour un mécanisme simple comprenant deux plans qui sera détaillé plus bas.

3

Principe de fonctionnement du mécanisme développé

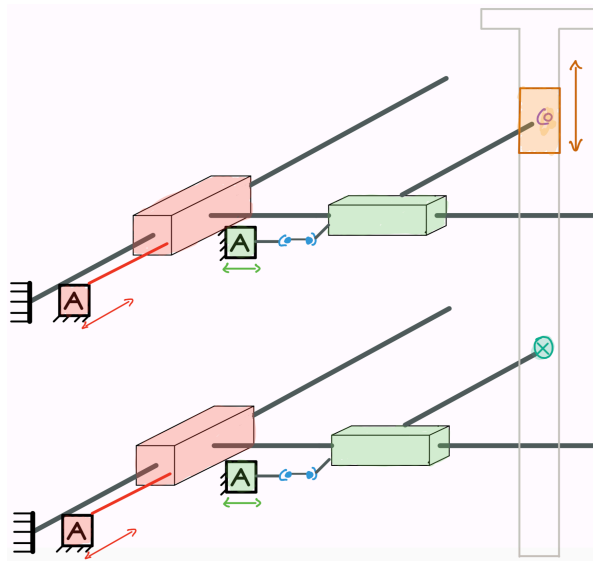
Après la soutenance intermédiaire nous avons choisi comme solution le mécanisme des deux plans chacun avec deux axes en translation qui en combinaison forment les deux angles. Cependant, la simplicité des actionneurs en série (image ci-dessous) envisagée au départ nuirait à l'agilité des mouvements. Nous avons dû concevoir un système avec les actionneurs en parallèle.



3.1. Explication du principe général de fonctionnement

Le trocart est relié par le centre de masse à deux glissières qui entraînent les translations selon les axes y et z. Une deuxième paire de glissières est reliée au-dessous du centre de masse. Ainsi, le trocart est soutenu à deux endroits différents libres dans le plan y et z. L'intérêt d'avoir deux plans est de former des angles en fonction des déplacements respectifs des plans. En effet, c'est ainsi que notre mécanisme permet les deux axes de rotation y et z.

3.2. Schéma cinématique du mécanisme des articulations idéales



3.3. Calcul de la mobilité selon la méthode de Grübler

La mobilité de Grübler de notre mécanisme est trouvée par les calculs suivants. Formule générale: $M = \sum d_i - 6b$

Somme des degrés de liberté: 5 (translations simples) + 4 (actionneurs linéaires) + 2*5 (tiges) + 2 (cardan) + 3 (rotule) + 2*6 (bielles) = 36

Boucles: $b = 5$ boucles

Mobilité: $M = 36 - 30 = 6$

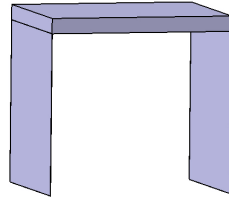
$DOF_{ext} = 4$ $DOF_{int} = 2$

Hyperstatismes: $DOH = DOF_{tot} - M = 6 - 4 = 2$

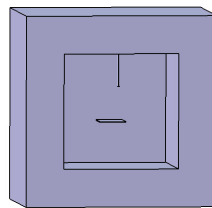
Ces deux degrés de liberté interne ne sont pas là par hasard. Notre mécanisme comporte deux bielles, qui étant réalisées avec deux rotules, possèdent chacune un degré de liberté interne.

3.4. Implémentation des guidages flexibles

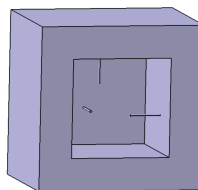
Pour l'implémentation de la translation nous utilisons deux lames:



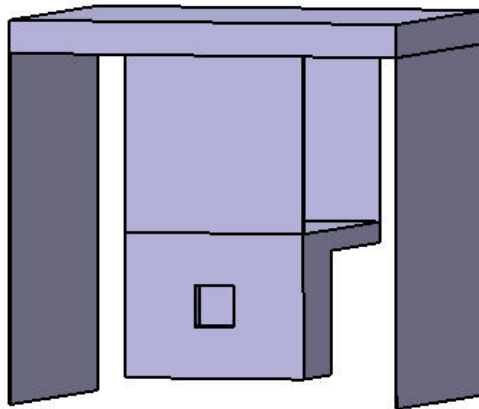
Cardan utilisé dans la liaison entre le mécanisme et le trocart:



Rotule utilisée dans la liaison entre le mécanisme et le trocart:



La boîte est dimensionnée de telle sorte qu'il y ait un espace entre la boîte et le bloc (10x10) qui va venir se fixer sur les tiges et plaque de 0.65mm, ce qui correspond à une course nécessaire à un peu plus de 7 degrés. Ceci crée donc une butée qui protégera les éléments flexibles de rotation en cas de force externe sur le trocart.



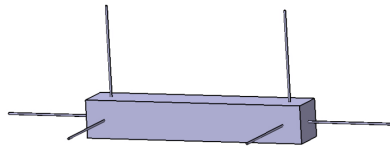
Pour optimiser la place prise par un plan, l'idéal est de combiner les guidages selon les deux dimensions. La course dans la direction z est assurée par les grandes lames.

3.5. Mise en évidence des concepts originaux et explications spécifiques de la solution retenue

Nous avons tout d'abord pensé placer nos actionneurs en série. Mais cela implique qu'un actionneur devrait supporter et déplacer la masse d'un autre. En parallélisant les moteurs, nous évitons ce problème et cela nous permet de les fixer tous au bâti et ainsi diminuer considérablement l'inertie réduite au niveau des actionneurs. Nous avons trouvé une solution simple et originale à ce problème qui consiste à lier l'actionneur et un des guidages flexibles au moyen d'une bielle. Ce procédé permet de palier à la distance changeante entre ce guidage et l'actionneur en raison de la seconde translation en série. La bielle s'adapte aux déplacements du premier guidage, afin de ne pas empêcher le déplacement de l'autre translation.

Dimensionnement:

Après plusieurs essais, nous avons conclu que l'angle optimal permettant une perte de force relativement faible et une longueur de bielle pas trop excessive pour notre mécanisme était de 22 degrés. Il faut donc ensuite calculer la longueur de la bielle par rapport à la course maximale de chaque plan.



Pour le plan du bas:

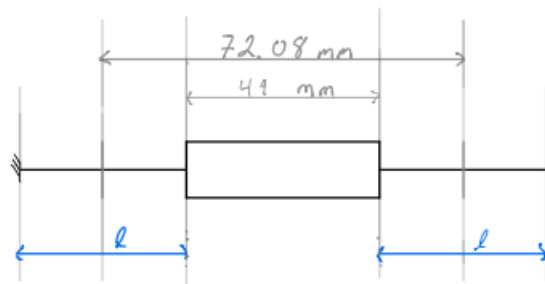
$$\text{longueur bielle} = \frac{27}{\sin(22^\circ)} = 72.08 \text{ mm}$$

Les rotules idéales doivent être "traduites" en guidages flexibles qui seront implémentés comme la rotule montré plus haut; trois tiges en titane.

Donc la longueur de la tige doit être de: $l = \frac{\alpha_M E d}{2\sigma_{adm}} = 21.82 \text{ mm}$ (avec alpha de 22 degrés, les caractéristiques du titane et un diamètre de 0.5 mm)

Pour avoir une petite marge, nous prendront des tiges de 24mm et une bielle de 73mm.

Pour calculer maintenant la longueur de la bielle, il faut prendre en compte le fait que la tige va se plier en son milieu. La taille de la bielle serait donc la longueur du milieu rigide de la bielle et deux fois la moitié de la longueur d'une tige: voir dessin.



La longueur totale est donc: $73 + 24 = 97 \text{ mm}$. La longueur du milieu rigide est de $73 - 24 = 49 \text{ mm}$

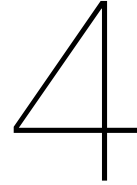
Après cela, le choix aléatoire du diamètre doit être justifié en étant sûr que la tige selon y, très fine, ne va pas flamber car elle sera en compression.

$F_{cr} = \frac{\pi^2}{L_{eff}^2} EI = \frac{\pi^2}{(LC)^2} EI$ avec $I = \frac{\pi d^4}{64}$, alors $\frac{d^4 \pi^3 E}{16 L^2} = 41,21 \text{ N}$ avec $L = 24 \text{ mm}$ et la tige étant fixée aux deux bouts, $C = 0.5$

La force générée étant inférieure à 41 N, les tiges ne vont pas flamber.

Pour le plan du haut:

Les calculs sont identiques mais avec une course d'environ 32mm. La longueur de la bielle doit donc être d'au moins 85.42 mm. En prenant 86 mm, et les longueurs de tiges qui restent à 24 mm car l'angle voulu reste le même, on obtient une longueur totale de 110 mm.



Dimensionnement du Mécanisme

4.1. Calculs géométriques des Courses

Nous calculons la course nécessaire de chacun des deux plans de notre mécanisme pour permettre le déplacement du trocart centré dans un carré de $20 \times 20 \text{ mm}^2$ du plan y et z. Ensuite nous additionnons la course nécessaire à la rotation selon les axes y et z de -7° à $+7^\circ$ autour du point . Pour cela les translations des plan du bas et du haut doivent avoir respectivement des courses linéaires:

$$c1 = d_{course} + d_1 \sin(\theta) \text{ et } c2 = d_{course} + d_2 \sin(\theta)$$

$$d_{course} = 10 \text{ mm et } d_1, d_2 = \text{distance respective des plans au centre de rotation}$$

$$\text{A. N. : } c_{bas} = 25,84 \text{ mm et } c_{haut} = 31,39 \text{ mm}$$

4.2. Course Admissible et Dimensionnement

Calculons maintenant les dimensions des guidages flexibles afin de garantir la course linéaire nécessaire. Ainsi, pour le guidage flexible de la glissière: $f_{adm} = \frac{\sigma_{adm} l^2}{3Eh}$
Le choix du matériau pour cette application est celui avec le rapport $\frac{\sigma_{adm}}{E}$ minimal. Nous avons choisi le titane avec un rapport de 0,44%.

D'autre part on minimise l'épaisseur des lames dans la limite possible de l'usinage. Ainsi nous avons choisi comme épaisseur: $h_y = 0,1 \text{ mm}$ et $h_z = 0,15 \text{ mm}$

Nous déterminons la seule inconnue, la longueur l : $l = \sqrt{\frac{3f_{adm}Eh}{\sigma_{adm}}}$

pour c_{bas} : $l_{1min} = 41,9$ mm pour c_{haute} : $l_{2min} = 46,3$ mm

Dans notre mécanisme les guidages flexibles sont l'un à l'intérieur de l'autre. De ce fait l'implémentation physique des quatre longueurs est la suivante (en laissant une marge de sécurité):

Plan bas: $l_y = 44$ mm et $l_z = 85$ mm

Plan haut: $l_y = 48$ mm et $l_z = 90$ mm

Les longueurs étant fixées par rapport aux contraintes admissibles, il ne nous semble pas nécessaire de justifier le fait que la contrainte sur les plaques ne dépasse pas la contrainte admissible.

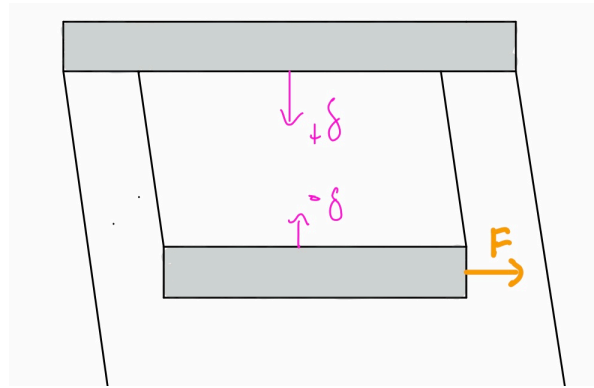
4.3. Calcul des Mouvements Parasites

Les déplacements parasites résultants des quatre grands guidages en translation sont selon l'axe x qui ne doit pas être nécessairement précis puisque c'est l'axe de la trajectoire d'insertion de la chirurgie. En plus, l'emplacement des deux translations en sens opposés fait que les parasites se compensent et sont donc moins importants. Nous pensions comme cela limiter les désagréments dûs aux parasites. Les calculs montrent pourtant que ce mouvement parasite peut aller bien au-delà des quelques millimètres qui sembleraient ne pas poser de problème pour l'application. $\lambda = \frac{3c^2}{5l}$

plan bas : $\lambda_{max} = 9,2$ mm

plan haut : $\lambda_{max} = 12,3$ mm

En effet, ces mouvements parasites sont supérieurs à 3 mm. Nous nous sommes rendus compte trop tard pour tout modifier, mais avec plus de temps, nous aurions implémenté le mécanisme suivant afin de les réduire: des guidages flexibles l'un à l'intérieur de l'autre créant des mouvements dans un même axe afin de compenser les mouvements parasites.



D'autres mouvements parasites plus importants selon l'axe x parviennent lors des rotations du trocart.

$$X_{parasite} = d_{planfixe}(1 - \cos(7^\circ)) \Rightarrow X_{parasite} = 135(1 - \cos(7^\circ)) = 1 \text{ mm}$$

Les mouvements parasites restent inférieurs à 3 mm ce qui permet une intervention confortable et en sécurité.

4.4. Calcul des rigidités

La rigidité du guidage flexible dépend de la largeur des lames en plus des valeurs déjà déterminées:

$$k = \frac{24EI}{l^3} \quad \text{avec } I = \frac{bh^3}{12} \Rightarrow k = \frac{2bh^3E}{l^3}$$

$E = 114 \text{ GPa}$ pour le matériaux choisi

Avec $b_y = 45 \text{ mm}$, $b_z = 80 \text{ mm}$, $h_y = 0,1 \text{ mm}$ et $h_z = 0,15 \text{ mm}$

Plan bas: de $k_y = 124 \text{ N/m}$ et $k_z = 100,24 \text{ N/m}$

Plan haut: $k_y = 93 \text{ N/m}$ et $k_z = 84,44 \text{ N/m}$

Les lames sont assez rigides et cette rigidité sera utilisée plus tard pour calculer les forces nécessaires à appliquer pour les déplacements.

4.5. Calcul de Flambage

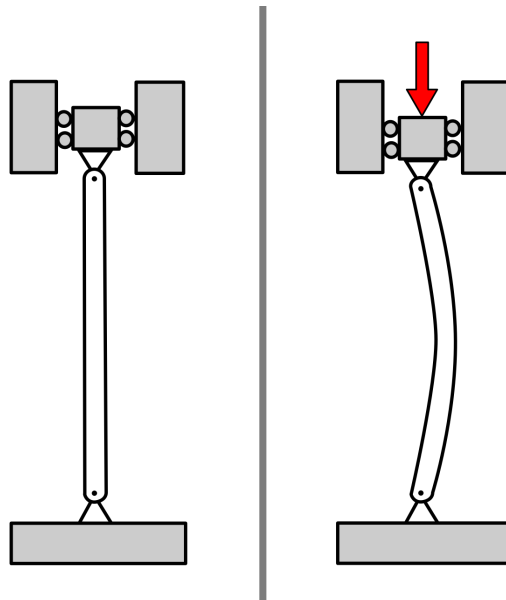
Le but de cette section est de vérifier que le poids exercé sur les lames des guidages flexibles en z reste inférieur à la force minimale ($n=1$) à partir de laquelle du flambage apparaît.

$$F_{max} = \left(\frac{n\pi}{L_{eff}}\right)^2 EI = \left(\frac{\pi}{0,5l}\right)^2 E \frac{bh^3}{12}$$

$$\Rightarrow F_{max1} = 8,9 \text{ N}$$

$$\Rightarrow F_{max2} = 14 \text{ N}$$

Or, le poids exercé sur les lames est: $P = 0,467kg * 9,8N/kg = 4,6kg$. Donc $4,6/2 = 2,3 \text{ N}$ pour chaque lame. (Le calcul de masse est effectué pour le plan haut qui a des pièces plus grandes, permet de vérifier aussi le plan du bas). Nous obtenons ainsi un facteur de sécurité de 4, ce qui est largement suffisant pour s'assurer que les lames ne vont pas expérimenter de flambage.



5

Transmission

5.1. Couple réduit au niveau de chaque actionneur

Le travail mécanique que doit fournir la vis d'entraînement pour effectuer un tour est égal au travail de la force réduite (5.1.1) (principalement élastique de retour des guidages flexibles) plus la force de 20 N, sur un pas en prenant en compte les pertes liées au rendement de l'écrou: $M_r = \frac{Fp}{2\pi\eta_{ecrou}}$

$$M_{ry_{bas}} = 13,8 \text{ mN/m}, M_{ry_{haut}} = 13,4 \text{ mN/m}, M_{rz_{bas}} = 13,8 \text{ mN/m} \text{ et } M_{rz_{haut}} = 13,5 \text{ mN/m}$$

5.1.1. Calculs des forces extérieures réduites F_r

La force extérieure réduite est la force maximale exercée sur chacun des actionneurs. Pour cela nous considérons que la source principale est la force élastique de retour des guidages flexibles. En appliquant $F = K_{guidage}x_{course}$ avec les valeurs calculées préalablement, on obtient à l'arrondi supérieur:

Plan bas: $F_y = 3,2 \text{ N}$ et $F_z = 3,15 \text{ N}$

Plan haut: $F_y = 2,4 \text{ N}$ et $F_z = 2,65 \text{ N}$

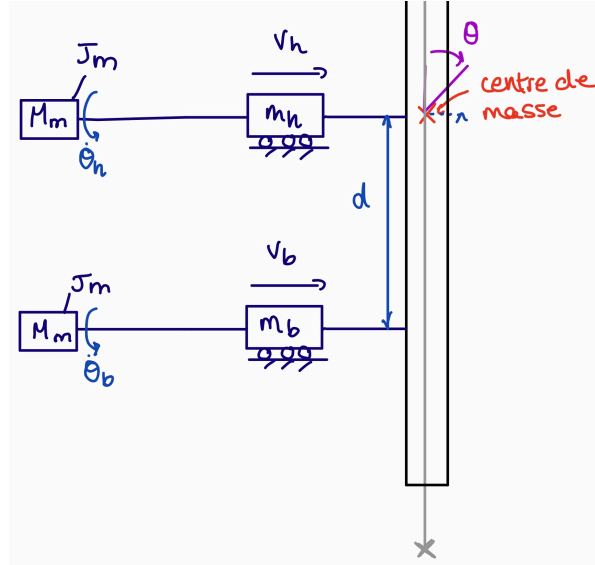
5.2. Calcul de l'inertie réduite du mécanisme au niveau des actionneurs

L'idée de cette section est de trouver l'inertie et la masse réduite de notre mécanisme. Pour ce faire, nous allons utiliser une approche énergétique. Il faut donc considérer toutes les énergies non nulles dans notre système. Nous pouvons néanmoins constater que beaucoup de parties ont des énergies que nous pouvons considérer comme négligeables: comme par exemple l'énergie du cardan:

$$E_{cardan} = \frac{1}{2}(K_{tige} + K_{lame})\dot{\theta}^2 + \frac{1}{2}(I_{lame} + I_{tige})\dot{\theta}^2$$

$$\Rightarrow E_{cardan} = \frac{1}{2}\left(\frac{Ebh^3}{l^3} + \frac{Gd^4\pi}{32l}\right)\left(\frac{p\theta_i}{i_i 2\pi}\right)^2 \Rightarrow E_{cardan} = 0,015\left(\frac{p\theta_i}{i_i 2\pi}\right)^2$$

Dans la suite nous allons négliger cette énergie ainsi que celles des petits éléments car elles restent peu représentatives par rapport aux autres. Et considérer un système simplifié comme imaginé ci-dessous:



En rapportant les vitesses v_i et $\dot{\theta}$ (l'angle du trocart) à $\dot{\theta}_i$ l'angle de rotation du moteur

($i=1,2,3,4$), on a: $v_i = d_{plans}\dot{\theta}$

$$\dot{\theta}_i = \frac{2\pi}{p}v_i \Rightarrow \dot{\theta}_i = \frac{2\pi}{p}d_{plans}\dot{\theta}$$

1: Plan du haut en y

L'addition de toutes les masses entrant en mouvement suite à cette translation uniquement

est d'environ $m_1 = 360$ g. La masse du trocart m_t est de 88 g.

$$\frac{1}{2}J_{eq1}\dot{\theta}_1^2 = \frac{1}{2}m_tv_1^2 + \frac{1}{2}m_1v_1^2$$

$$\Rightarrow J_{eq1} = (m_1 + m_t)\left(\frac{p}{2\pi}\right)^2$$

$$J_{eq1} = (360 + 88)\left(\frac{p}{2\pi}\right)^2 = 0,27 gcm^2$$

2: Plan haut en z

$m_2 = 467$ g environ

$$\frac{1}{2}J_{eq2}\dot{\theta}_2^2 = \frac{1}{2}m_tv_1^2 + \frac{1}{2}(m_1 + m_2)v_1^2$$

$$\Rightarrow J_{eq2} = (m_2 + m_t)\left(\frac{p}{2\pi}\right)^2$$

On diminue J_{eq1} et J_{eq2} en fixant ce plan au centre de masse

$$J_{eq2} = (467 + 88)\left(\frac{p}{2\pi}\right)^2 = 0,33 gcm^2$$

3: Plan bas en y

$m_3 = 360$ g environ

$$\frac{1}{2}J_{eq3}\dot{\theta}_3^2 = \frac{1}{2}J_t\dot{\theta}^2 + \frac{1}{2}m_tv_1^2 + \frac{1}{2}m_3v_3^2$$

$$\Rightarrow J_{eq3} = \left(\frac{J_t}{d^2} + m_t + m_3\right)\left(\frac{p}{2\pi}\right)^2$$

$$J_{eq3} = \left(\frac{794,5}{(4,2)^2} + 88 + 345\right)\left(\frac{p}{2\pi}\right)^2 = 0,29 gcm^2$$

4: Plan bas en z

$m_4 = 467$ g environ

$$\frac{1}{2}J_{eq4}\dot{\theta}_4^2 = \frac{1}{2}J_t\dot{\theta}^2 + \frac{1}{2}m_tv_1^2 + \frac{1}{2}m_1v_1^2 + E_{cardan} + E_{bielle}$$

$$\Rightarrow J_{eq4} = \left(\frac{J_t}{d^2} + m_t + m_4 + m_3\right)\left(\frac{p}{2\pi}\right)^2$$

$$J_{eq4} = \left(\frac{794,5}{(4,2)^2} + 88 + 442\right)\left(\frac{p}{2\pi}\right)^2 = 0,345 gcm^2$$

5.2.1. Calculs d'accélération

$$M_m - M_r = (J_m + J_r)\dot{\omega} \Rightarrow \dot{\omega} = \frac{M_m - M_r}{J_m + J_r}$$

$$\text{or } v = \frac{\omega p}{2\pi i} \text{ d'où } a = \frac{\dot{\omega} p}{2\pi}$$

On déduit l'accélération de translation $a = \frac{(M_m - M_r)p}{(J_m + J_r)2\pi}$ avec les couples de démarrage des moteurs:

$$a_y = 26 \text{ m/s}^2 \text{ et } a_z = 23,4 \text{ m/s}^2 \text{ (les mêmes pour les plans haut et bas)}$$

Par trigonométrie avec la méthode de faire les rotations de notre mécanisme, on a $\sin(\theta) = \frac{x}{d_{plans}}$ d'où:

$$\ddot{\theta} = \arcsin\left(\frac{a}{d_{plans}}\right) \text{ Comme l'angle ne dépasse pas les 7 degrés, nous pouvons faire l'approximation de } \sin(x) = x \text{ et } d_{plans} = 45.5 \text{ mm}$$

$$\Rightarrow \ddot{\theta}_y = \frac{a_y}{d_{plans}} = 571.43^\circ/\text{s}^2$$

$$\Rightarrow \ddot{\theta}_z = \frac{a_z}{d_{plans}} = 492.31^\circ/\text{s}^2$$

5.2.2. Résolution linéaire et angulaire

La résolution linéaire est liée au pas de la vis d'entraînement, au pas angulaire de l'encodeur et du réducteur selon l'équation suivante: $X = \frac{p\theta_{pas}}{2\pi}$ avec $\theta_{pas} = \frac{2\pi}{4096}$ (voir le chapitre 6 concernant l'actionneur) on retrouve la même résolution dans les deux axes: $R = 0,0004 \text{ mm}$

Cette valeur est bien inférieure à celle imposée au cahier de charges de 0,01 mm.

La rotation se fait autour du plan du haut (lié au centre de masse) et en translatant le plan du bas. De ce fait on obtient la résolution angulaire suivante:

$$\sin(\theta) = \frac{x}{d_{plans}} \Rightarrow \theta = \arcsin\left(\frac{p\theta_{pas}}{2\pi d_{plans}}\right) \text{ on retrouve: } R_\theta = 0,0005^\circ$$

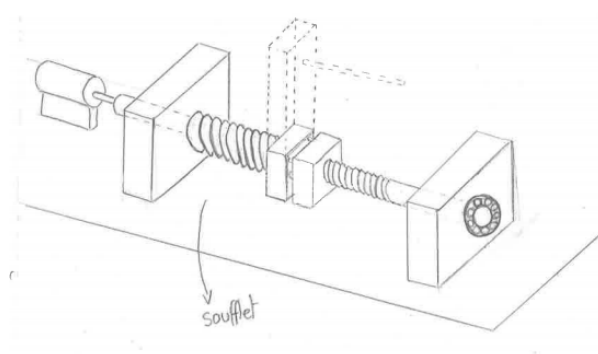
Cette valeur est bien inférieure à celle imposée au cahier de charges de 0,01°.

6

Actionnement

6.1. Encodeurs

Dans notre choix des encodeurs nous avons la possibilité de choisir parmi des encodeurs digitales, magnétiques ou même optiques. Pour choisir notre encodeur, les points critiques à considérer ont été le nombre de pas par tour, la précision, la vitesse maximale tolérée et la taille. Alors que les codeurs optiques constituaient auparavant le premier choix pour les applications à haute résolution, les améliorations apportées à la technologie des codeurs magnétiques leur permettent désormais d'obtenir des résolutions inférieures au micron, en concurrence avec la technologie optique dans de nombreuses applications. La technologie magnétique est également, plus robuste que la technologie optique, faisant des codeurs mag-



nétiques notre meilleure choix. Avec ces critères l'encodeur le mieux adapté à notre système est le magnétique.

L'encodeur magnétique EASY nous permet d'avoir une très haute résolution de **4096** pas par tour. Cette résolution nous permet obtenir un rotation lisse, sans soubresauts, même à basse vitesse. Pour le type de signal de notre encoder on a choisi un encodeur *EASY Absolute* au lieu de un *EASY incremental*. Une partie du cahier de charges spécifie que le trocart doit conserver son positionnement même en cas de coupure de puissance. Dans ce critère un *absolute* encoder ne perd pas sa position lorsqu'il est éteint. Vue que chaque position est différente la vérification de sa vraie position est disponible dès qu'on le rallume, ce qui le différencie de l'encoder *incremental* qui revient à sa position de départ après une coupure de puissance. La sécurité est un autre avantage de cette encodeur. Dans notre application une perte de position peut entraîner un grave blessure du patient ou un endommagement de la machine. Un encodeur absolu vérifie automatiquement la position lorsqu'il est allumé. Les encodeurs absolus jouissent également de la bonne immunité au bruit électrique. Le dispositif détermine la position en lisant régulièrement un signal code. Les impulsions d'écart de bruit électrique ne se développeront pas et la position exacte est reproduite lors de la prochaine lecture.

Pour ces raison on a choisi un encoder ENX 16 EASY Absolute.

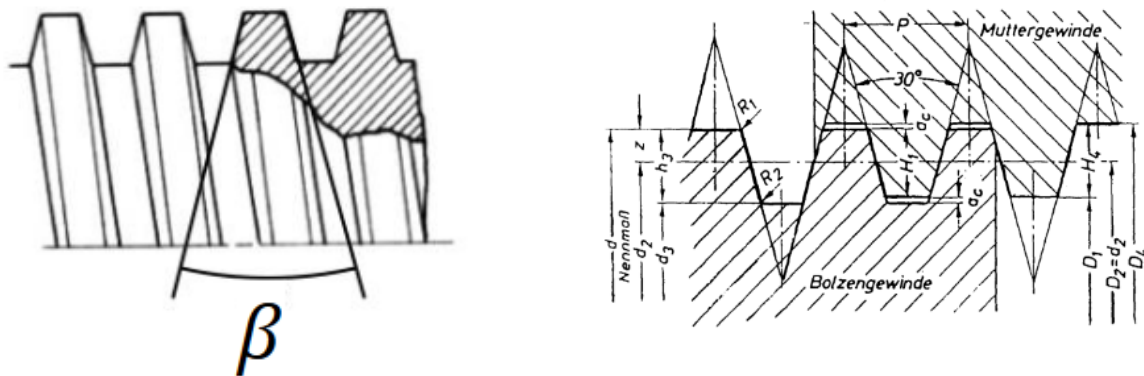
6.1.1. Vis d'entraînement

La première étape de notre entraînement vis/écrou consiste à déterminer le type de vis voulu. Entre les différentes options de vis à billes, vis métriques et vis trapézoïdale on a déterminé que la meilleur option pour notre système c'était la vis trapézoïdale. La vis trapézoïdale a les propriétés d'être irréversible, économique et en plus a une capacité de charge supérieure à la vis métrique, et augmente légèrement le coefficient de frottement. Pour assurer la précision de positionnement mécanique on a pris en compte le jeu du réducteur, la précision de la vis, et le jeux axial de l'écrou sur la vis.

Pour la vis à filet trapézoïdal avec **F** la force à exercer, **p** le pas de la vis, **D** le diamètre sur flancs, et **f** on a le couple nécessaire pour déplacer l'écrou et contre-écrou dans la vis d'entraînement: $M = r(P_{externe} + F_{precharge})\tan(\alpha + \varphi) + F_{precharge}r * \tan(\alpha - \varphi)$

Avec la vis d'entraînement de notre choix Tr8x1,5 avec les caractéristiques suivantes: d=7,25 mm, pas= 1,5 mm, $\beta = \frac{30\pi}{180}$, $\mu = 0,3 \Rightarrow = 0,0658$ rad et $\phi = 0,3011$ rad

En remplaçant ces valeurs dans l'expression et grâce aux calculs des forces élastiques exercées au niveau de l'actionneur (4.1.1) et en prenant en compte que jusqu'à 20N peuvent



être appliqués, on trouve:

$$M_{miny} = 22,4 \text{ mN/m et } M_{minz} = 34 \text{ mN/m}$$

Nous cherchons par la suite des moteurs qui réalisent ces couples minimaux.

6.2. Moteurs

La propriété physique d'un moteur DC est qu'à tension constante la vitesse est réduite à chaque incrément de charge. A des vitesses faibles, une combinaison des engrenages réducteurs est préférable à moins de tourner le moteur très lentement.

Le choix des moteurs se fait en fonction du moment de force réduit M_r à compenser.

D'une part, le couple de pointe maximal (ou nominal sur le catalogue), M_{max} , doit être pris en considération. Alors Le moteur choisi doit avoir un moment de force nominal supérieur au moment de force de la charge $M_{moteur} > M_{transmission}$ calculé dans la section de la vis d'entraînement. Pour les actionneurs de l'axe Y ayant besoin d'un couple minimal de 22,4 mN/m nous avons choisi le moteur **118748** du catalogue Maxon à 27,9 mN/m de couple nominal. Pour les actionneurs de l'axe Z ayant besoin d'un couple minimal de 34 mN/m nous avons choisi le moteur **448595** du catalogue Maxon à 53 mN/m de couple nominal (cf. caractéristiques de ces moteurs en annexe).

6.3. Réducteur

Pour trouver le rapport de transmission optimal qui maximise l'accélération angulaire à la sortie on fait le calcul de M_{eq} et J_{eq} juste avant le réducteur: $M_{eq} = M_m * i$ et $J_{eq} = J + J_m * i^2$

En connaissant le couple maximal du moteur M_m et son inertie J_m et en supposant que

$\eta_{\text{reducteur}} = 100\%$ on exprime l'accélération angulaire en sortie: $a = \frac{M_{eq}}{J_{eq}} = \frac{M_m i}{J + J_m * i^2}$

On calculant la dérivée de a en fonction de i et on cherche pour quel i_{opt} la dérivée s'annule (accélération maximale).

D'où l'on tire que :

$$i_{opt} = \sqrt{\frac{J}{J_m}} \text{ avec } J = J_r * i^2$$

Avec les valeurs numériques de l'inertie réduite au niveau de chaque actionneur (4.2) et de l'inertie de rotor des moteurs, on trouve: $i_{opt1} = i_{opt3} = \sqrt{\frac{0.2725}{10,5}} = 0,16 \Rightarrow$ comme le rapport trouvé est inférieur à un, nous n'avons pas besoin d'un réducteur

$i_{opt2} = i_{opt4} = \sqrt{\frac{0.333}{33,1}} = 0,10 \Rightarrow$ comme le rapport trouvé est inférieur à un, nous n'avons pas besoin d'un réducteur

6.4. Entraînement

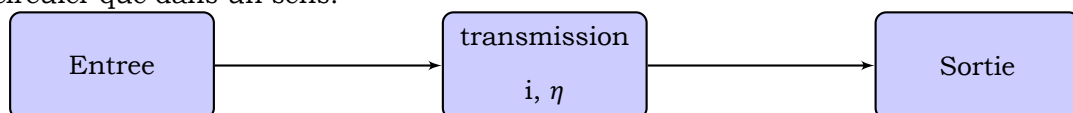
L'entraînement est composé d'une vis et d'un écrou. Vu qu'on aimerait ne pas avoir de jeu dans notre système on a choisi une vis d'entraînement avec un écrou, un contre-écrou et un ressort exerçant une force de précharge de chaque côté.

1) Choix de la force de précharge. Il faut que notre $F_{\text{precharge}} > F_{\text{externe}_{\text{max}}}$ pour garantir qu'il n'y ait pas de jeu pour la force maximale appliquée. La force maximale externe à considérer est celle de la force élastique (calculée au 4.1.1) en plus de celle qui doit être admise pendant la chirurgie de 20 N. Au total pour le cas limite des quatre moteurs on a $F_{\text{max}} = 31$ N.

2) Maintenant il faut qu'on trouve le coefficient de friction de notre vis trapézoïdal:

$\mu' = \frac{\mu}{\cos(\frac{\beta}{2})}$. On a choisi un filetage métrique ISO à pas normal M8. Celui ci vient avec un coefficient de frottement minimum de $\mu = 0.14$. (voir annexe)

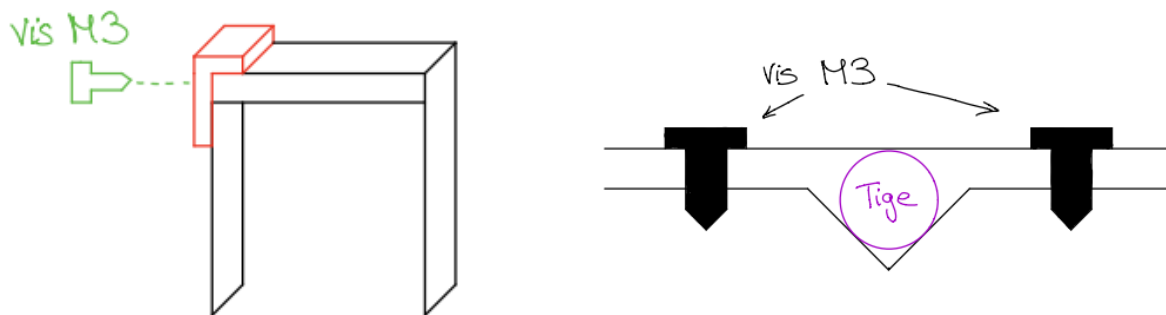
3) Avec le coefficient de friction on arrive à trouver le rendement de notre vis trapézoïdale. Ce calcul nous permet de vérifier que notre système est bien **non réversible**. L'énergie peut y circuler que dans un sens.



Pour que notre mécanisme soit non réversible il faut que le rendement soit inférieur à 0,5 dans le sens de l'apport d'énergie au récepteur par un moteur. Pour cela, nous prenons un rendement de 0,4.

Construction

7.1. Argumentation des choix faits pour la construction



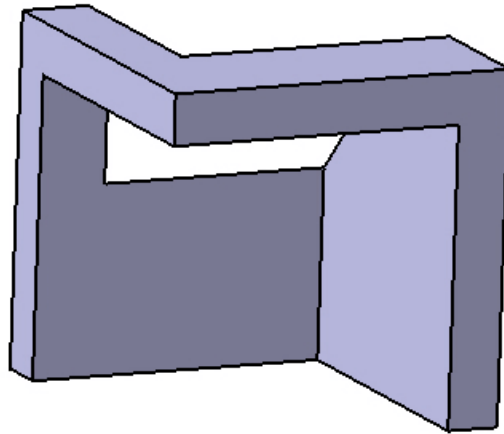
Pour la construction, différents choix ont été faits. Nous avons choisi de fixer les lames des guidages flexibles en venant les insérer entre une plaque en L et la plaque supérieur du guidage flexible, le tout tenu avec des vis M3 (voir ci-dessus).

En ce qui concerne les tiges des guidages flexibles nous avons choisi une fixation similaire à celle du trocart. C'est-à-dire; nous venons prendre la tige entre deux pièces le tout également fixé avec des vis M3.

Le trocart est lui fixé comme ci-dessus, entre deux plaques de sorte que les points de con-

tacts entre le trocart et la fixation soient séparés de 120° . Cette technique permet d'avoir uniquement trois points de contact et donc de s'affranchir des problèmes liés à la précision de l'usinage de la fixation.

Pour la fixation du bâti nous utilisons des vis M4 dans des taraudages directement percés dans l'épaisseur des pièces. L'épaisseur des murs est de 10 mm et suffit à cette pratique.



Nous avons un problème de collision entre la pièce FIX_MOTEUR-BIELLE (ci-dessus) et la lame du guidage de la translation selon z. C'est pourquoi nous avons décidé de fraiser la pièce de fixation pour pouvoir palier à ce problème.

7.2. Argumentation des choix des matériaux

Pour les guidages flexibles nous avons choisi le matériaux avec le rapport $\frac{\sigma_{adm}}{E}$ le plus grand possible afin de maximiser les courses linéaires admissibles et la durée de vie des articulations flexibles. Nous avons tout d'abord choisi l'Acier Böhler pour son prix avantageux mais notre choix s'est finalement porté sur le titane qui nous permet de garder les mêmes dimensions avec des facteurs de sécurité plus élevés. Toutes les pièces fines et dimensionnées précisément devant reprendre des forces externes sont donc en titane.

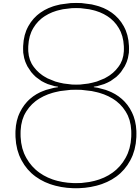
Pour les pièces entre les guidages flexibles nous avons choisi un matériau plus léger afin de minimiser les inerties réduites et maximiser les accélérations du mécanisme, le matériau choisi a été l'aluminium.

Pour le bâti, nous utilisons également l'aluminium pour sa légèreté et son faible prix.

Lors du choix du matériau pour chaque élément, nous avons considéré sa fonction ainsi que sa masse, inertie et raideur désirée, mais aussi des critères liés à la production tels que la forme.

Masse totale

La masse totale de notre mécanisme est d'environ 4.8 kg sans prendre en compte la masse des actionneurs. La masse totale des quatre moteurs est de 780 g, ce qui nous laisse une marge d'approximativement 400 g ce qui est largement suffisant pour les vis d'entraînement et leurs fixations



Conclusion

Ce projet nous a permis d'apprendre de nombreuses choses et avoir une approche très pratique et réaliste d'un problème concret. Il nous a également permis d'améliorer nos capacités à travailler en groupe. Il a été frustrant de découvrir petit à petit les failles de notre concept, n'ayant parfois pas le temps de répondre aux problèmes que nous trouvions.

Nous avons commencé par dimensionner nos pièces flexibles en acier et il aurait été judicieux de mieux considérer les autres options telles que le titane plus tôt.

Notre mécanisme reste très simple, ce qui nous plaît. Il paraît néanmoins un peu rudimentaire et peut-être fragile par sa hauteur proportionnellement à l'épaisseur des lames.

Le projet concernait un sujet stimulant qui nous a plu.

9

Annexes

- 9.1. Dessin de détail de la fixation prêt pour envoi en atelier de fabrication**
- 9.2. Dessin de construction de l'ensemble du mécanisme avec liste de toutes les pièces**