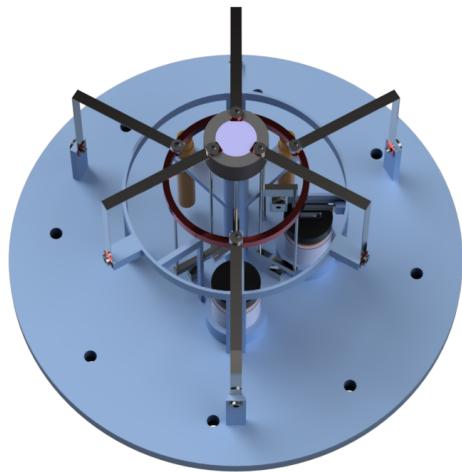


Projet de Conception des Mécanismes



Joshua Cohen-Dumani,
Kelyan Hangard,
Juliette Hars,
Raphaël Kolly,
Ludovic Mareemootoo

Groupe 07

Sous la direction du Prof. Simon Henein et du Dr. Olivier Chappuis

Semestre printemps 2021

EPFL

Table des matières

1	Introduction	1
2	Principe de fonctionnement du mécanisme développé	2
2.1	Explication du principe de fonctionnement	2
2.1.1	Principe du guidage du miroir à 2 DDL en rotation (cardan)	2
2.1.2	Principe de l'équilibrage dynamique du système	2
2.1.3	Principe d'actionnement à l'aide du moteur voice coil	2
2.2	Schéma cinématique du mécanisme représenté avec des articulations idéales	3
2.3	Calcul de la mobilité selon la méthode de Grübler et discussion des éventuels hyperstatismes	3
2.4	Implémentation de la cinématique en guidages flexibles	4
2.5	Mise en évidence des concepts originaux	4
2.5.1	Butterfly/RCC	5
2.5.2	RCC ²	5
2.5.3	Cardan simple	5
2.5.4	Solution retenue	5
3	Dimensionnement du mécanisme	6
3.1	Contraintes considérées	6
3.1.1	Cinématique	6
3.1.2	Encombrement	6
3.2	Performances	6
3.2.1	Masse réduite	7
3.2.2	Force réduite	8
3.2.3	Résolution angulaire	9
3.2.4	Position du balancier	9
3.2.5	Accélération angulaire maximale du miroir pendant le balayage de précision	10
3.2.6	Jerk angulaire maximal du miroir durant le balayage de précision	11
3.2.7	Fréquence de scan	11
3.2.8	Couple exporté au bâti	12
3.2.9	Équilibrage des forces exportées	14
3.2.10	Butées	14
3.3	Débattement cinématique des articulations flexibles	14
3.3.1	Schéma position extrême du mécanisme	14
3.3.2	Tiges	15
3.3.3	Table à lames parallèles	16
3.3.4	Pivots à lames croisées séparées	16
3.3.5	Lames en L	16
3.3.6	Socle	16
3.4	Contraintes mécaniques dans les articulations flexibles	17
3.4.1	Table à lames parallèles	17
3.4.2	Pivot à lames croisées séparées	17
3.4.3	Pivot à lames croisées non séparées	18
3.4.4	Lame en L	18
3.4.5	Tige centrale	18
3.5	Mouvements parasites du miroir	19
3.6	Rigidités transverses	19

4 Construction	22
4.1 Argumentation des choix de construction	22
4.1.1 Usinages	22
4.1.2 Assemblage des lames en L	22
4.1.3 Assemblage des tiges flexibles	22
4.1.4 Encastrement du miroir	23
4.2 Argumentation des choix des matériaux	23
4.3 Approximation du prix	24
5 Conclusion	25
6 Annexes	26
A Nom des pièces et de leurs variables	28
B Schéma des dénominations utilisées	29
C Concepts originaux	30
D Schéma des débattements cinétiques	31
E Maquettes	32
F Matériaux	33
G Rendus	34
H Plans 2D	35
I Matlab	55

Introduction

Le principe d'usinage par laser femtoseconde consiste à modifier les propriétés d'un substrat à l'aide d'un laser. Cela permet de fabriquer des composants précis et de petites tailles tout en étant capable de concevoir des structures à l'intérieur du volume.

La structure générale de l'usinage est illustrée dans la figure 1.1. Nous avons quatre composants principaux. Le premier module s'occupe de générer le laser femtoseconde, le deuxième du contrôle de la focalisation du laser, le troisième du contrôle du mouvement macroscopique du laser dans le substrat. Il se déplace à une faible dynamique dans les directions x , y et z . Le dernier module, le scanner, est celui sur lequel nous avons dû nous pencher. Il est responsable du mouvement microscopique à haute dynamique du laser selon deux axes de rotations différents.

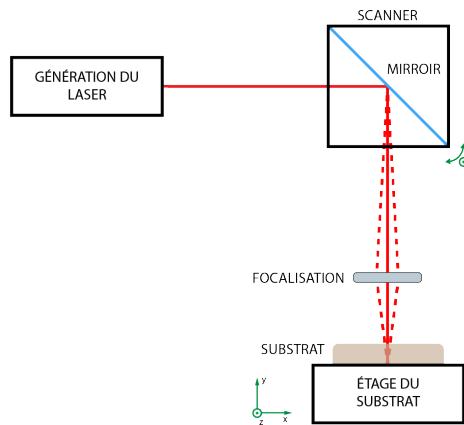


FIGURE 1.1 – Structure générale

Pour optimiser l'usinage, il faut que la fréquence d'oscillation du scanner soit maximisée et que les mouvements parasites, en particulier selon l'axe normal au plan du miroir, soient minimisés. Il faut aussi s'assurer que l'équilibrage dynamique du miroir soit respecté en tout temps. Pour la conception de notre mécanisme, nous nous sommes beaucoup aidés de la thèse du prof. Simon Henein [1].

Principe de fonctionnement

2.1 Explication du principe de fonctionnement

2.1.1 Principe du guidage du miroir à 2 DDL en rotation (cardan)

Afin de guider notre miroir selon deux axes de rotations, nous nous sommes inspirés du design vu en cours comprenant trois tiges tangentielles (bielles avec rotule à doigt en guidages idéaux). En effet, les tiges tangentielles bloquent les translations selon x et y , ainsi que la rotation θ_z . Pour être certains de bloquer le degré de liberté de translation selon z et de réaliser la fonction cardan, nous avons ajouté une tige polaire. Les tiges tangentielles ont ensuite été remplacées par des lames en L.

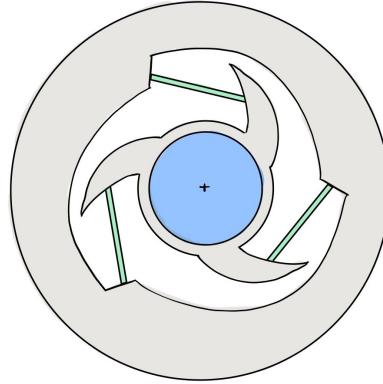


FIGURE 2.1 – Design dont le mécanisme s'inspire

2.1.2 Principe de l'équilibrage dynamique du système

L'équilibrage dynamique est assuré par un anneau. Cet anneau est également guidé avec un guidage cardan et lié au mouvement du socle par trois pivots (deux pour la version 2D). Le principe est relativement simple : lorsque le miroir effectue une rotation selon l'axe O_x ou O_y , l'anneau effectue un mouvement dans le sens opposé grâce au système de pivots (voir section 3.2.7 pour le calcul du couple exporté au bâti).

Ce système est symétrique, ce qui ne modifie pas la position du centre de masse lors du mouvement, et assure ainsi l'équilibrage statique. Par ailleurs, nous équilibrions les forces en translation verticale avec deux masses ("poids", voir annexe E) placées sur les extrémités des pivots à lames croisées non séparées. Pour la suite du projet nous utiliserons la dénomination présentée en annexe : B.1

2.1.3 Principe d'actionnement à l'aide du moteur voice coil

Le moteur *voice coil* est guidé en translation par une table à lames parallèles et une tige vers un levier. Le bras de levier qui en résulte nous permet d'ajuster la course du moteur utilisée pour balayer l'angle de trois degrés du miroir. Le bras de levier constitue le degré de liberté principal de notre système, c'est à dire que nous le déterminerons sa valeur à la fin pour maximiser la fréquence du balayage de précision (plus de précisions en section 3.2.7). Les deux actionneurs sont positionnés à 90° afin de garantir les deux degrés de rotations θ_x et θ_y du miroir.

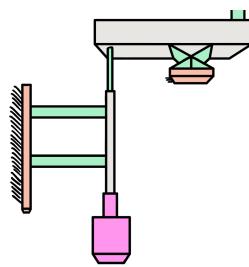


FIGURE 2.2 – Schéma du levier

2.2 Schéma cinématique du mécanisme représenté avec des articulations idéales

Sur la figure 2.3 se situent les schémas qui représentent la cinématique du mécanisme avec des articulations idéales. Les articulations utilisées sont des biellettes avec rotule à doigt, des pivots et des glissières.

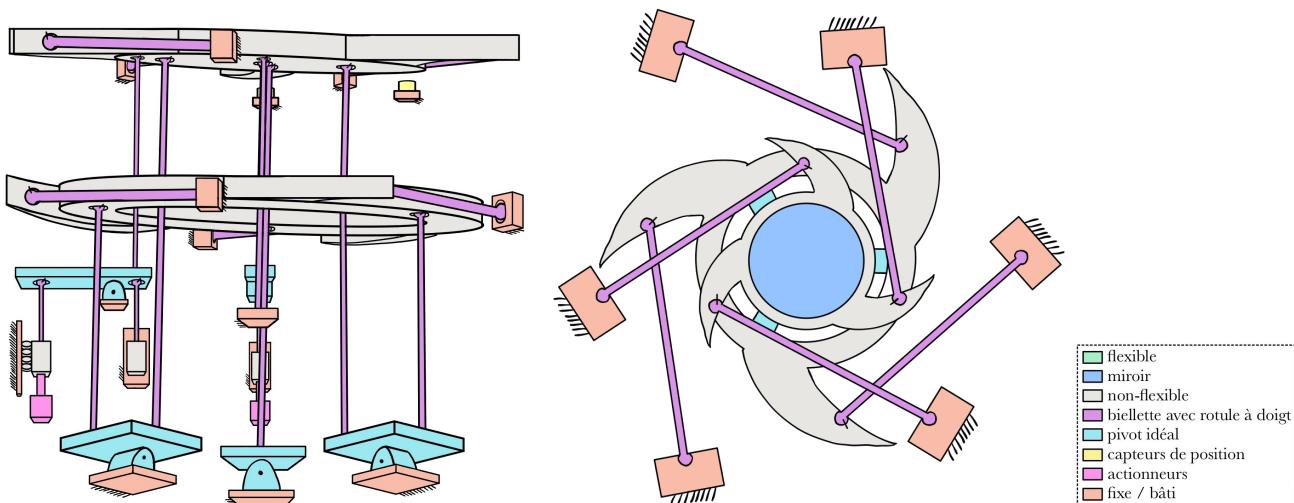


FIGURE 2.3 – Schémas en cinématique idéale, vue en perspective et vue de dessus

2.3 Calcul de la mobilité selon la méthode de Grübler et discussion des éventuels hyperstatismes

Les biellettes avec rotule à doigt ont cinq degrés de liberté, les pivots et les glissières n'en ont qu'un seul. Avec la méthode de Grübler, nous obtenons les équations suivantes pour le calcul des boucles et de la mobilité :

$$b = k - n + 1 \quad M = \sum d_i - 6b$$

En appliquant ces équations à notre mécanisme, nous obtenons :

$$n = \underbrace{18}_{\text{bielles}} + \underbrace{1}_{\text{miroir}} + \underbrace{1}_{\text{anneau}} + \underbrace{5}_{\text{pivots}} + \underbrace{3}_{\text{corps glissières}} + \underbrace{1}_{\text{base}} = 29$$

$$k = \underbrace{18 \cdot 2}_{\text{bielles}} + \underbrace{5}_{\text{pivots}} + \underbrace{3}_{\text{glissières}} = 44 \implies b = 16$$

$$\sum d_i = \underbrace{18 \cdot 5}_{\text{bielles}} + \underbrace{5 \cdot 1}_{\text{pivots}} + \underbrace{3 \cdot 1}_{\text{glissières}} = 98$$

$$M = 98 - 6 \cdot 16 = 2 \quad DOF = 2 \implies DOH = 0$$

2.4 Implémentation de la cinématique en guidages flexibles

Lors de l'implémentation de la cinématique en guidages flexibles, il existe plusieurs possibilités pour designer chaque "brique de base". Les choix des éléments flexibles adéquats ont été régis par une analyse des mouvements parasites, de l'usinabilité, et de la fonctionnalité. Un schéma est proposé en figure 2.4.

Nous avons décidé d'utiliser des lames en L pour remplacer les bielles tangentialles. Elles présentent en effet le très grand avantage de ne pas générer de mouvement parasite (explication en section 3.5). Les autres bielles avec rotule à doigt ont été remplacées par des simples tiges, les performances recherchées en termes de mouvements parasites étant moins importantes pour ces articulations.

Nous avons remplacé les pivots du levier par des pivots à lames croisées non séparées, qui ont pour avantage d'avoir très peu de translations parasites, avec tout de même le désavantage d'avoir une rigidité élevée. Les pivots utilisés pour transmettre le mouvement du socle à l'équilibrage dynamique sont quant à eux des pivots à lames croisées séparées. Nous les avons sélectionnés pour leur petite rigidité et leur simplicité.

Les glissières sont implémentées à l'aide de tables à lames parallèles. En effet cette articulation respecte nos contraintes et est simple à mettre en oeuvre.

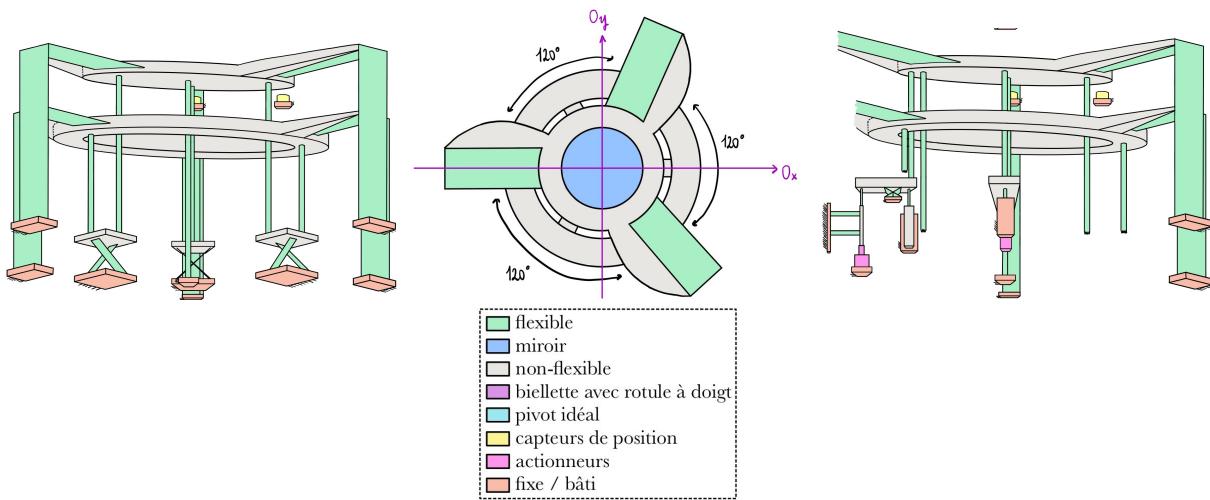


FIGURE 2.4 – Schémas en cinématique flexible, vue en 3D (sans et avec actionneurs), vue de dessus

L'assemblage de ces éléments ainsi que l'explication des problèmes d'hyperstatismes intrinsèques aux pivots à lames croisées et tables à lames parallèles, se trouvent en section 4.1.

2.5 Mise en évidence des concepts originaux

Lors de la première partie du projet, nous avons réfléchi à plusieurs concepts de solution afin de disposer de plusieurs options pour choisir notre design final. Trois autres idées ont été développées dans

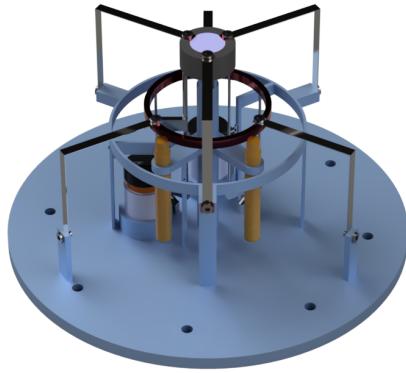


FIGURE 2.5 – Rendu de l’implémentation en flexible

cette première phase de réflexion.

2.5.1 Butterfly/RCC

Pour imaginer ce mécanisme, présenté en annexe C.1, nous avons choisi d’implémenter les degrés de libertés (les rotations selon r_x et r_y) un par un et ainsi contrôler chaque rotation séparément. Nous avons utilisé pour cela un pivot RCC qui n’a pas de mouvements parasites et deux pivots Butterfly qui permettent une grande précision. Le pivot RCC est dynamiquement équilibré par une roue d’inertie et les pivots Butterfly par un anneau de symétrie, comme pour notre design final. Cependant, le système ne respecte pas les contraintes d’encombrement du cahier des charges. De plus, l’usinage des Butterfly pivots est très complexe. C’est pourquoi nous avons décidé de ne pas retenir ce design pour la suite du projet.

2.5.2 RCC²

Ce design est aussi issu du même principe qui consiste à réaliser chaque rotation séparément (voir annexe C.2a). Nous avons pour celui-ci, assemblé deux pivots RCC en veillant à ce que l’axe de rotation des deux pivots combinés soit au centre du miroir. Si l’idée nous semblait plutôt simple et intuitive, nous n’avons pas retenu ce design car l’usinage monobloc pour éviter tout hyperstatisme des pivots était très complexe, tout comme le système d’équilibrage.

2.5.3 Cardan simple

Ce dernier design s’inspire du principe du cardan (voir annexe C.2b). Les deux rotations sont pilotées chacune par une table à lames parallèles. L’équilibrage se fait à l’aide de deux systèmes qui compensent chacun un axe de rotation. Si ce système nous semble particulièrement intuitif, nous ne l’avons pas gardé pour la suite du projet car il risquait de créer de grands mouvements parasites et son système d’équilibrage est plutôt encombrant.

2.5.4 Solution retenue

Nous avons retenu notre design final pour plusieurs raisons. La principale étant la symétrie de celui-ci, nous permettant une implémentation simple du système d’équilibrage. Nous pouvons ajouter le fait que les lames en L n’ont pas de mouvements parasites et que l’encombrement est plutôt réduit.

Dimensionnement du mécanisme

3.1 Contraintes considérées

3.1.1 Cinématique

Tables à lames parallèles

Vérifions que la valeur maximale du mouvement parasite de la table à lames parallèles est inférieure au *coil clearance per side* indiqué par le cahier des charges. On a :

$$\lambda_{max} \approx \frac{3f_{max}^2}{5l} \Leftrightarrow l > \frac{3f_{max}^2}{5\lambda_{max}} \approx 76\mu m$$

On pose $f_{max} = 6,4 \cdot 10^{-3}$ m, la course maximale des actionneurs (pour avoir le pire des cas), et $\lambda_{max} = 0,32 \cdot 10^{-3}$ m la *coil clearance per side*, c'est-à-dire la valeur maximale du mouvement parasite avant que la bobine de l'actionneur ne percute la structure externe. La valeur obtenue de $76\mu m$ est la longueur minimale des lames de la table à lames parallèles, elles auront finalement une longueur de 36mm. On remarque donc que ce dispositif est adapté à notre application et nous pouvons ainsi négliger ce mouvement parasite.

3.1.2 Encombrement

Le volume alloué au mécanisme est un cylindre de diamètre 150 mm et de hauteur 150 mm. Il faut aussi que le centre du miroir soit 20 mm au dessus de la lentille de focalisation qui a un diamètre de 33 mm. Notre mécanisme rentre dans un cylindre de diamètre 150 mm et de 93 mm de hauteur. On voit aussi que la lentille de focalisation ne rentre pas en collision avec les lames en L, car on peut la placer entre ces dernières. De plus, le débattement de la lame en L est de l'ordre de quelques centaines de microns. Nous avons donc pas trop de souci concernant les collisions.

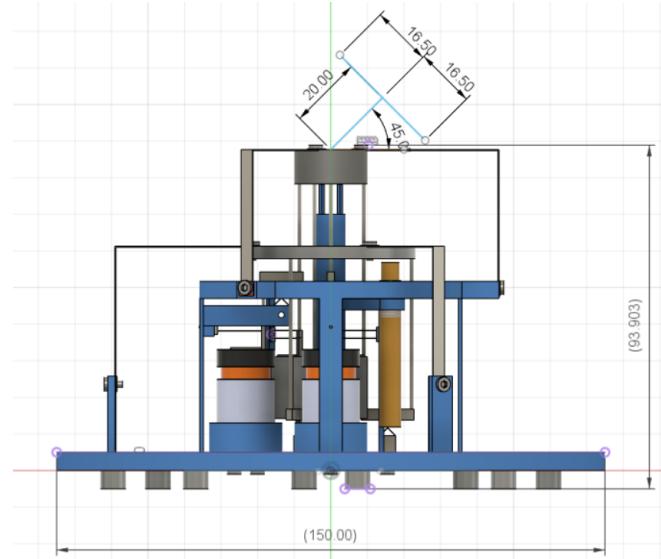


FIGURE 3.1 – Schéma de l'encombrement

3.2 Performances

Nous allons d'abord calculer les paramètres masse réduite et force réduite pour ensuite pouvoir les implémenter dans l'équation de la fréquence.

3.2.1 Masse réduite

La masse réduite est la masse des éléments à mettre en mouvement perçue par les actionneurs. Pour calculer cette masse réduite, nous utilisons le principe de conservation de l'énergie cinétique :

$$E_{cin,totale} = \sum_{i \text{ elements}} E_{cin_i} = \frac{1}{2} \cdot M_r \cdot v_{mot}^2$$

Pour calculer l'énergie cinétique de chaque bloc en mouvement, il faut exprimer sa vitesse en fonction de celle du moteur v_{mot} . On calcule d'abord la masse réduite selon l'axe y . Nous considérons seulement les énergies cinétiques des éléments rigides car leurs masses et moments d'inerties sont bien plus importants que ceux des éléments flexibles (négligés car beaucoup plus fins).

Socle :

$$\omega_s = \frac{v_{mot} \cdot l_1}{l_2 \cdot R_s} \quad E_{cin,s} = \frac{1}{2} \cdot J_s \cdot \omega_s^2$$

Balancier :

$$\omega_b = \frac{v_{mot} \cdot l_1}{l_2 \cdot R_{b2}} \quad E_{cin,b} = \frac{1}{2} \cdot J_b \cdot \omega_b^2$$

Pivots à lames croisées séparées :

$$\omega_{p1} = \frac{v_{mot} \cdot l_1}{l_2 \cdot l_p} \quad \omega_{p2} = \omega_{p3} = \frac{v_{mot} \cdot \sin\left(\frac{\pi}{6}\right) \cdot l_1}{l_2 \cdot l_p} \quad E_{cin,p} = \frac{1}{2} J_p (\omega_{p1}^2 + \omega_{p2}^2 + \omega_{p3}^2)$$

Tables à lames parallèles liées aux moteurs : Seul le moteur situé sur l'axe y est en mouvement, donc il n'y a qu'une table à lames parallèles liée au moteur à prendre en compte dans le calcul de la masse réduite.

$$v_{||} = v_{mot} \quad E_{cin,||} = \frac{1}{2} \cdot m_{||} \cdot v_{mot}^2$$

Levier : De la même façon, seul le levier situé sur l'axe y est à prendre en compte.

$$\omega_l = \frac{v_{mot}}{l_1} \quad E_{cin,l} = \frac{1}{2} \cdot J_l \cdot \omega_l^2$$

Masse d'équilibrage :

$$v_{m1} = v_{mot} \frac{l_1}{l_2} \quad E_{cin,m1} = \frac{1}{2} \cdot m_1 \cdot v_{m1}^2$$

$$\begin{aligned} E_{cin,tot} &= E_{cin,s} + E_{cin,b} + E_{cin,p} + E_{cin,||mot} + E_{cin,l} + E_{cin,m1} \\ &= \frac{1}{2} v_{mot}^2 \left(\frac{l_1^2}{l_2^2} \left(\frac{J_s}{R_s^2} + \frac{J_b}{R_b^2} + \frac{3J_p}{2l_p^2} \right) + m_{||} + \frac{J_l}{l_2^2} + \frac{m_1 \cdot l_1^2}{l_2^2} \right) \end{aligned}$$

$$M_{r1} = \frac{l_1^2}{l_2^2} \left(\frac{J_s}{R_s^2} + \frac{J_b}{R_b^2} + \frac{3J_p}{2R_p^2} \right) + m_{||} + \frac{J_l}{l_2^2} + \frac{m_1 \cdot l_1^2}{l_2^2} \stackrel{AN}{=} 13.6g$$

Selon nos calculs et la symétrie du système, la masse réduite perçue par l'actionneur situé sur l'axe x est la même que la masse réduite perçue par l'autre actionneur selon l'axe y . Nous avons minimisé la masse réduite au maximum en diminuant les masses et inertie des éléments rigides, toujours dans l'objectif de maximiser la fréquence.

3.2.2 Force réduite

La force réduite correspond à la force de retour élastique exercée par la rigidité des éléments du système percue par les actionneurs. Elle s'exprime comme : $F_{red} = k_{eq} \cdot x_{max}$. k_{eq} représente la rigidité équivalente et x_{max} la position de la bobine de l'actionneur à son niveau maximal (position de la bobine de l'actionneur lorsque le miroir à une rotation de 1,5°). Pour calculer k_{eq} , nous nous basons sur le principe de conservation de l'énergie potentielle et considérons tous les éléments flexibles qui subissent une déformation (sauf les mouvements parasites considérés négligeables).

$$E_{pot,tot} = \sum_{i \text{ elements}} E_{poti} = \frac{1}{2} \cdot x_{mot}^2 \cdot k_{eq}$$

Rigidité des éléments :

Lames en L : On ne prend en compte que la lame horizontale en flexion des lames en L.

$$k_L = \frac{3EI_y}{l_L^3} = \frac{Eb_L h_L}{4l_L^3}$$

Table à lames parallèles :

$$k_{\parallel} = \frac{24EI}{l_{\parallel}^3} = \frac{2Eb_{\parallel} h_{\parallel}^3}{l_{\parallel}}$$

Pivots à lames croisées non séparées :

$$k_{plcns} = \frac{8EI}{L_{plcns}} = \frac{2Eb_{plcns} h_{plcns}^3}{3L_{plcns}}$$

Pivots à lames croisées séparées :

$$k_{plcs} = \frac{2EI}{l_{plcs}} = \frac{Eb_{plcs} h_{plcs}^3}{6l_{plcs}}$$

Tige centrale : Tige en flexion

$$k_{tige} = \frac{E \cdot I}{l_{tige}}$$

Position des éléments en fonction de celle du moteur :

Lames en L :

$$x_{L1} = x_{mot} \frac{l_1}{l_2} \quad x_{L2} = x_{L3} = x_{mot} \frac{l_1}{\sin\left(\frac{\pi}{6}\right) \cdot l_2}$$

Table à lames parallèles liée au moteur

$$x_{\parallel,mot} = x_{mot}$$

Pivots à lames croisées non séparées :

$$\theta_{plcns} = \frac{x_{mot}}{l_2}$$

Pivots à lames croisées séparées :

$$\theta_{plcs1} = x_{mot} \frac{l_1}{l_2 l_p} \quad \theta_{plcs2} = \theta_{plcs3} = x_{mot} \frac{l_1}{2l_2 l_p}$$

Table à lames parallèles liée à la masse d'équilibrage :

$$x_{\parallel,m1} = x_{mot} \cdot \frac{l_1}{l_2}$$

Rotation de la tige centrale :

$$\theta_{tige} = x_{mot} \frac{l_1}{l_2 \cdot R_s}$$

Rigidité équivalente

$$k_{eq} = k_L \frac{3l_1^2}{2l_2^2} + k_{\parallel} + k_{\parallel} \cdot \frac{l_1^2}{l_2^2} + k_{plcns} \frac{1}{l_2^2} + k_{plcs} \frac{3l_1^2}{2l_2^2 l_p^2} + k_{tige} \frac{l_1^2}{l_2^2 \cdot R_s^2}$$

Selon nos calculs et la symétrie du système, la rigidité perçue par l'actionneur sur l'axe x est la même que celle perçue par l'actionneur sur l'axe y .

$$F_{red,max_x} = F_{red,max_y} = k_{eq} \cdot x_{max} \stackrel{AN}{=} 3.732 \cdot 10^{-1} N$$

Nous avons minimisé au maximum la force réduite en ajustant le bras de levier et en modifiant les dimensions des éléments flexibles de sorte à diminuer leur rigidité. La minimisation de la force réduite s'inscrit également dans le processus de maximisation de la fréquence de balayage de précision.

3.2.3 Résolution angulaire

La résolution angulaire du capteur est donnée par la formule $R_\theta = \frac{R_c}{R_{capteur}}$, avec $R_{capteur}$ la distance entre le capteur et le centre de rotation du mécanisme. Or, R_c est une caractéristique intrinsèque au capteur utilisé et égale à $\frac{P_{max} - P_{min}}{G_d} = 5.4769 \cdot 10^{-8} [\text{m}]$. Ceci veut dire que le seul paramètre variable pour nous est $R_{capteur}$. Sachant qu'il faut assurer un R_θ de $2.5 \mu\text{rad}$, $R_{capteur}$ doit être supérieur à 22mm. Il n'est donc pas possible de pointer le capteur directement sur notre socle, qui a un rayon maximum de 10mm. Nous avons donc décidé de pointer le capteur sur notre balancier, à une distance de 23mm du centre de rotation du mécanisme, ce qui nous donne une résolution angulaire théorique de

$$R_\theta = 2.381 \mu\text{rad} \leq 2.5 \mu\text{rad}$$

Il est possible de vérifier que le balancier reste au-dessus du capteur pendant toute sa rotation. Son déplacement horizontal tel que vu par le capteur est détaillé ci-dessous, et nous pouvons notamment remarquer que celui-ci est négligeable.

$$\Delta x = R_{capteur} (1 - \cos(1.5^\circ)) = 7.8 \mu\text{m}$$

Le capteur a aussi une plage admissible (entre 2 et 0.2 mm), pour laquelle les valeurs mesurées sont correctes. Il faut donc s'assurer que le balancier reste dans cette plage pendant tout son mouvement. Le calcul du débattement vertical du balancier tel que vu par le capteur est détaillé ci-dessous. En positionnant le capteur à 1mm du balancier, on peut donc s'assurer du fait que les mesures soient correctes pendant toute la course. Nous utilisons également cette formule pour passer entre la mesure de distance du capteur et la position du miroir tel que détaillé en section 3.2.4.

$$\Delta y = R_{capteur} \tan(1.5^\circ) = 602.28 \mu\text{m}$$

3.2.4 Position du balancier

Afin d'obtenir la position précise du miroir à partir de la valeur mesurée par le capteur, nous avons besoin de connaître la position précise du balancier à tout moment de la rotation. Nous avons donc calculé les mouvements parasites de celui-ci. Les acteurs contribuant aux mouvements parasites sont : les six tiges, ainsi que les trois pivots à lames croisées séparées inversant le mouvement. Nous commençons par le raccourcissement des tiges flexibles Δl_{tiges} de l_{tm} la tige du miroir et l_{tb} du balancier, avec θ_m l'angle du miroir :

$$\Delta l_{tiges} = \frac{\theta_m^2 (l_{tm} + l_{tb})}{15}$$

Le mouvement parasite lié au pivot à lames croisées séparées est le suivant. Nous avons considéré que la translation parasite PP' du centre de rotation est à peu près égale à la translation parasite du bloc mobile du pivot.

$$\Delta l_{pivot} = \frac{3f_{pivot}^2}{5l_{tb}} \text{ avec } f_{pivot} = \frac{\sqrt{2}}{12} l_{plcs} \theta_m^2$$

En considérant que

$$\Delta l_{para} = \Delta l_{tiges} + \Delta l_{pivot} = R_b \sin(\theta_{para,b})$$

Avec R_b le rayon externe du balancier, et $\theta_{para,b}$ la position du balancier. Nous avons donc que

$$\theta_{para,b} = \arcsin \left(\frac{\frac{\theta_m^2(l_{tm} + l_{tb})}{15} + \frac{l_{plcs}\theta_m^2}{20l_{tb}}}{R_b} \right)$$

Ensuite, il faut remarquer que le mouvement parasite est proportionnel à $\text{sgn}(\theta_m)$, car lorsque θ_m est positif, le raccourcissement des lames va accentuer le mouvement du balancier (le pivot tourne plus, et le balancier aussi), et vice versa pour θ_m négatif (cf. figure 3.2).



FIGURE 3.2 – En (a) nous avons la situation où le mouvement parasite accentue le mouvement. En (b), par contre, le raccourcissement des tiges et la translation parasite du pivot l’atténue

Ce qui nous donne donc la position angulaire du balancier en fonction du miroir :

$$\theta_b = \theta_m + \theta_{para,b} \cdot \text{sgn}(\theta_m)$$

En utilisant le fait que la distance d mesurée par le capteur est égale à $R_{capteur} \tan(\theta_b)$, nous pouvons avoir le graphe (figure 3.3a) reliant la mesure du capteur et la position du miroir.

3.2.5 Accélération angulaire maximale du miroir pendant le balayage de précision

En appliquant la seconde loi de Newton au système réduit, on obtient :

$$F_{mot} - F_{red} = (m_b + m_{red})\ddot{x}(t)$$

On exprime l'accélération maximale dans le cas le plus défavorable :

$$a_{max} = \frac{F_{mot,max} - F_{red,max}}{m_b + m_{red}} \stackrel{AN}{=} 105 \text{ ms}^{-2}$$

La force maximale que l'actionneur peut délivrer est limitée par l'échauffement du bobinage dû au courant. La valeur RMS développée sur un cycle doit être inférieure ou égale à 1.8N pour limiter cet échauffement. La valeur RMS de l'accélération se calcule de la manière suivante :

$$\ddot{x}_{RMS} = \lim_{T \rightarrow +\infty} \sqrt{\frac{1}{2T} \int_{-T}^T x^2(t) dt}$$

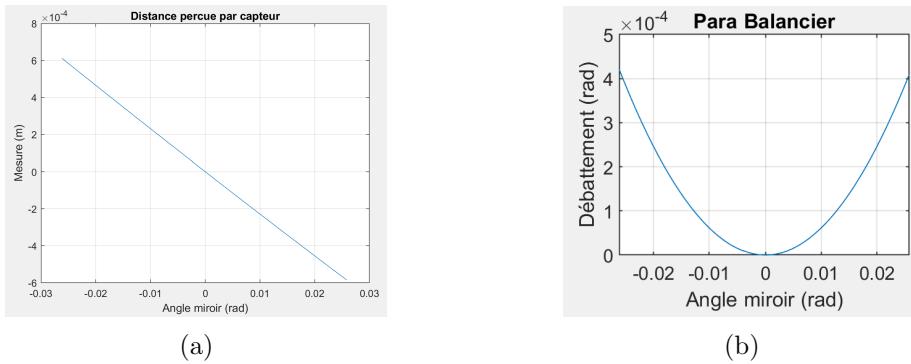


FIGURE 3.3 – En (a) le graphique reliant mesure du capteur et position du miroir. On remarque qu'il est quasi-linéaire. En (b), nous avons le graphique du mouvement parasite angulaire du balancier, qui est de l'ordre de quelques centaines de μ rad.

La force motrice suit le même profil que l'accélération (sinusoïdal), la force maximale délivrée F_{max} à prendre en compte vaut donc après calcul :

$$F_{max} = \sqrt{2} \cdot F_{RMS} \stackrel{AN}{=} 2.54N$$

3.2.6 Jerk angulaire maximal du miroir durant le balayage de précision

D'après la loi de mouvement cycloïdale, l'accélération s'exprime comme $\ddot{x}(t) = a_{max} \cdot \sin(\omega t)$ et le jerk comme $\dddot{x}(t) = \omega \cdot a_{max} \cdot \cos(\omega t)$. Le jerk maximal subi par le système vaut alors $\dddot{x}_{max} = 2 \cdot \pi \cdot f \cdot a_{max} \stackrel{AN}{=} 6 \cdot 10^5 \text{ ms}^{-3}$.

3.2.7 Fréquence de scan

La fréquence de scan en mode balayage de précision se déduit de l'accélération calculée précédemment et de la course x_s du moteur correspondant aux petits angles de 0.015 degrés du miroir. Nous avons pris le soin de faire en sorte que la fréquence calculée soit bien au dessus des 860 Hz imposés par le cahier des charges.

$$f_{max} = \frac{1}{2} \sqrt{\frac{a_{max}}{4 \cdot \pi \cdot x_s}} \stackrel{AN}{=} 904 \text{ Hz} \quad \text{avec} \quad x_s = \frac{0.015 \cdot \pi}{180} \frac{l_2}{l_1} R_s$$

On remarque que le bras de levier $\frac{l_2}{l_1}$ influe beaucoup sur la fréquence. Cela vient du fait qu'il détermine les vitesses et positions de chaque élément en plus d'agir directement sur le x_s . Nous avons donc fait appel à une approche graphique pour choisir le bras de levier maximisant la fréquence une fois toutes nos autres dimensions déjà posées, figure 3.4.

A la lumière de ces résultats, nous avons choisi de prendre un bras de levier de 0.98. Initialement, nous voulions également paramétriser le bras de levier de sorte à ce qu'il utilise la course maximale de l'actionneur en posant :

$$\text{bras de levier} = \frac{c_{max,mot}}{c_{max,mir} \cdot R_s} \stackrel{AN}{=} 12.2$$

avec $c_{max,mot}$ et $c_{max,mir}$ les courses maximales du moteur (3.2 mm) et du miroir (1.5°). Cependant, nous avons remarqué qu'il est impossible d'atteindre la fréquence souhaitée en utilisant autant de course moteur. En effet, même dans un cas idéal où la masse réduite $M_r = 0$ et la rigidité équivalente $k_{eq} = 0$ (moteur à vide), la force du moteur ne nous permet pas d'atteindre la fréquence désirée, elle est au maximum de 475 Hz. Nous avons donc décidé de n'utiliser qu'une petite partie de la course moteur (8%) pour maximiser la fréquence. Nous avons considéré la fréquence comme le paramètre le plus important à optimiser, ce qui nous a valu beaucoup de phases de redimensionnements des éléments au cours du

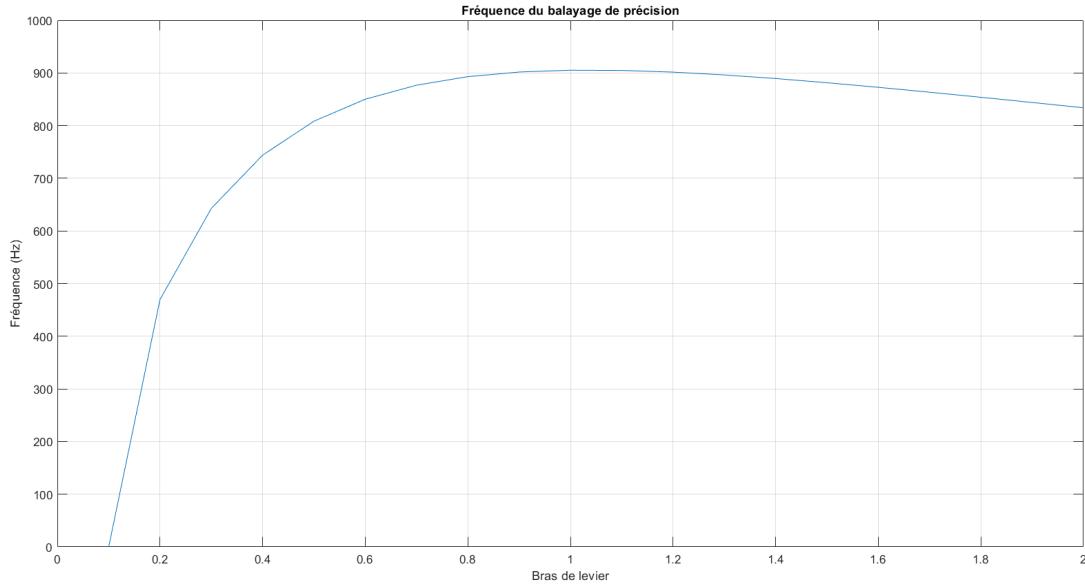


FIGURE 3.4 – Fréquence en fonction du bras de levier

projet. La fréquence obtenue de 904 Hz nous convient car elle permet amplement d'amortir les erreurs d'approximations que nos calculs intermédiaires ont générées en restant dans tous les cas au dessus des critères du cahier des charges.

3.2.8 Couple exporté au bâti

Nous vérifions que l'équilibrage dynamique du système est assuré en calculant la somme des moments cinétiques de chaque élément tournant du mécanisme. Pour le nom des pivots, voir l'annexe B.1

Cas où l'axe de rotation du miroir est O_y (perpendiculaire à l'un des pivots)

Calcul des vitesses de rotation des pivots à lames croisées séparées :

$$\vec{\omega}_{p1} = \omega_{p1} \vec{e}_y \quad \vec{\omega}_{p2} = \frac{\sqrt{3}}{2} \omega_{p2} \vec{e}_x - \frac{1}{2} \omega_{p2} \vec{e}_y \quad \vec{\omega}_{p3} = -\frac{\sqrt{3}}{2} \omega_{p3} \vec{e}_x - \frac{1}{2} \omega_{p3} \vec{e}_y$$

En fonction de la vitesse angulaire du socle du miroir ω_s

$$\omega_{p1} = \frac{R_s}{l_p} \omega_s = 2\omega_{p2} = 2\omega_{p3} \quad \omega_s = \frac{v_m}{R_s}$$

Avec v_m la vitesse de la tige qui fait bouger le socle.

Vitesse angulaire du balancier :

$$\omega_b = \frac{v_m}{R_{b2}} = -\omega_s \frac{R_s}{R_{b2}}$$

Vitesse angulaire du levier de l'actionneur :

$$\omega_l = \frac{v_m}{l_1} = -\omega_s \frac{R_s}{l_1} \quad \text{avec } v_m = v_{mot} \frac{l_1}{l_2}$$

Calcul des moments cinétiques (seul un des deux leviers est en mouvement) :

$$\begin{aligned} \vec{L}_{p1} &= J_p \vec{\omega}_{p1} = \frac{J_p}{l_p} v_{mot} \frac{l_1}{l_2} \vec{e}_y & \vec{L}_{p2} &= J_p \vec{\omega}_{p2} = \frac{J_p}{4 \cdot l_p} v_{mot} \frac{l_1}{l_2} (\sqrt{3} \vec{e}_x - \vec{e}_y) \\ \vec{L}_{p3} &= J_p \vec{\omega}_{p3} = \frac{J_p}{4 \cdot l_p} v_{mot} \frac{l_1}{l_2} (-\sqrt{3} \vec{e}_x - \vec{e}_y) & \vec{L}_s &= J_s \vec{\omega}_s = J_s v_{mot} \frac{l_1}{R_s l_2} \vec{e}_y \\ \vec{L}_{levier1} &= -J_{levier} v_{mot} \frac{1}{l_2} \vec{e}_y & \vec{L}_b &= -J_b \omega_b \vec{e}_y = -J_b v_{mot} \frac{l_1}{l_2} \frac{1}{R_{b2}} \vec{e}_y \end{aligned}$$

Moments d'inertie :

$$\begin{aligned} J_p &= \frac{M_p}{12} (haut_p^2 + long_{plcs}^2) + \frac{M_p}{4} \left(haut_p + \sqrt{l_{plcs}^2 + long_{plcs}^2} \right)^2 \\ J_{levier} &= \frac{M_l}{4} \left(\frac{(l_1 + l_2)^2 + haut_l^2}{3} + (l_2 - l_1)^2 + (haut_l + \sqrt{l_{plcns}^2 + long_{plcns}^2})^2 \right) \\ J_s &= \frac{1}{4} M_s R_s^2 + \frac{1}{12} M_s H_s^2 \\ J_b &= \frac{M_b}{4} (R_{b2}^2 + R_{b1}^2) + \frac{M_b H_b^2}{12} \end{aligned}$$

La somme des moments cinétiques s'annule selon \vec{e}_x , on obtient selon \vec{e}_y :

$$\boxed{L_{toty} = v_{mot} \left(\frac{1}{2} \frac{J_p}{l_p} \frac{l_1}{l_2} + \frac{J_s}{R_s} \frac{l_1}{l_2} - \frac{J_b}{R_{b2}} \frac{l_1}{l_2} - \frac{J_{levier}}{l_2} \right)}$$

Cas où l'axe de rotation du socle du miroir est O_x (parallèle à l'un des pivots à lames séparées)

Vitesses :

$$\vec{\omega}_{p1} = \vec{0} \quad \vec{\omega}_{p2} = \frac{1}{4l_p} v_{mot} \frac{l_1}{l_2} (-\sqrt{3} \vec{e}_x + \vec{e}_y) \quad \vec{\omega}_{p3} = -\frac{1}{4l_p} v_{mot} \frac{l_1}{l_2} (\sqrt{3} \vec{e}_x + \vec{e}_y)$$

Moments cinétiques (un des pivots ainsi qu'un des deux leviers sont immobiles) :

$$\begin{aligned} \vec{L}_{p2} &= J_p \vec{\omega}_{p2} = \frac{J_p}{4l_p} v_{mot} \frac{l_1}{l_2} (-\sqrt{3} \vec{e}_x + \vec{e}_y) & \vec{L}_s &= J_s v_{mot} \frac{l_1}{R_s l_2} \vec{e}_x \\ \vec{L}_{p3} &= J_p \vec{\omega}_{p3} = -\frac{J_p}{4l_p} v_{mot} \frac{l_1}{l_2} (\sqrt{3} \vec{e}_x + \vec{e}_y) & \vec{L}_b &= -J_b \omega_b \vec{e}_x = -J_b v_{mot} \frac{l_1}{l_2} \frac{1}{R_{b2}} \vec{e}_x \\ \vec{L}_{levier2} &= -J_{levier} v_{mot} \frac{1}{l_2} \vec{e}_x \end{aligned}$$

La somme des moments cinétiques s'annule selon \vec{e}_y , on obtient selon \vec{e}_x :

$$\boxed{L_{totx} = v_{mot} \left(-\frac{\sqrt{3}}{2} \frac{J_p}{l_p} \frac{l_1}{l_2} + \frac{J_s}{R_s} \frac{l_1}{l_2} - \frac{J_b}{R_{b2}} \frac{l_1}{l_2} - \frac{J_{levier}}{l_2} \right)}$$

Finalement, pour équilibrer dynamiquement notre système, nous souhaitons minimiser le couple exporté au bâti, pour qu'il se rapproche le plus possible de zéro. Pour ce faire, nous calculons le moment de force total dans les deux directions O_x et O_y en dérivant les moments cinétiques obtenus.

$$\boxed{M_{toty} = \frac{d}{dt} L_{toty} = a_{max} \left(\frac{1}{2} \frac{J_p}{l_p} \frac{l_1}{l_2} + \frac{J_s}{R_s} \frac{l_1}{l_2} - \frac{J_b}{R_{b2}} \frac{l_1}{l_2} - \frac{J_{levier}}{l_2} \right) \stackrel{AN}{=} 2.12 \cdot 10^{-4} [\text{Nm}]}$$

$$M_{totx} = \frac{d}{dt} L_{totx} = a_{max} \left(-\frac{\sqrt{3}}{2} \frac{J_p}{l_p} \frac{l_1}{l_2} + \frac{J_s}{R_s} \frac{l_1}{l_2} - \frac{J_b}{R_{b2}} \frac{l_1}{l_2} - \frac{J_{levier}}{l_2} \right) \stackrel{AN}{=} -2.58 \cdot 10^{-4} [\text{Nm}]$$

Ainsi, nous avons adapté les dimensions de notre système pour minimiser les moments de force exportés. Nous ne sommes pas parvenus à obtenir une valeur nulle à cause des trois pivots à lames croisées non séparées : en raison de leur symétrie, ils ont une contribution différente (et de signe opposé) dans les expressions de M_{totx} et M_{toty} . Cependant, nous obtenons un ordre de grandeur satisfaisant, puisque le moment de force du socle seul est de l'ordre de $10^{-3} [\text{Nm}]$. Nous sommes donc parvenus à diviser par 10 le moment de force exporté au bâti.

3.2.9 Équilibrage des forces exportées

Les forces engendrées par l'accélération des masses sur l'axe z sont équilibrées par la force opposée créée par la masse de la table à lames parallèle liée à l'autre extrémité du levier de l'actionneur. Les forces les plus importantes sur l'axe z sont dues à l'accélération de la masse de la bobine m_b et du bloc de la table à lames parallèles liée à la bobine mb_{\parallel} . On équilibre donc les forces de la manière suivante :

$$\sum \vec{F}_z = 0 \Leftrightarrow m_b \cdot a_{mot} + mb_{\parallel} \cdot a_{mot} - m_{equ} \cdot a_{mot} \cdot \frac{l_1}{l_2} = 0 \Leftrightarrow m_{equ} = (m_b + mb_{\parallel}) \cdot \frac{l_2}{l_1} \stackrel{AN}{=} 6.9g$$

Une fois cette masse d'équilibrage posée, on considère que les forces sont équilibrées et on néglige l'effet des masses des éléments flexibles qui sont bien plus légers. A noter également que les forces exportées selon les axes x et y sont nulles (aucun élément ne bouge en translation selon ces axes).

3.2.10 Butées

Afin de placer nos butées de manière adéquate, nous avons calculé la course verticale maximale du socle à un rayon donné. Nous avons choisi de placer nos butées à $R_{butées} = 3 \text{ mm}$ du centre de rotation du mécanisme, ce qui nous convenait lors de la conception de notre bâti. Le débattement vertical maximal de ces butées est donné par :

$$\Delta x = R_{butées} \tan(1.5^\circ) = 78.56 \mu\text{m}$$

Nous avons dimensionné nos butées de telle sorte qu'elles se trouvent à $90 \mu\text{m}$, ce qui correspond à une course de 1.7° . Ce débattement maximal est suffisamment petit pour assurer que notre mécanisme ne se casse pas en cas d'erreur de programmation des actionneurs par exemple, et suffisamment grand pour ne pas influencer le fonctionnement normal.

3.3 Débattement cinématique des articulations flexibles

Afin de garantir qu'il n'y ait pas de collision des éléments pendant le mouvement et pour mieux comprendre le comportement de notre mécanisme, nous avons représenté graphiquement la position de chaque élément par rapport à celle du miroir. Les schémas des débattements se trouvent en annexe D.

3.3.1 Schéma position extrême du mécanisme

Lors de l'utilisation du scanner SileX, notre miroir aura un mouvement selon θ_x et θ_y , allant de -0.026 rad (soit -1.5°) à $+0.026 \text{ rad}$. Lors de ce mouvement, il y a un risque de collision entre les différents éléments. Ci-dessous sont présentés les débattements de chaque articulation flexible et bloc mobile de notre mécanisme. La non-collision de chaque élément a été vérifiée à l'aide du modèle CAD et des valeurs numériques trouvées.

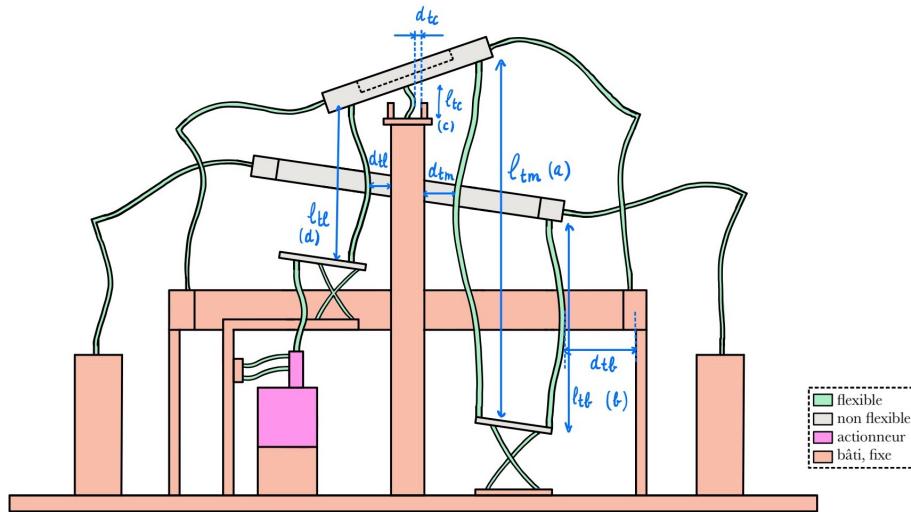
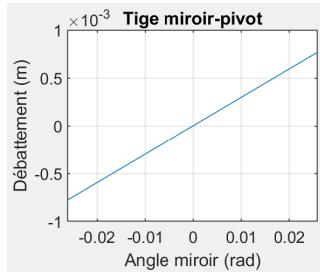


FIGURE 3.5 – Schéma représentatif de la position extrême du mécanisme

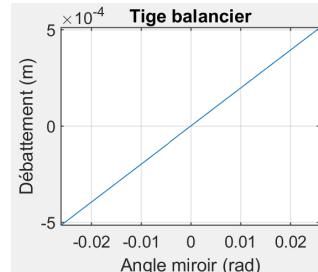
3.3.2 Tiges

Les tiges présentent un des plus grands débattements par rapport à la taille du mouvement. Celui-ci est donné par

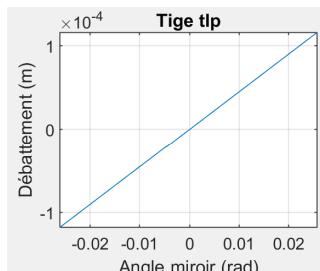
$$\Delta_x = \frac{l_{tige} \sin(\theta_m)}{4}$$



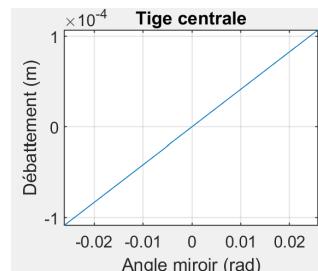
(a) Débattement transversal des tiges reliant le socle du miroir aux pivots à lames croisées



(b) Débattement transversal des tiges reliant le balancier aux pivots



(c) Débattement transversal des tiges reliant actionneur et levier



(d) Débattement transversal de la tige centrale

FIGURE 3.6 – Graphes du débattement des tiges

Nous pouvons voir en fig 3.6 les graphes des tiges reliant le miroir aux pivots à lames croisées séparées, celles reliant le balancier aux mêmes pivots, celles reliant le levier de l'actionneur au miroir, et la tige centrale en (a), (b), (c) et (d) respectivement.

On voit que le mouvement de ces tiges ne dépasse jamais 1 mm, et est souvent de l'ordre du μm ,

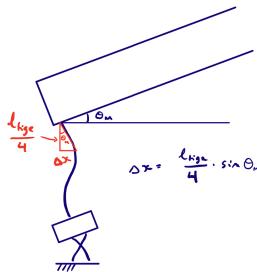


FIGURE 3.7 – Débattement transversal d'une tige

ce qui est assez petit pour assurer qu'il n'y aura pas de collisions entre les éléments. Nous pouvons aussi vérifier grâce au modèle CAO que les déplacement de cet ordre de grandeur ne posent pas de problèmes.

3.3.3 Table à lames parallèles

Le mouvement transversal du bloc de la table à lames parallèles par rapport à la position du miroir est donné par :

$$\Delta l = \frac{R_s \sin(\theta_m)}{K}$$

avec K détaillé en fig D.1a égal à $\frac{1}{\text{bras de levier}}$. Nous avons également en fig 3.8a son graphe cinématique. On peut remarquer que ce débattement est de l'ordre de quelques centaines de [μm]. Ceci est assez petit pour s'assurer qu'aucune collision n'ait lieu.

3.3.4 Pivots à lames croisées séparées

Le débattement angulaire d'un pivot à lames croisées séparées α est donné par :

$$\alpha = \arcsin \left(\frac{R_s \sin(\theta_m)}{l_p} \right)$$

Nous avons également en fig 3.8b son graphe cinématique. Nous pouvons voir que le pivot ne bouge que de quelques degrés, ce qui reste largement dans sa course admissible.

3.3.5 Lames en L

Les lames en L peuvent être approchées par deux lames perpendiculaires. Lors d'un mouvement donné, chacune de ces deux lames se courbera comme montré en fig D.1c. Son débattement transversal Δx est donné par :

$$\Delta x = l_L \sin(\theta_m)$$

Nous avons en fig 3.8c son graphe cinématique. Il n'y a pas de risque de collisions avec les lames en L lors du mouvement.

3.3.6 Socle

Le socle étant une grande pièce, il est important de connaître sa position également. Il faut connaître son débattement pour le dimensionnement des butées (placées à 3 mm du centre, la formule est donc légèrement différente). Ce débattement Δx est donné par :

$$\Delta x = R_s \sin(\theta_m)$$

Nous avons en fig 3.8d son graphe cinématique.

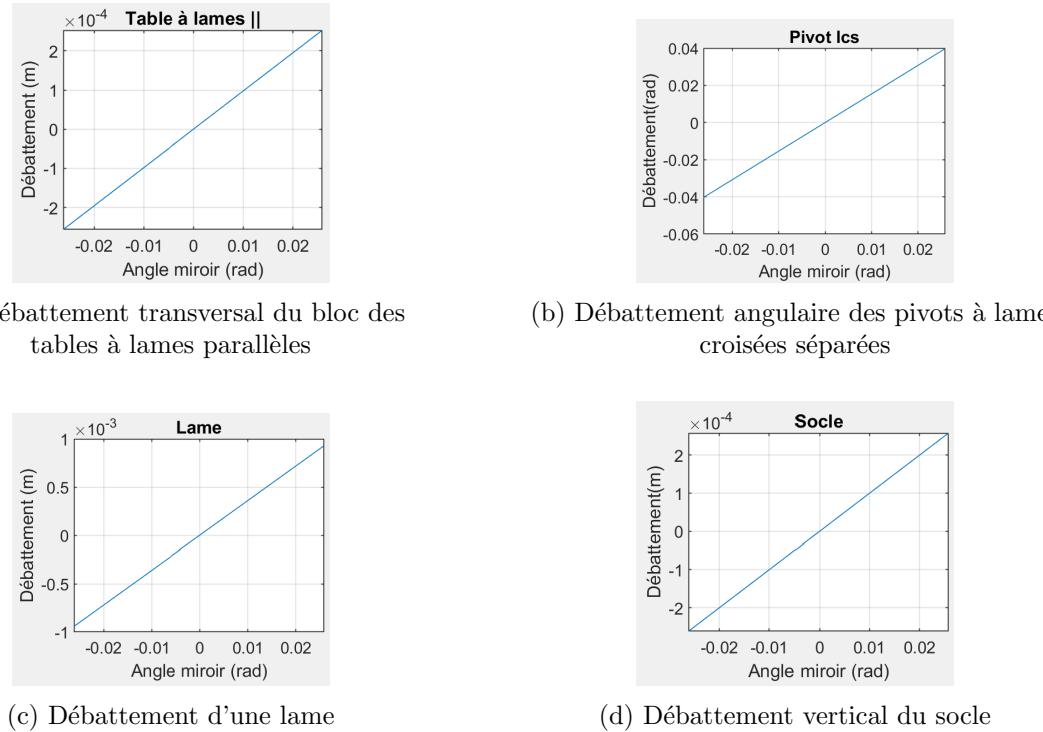


FIGURE 3.8 – Graphes du débattement des différents éléments

3.4 Constraintes mécaniques dans les articulations flexibles

Nous utilisons du titane pour les éléments flexibles, nous avons donc les valeurs suivantes : $E = 114 \text{ GPa}$ et $\sigma_D = 500 \text{ MPa}$. Nous choisissons un facteur de sécurité de 2 et nous avons : $\sigma_{adm} = 250 \text{ MPa}$.

3.4.1 Table à lames parallèles

Longueur lame	12 mm
Largeur lame	1.2 mm
Épaisseur lame	0.1 mm

TABLE 3.1 – Dimensions de la table à lames parallèles

$$f_{max} = \frac{l_2}{l_1} \sin(1.5^\circ) R_s = 256 \mu\text{m} \quad \sigma_{max} = \frac{f_{max} 3 E h}{l^2} = 60.8 \text{ MPa}$$

3.4.2 Pivot à lames croisées séparées

Longueur lame	l	6 mm
Largeur lame	L	1 mm
Épaisseur lame	h	0.1 mm

TABLE 3.2 – Dimensions du pivot à lames croisées séparées

$$\theta_{max} = \arcsin \left(\frac{\sin(1.5^\circ) R_s}{h} \right) \quad \sigma_{max} = \frac{\theta_{max} E h}{2l} = 41.5 \text{ MPa}$$

3.4.3 Pivot à lames croisées non séparées

Il faut vérifier que ces éléments, plus rigides que les pivots à lames croisées séparées, peuvent assurer la course demandée.

$$\theta_{adm} = \frac{\sigma_{adm} l_{plcns}}{2Eh_{plcns}} \Rightarrow \frac{l_{plcns}}{h_{plcns}} \geq \frac{2\theta_{adm} E}{\sigma_{adm}} = 23,876$$

Il faut donc que les lames de notre pivot aient un élancement d'au moins 23,88.

Longueur lame	l	6 mm
Largeur lame	L	1 mm
Épaisseur lame	h	0.1 mm

TABLE 3.3 – Dimensions du pivot à lames croisées non séparées

$$\theta_{max} = \arcsin \left(\frac{\sin(1.5)R_s}{l_1} \right) \quad \sigma_{max} = \frac{\theta_{max} 2Eh}{L} = 203 \text{ MPa}$$

3.4.4 Lame en L

Longueur horizontale lame	l	36 mm
Largeur lame	L	3.6 mm
Épaisseur lame	h	0.3 mm

TABLE 3.4 – Dimensions d'une lame en L

$$f_{max} = \sin(1.5)R_s \quad \sigma_{max} = \frac{f_{max} 3Eh}{2l^2} = 10.4 \text{ MPa}$$

3.4.5 Tige centrale

Diamètre	0.276 mm
Longueur	8.303 mm

TABLE 3.5 – Dimensions de la tige centrale

$$\sigma_{max} = \frac{\theta_{max} Ed}{2l} = 50 \text{ MPa}$$

Les tiges utilisées dans les systèmes d'actionnement ainsi que pour l'équilibrage dynamique doivent simplement résister aux contraintes mécaniques auxquelles elles seront exposées lors de l'utilisation. Ceci est vérifié à l'aide du calcul suivant :

$$\alpha_{adm} = \frac{2\sigma_{adm} l_{tige}}{Ed_{tige}}$$

avec l_{tige} la longueur de la tige, d_{tige} son diamètre. Nous prenons le σ_{adm} et E du Titane, avec $\sigma_{adm} = \frac{\sigma_{wöhler,Ti}}{2}$. Nous obtenons donc que nos tiges doivent avoir un élancement $\frac{l_{tige}}{d_{tige}}$ d'au minimum 5.7 pour assurer la rotation de 1.5° . L'élancement de la tige centrale est de 30.1.

3.5 Mouvements parasites du miroir

Le système de guidage cardan est composé des lames en L et de la tige centrale. Or, les mouvements parasites des lames en L sont négligeables comme nous pouvons le voir sur la figure 3.9. Cela vient du fait que lors du mouvement, la lame vertical se plie vers l'avant pour suivre le mouvement parasite de la lame horizontale (qui se rétrécie). Ce mouvement parasite n'influence donc pas la courbe de rotation du miroir.

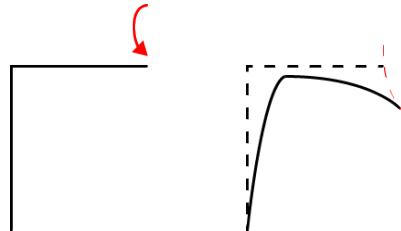


FIGURE 3.9 – Mouvement parasite lors d'un déplacement au bout d'une lame en L

Il suffit donc de calculer le mouvement parasite de la tige centrale pour obtenir celui du miroir. Comme démontré en figure 3.10a la distance entre le point où arrive le laser et le centre du miroir est égale à $\tan(45^\circ) \cdot \Delta z_{tige} = \Delta z_{tige}$. Nous devons donc nous assurer que le mouvement parasite de la tige ne dépasse pas les $0.5 \mu\text{m}$ admissibles. On utilise la formule donnée en cours :

$$\Delta l = \frac{\alpha^2 L}{15}$$

En considérant $\Delta l < 0.5 \mu\text{m}$ et $\alpha = 0.026 \text{ rad}$, on a que $l_{max} = 1.1 \text{ cm}$. Dans notre cas, $l = 0.8303 \text{ cm}$.

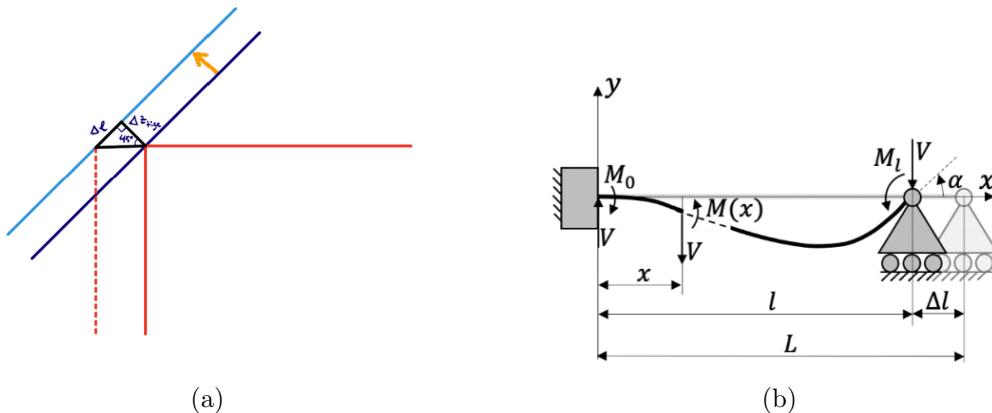


FIGURE 3.10 – Nous pouvons visualiser en (a) l'effet du mouvement parasite de la tige sur le point d'impact du laser. En (b), nous avons un schéma du mouvement parasite d'une tige lors d'une torsion

Nous voyons les mouvements parasites du miroir à l'aide d'un plot matlab dans la figure 3.11. On remarque notamment que la translation parasite ne dépasse pas les $0.5 \mu\text{m}$ demandé par le cahier des charges et elle vaut $0.369 \mu\text{m}$.

3.6 Rigidités transverses

Rigidité transverse selon l'axe y : La force F_y se décompose en trois forces F_0, F_1, F_2 sur les trois lames en L et F_3 sur la tige centrale selon le schéma 3.12.

La force F_0 s'applique sur l'axe normal de la première lame en L et les deux forces F_1 et F_2 s'appliquent à la fois sur l'axe normal et tangent des deux autres lames en L. On définit les rapports de

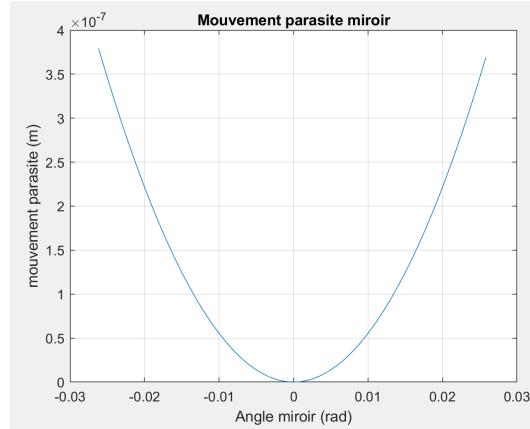


FIGURE 3.11 – Mouvement parasite selon z du miroir par rapport à sa position

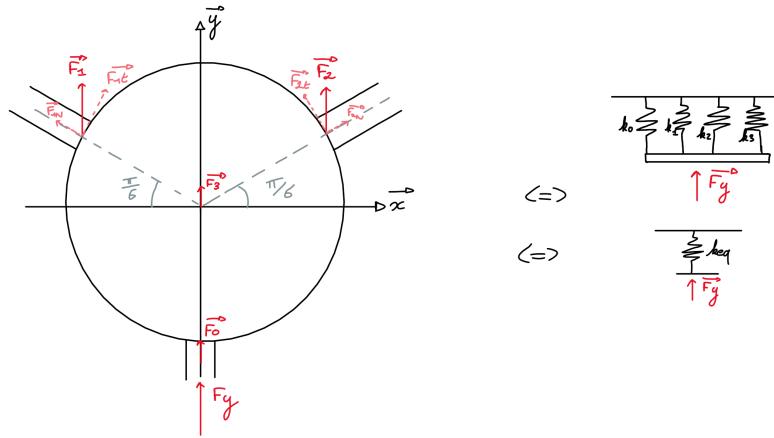


FIGURE 3.12 – Distribution des forces expliquant les rigidités transverses

déplacements :

$$\begin{cases} y_{1N} = y_{2N} = y \cdot \sin\left(\frac{\pi}{6}\right) \\ y_{1t} = y_{2t} = y \cdot \cos\left(\frac{\pi}{6}\right) \end{cases}$$

On connaît les rigidités tangentielles et normales de chaque élément, nous avons fait l'approximation que la rigidité normale est régis par la lame verticale en flexion de la lame en L et la rigidité tangentielle par la lame horizontale selon son mouvement interdit :

$$k_{1t} = k_{2t} = \frac{3 \cdot E \cdot I_x}{l^3} \quad k_{1N} = k_{2N} = \frac{3 \cdot E \cdot I_y}{l^3}$$

On utilise ensuite la conservation d'énergie potentielle pour trouver chacune des rigidités résultantes :

$$\begin{aligned} \frac{1}{2} \cdot k_{1N} \cdot y_{1N}^2 + \frac{1}{2} \cdot k_{1t} \cdot y_{1t}^2 &= \frac{1}{2} \cdot k_1 \cdot y^2 \\ \frac{1}{2} \cdot k_{2N} \cdot y_{2N}^2 + \frac{1}{2} \cdot k_{2t} \cdot y_{2t}^2 &= \frac{1}{2} \cdot k_1 \cdot y^2 \\ k_1 = k_2, \quad k_0 = k_{0N} \text{ et } k_3 &= \frac{3 \cdot E \cdot I}{l^3} \end{aligned}$$

La rigidité équivalente vaut finalement $k_{eq} = k_0 + k_1 + k_2 + k_3$

Rigidité transverse selon l'axe x : Après calcul et grâce à la symétrie du système, on a $k_{eqx} = k_{eqy}$

Rigidité transverse selon l'axe z : Sur l'axe z, les trois lames en L agissent de la même manière avec une rigidité $k_L = \frac{3 \cdot E \cdot I_y}{l^3}$, nous faisons ici l'approximation que c'est la lame horizontale qui détermine la rigidité. La tige à une rigidité $k_{tige} = \frac{2 \cdot E \cdot b_{tige}}{l_{tige}}$ particulièrement grande. Nous avons fait en sorte de maximiser cette rigidité transverse selon l'axe z pour respecter la contrainte de mouvement parasite sur cette direction :

$$k_{eq_z} = k_{tige} + 3 \cdot k_L \stackrel{AN}{=} 1 \cdot 10^6 \text{ Nm}^{-1}$$

On a bien $k_{eq_z} > 2.5 \cdot 10^5 \text{ Nm}^{-1}$ demandé par le cahier des charges.

Rigidité transverse selon θ_z : Selon θ_z , la tige et les lames sont sollicitées en torsion :

$$k_{tige} = 0.141 \cdot \frac{b^4 \cdot G}{l} \quad k_L = \frac{E \cdot I_x}{l} \quad k_{eq\theta_z} = k_{tige} + 3 \cdot k_L$$

Construction

4.1 Argumentation des choix de construction

4.1.1 Usinages

Certains éléments flexibles comme les tables à lames parallèles, les leviers avec les pivots à lames croisées non séparées, et les pivots à lames croisées séparées présentent un degré d'hyperstatisme intrinsèque. Afin d'éviter tout problème, ces pièces sont usinées en monobloc, en utilisant l'électroérosion à fil. L'état de surface obtenu est ainsi N4 Ra 0.2. Elles sont ensuite assemblées à l'aide de méthodes classiques. Les fraisages doivent être précis (notamment pour l'encastrement du miroir, voir section 4.1.4), nous choisissons donc un fraisage fin de rugosité N6 Ra 0.8. Pour le reste des pièces non flexibles qui nécessitent un procédé de perçage, de tournage ou d'alésage, nous choisissons une rugosité normale N9 Ra 0.8.

4.1.2 Assemblage des lames en L

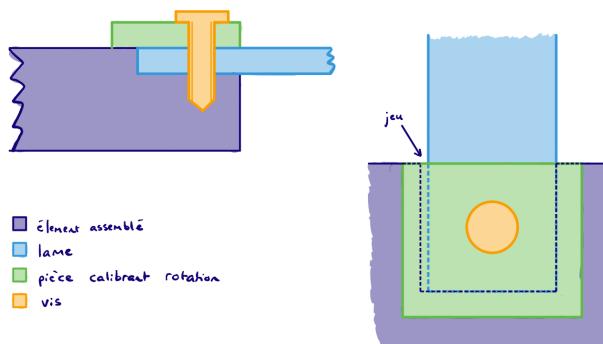


FIGURE 4.1 – Schéma de notre méthode d'assemblage des lames

Les lames seront calées dans la pièce voulue à l'aide d'un fraisage de précision. Le constructeur devra veiller à laisser un jeu sur la largeur du fraisage, ce qui permettra d'éviter les hyperstatismes. Afin d'assurer une rotation identique dans les deux sens, nous avons ajouté une pièce de calibration. Cette pièce aura aussi pour fonction d'assurer le montage du miroir comme détaillé en section 4.1.4. Le tout sera ensuite vissé à la pièce cible à l'aide d'une vis M2.

4.1.3 Assemblage des tiges flexibles

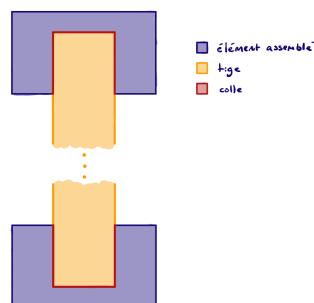


FIGURE 4.2 – Schéma de notre méthode d'assemblage des tiges

Les tiges seront assemblées à l'aide de colle. Nous avons choisi cette méthode notamment pour ses avantages pour l'assemblage de pièces minces, son absorption des vibrations, répartition uniforme des contraintes, le fait qu'elle n'engendre pas de déformation, ainsi que sa simplicité d'utilisation. Une colle qui serait appropriée à nos besoins serait par exemple un adhésif acrylique anaérobie ou un acrylique cyanoacrylate, dépendant de nos tolérances (si moins que 0.5mm nous pouvons utiliser l'acrylique anaérobie par exemple). Cette méthode permet également d'assurer que la longueur effective des lames est la même selon les deux sens de rotation. Nous avons récolté ces informations sur cet article [2].

4.1.4 Encastrement du miroir

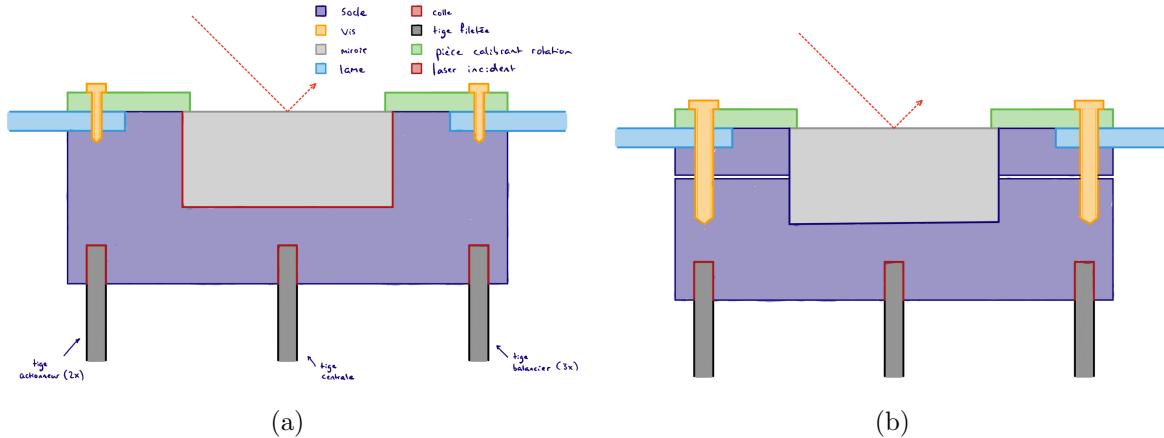


FIGURE 4.3 – En (a) l'assemblage que nous allons implémenter en faisant l'hypothèse que le matériel adéquat est disponible. En (b), un schéma de l'assemblage alternatif

Pour assembler le miroir, nous avons retenu deux solutions, dépendant du matériel disponible. La première option, que nous estimons préférable, consiste à simplement coller le miroir au fond d'un socle prévu à cet effet, sur lequel seront assemblés les éléments flexibles. La colle, par exemple une colle polyuréthane ou acrylique anaérobie, aura également pour fonction de rattraper le jeu du socle. Ensuite, afin de localiser le miroir selon l'axe z , les pièces de calibration que nous avions utilisées viendront appuyer le miroir au fond, le localisant à trois endroits. La redondance colle/blocage mécanique permet d'avoir un montage solide et facile à mettre en oeuvre. La localisation selon le plan xy n'est pas nécessaire par rapport aux contraintes du cahier des charges. L'inconvénient de cette méthode est qu'elle requiert une fraiseuse CNC de grande précision afin d'usiner un fond très plat, permettant à notre miroir d'être droit. Des exemples de fraiseuses remplissant ces exigences sont MIKRON HSM 200 LP et HSM 200U LP de GF AgieCharmilles tels que montrés sur ce site [3], qui sont précises au micron près. Cependant, ceci n'est pas forcément un problème vu que nous rentrons dans le budget alloué initialement.

La deuxième solution consiste à couper notre socle en deux pièces, comme détaillé en figure 4.3b, en enlevant une petite quantité de matière (par exemple une coupe de $10 \mu\text{m}$ de hauteur). La localisation en z se fait ici par le constructeur, qui serrera la vis en fonction du jeu créé. Les pièces de calibration des lames vont garantir le bon alignement du miroir. Cette méthode, bien que plutôt simple à mettre en oeuvre, présente quelques inconvénients, comme la présence de contraintes dans le miroir et les pièces de calibrations, qui peuvent accélérer la dégradation du mécanisme.

4.2 Argumentation des choix des matériaux

Pour les pièces flexibles, nous avons choisi d'utiliser le titane 6Al-4v, car il a une grande déformation relative, ce que nous cherchons à maximiser dans le cadre de guidages flexibles. (voir la figure F.1). Il est cependant plutôt lourd ce qui a motivé notre choix de faire nos pièces non flexibles

comme le socle, le bâti, ou le balancier en aluminium anticorodal 110-112. Concernant la fixation de notre module au reste du scanner, nous avons ajouté des entretoises en caoutchouc afin de permettre un espacement pour pouvoir loger les têtes de vis et aussi amortir et éviter de transmettre d'éventuelles vibrations au mécanisme

4.3 Approximation du prix

Nous calculons le prix total du mécanisme à l'aide du prix de fabrication des pièces pour une construction monolithique par électro-érosion : 1CHF/min et 1mm/min \Rightarrow 1CHF/mm. Il faut aussi calculer le prix de la matière achetée grâce au volume utilisé avant électro-érosion. Nous partons du principe que la matière enlevée est perdue et non réutilisable. Les pièces fabriquées en monolithique sont les suivantes :

Pièces	Nombres	Périmètre [mm]	Volume [mm ³]	Prix total [CHF]
Lames en L	6	159	5617	955
Pivot à lames croisées non séparées	3	79	522	240
Pivot à lames croisées séparées	2	77	504	155
Table à lames parallèles	4	91	250	365
Tiges	12	3.14	35	40

Nous avons donc un sous-total de 1755 CHF pour la construction des pièces flexibles. Pour les pièces rigides qui n'ont pas besoin d'être aussi précises que celles flexibles, nous utilisons de l'aluminium. Il faut donc calculer le prix brut du matériau et son prix de construction.

Pièces	Nombres	Volume [mm ³]	Prix construction [CHF]	Prix total [CHF]
Balancier	1	1000	100	105
Socle	1	2100	100	110
Base	1	101300	500	1025
Masse équilibrage	2	880	50	115

Le prix de construction est approximé en fonction de la complexité de la pièce. Ainsi nous arrivons à un sous-total de 1355 CHF. Si nous prenons en compte l'assemblage du mécanisme par une autre personne, nous pouvons compter 50 heures de travail, ce qui correspond à 5000 CHF. Finalement le prix total de notre mécanisme s'élève à 8110 CHF ce qui est bien inférieur à notre cahier des charges. Il faut cependant faire attention, car ce n'est qu'une approximation.

Conclusion

Notre mécanisme respecte le cahier des charges et nous avons réussi à optimiser les paramètres voulus

Paramètre	Cahier des charges	Mécanisme
Éloignement du point d'intersection entre l'axe du faisceau incident et le plan du miroir	$< 0.5\mu\text{m}$	$0.369\mu\text{m}$
Course angulaire totale	$-1.5^\circ \leq \theta_m \leq 1.5^\circ$	$-1.5^\circ \leq \theta_m \leq 1.5^\circ$
Angle entre l'axe de pivotement P et l'axe X_m du référentiel du miroir	$0^\circ \leq \theta < 360^\circ$	$0^\circ \leq \theta < 360^\circ$
Course angulaire pour le balayage de précision	$\pm 0.015^\circ$	$\pm 0.015^\circ$
Résolution angulaire de pivotement	$R_\theta \leq 2.5\mu\text{rad}$	$R_\theta = 2.381\mu\text{rad}$
Fréquence de pivotement du miroir	$\geq 860 \text{ Hz}$	904 Hz
Loi du mouvement	profil d'accélération sinusoïdal	profil d'accélération sinusoïdal
Force moyenne sur les actionneurs	$\leq 1.8 \text{ N}$	1.796 N
Encombrement	cylindre 150mmØ, hauteur 150mm	cylindre 150mmØ, hauteur 94mm
Forces exportées	minimiser	extrêmement faibles
Moment exportés	minimiser	$M_{exp_x} = -2.57 \cdot 10^{-4} N \cdot m$ $M_{exp_y} = 2.12 \cdot 10^{-4} N.m$
Rigidités transverses	maximiser	$keq_x = keq_y = 1.3 \cdot 10^4 N/m$ $keq_z = 1.04 \cdot 10^6 N/m$

Nous pourrions améliorer notre mécanisme de différentes manières : améliorer les rigidités transverses selon x et y , positionner les capteurs sur le socle ou réduire les mouvements parasites du balancier et faire en sorte qu'aucun élément flexible ne sorte du plan du miroir. Le développement de modèles complets sur MATLAB et FUSION nous a permis d'ajuster chaque paramètre du mécanisme pour en faire un système fonctionnel qui répond aux contraintes du cahier des charges. Nous avons beaucoup apprécié travailler sur ce projet qui nous a permis d'appliquer de manière concrète la matière apprise lors du premier semestre. Depuis la conception jusqu'à la création d'un prototype, nous avons pu comprendre l'enjeu des guidages flexibles et leurs implémentations.

Annexes

Bibliographie

- [1] Simon HENEIN. "Conception des structures articulées à guidages flexibles de haute précision." In : *Lausanne, EPFL* (2000). DOI : <http://dx.doi.org/10.5075/epfl-thesis-2194>.
- [2] STS Conception et INDUSTRIALISATION EN MICROTECHNIQUES. *Le collage*. URL : http://sii-technologie.ac-rouen.fr/Microtechniques/BTS_CIM/CAO_Microtechniques/export/medias/52.pdf. (accédé : 26.05.2021).
- [3] GF Machining SOLUTIONS. *Solution de fraisage révolutionnaire pour la production de petits composants et de pièces de précision*.
https://www.gfms.com/country_CH/fr/about-gf-machining-solutions/press-room/press-releases/2013/revolutionary-millingsolutionforproductionofsmallpreciseparts.html. (accédé : 26.05.2021).

Nom des pièces et de leurs variables

Numéro de pièces	Nom	Variable MatLab	Taille [mm]
	Rayon du miroir Hauteur du miroir	Rm Hm	6.35 6.4
11 (Socle)	Rayon du socle Hauteur du socle	Rs Hs	10 9.4
1 (Balancier)	Rayon interne du balancier Rayon externe du balancier Hauteur du balancier	$Rb1$ $Rb2$ Hb	21 23.1 3
12 (Table à lames parallèles)	Longueur lame à table parallèle Largeur lame à table parallèle Épaisseur lame à table parallèle Longueur bloc vertical à table parallèle Largeur bloc vertical à table parallèle Épaisseur bloc vertical à table parallèle Longueur bloc horizontal à table parallèle Largeur bloc horizontal à table parallèle Épaisseur bloc horizontal à table parallèle	l_{para} b_{para} h_{para} lb_{para} bb_{para} hb_{para} $lb2_{para}$ $bb2_{para}$ $hb2_{para}$	12 1.2 0.1 7.2 1.2 1 6 2.2 0.5
7 (Lame en L)	Longueur horizontale lame en L Longueur verticale lame en L Largeur lame en L Épaisseur lame en L	l_L b_L h_L	36 36 3.6 0.3
10 (Pivot lcs)	Longueur lame du pivot à lames croisées séparées Largeur lame du pivot à lames croisées séparées Épaisseur lame du pivot à lames croisées séparées Longueur bloc du pivot à lame croisées séparées Largeur bloc du pivot à lame croisées séparées Hauteur bloc du pivot à lame croisées séparées	l_{plcs} b_{plcs} h_{plcs} $Longp$ $Largp$ $Hautp$	6 1 0.1 13 2 3
9 (Pivot lcns)	Longueur lame du pivot à lames croisées non séparées Largeur lame du pivot à lames croisées non séparées Épaisseur lame du pivot à lames croisées non séparées Distance entre tige centrale et pivot du levier Distance entre tige du moteur et pivot du levier Hauteur du levier Largeur du levier	l_{plcns} b_{plcns} h_{plcns} $l1$ $l2$ $Haut1$ $Larg1$	6 1 0.1 5 4.89 5 2
13 à 17 (Tiges)	Longueur tige centrale Diamètre tige centrale Longueur tige miroir-pivot Diamètre tige miroir-pivot Longueur tige balancier-pivot Longueur tige levier-socle Diamètre tige levier-socle Longueur tige tlp-levier Diamètre tige tlp-levier	l_{tc} d_{tc} l_{tm} d_{tm} l_{tb} l_{tl} d_{tl} l_{ta} d_{ta}	8.303 0.276 59.5 1 39.5 2.4 1 9 1
19 (Base)	Distance du capteur-centre de rotation du mécanisme Distance butées-centre de rotation du mécanisme	$R_{capteur}$ $R_{butées}$	23 3

Remarque : Les longueurs présentées dans ce tableau sont des longueurs effectives et ne prennent donc pas en compte l'encastrement la partie encastrée ne se plie pas lors du mouvement.

Schéma des dénominations utilisées

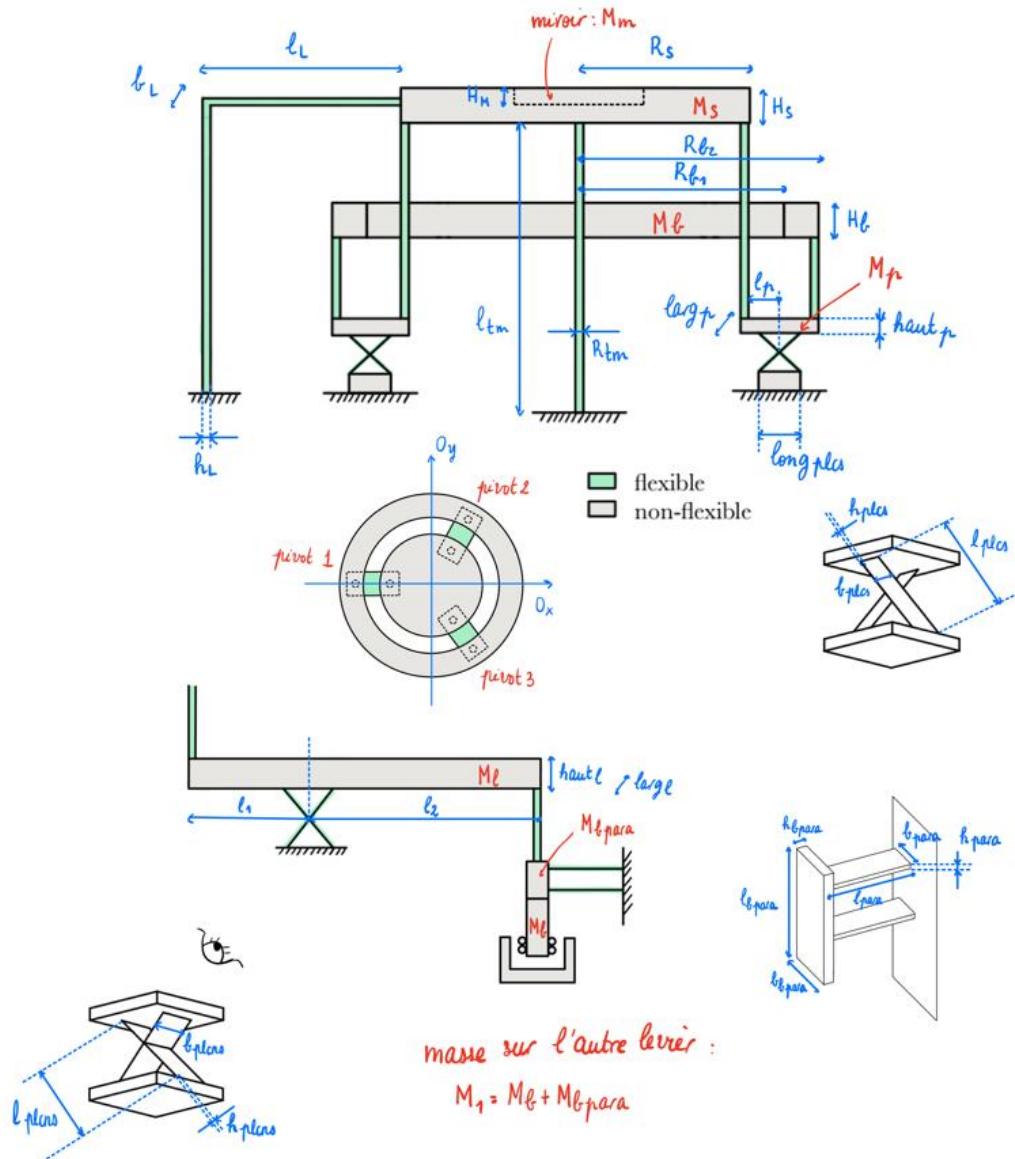


FIGURE B.1 – Schéma des dénominations utilisées

Concepts originaux

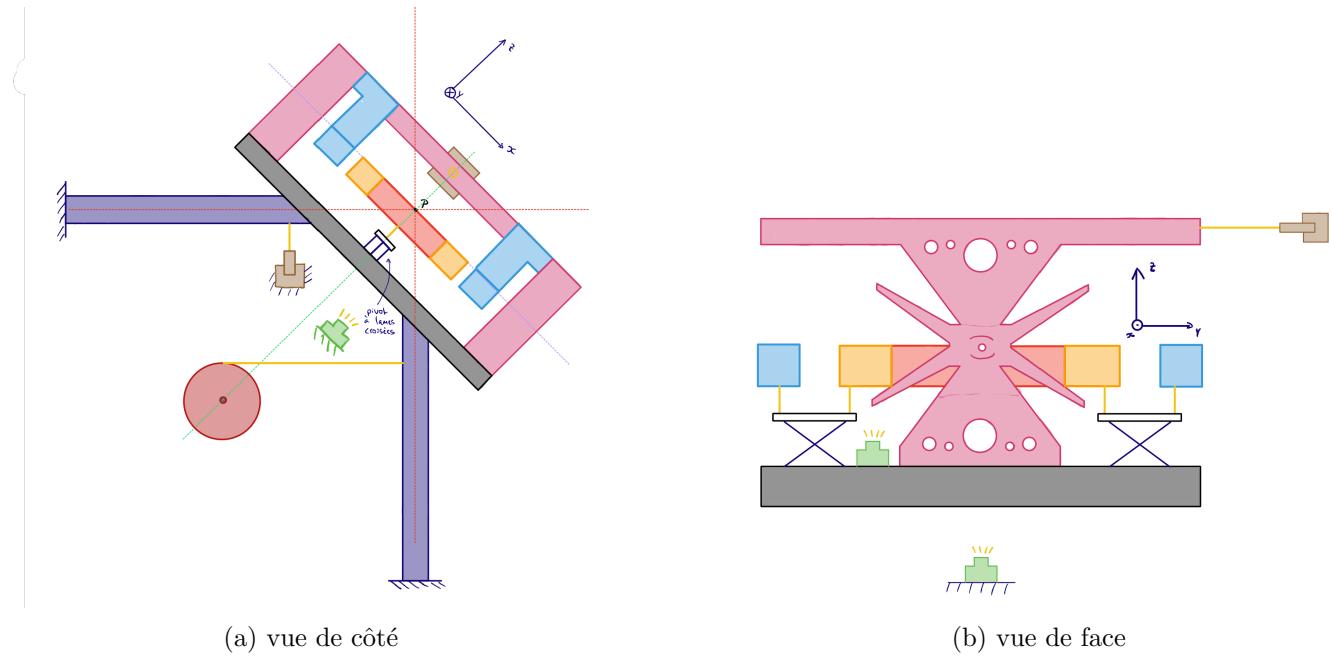


FIGURE C.1 – Design RCC/butterfly

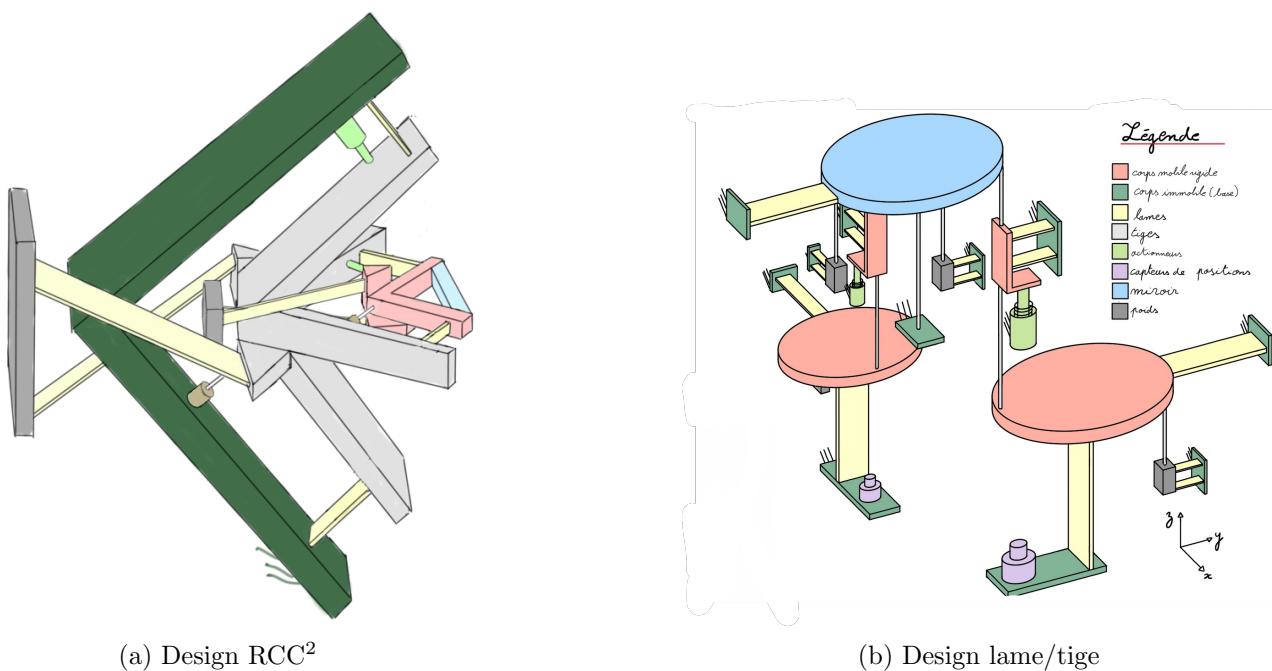
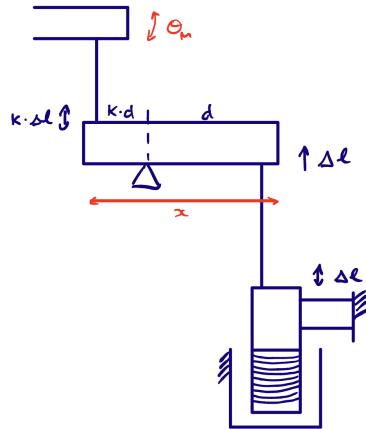
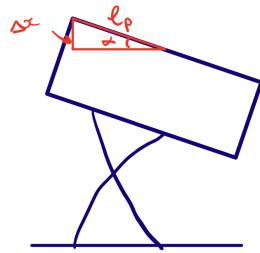


FIGURE C.2 – Les concepts 3 et 4

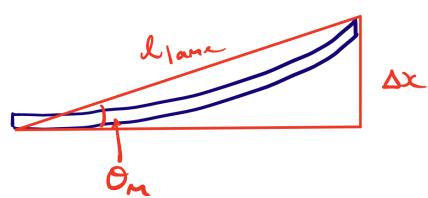
Schéma des débattements cinétiques



(a) Débattement transversal d'une table à lames parallèles



(b) Débattement angulaire d'un pivot à lames croisées



(c) Débattement d'une lame

FIGURE D.1 – Schémas des débattements

Maquettes

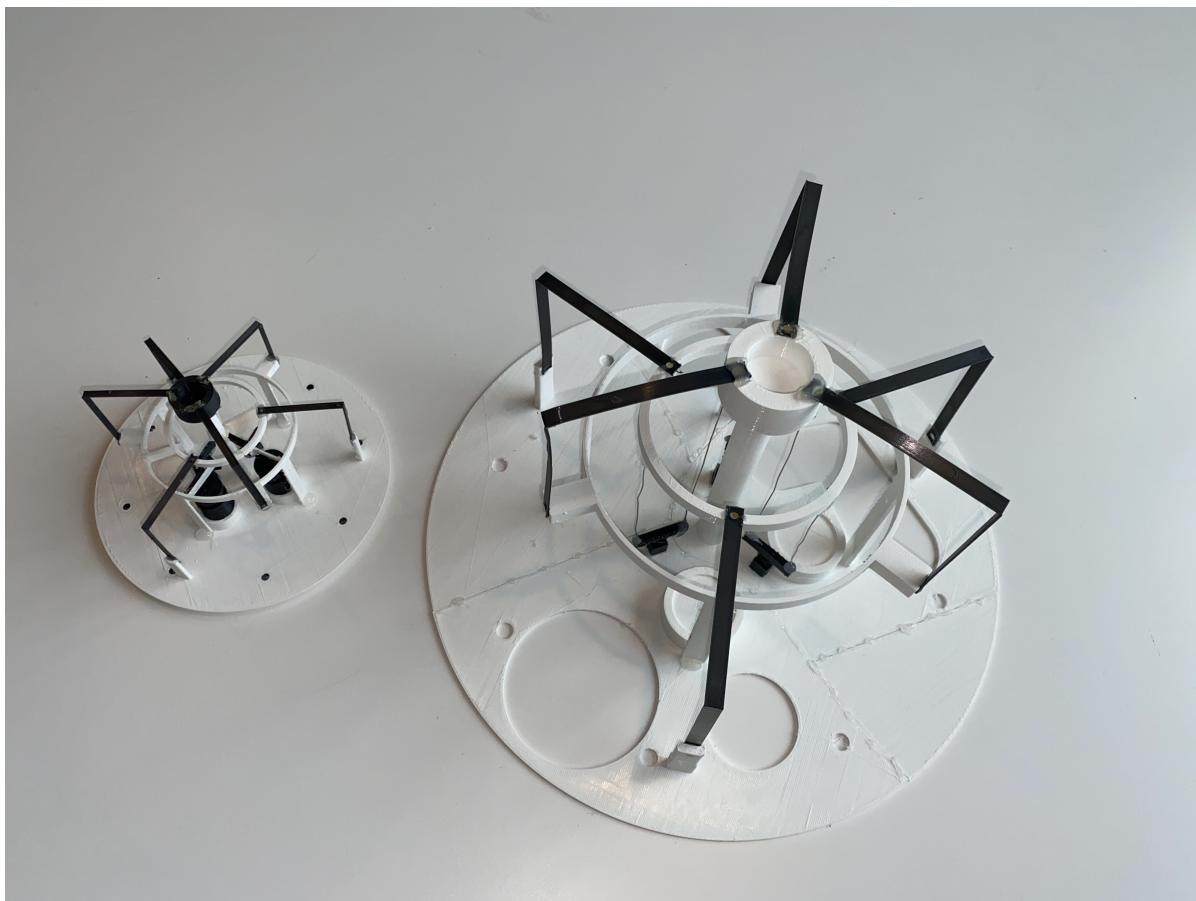


FIGURE E.1 – Maquette du système de guidage et de l'équilibrage en dimensions réelles et en dimension $\times 2$

Matériaux

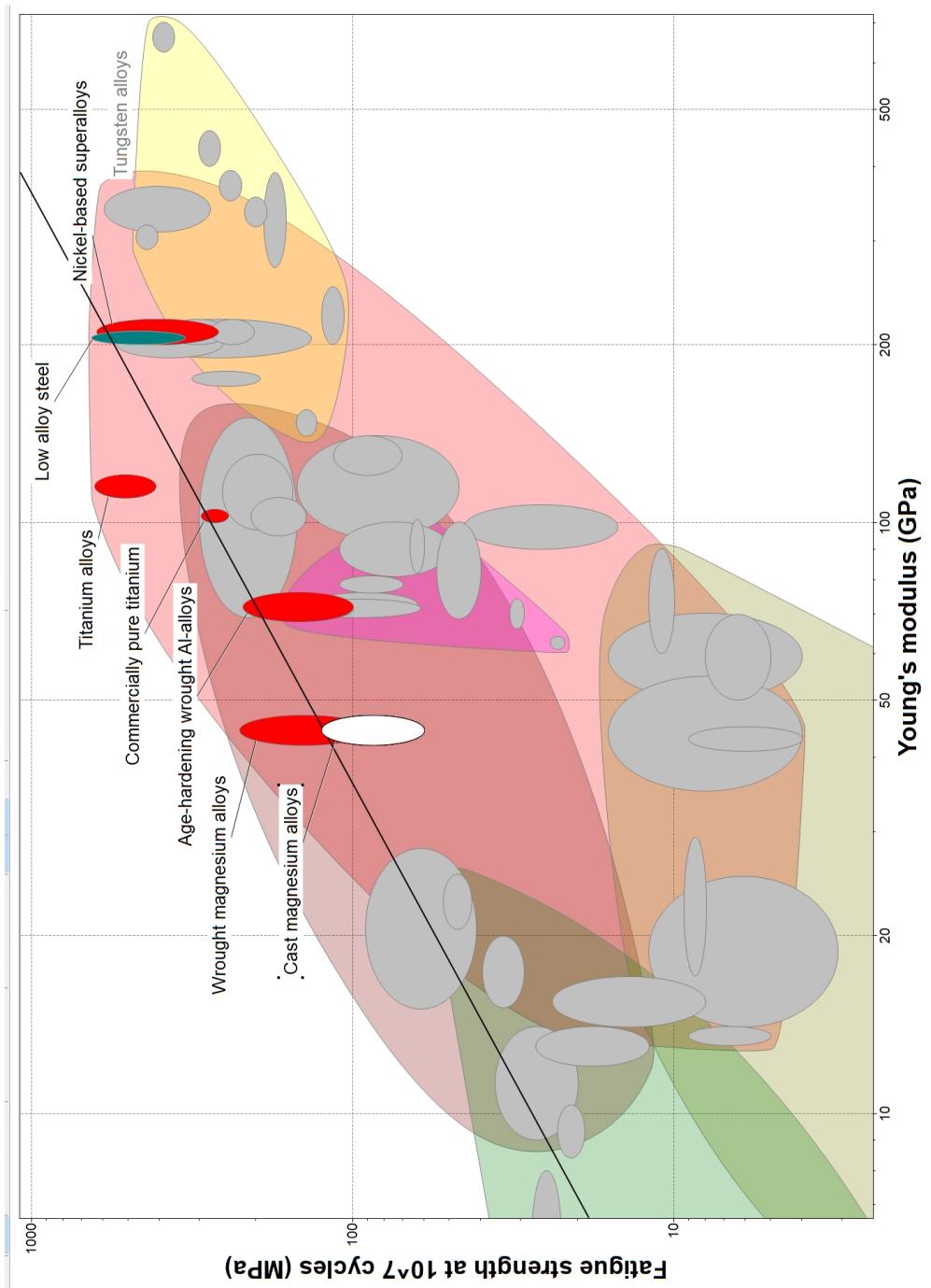
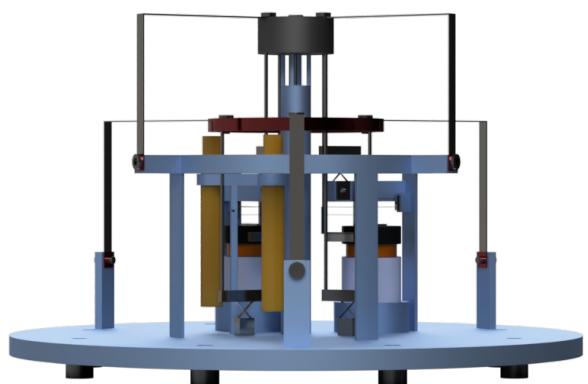
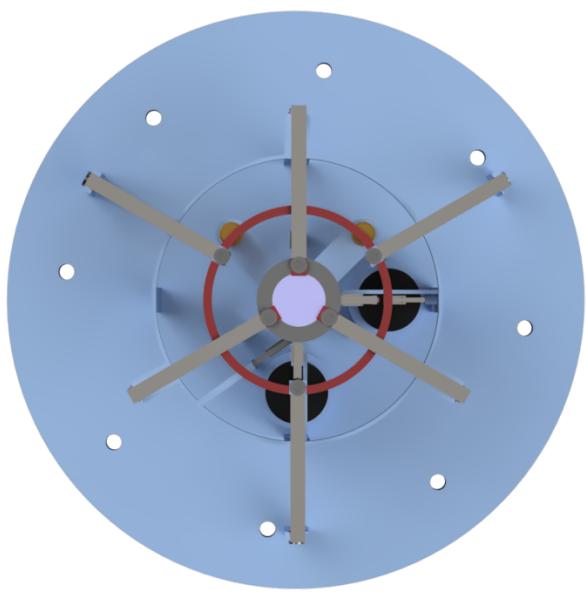
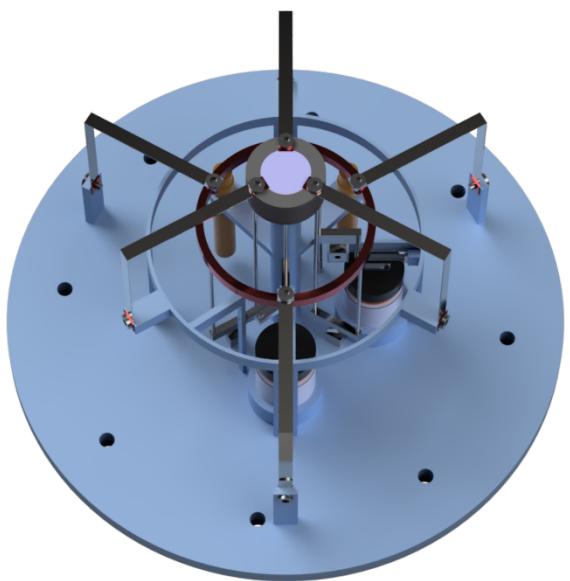
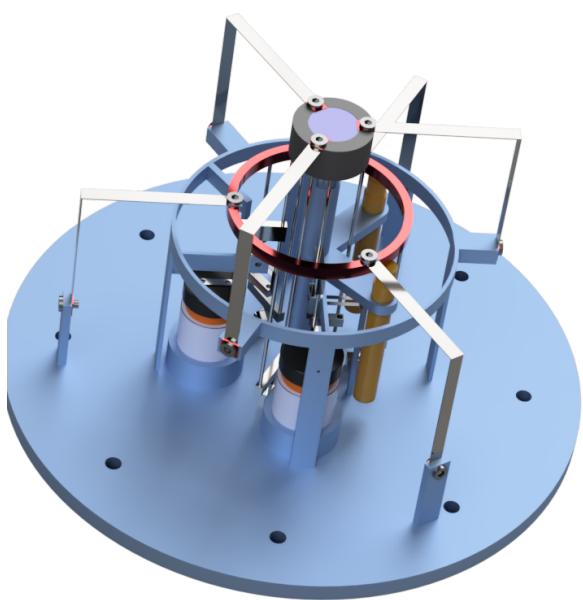


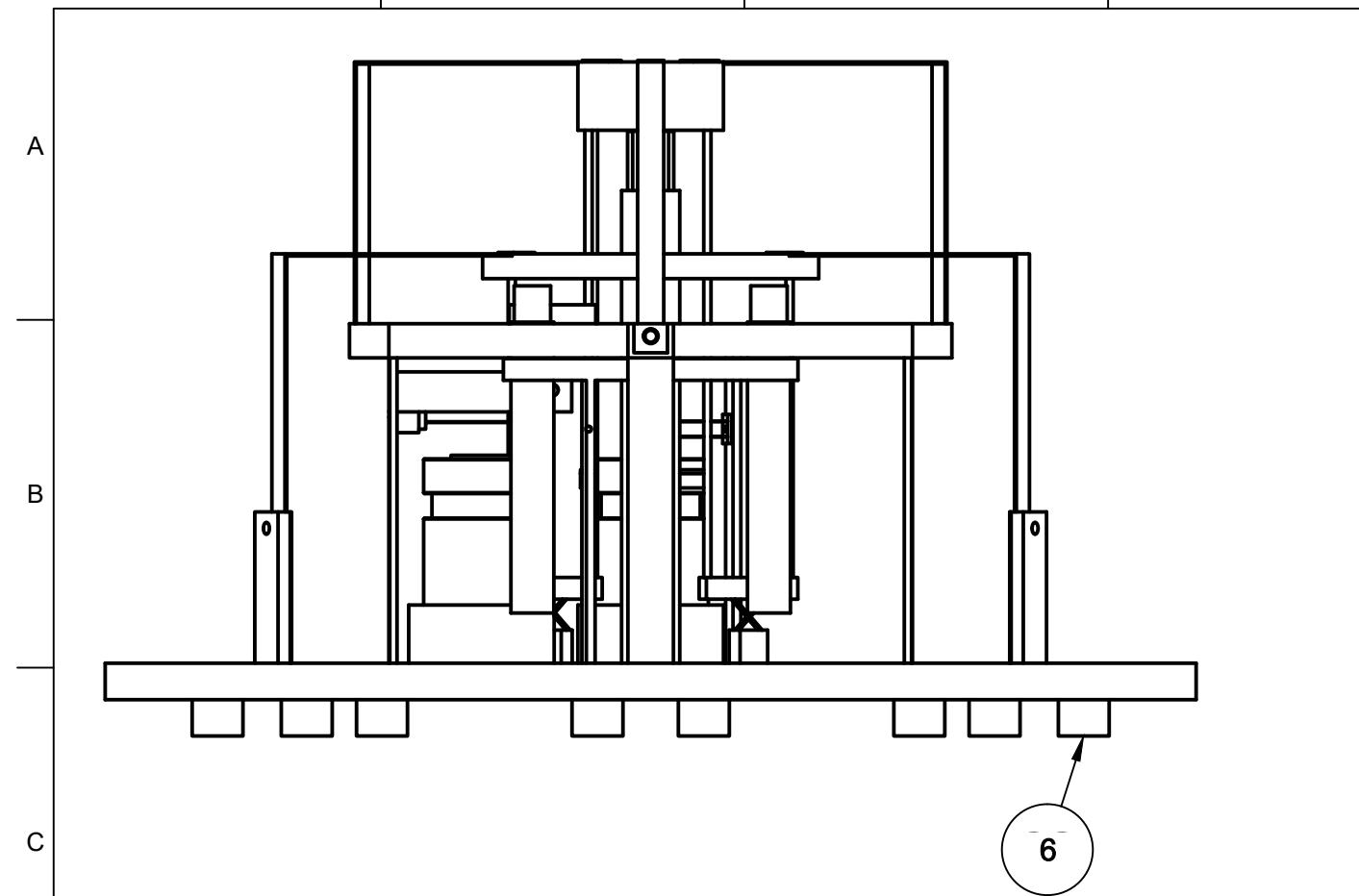
FIGURE F.1 – Résistance à la fatigue des matériaux selon leur module de Young

Rendus

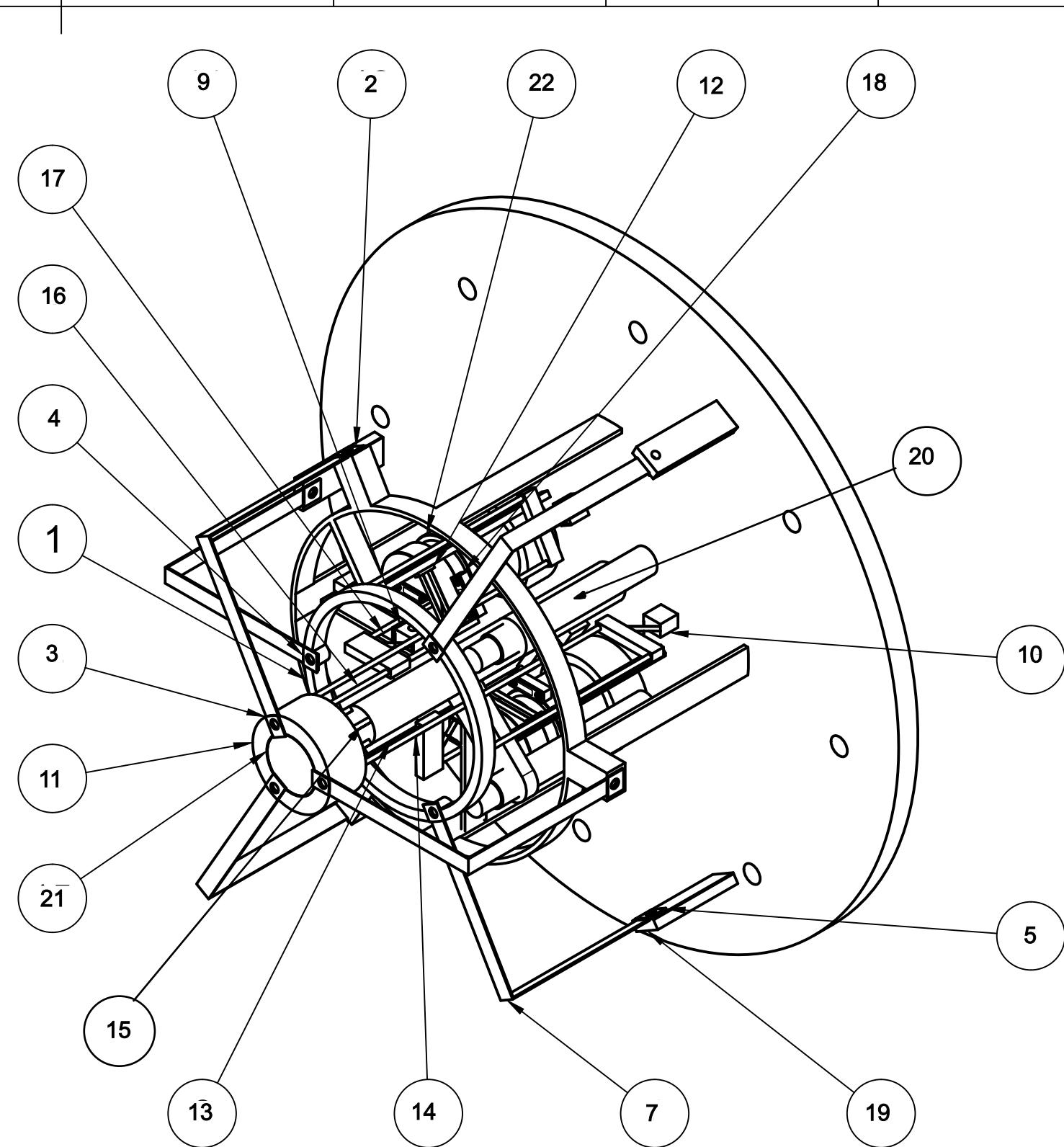


Plans 2D

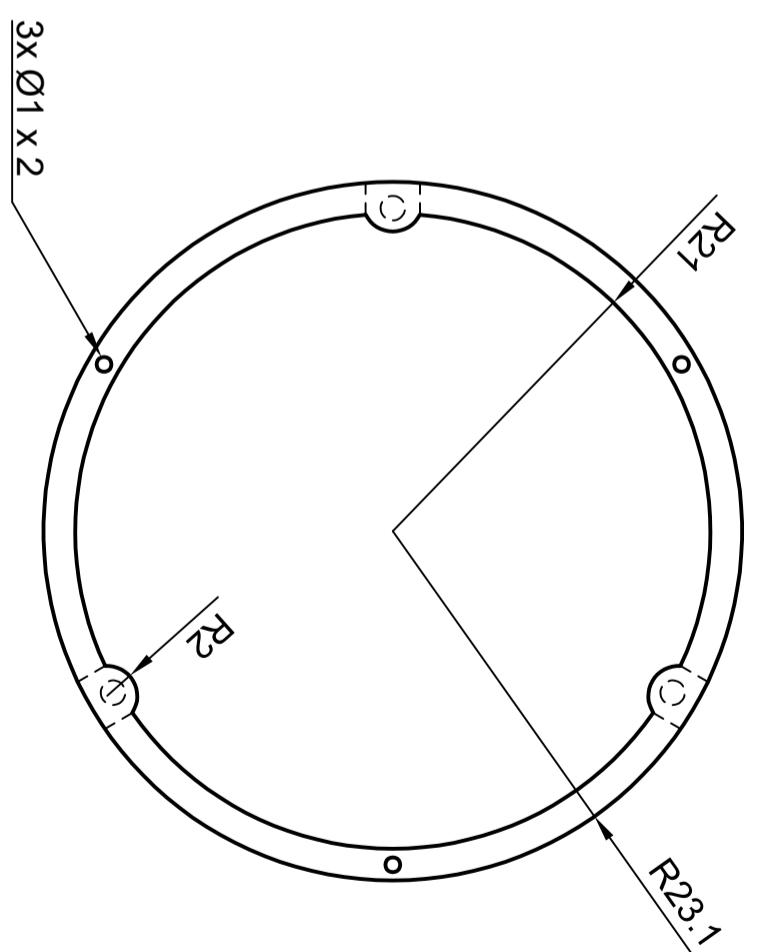
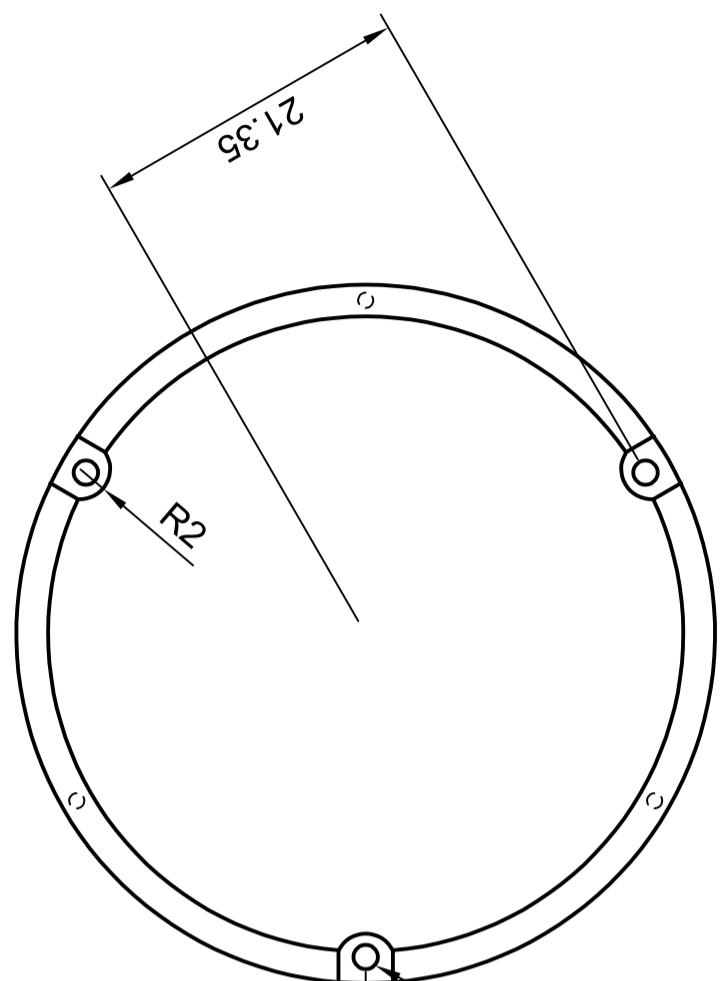
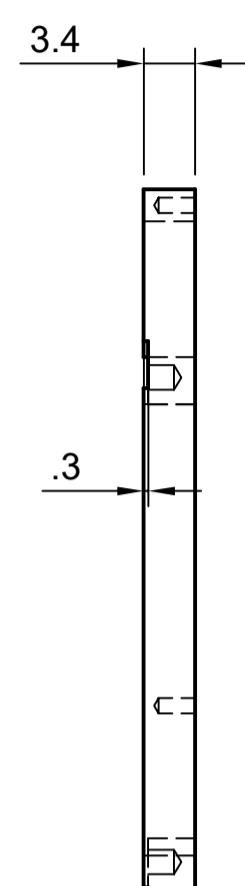
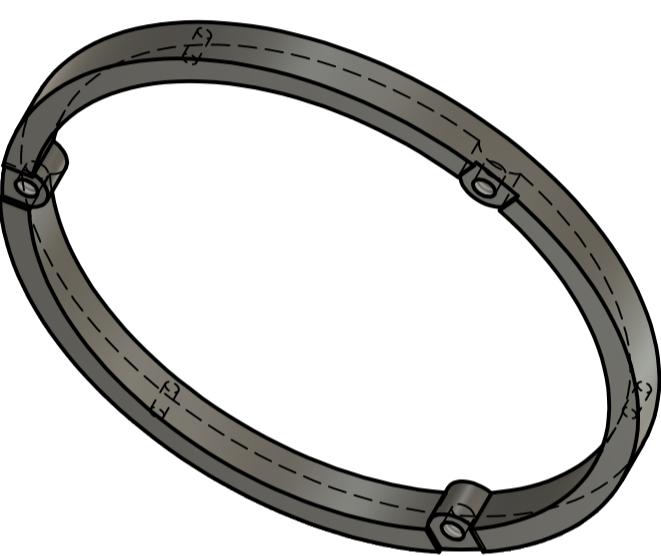
1 2 3 4 5 6 7 8



élément	qté	numéro de pièce	description	matériau
Liste de composants				
22	2	LVCM-016-013-013-solid		
21	1	UM05-45A-Step		
20	2	capteur		
19	1	base	Aluminium	
18	2	Poids	Acier	
17	2	Tige 5	Titane	
16	4	Tige 4	Titane	
15	1	Tige 3	Titane	
14	3	Tige 2	Titane	
13	3	Tige 1	Titane	
12	4	Table à lames parrallèles	Titane	
11	1	socle	Aluminium	
10	3	Pivot à lames croisées sép.	Titane	
9	3	Pivot à lames croisées non-séparées	Titane	
7	1	lame en L	Titane	
6	8	entretoise	Caoutchouc	
5	3	Bloque-lame de la base int	Aluminium	
4	3	Bloque-lame balancier	Aluminium	
3	3	Bloque-lame miroir	Aluminium	
2	3	Bloque-lame ext.	Aluminium	
1	1	Balancier	Aluminium	

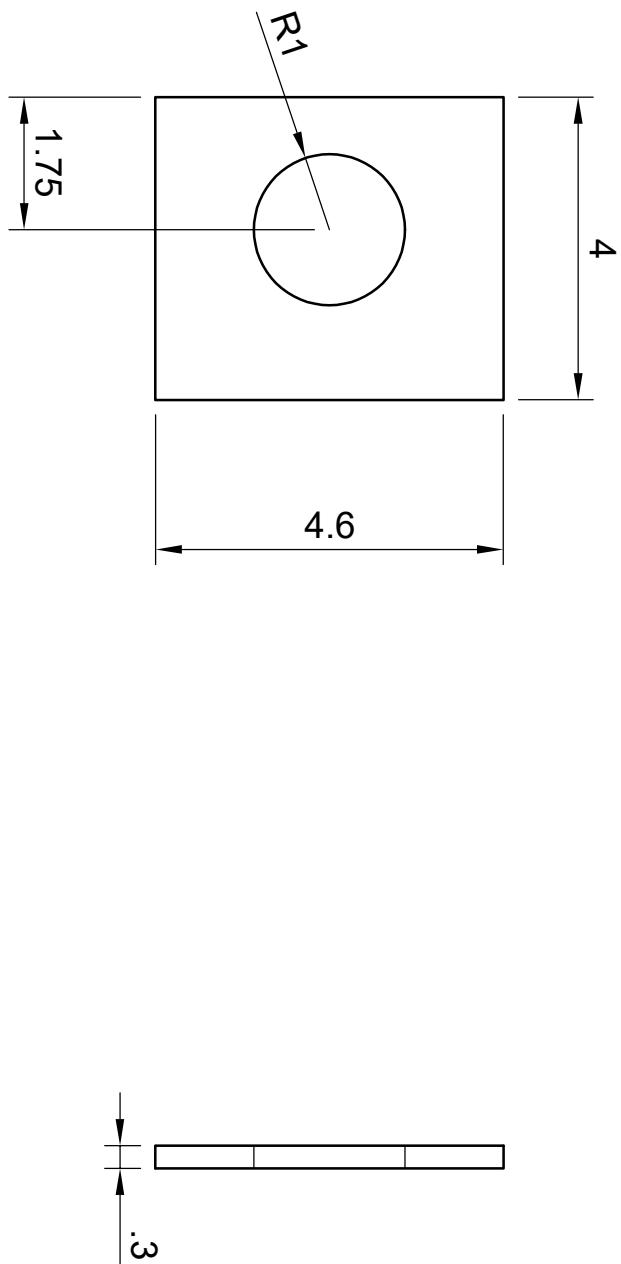
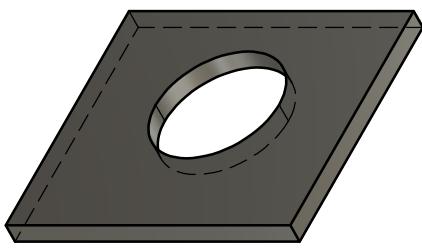


Dept.	Technical reference	Created by Raphaël Kolly 23.05.2021	Approved by
		Document type	Document status
		Title projet SileX	DWG No.
		Rev.	Date of issue
			Sheet 1/1



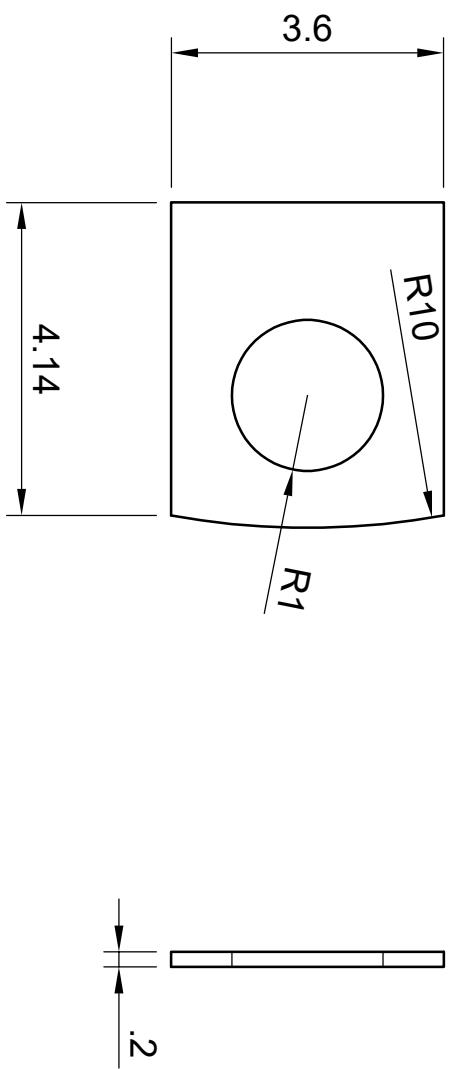
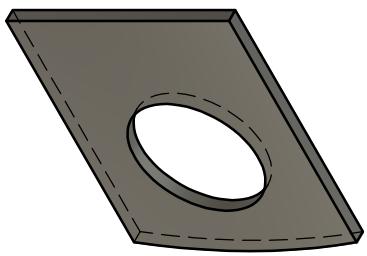
Tolérances générales ISO 2768-fK

Dept.	Technical reference	Created by	Approved by
Echelle 2:1	Juliette Hars	22.05.2021	
Title	Document type	Document status	
Balancier			DWG No.
1			1
Rev.	Date of issue		Sheet
1/1			



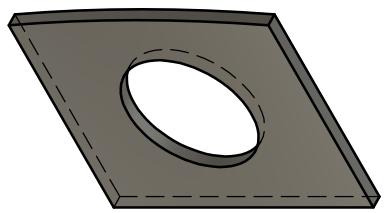
Tolérances générales ISO 2768-fK

Dept.	Technical reference	Created by Juliette Hars 22.05.2021	Approved by
Echelle : 10:1	Document type	Document status	
Title	DWG No.		
Bloque-lame ext.			
Rev.	Date of issue	Sheet	
1/1			

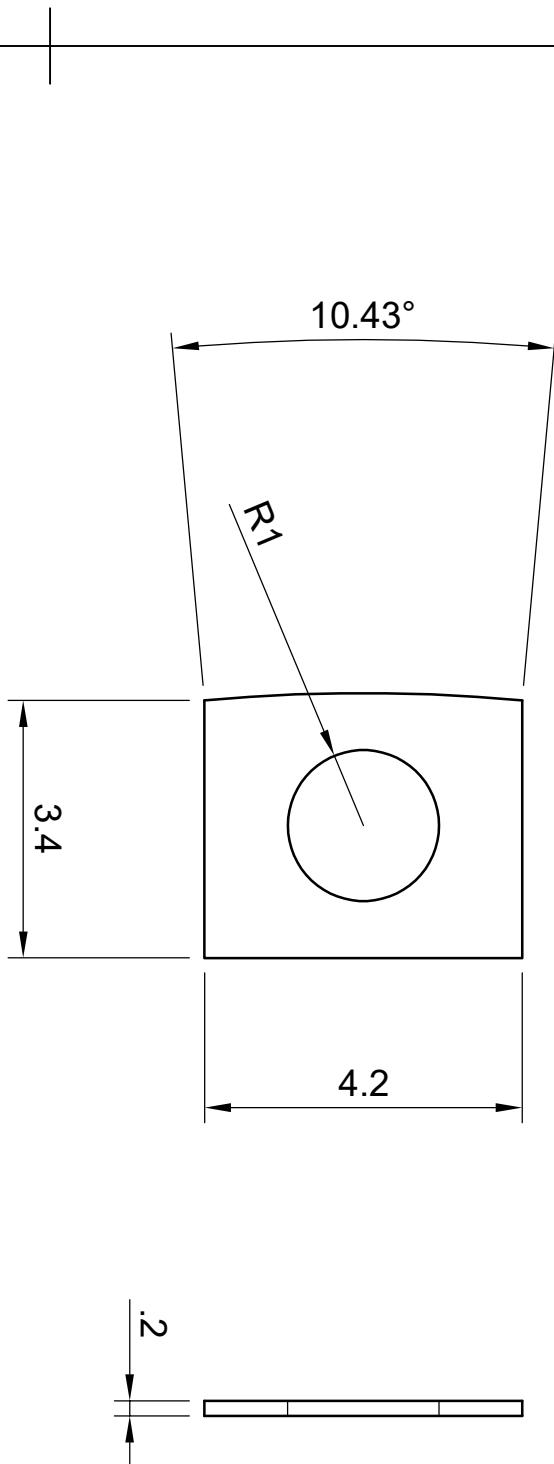


Tolérances générales ISO 2768-fK

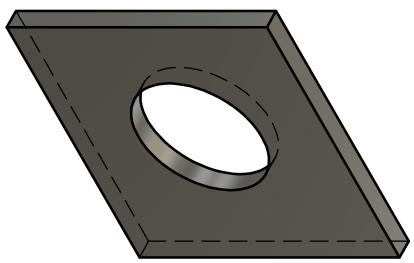
Dept.	Technical reference	Created by Juliette Hars	Approved by
Echelle : 10:1	Document type	22.05.2021	Document status
Title	DWG No.	Bloque-lame du miroir	3
Rev.	Date of issue		Sheet 1/1



Tolérances générales ISO 2768-fK

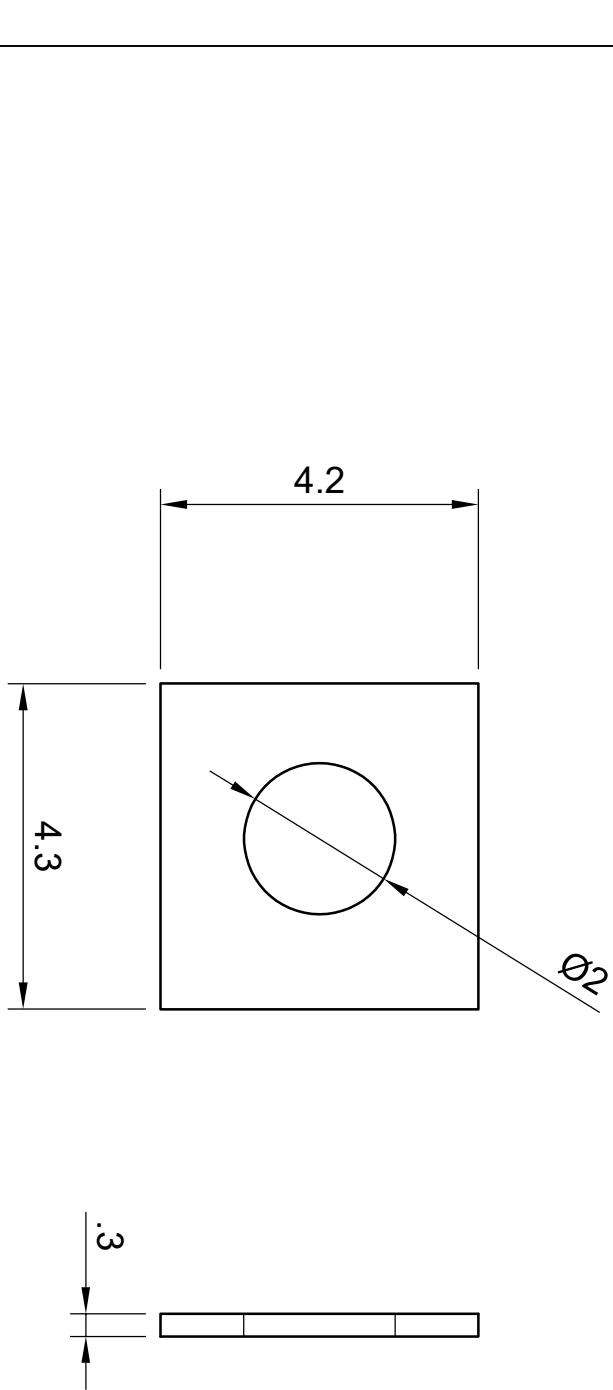


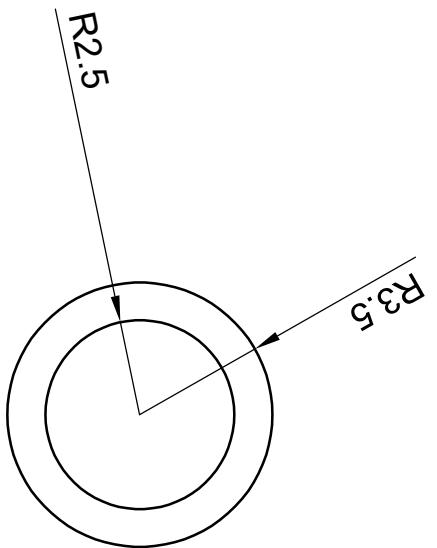
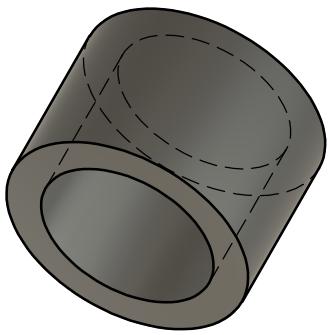
Dept.	Technical reference	Created by Juliette Hars	Approved by
Echelle 10:1	Document type	22.05.2021	Document status
Title	DWG No.	Bloque-lame du balancier	4
Rev.	Date of issue		Sheet
		1/1	



Tolérances générales ISO 2768-fK

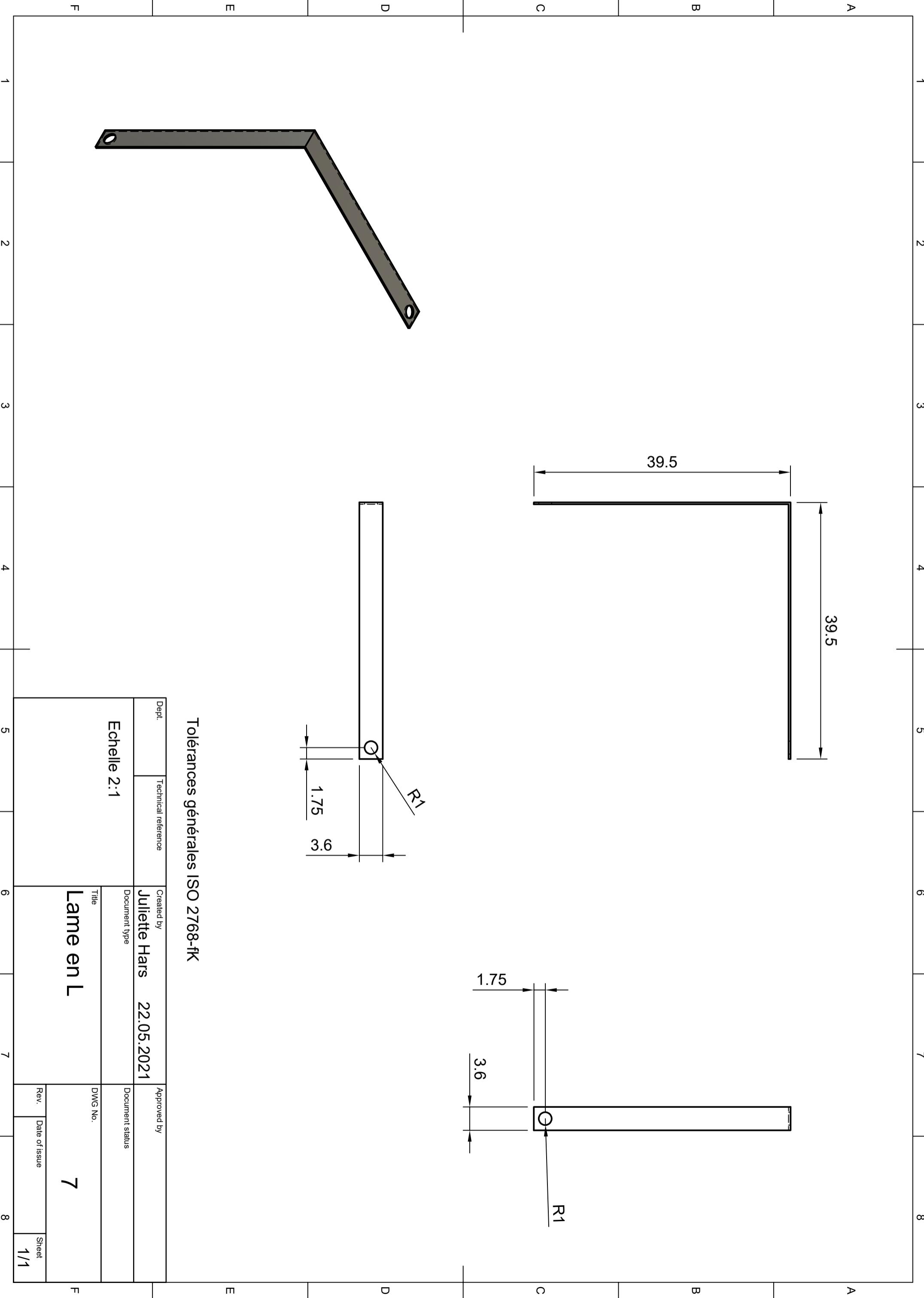
Dept.	Technical reference	Created by Juliette Hars	Approved by
Echelle : 10:1	Document type	22.05.2021	Document status
Title	DWG No.	Bloque-lame de la base int.	5
Rev.	Date of issue		Sheet 1/1

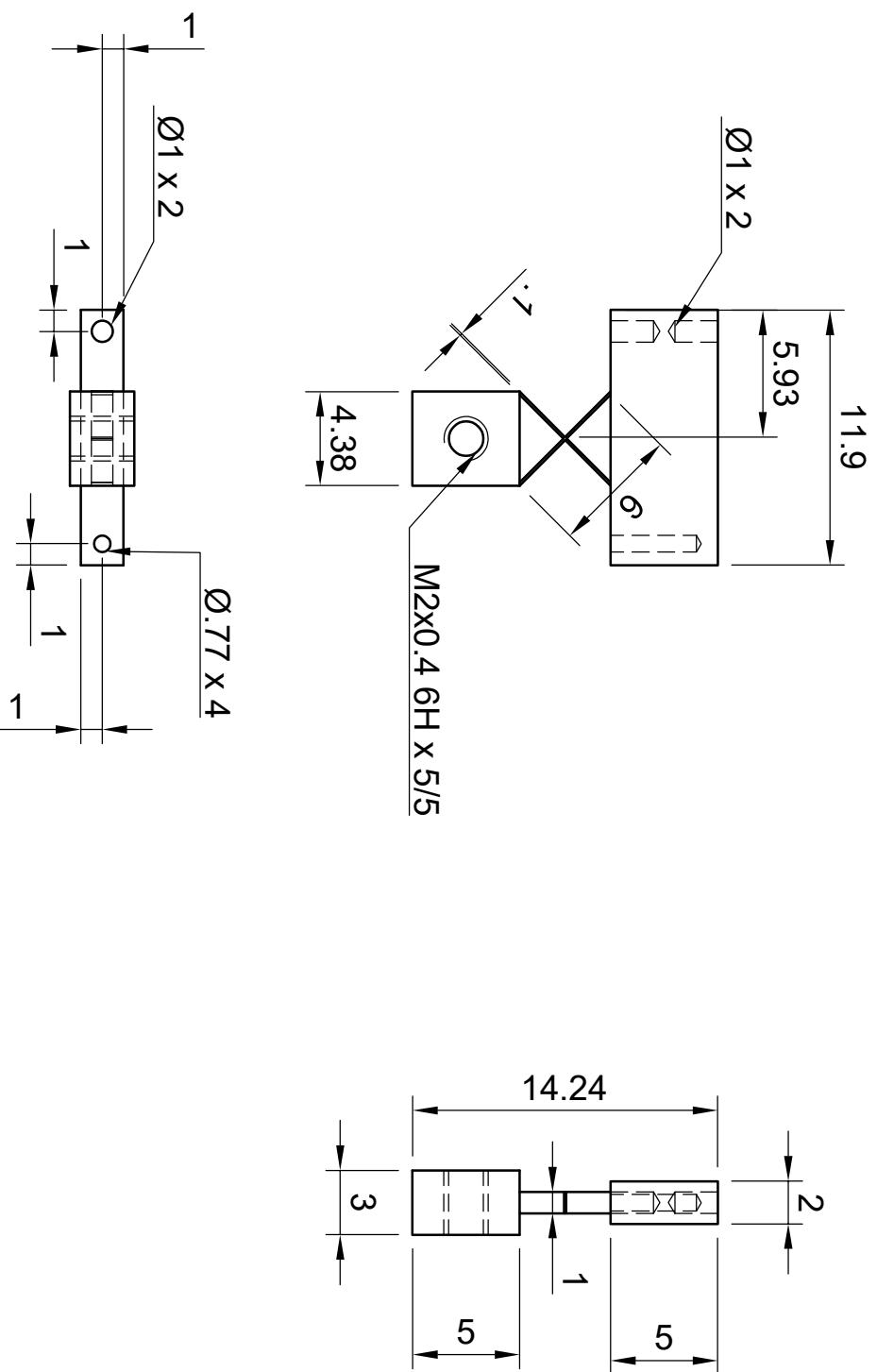
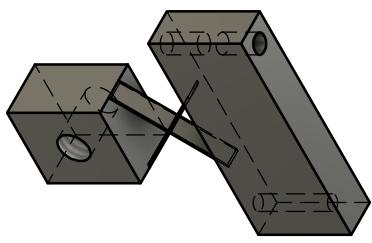




Tolérances générales ISO 2768-fK

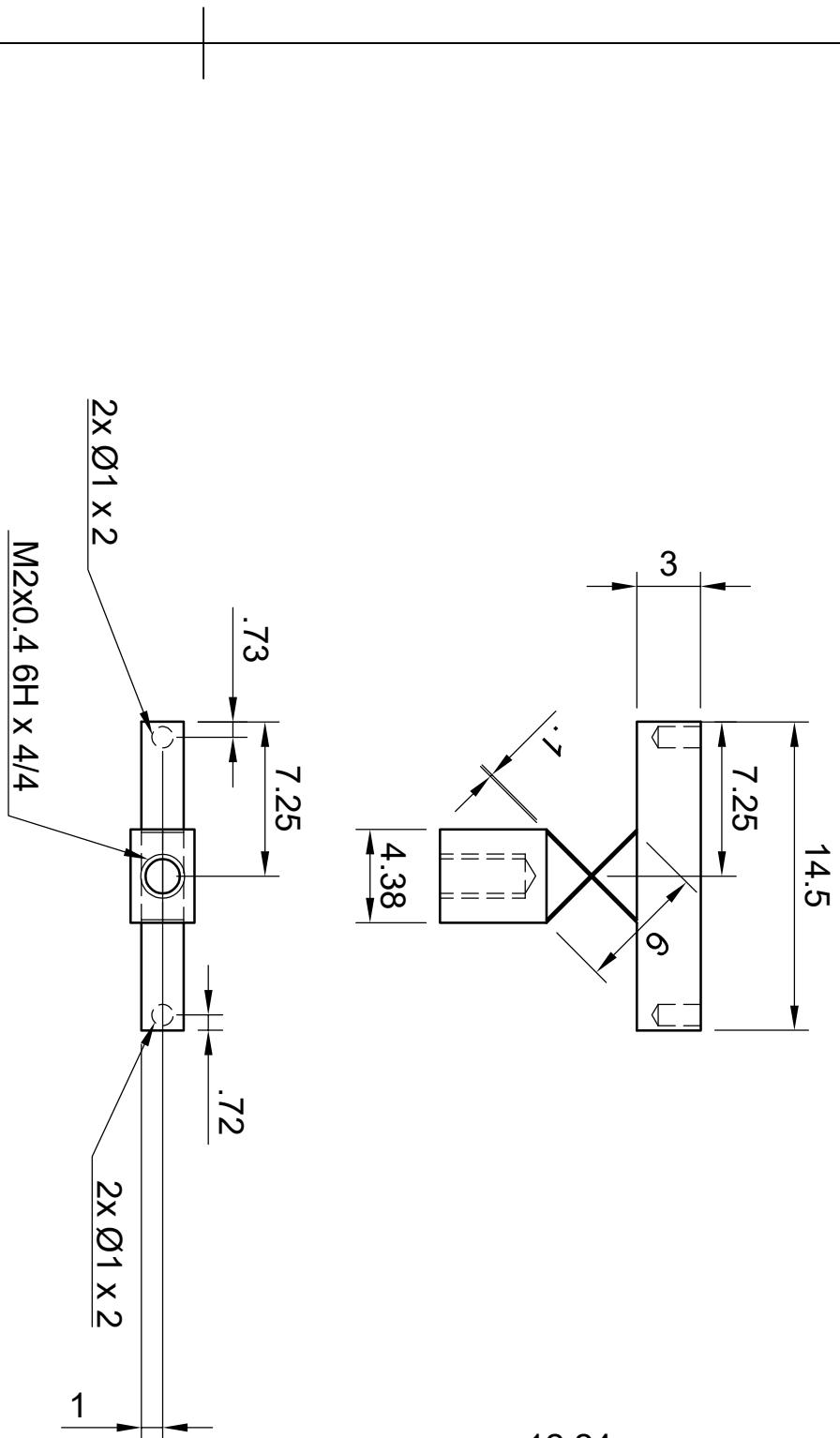
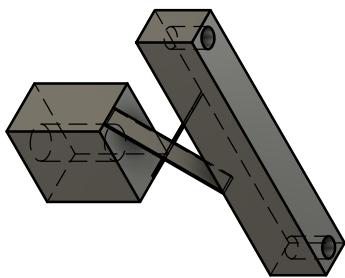
Dept.	Technical reference	Created by Juliette Hars	Approved by
Echelle : 5:1	Document type	22.05.2021	Document status
Title	DWG No.	Cylindre de l'entretoise	6
Rev.	Date of issue		Sheet
			1/1





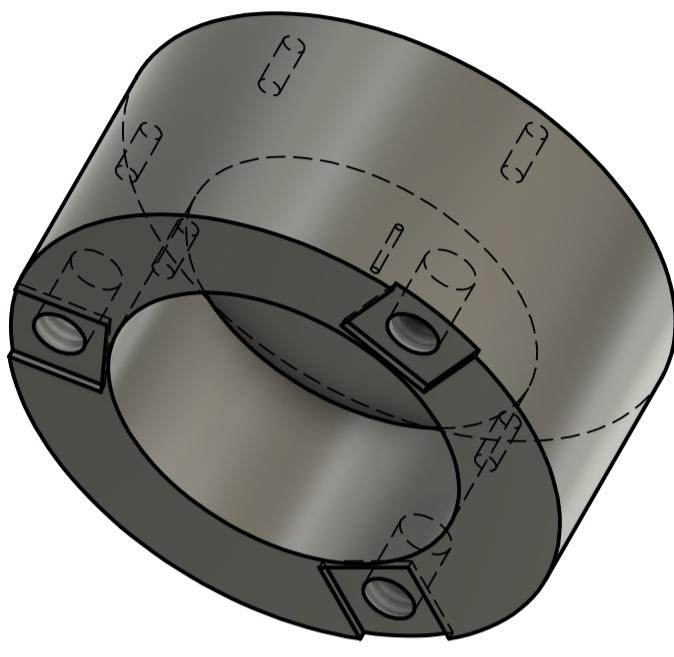
Tolérances générales ISO 2768-fK

Dept.	Technical reference	Created by Juliette Hars	Approved by
Echelle : 3:1	Document type	22.05.2021	Document status
Title	DWG No.	Pivot à lames croisées non séparées	9
Rev.	Date of issue		Sheet
			1/1

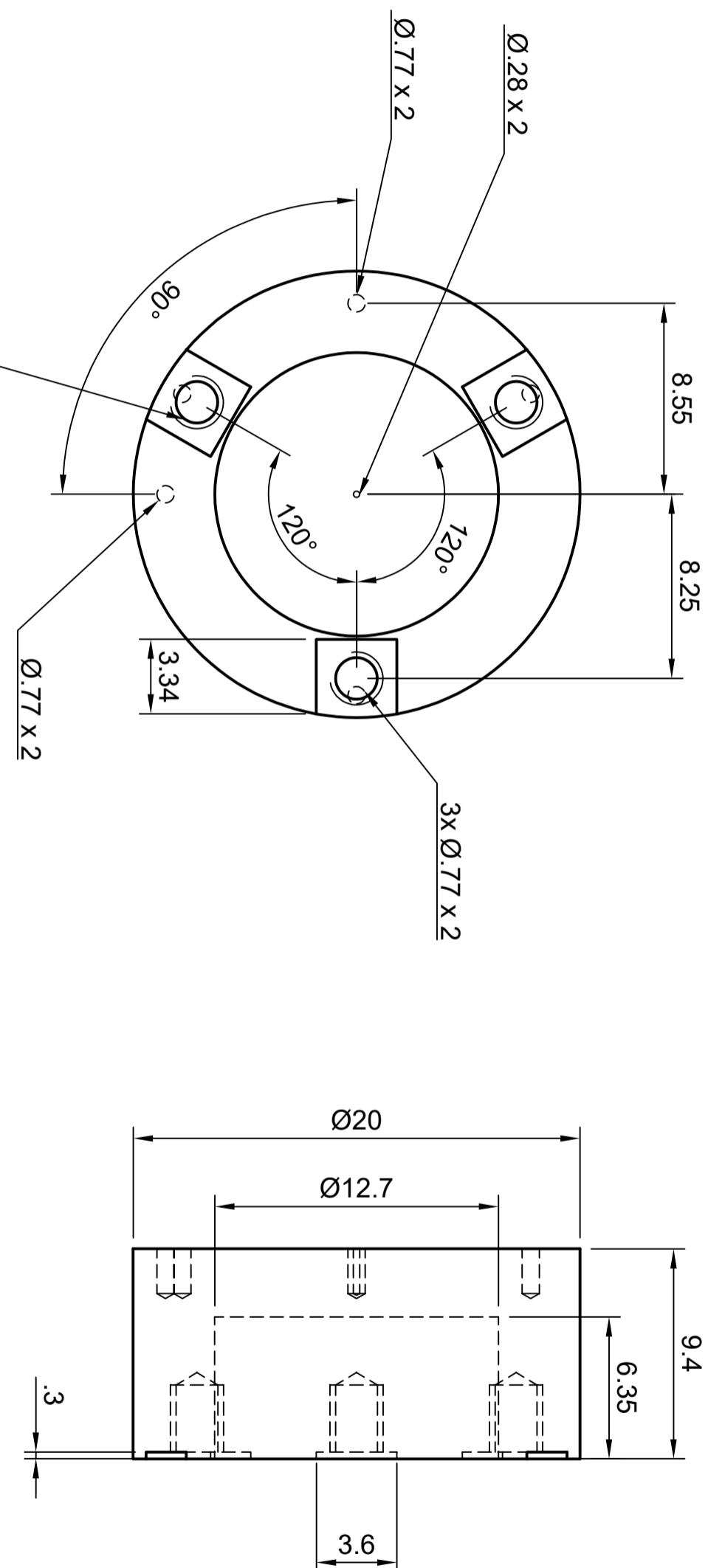


Tolérances générales ISO 2768-fK

Dept.	Technical reference	Created by Juliette Hars 22.05.2021	Approved by
Echelle : 3:1	Document type	Document status	
Title Pivot à lames croisées séparées	DWG No.		
Rev.	Date of issue		
10		Sheet	1/1

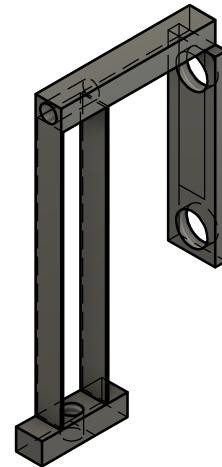
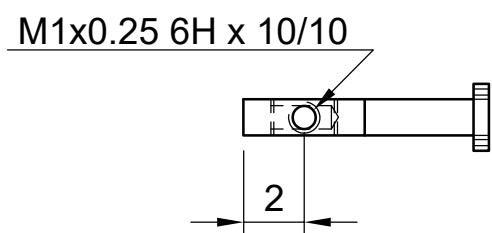
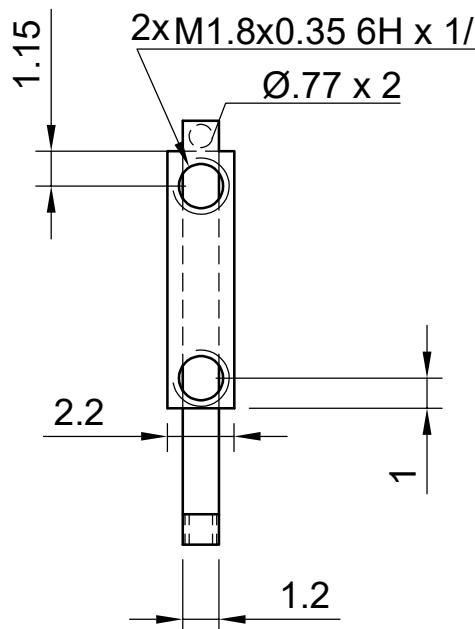
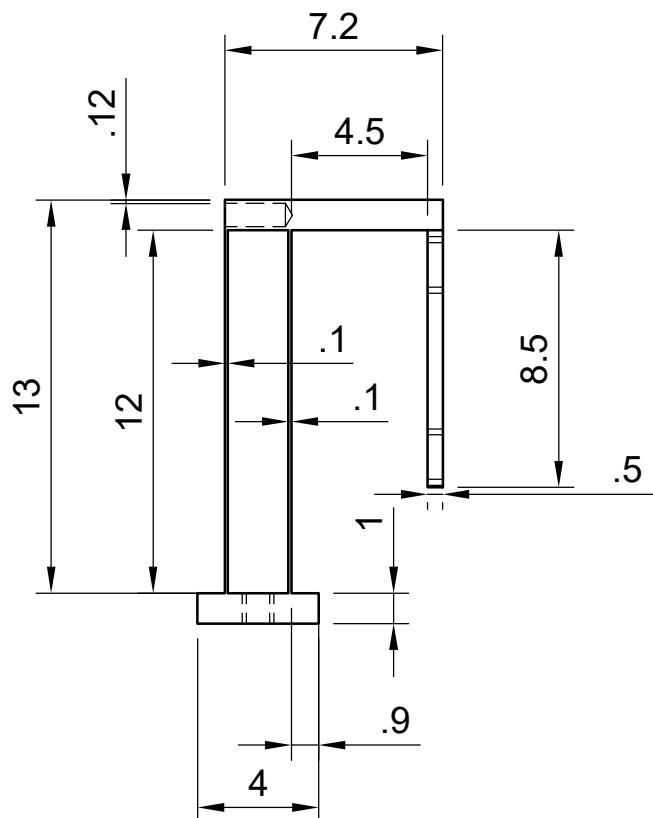


3x M2.3x0.45 6H x 3/3



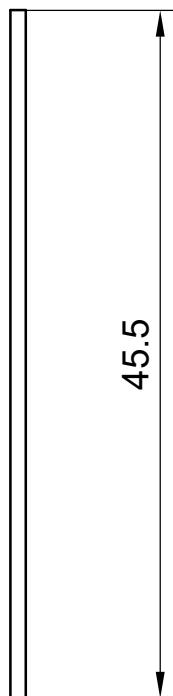
Tolérances générales ISO 2768-fK

Dept.	Technical reference	Created by	Approved by
Echelle : 4:1	Juliette Hars	23.05.2021	
Title	Document type	Document status	
Socle			
DWG No.			
Rev.	Date of issue		Sheet
			1/1



Tolérances générales ISO 2768-fK

Dept.	Technical reference	Created by Juliette Hars 23.05.2021	Approved by
Echelle 4:1	Document type	Document status	
	Title Table à lames parrallèles	DWG No. 12	
	Rev.	Date of issue	Sheet 1/1

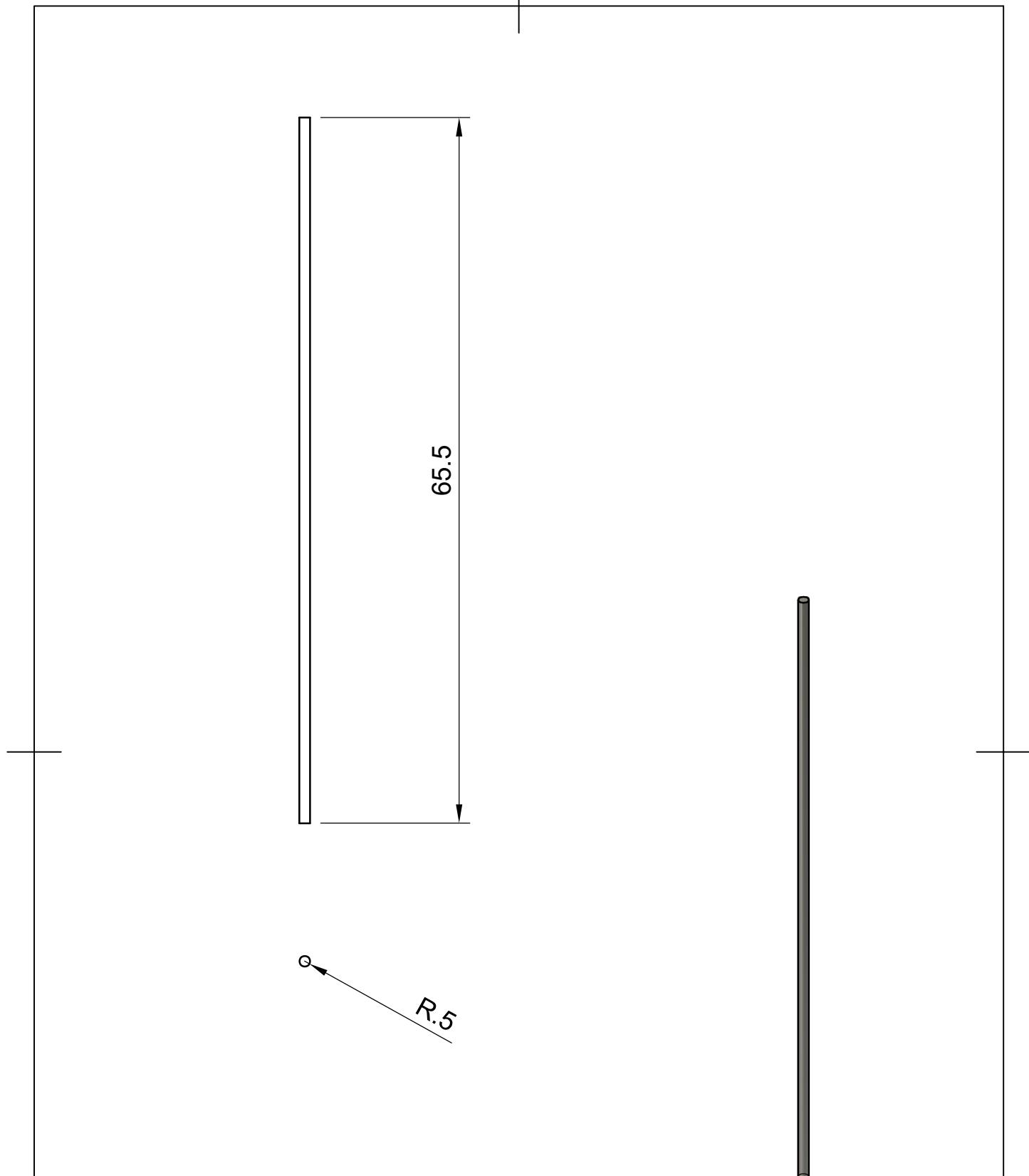


R.5



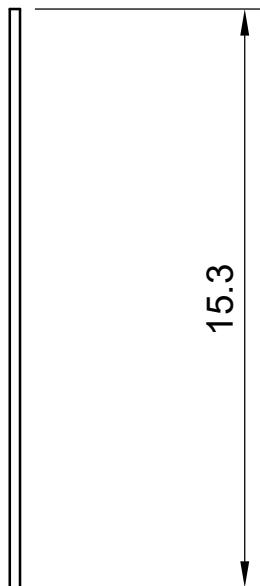
Tolérances générales ISO 2768-fK

Dept.	Technical reference	Created by Juliette Hars 23.05.2021	Approved by
Echelle 2:1	Document type	Document status	
	Title Tige 1	DWG No.	13
	Rev.	Date of issue	Sheet 1/1



Tolérances générales ISO 2768-fK

Dept.	Technical reference	Created by Juliette Hars 23.05.2021	Approved by
Echelle 2:1		Document type	Document status
Title Tige 2		DWG No.	14
Rev.		Date of issue	Sheet 1/1

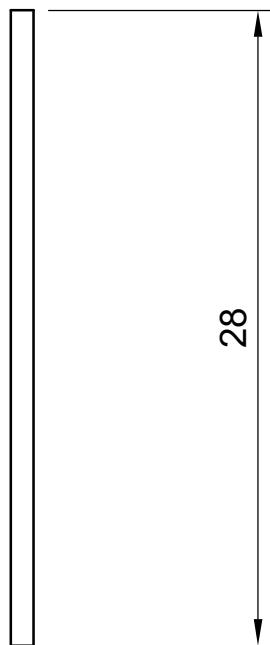


R.14



Tolérances générales ISO 2768-fK

Dept.	Technical reference	Created by Juliette Hars 23.05.2021	Approved by
Echelle 5:1	Document type	Document status	
	Title Tige 3	DWG No. 15	
	Rev.	Date of issue	Sheet 1/1

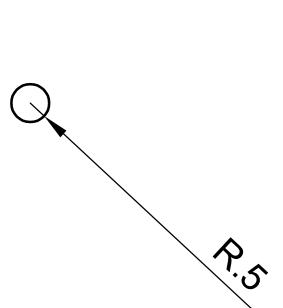
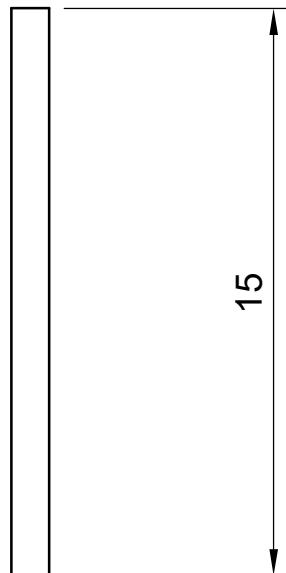


$R.5$



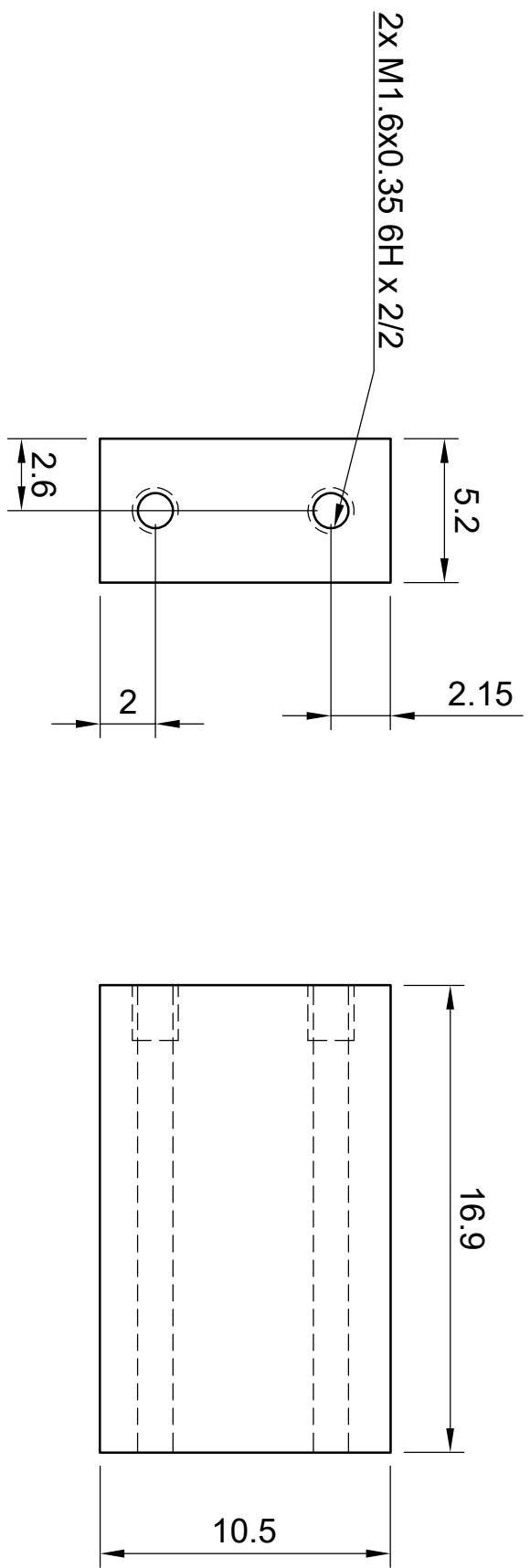
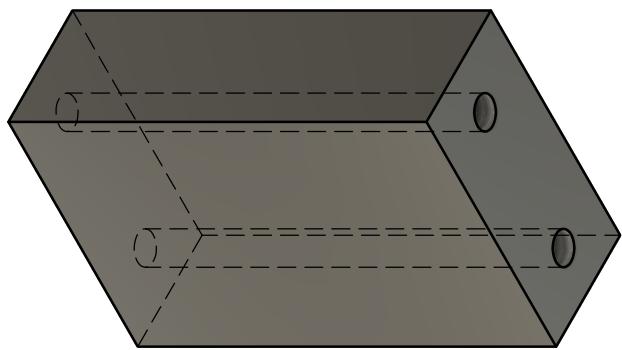
Tolérances générales ISO 2768-fK

Dept.	Technical reference	Created by Juliette Hars 23.05.2021	Approved by
Echelle 3:1	Document type	Document status	
	Title Tige 4	DWG No.	16
	Rev.	Date of issue	Sheet 1/1



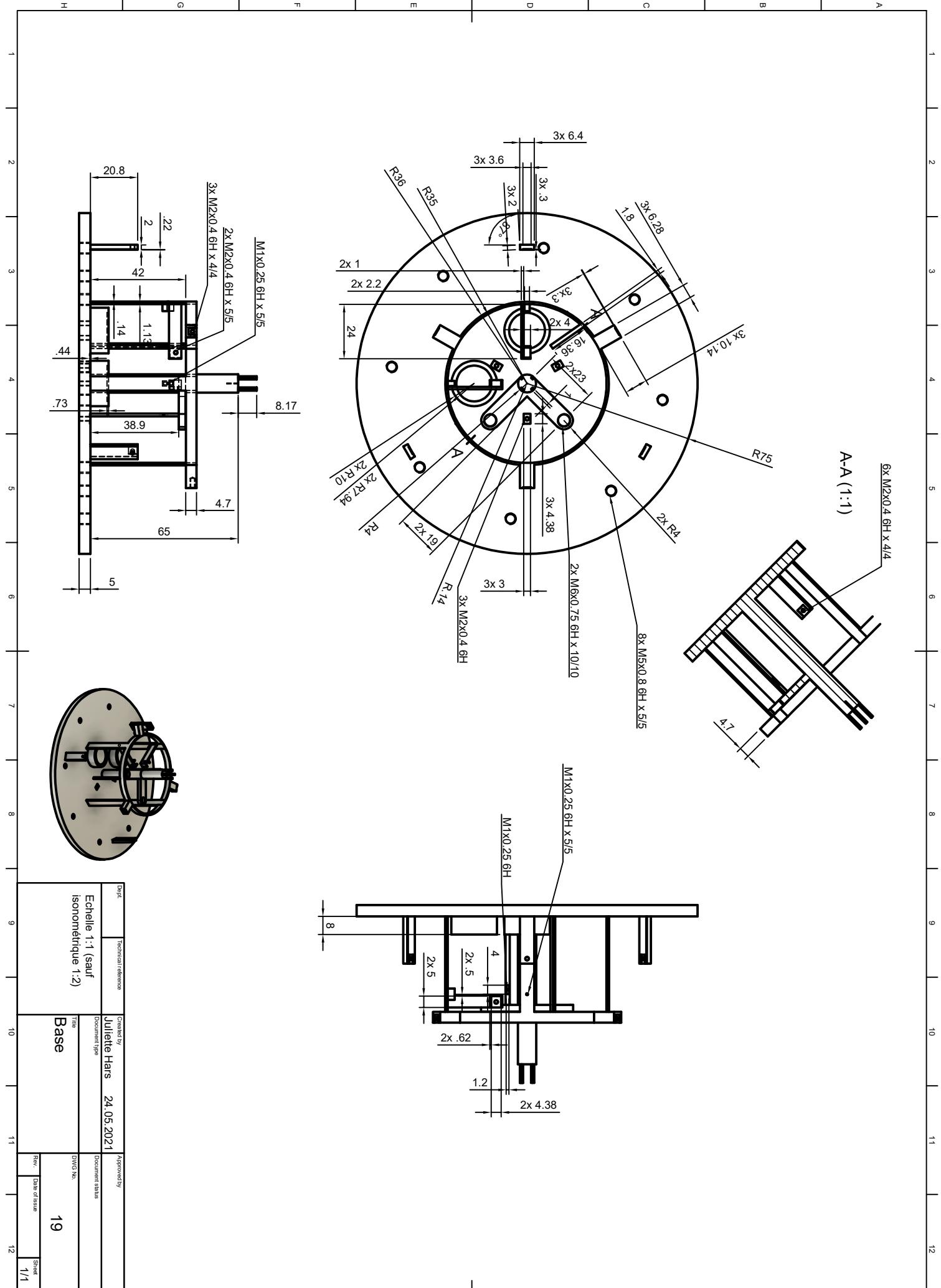
Tolérances générales ISO 2768-fK

Dept.	Technical reference	Created by Juliette Hars 23.05.2021	Approved by
Echelle 5:1	Document type	Document status	
	Title Tige 5	DWG No.	17
	Rev.	Date of issue	Sheet 1/1



Tolérances générales ISO 2768-fK

Dept.	Technical reference	Created by Juliette Hars 24.05.2021	Approved by
Echelle : 4:1	Document type	Document status	
Title Poids	DWG No.	18	
Rev.	Date of issue	Sheet 1/1	



Matlab

```

clc; clear;

%% Dimensions générales

%Matériaux
E = 114*10^9; %Pa Module de Young Titane
poisson = 0.34; %Coeff de poisson Titane
G = E/(2*(1+poisson)); %Pa Module de cisaillement Titane
rhof = 4.51*10^(3); %kg/m^3 Masse volumique flexible (titane)
rhor = 2.7*10^(3); %kg/m^3 Masse volumique rigide (aluminium)

%Miroir
Rm = 6.35 *10^(-3) ; %m Rayon du miroir
Hm = 6.4 *10^(-3); %m Hauteur du miroir
Mm = 2 *10^(-3); %kg Masse du miroir

%Socle
Hs = 9.4*10^(-3); %m Hauteur du socle
Rs = 10.*10^(-3); %m Rayon du socle
Vols = pi * Rs * Rs * Hs - pi * Rm * Rm * Hm; %m^3 Volume du socle
Ms = rhor * Vols + Mm; %kg Masse du socle + miroir
Js = 1/12 * Ms * (3*Rs*Rs+Hs*Hs); %kg.m^2 Moment cinétique du socle

%Balancier
Rb1 = 21*10^(-3); %m Rayon interne du balancier
Rb2 = 23.1*10^(-3); %m Rayon externe du balancier
Hb = 3*10^(-3); %m Hauteur du balancier
Volb = pi * Hb * (Rb2*Rb2 - Rb1 * Rb1) ; %m^3 Volume du balancier
Mb = rhor * Volb ; %kg Masse du balancier
Jb = 1/12 * Mb * (3*Rb2*Rb2 + 3*Rb1*Rb1 + Hb*Hb) ; %kg.m^2 Moment cinétique du ↵
balancier

%Actionneur
Ma = 19*10^(-3); %kg Masse de l'actionneur
Vmot = 1; %m/s Vitesse du moteur (indicatif pour comparer nos calculs ↵
intermédiaires)
mb = 7*10^(-3) ; % kg masse de la bobine de l'actionneur

%Table à lames parallèles
    %lames
l_para = 12*10^(-3) ; %m longueur d'une lame de la table parallèle
b_para = 1.2 *10^(-3); %m largeur d'une lame de la table parallèle
h_para = 0.1 *10^(-3); %m hauteur d'une lame de la table parallèle
el_para = l_para/h_para; %élancement
Vol_para = l_para*b_para*h_para ; %m^3 Volume d'une lame de la table parallèle
m_para = 2*Vol_para * rhof ; %kg Masse d'une lame de la table parallèle
    %bloc face aux lames
lb_para = 7.2 *10^(-3); %m longeur du support de la table parallèle
bb_para = 1.2*10^(-3); %m largeur du support de la table parallèle
hb_para = 1*10^(-3); %m hauteur du support de la table parallèle
    %bloc perpendiculaire de fixation de la table parallèle
lb2_para = 6*10^(-3);
bb2_para = 2.2*10^(-3);
hb2_para = 0.5*10^(-3);

Volb_para = lb_para * bb_para * hb_para + lb2_para * bb2_para * hb2_para ; %m^3 ↵
Volume de la base de la table parallèle
mb para = Volb para * rhor; %kg Masse du bloc de la table parallèle

```

```

%Lame en L (mêmes lames verticales et horizontales)
l_L = 36 *10^(-3); %m longueur horizontale de la lame en L
b_L = 3.6*10^(-3) ; %m largeur de la lame en L
h_L = 0.3*10^(-3) ; %m hauteur de la lame en L
el_L = l_L / h_L ;%élancement

%Pivot à lames croisées séparées
    %lames
l_plcs = 6*10^(-3) ; %m longueur du pivot à lames croisées séparées
b_plcs = 1*10^(-3) ; %m largeur du pivot à lames croisées séparées
h_plcs = 0.1*10^(-3) ; %m hauteur du pivot à lames croisées séparées
el_plcs = l_plcs/h_plcs ; %élancement des lames
Vol_plcs = 2*l_plcs * b_plcs * h_plcs ; %m^3 Volumes des lames
M_plcs = Vol_plcs * rhof ; %kg Masse des lames
    %bloc
Longp = 13*10^(-3); %m Longueur du bloc pivot
Largp = 2*10^(-3); %m Largeur du bloc pivot
Hautp = 3*10^(-3); %m Hauteur du bloc pivot
Lp = Longp / 2 ; %m "Rayon" du bloc pivot
Volp = Longp * Largp * Hautp ; %m^3 Volume du bloc pivot
Mp = Volp * rhor ; %kg Masse du bloc pivot
Jp = 1/12 * Mp * (Longp*Longp+Hautp*Hautp) + Mp * (0.5 * Hautp + sqrt(l_plcs * ↵
l_plcs + Longp * Longp))^2; %kg.m^2 Moment cinétique du bloc du pivot

%Lames du pivot à lames croisées non séparées (sur le levier)
    %lames
l_plcns = 6*10^(-3) ; %m longueur diagonale du pivot à lames croisées non séparées
long_plcns = l_plcns*sqrt(2)/2;
b_plcns = 1*10^(-3) ; %m largeur des lames du pivot à lames croisées non séparées
h_plcns = 0.1*10^(-3) ; %m hauteur du pivot à lames croisées non séparées
el_plcns = l_plcns/h_plcns ; % élancement des lames du pivot à lames croisées non ↵
séparées
Vol_plcns = 2*l_plcns * b_plcns * h_plcns ; %m^3 Volumes des lames
M_plcns = Vol_plcns * rhof ; %kg Masse des lames
    %levier (bloc du pivot à lames croisées non séparées)
c_max_mot = 6.4*10^(-3); % m course max du moteur
c_max_mir = 3*pi/180; % rad course angulaire max miroir
bras_de_levier = 0.08*c_max_mot/(c_max_mir*Rs); % on utilise 8% de la course du ↵
moteur
l1 = 5*10^(-3); %m Distance entre tige du miroir et pivot du levier
l2 = bras_de_levier*l1; %m Distance entre tige du moteur et pivot du levier
l = l1+l2; %m Longueur du levier
Hautl = 5*10^(-3); %m hauteur du bloc levier
Largl = 2*10^(-3); %m largeur du levier
Voll = (l1+l2)*Largl*Hautl; %m^3 volume du levier
Ml = Voll * rhor; %kg masse du levier
J_levier = Ml * ((l1+l2)^2 + Hautl^2)/(12) + Ml * ((l2-l1)/2)^2 + Ml * (0.5 ↵
*Hautl + 0.5*sqrt(l_plcns*l_plcns+long_plcns*long_plcns))^2; %kg.m^2 moment d'inertie ↵
du levier
%Masse ml pour équilibrer
ml = (mb + mb_para)*l2/l1 ; %kg masse qui permet de respecter l'équilibrage des ↵
forces en translation avec la bobine

%Tige centrale
b_tige = 0.276*10^-3; %m côté de la tige
l_tige = 8.303 * 10^(-3); %m longueur de la tige
I_tige = b_tige^(4)/12 ; %kg.m^2 moment d'inertie de la tige

```

```

El_tige = l_tige/b_tige; %Elancement de la tige

%% Calcul de la masse réduite selon F1

%Vitesses des éléments en fonction de celle du moteur
Omega_s = Vmot * 11 / (12 * Rs); %rad/s Vitesse angulaire du socle
Omega_p1_1 = Vmot * 11 / (12*Lp); %rad/s Vitesse angulaire du pivot 1
Omega_p2_1 = Vmot * 11 / (2*12*Lp); %rad/s Vitesse angulaire du pivot 2
Omega_p3_1 = Vmot * 11 / (2*12*Lp); %rad/s Vitesse angulaire du pivot 3
Omega_b = Vmot * 11 / (12 * Rb2); %rad/s Vitesse angulaire du balancier
V1_para = Vmot*11/12; %m/s Vitesse de la table parallèle associée au moteur 1
V2_para = 0; %m/s Vitesse de la table parallèle associée au moteur 2
Omega_l = Vmot / 12; %rad/s Vitesse angulaire du levier

%Energie cinétique
Ec_s = 0.5 * Js * Omega_s * Omega_s; % J Energie cin du socle
Ec_p1 = 0.5 * Jp * Omega_p1_1*Omega_p1_1 ; %J Energie cin des pivots
Ec_p2 = 0.5 * Jp * Omega_p2_1*Omega_p2_1 ; %J Energie cin des pivots
Ec_p3 = 0.5 * Jp * Omega_p3_1*Omega_p3_1 ; %J Energie cin des pivots
Ec_b = 0.5 * Jb * Omega_b * Omega_b ; %J Energie cin du balancier
Ec_para_moteur = 0.5 * mb_para * Vmot * Vmot ; %J Energie cin de la table parallèle liée au moteur
Ec_masse = 0.5 * m1 * V1_para * V1_para ; %J Energie cin de la table parallèle liée à la masse
Ec_levier = 0.5 * J_levier * Omega_l * Omega_l ; %J Energie cin du levier
Ec_total_1 = Ec_s + Ec_p1 + Ec_p2 + Ec_p3 + Ec_b + Ec_para_moteur + Ec_masse + Ec_levier; %J Energie cin total

%Masse réduite 1
Mr1 = 2 * Ec_total_1 / (Vmot*Vmot) ; %kg Masse réduite 1

%% Calcul de la rigidité équivalente

%Rigidités d'une lame en L
Iy_L = b_L * h_L * h_L * h_L / 12; %kg.m² Moment d'inertie de la lame selon son axe y
Ix_L = b_L * b_L * b_L * h_L / 12; %kg.m² Moment d'inertie de la lame selon son axe x
kL_n = 3 * E * Iy_L / (l_L*l_L*l_L); %N/m Rigidité d'une lame en L sur son axe normal
kL_t = 3 * E * Ix_L / (l_L*l_L*l_L); %N/m Rigidité d'une lame en L sur son axe tangentiel

%Rigidité de la table à lames parallèles
Iy_para = b_para * h_para*h_para*h_para /12; %kg.m² Moment d'inerte d'une lame de la table parallèle selon son axe y
kpara_1 = 24 * E * Iy_para / (l_para*l_para*l_para); %N/m Rigidité d'une lame de la table parallèle
kpara = 2 * kpara_1;

%Rigidité du pivot à lames croisées non séparées
I_plcns = b_plcns * h_plcns*h_plcns*h_plcns / 12; %kg.m² Moment d'inertie du pivot à lames croisées non séparées
kplcns = 8 * E * I_plcns / l_plcns ; %N/m Rigidité du pivot à lames croisées non séparées

%Rigidité du pivot à lames croisées séparées
I_plcs = b_plcs * h_plcs*h_plcs*h_plcs / 12; %kg.m² Moment d'inertie du pivot à

```

```

lames croisées séparées
kplcs = 2*E*I_plcs / l_plcs ; %N/m Rigidité du pivot à lames croisées séparées

%Rigidité angulaire de la tige
k_tige = E * I_tige /l_tige; %N.m/rad Tige en flexion avec un moment

%Rigidité équivalente
keq = kL_n*3*l1*l1/(2*l2*l2) + kpara + kpara * (l1/l2)^(2) + kplcns/(l2*l2) + ↵
kplcs*3*l1*l1/(2*l2*l2*Lp*Lp) + k_tige * (l1/(l2*Rs))^(2); %N/m

%Riggités perçues par les actionneurs (pour ajuster les dimensions)
k_percu_ll=kL_n*3*l1*l1 / (2*l2*l2);
k_percu_para_mot=kpara;
k_percu_para_masse=kpara * (l1/l2)^(2);
k_percu_plcns=kplcns/(l2*l2);
k_percu_plcs=kplcs*3*l1*l1/(2*l2*l2*Lp*Lp);
k_percu_tige=k_tige * (l1/(l2*Rs))^(2);

%% Calcul de la fréquence d'utilisation (balayage de précision)
xs = 0.015*pi*l2*Rs/(l1*180); %m course de l'actionneur correspondant au balayage ↵
de précision
x_max = 1.5*pi*l2*Rs/(l1*180); %m course de l'actionneur correspondant à l'angle ↵
maximal
Fred_max = keq * x_max ; % N Force réduite maximale
Fmot_max = sqrt(2) * 1.8; %N Force moteur maximale en continue
a_max = (Fmot_max - Fred_max) / (mb + Mr1) ; % m/s² Accélération maximale du moteur
freq = 0.5 * sqrt(a_max / (4*pi*xs)); % s^-1 Fréquence d'utilisation pour le ↵
balayage de précision

%% Vérification de l'équilibrage dynamique sur l'axe y
%Accélération angulaire des éléments
as = a_max * l1 / (l2 * Rs) ; %rad/s² Accélération angulaire du socle
ab = a_max * l1 / (Rb2 * l2) ; %rad/s² Accélération angulaire du balancier
ap_y = a_max * 0.5 * l1 / (l2 * Lp) ; %rad/s² Accélération angulaire du pivot
al = a_max /l2 ; %rad/s² Accélération angulaire du levier

%Moments exporté par chaque élément
Ls = Js * as ; %Nm Moment exporté par le socle
Lb = Jb * ab; %Nm Moment exporté par le balancier
Lp_y = Jp * ap_y ; %Nm Moment exporté par les pivots
Ll = J_levier * al ; %Nm Moment exporté par le levier

%Moment résultant exporté vers le bati (à minimiser)
Ltovy = Ls - Lb + Lp_y - Ll ; %Nm

%% Vérification de l'équilibrage dynamique sur l'axe x
ap_x = sqrt(3) * l1 / (2 * Lp * l2); %m/s² Accélération angulaire du pivot selon ↵
l'axe x
Lp_x = Jp * ap_x ; %Nm Moment exporté par les pivots

%Moment résultant exporté vers le bati (à minimiser)
Ltotx = Ls - Lb - Lp_x - Ll ; %Nm

%% Calcul de jerk max
j_max = a_max * 2 * pi * freq ; %m.s^(-3)

%% Rigidités transverses
%Rigidité transverse selon l'axe y
k0_x = kL_n;

```

```

k1_x = kL_n * sin(pi/6)^2 + kL_t * cos(pi/6)^2;
k2_x = k1_x;
k3_x = E * I_tige / (l_tige)^3;
keq_y = k0_x * (k1_x + k2_x + k3_x) / (k0_x + k1_x + k2_x + k3_x); % [N/m]

%Rigidité transverse selon l'axe x
keq_x = keq_y; % [N/m]

%Rigidité transverse selon l'axe z
k0_z = kL_n;
k1_z = kL_n;
k2_z = kL_n;
k3_z = (b_tige * b_tige * E) / l_tige;
keq_z = k0_z + k1_z + k2_z + k3_z; % [N/m]

%Rigidité angulaire selon z
k0_tetaz = E * Ix_L / l_L; %Rigidité angulaire lames en L
k1_tetaz = k0_tetaz;
k2_tetaz = k0_tetaz;
k3_tetaz = 0.141 * (b_tige)^4 * G / l_tige; %Rigidité angulaire tige en torsion
keq_tetaz = k0_tetaz + k1_tetaz + k2_tetaz + k3_tetaz;

%% longueurs

l_tc = 0.008303; %m longueur tige centrale

l_tm = 0.0595; %m longueur tige miroir-pivot

l_tb = 0.0395; %m longueur tige balancier-pivot

l_tl = 0.024; %m tige levier-socle

l_ta = 0.009; %m tige tlp-levier

R_capteur = 0.023; %m distance entre centre du capteur et centre de rotation

%% Mouvements parasites de la tige centrale

theta_m = -0.0261799:0.001:0.0261799; %angle du miroir

delta_l = (theta_m.^2) * l_tc / 15; %mouvement parasite tige centrale (et donc miroir)
figure(1);
plot(theta_m, delta_l); title("para miroir"); xlabel("Angle miroir (rad)"); %
ylabel("mouvement parasite (m)"); grid on;

%% Débattement cinématique des articulations flexibles

%stable à lames parallèles

mvt_para = Rs * bras_de_levier * sin(theta_m); %m mouvement transversal tlp par rapport à position miroir

%pivots lcs (balancier

mvt_pivots = asin((Rs * sin(theta_m)) / Lp); %rad débattement angulaire du pivot par rapport à la position du miroir

%Lames en L

```

```

mvt_lame = l_L*sin(theta_m); %m pour 1 lame, débattement identique pour les 2 (1 ↵
selon x, l'autre selon z)

%Tiges (ici tiges miroir)

mvt_tigem = l_tm*sin(theta_m)/2; %m mvt tige miroir-pivot lcs

mvt_tigec = l_tc*sin(theta_m)/2; %m mvt tige centrale

mvt_tigeb = l_tb*sin(theta_m)/2; %m mvt tige balancier-pivot lcs

mvt_tigel = l_tl*sin(theta_m)/2; %m mvt tige levier-socle

mvt_tigea = l_ta*sin(theta_m)/2; %m mvt tige actionneur-levier

%Socle

mvt_capteur = R_capteur*sin(theta_m); %m translation verticale au-dessus du capteur
mvt_capt_max = R_capteur*tan(0.0261799);

mvt_socle = Rs*sin(theta_m);

%mvt parasite balancier

para_bal = asin((theta_m.^2*(l_tm + l_tb)/15 + (l_plcs*theta_m.^2)/(20*l_tb))/Rb2); ↵
%rad

%balancier %débattement de distance du balancier tel que vu par le capteur de ↵
distance

mvt_bal = R_capteur*tan(-theta_m + para_bal); %m

figure(2);

subplot(2,2,1); plot(theta_m, delta_l) ; title("para miroir"); xlabel ("Angle ↵
miroir (rad)") ; ylabel("mouvement parasite (m)") ; grid on;

subplot(2,2,2); plot(theta_m, mvt_socle) ; title("Socle"); xlabel ("Angle miroir ↵
(rad)") ; ylabel("Débattement(m)") ; grid on;

subplot(2,2,3); plot(theta_m, mvt_tigeb) ; title("Tige balancier"); xlabel ("Angle ↵
miroir (rad)") ; ylabel("Débattement (m)") ; grid on;

subplot(2,2,4); plot(theta_m, mvt_tigel) ; title("Tige levier-socle"); xlabel ↵
("Angle miroir (rad)") ; ylabel("Débattement (m)") ; grid on;

figure (3);

subplot(2,2,1); plot(theta_m, mvt_para) ; title("Table à lames ||"); xlabel ("Angle ↵
miroir (rad)") ; ylabel("Débattement (m)") ; grid on;

subplot(2,2,2); plot(theta_m, mvt_pivots) ; title("Pivot lcs"); xlabel ("Angle ↵
miroir (rad)") ; ylabel("Débattement (rad)") ; grid on;

subplot(2,2,3); plot(theta_m, mvt_lame) ; title("Lame"); xlabel ("Angle miroir ↵
(rad)") ; ylabel("Débattement (m)") ; grid on;

```

```

subplot(2,2,4); plot(theta_m, mvt_tigem) ; title("Tige miroir-pivot"); xlabel("Angle miroir (rad)") ; ylabel("Débattement (m)") ; grid on;

figure (4);

subplot(2,2,1); plot(theta_m, mvt_capteur) ; title("Pour capteurs"); xlabel ("Angle miroir (rad)") ; ylabel("Débattement (m)") ; grid on;

subplot(2,2,2); plot(theta_m, mvt_tigea) ; title("Tige tlp"); xlabel ("Angle miroir (rad)") ; ylabel("Débattement (m)") ; grid on;

subplot(2,2,3); plot(theta_m, para_bal) ; title("Para Balancier"); xlabel ("Angle miroir (rad)") ; ylabel("Débattement (rad)") ; grid on;

subplot(2,2,4); plot(theta_m, mvt_tigec) ; title("Tige centrale"); xlabel ("Angle miroir (rad)") ; ylabel("Débattement (m)") ; grid on;

figure (5);

plot(theta_m, mvt_bal) ; title("Distance percue par capteur"); xlabel ("Angle miroir (rad)") ; ylabel("Mesure (m)") ; grid on;

```