

## **Indicative table of contents for the report (English translation from the original French).**

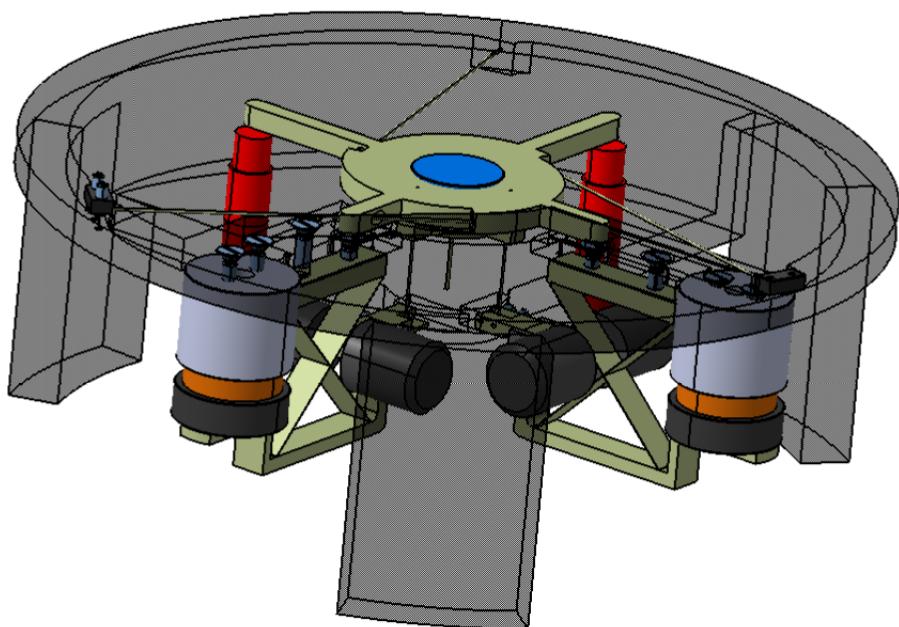
- 1. Introduction**
- 2. Operating principle of the developed mechanism**
  - 2.1. Explanation of the operating principle
    - 2.1.1. General principle of the scanner in the context of femtosecond laser machining
    - 2.1.2. Principle of guiding the 2-DOF rotational mirror (gimbal mechanism)
    - 2.1.3. Principle of dynamic balancing of the system
  - 2.2. Kinematic diagram of the mechanism represented with ideal joints
  - 2.3. Mobility calculation using the Grübler method and discussion of possible overconstraints (hyperstatic conditions)
  - 2.4. Implementation of the kinematics using flexure guides
  - 2.5. Highlighting the original concepts and specific explanations of the chosen solution
- 3. Sizing of the mechanism**
  - 3.1. Kinematic range of motion of the flexure joints
  - 3.2. Mechanical stresses in the flexure joints
  - 3.3. Parasitic motions of the mirror
  - 3.4. Calculation of key performance metrics
    - 3.4.1. Maximum precision scanning frequency
    - 3.4.2. Angular resolution of the mirror
    - 3.4.3. Maximum angular acceleration of the mirror during precision scanning
    - 3.4.4. Maximum angular jerk of the mirror during precision scanning
    - 3.4.5. Reflected mass at each actuator
    - 3.4.6. Reflected force at each actuator
- 4. Construction**
  - 4.1. Justification of construction choices
  - 4.2. Justification of material choices
- 5. Conclusion**
- 6. Appendices**

The project presents the design of a flexure-based, two-degree-of-freedom mirror scanner for femtosecond laser micromachining. The mechanism uses a gimbal-mounted mirror, guided by flexure joints and dynamically balanced with a cross-spring pivot, to steer the laser over a 2 mm field while enabling a high-frequency, 20 µm precision scan and minimizing parasitic motions and reaction torques. The report details the kinematic modelling (including Grübler mobility analysis), sizing of flexure hinges under stress, fatigue and buckling constraints, calculation of key performance metrics (scanning frequency, angular resolution, acceleration, jerk, reduced mass/force), and justifies construction and material choices, notably a largely monolithic titanium structure with lead counterweights for dynamic balancing.

# Projet Silex

Groupe 24

Lucile Cerdà, Blaise Depauw, Gabriel Le Guay, Simon Dorthe, Marco Paye



Ecole Polytechnique Fédérale de Lausanne  
Conception de Mécanismes II  
BA4 2020-2021

## Table des matières

<b>1 Introduction</b>	<b>2</b>
<b>2 Principe de fonctionnement du mécanisme</b>	<b>2</b>
2.1 Explication du principe de fonctionnement . . . . .	2
2.1.1 Principe général du scanner dans le contexte de l'usinage par laser Femtoseconde . . . . .	2
2.1.2 Principe du guidage du miroir à 2 DDL en rotation (cardan) . . . . .	2
2.1.3 Principe de l'équilibrage dynamique du système . . . . .	3
2.2 Schéma cinématique du mécanisme représenté avec des articulations idéales . . . . .	4
2.3 Calcul de la mobilité selon la méthode de Grübler et discussion des éventuels hyperstatismes	4
2.4 Implémentation de la cinématique en guidages flexibles . . . . .	5
2.5 Mise en évidence des concepts originaux et explications spécifiques à la solution retenue . . . . .	7
<b>3 Dimensionnement du mécanisme</b>	<b>9</b>
3.1 Débattement cinématique des articulations flexibles . . . . .	9
3.2 Encombrement . . . . .	10
3.3 Contraintes mécaniques dans les articulations flexibles . . . . .	10
3.3.1 Rigidité équivalente au niveau de chaque actionneur . . . . .	10
3.3.2 contrainte admissible et flambage . . . . .	12
3.4 Mouvements parasites du mécanisme . . . . .	13
3.5 Calcul des performances clés . . . . .	16
3.5.1 Masse réduite au niveau de chaque actionneur . . . . .	16
3.5.2 Force réduite au niveau de chaque actionneur . . . . .	16
3.5.3 Lois de mouvement cycloïdale de l'actionneur . . . . .	17
3.5.4 Fréquence maximale de balayage de précision . . . . .	18
3.5.5 Résolution angulaire du miroir . . . . .	19
3.5.6 Accélération angulaire maximale du miroir durant le balayage de précision . . . . .	20
3.5.7 Jerk angulaire maximale du miroir durant le balayage de précision . . . . .	21
<b>4 Construction</b>	<b>22</b>
4.1 Argumentation des choix de construction . . . . .	22
4.2 Argumentation des choix de matériaux . . . . .	23
<b>5 Conclusion</b>	<b>25</b>
<b>6 Annexes</b>	<b>26</b>
6.1 Bibliographie . . . . .	26
6.2 Liste des pièces . . . . .	26
6.3 Modèle mathématique - MatLab . . . . .	26
6.4 Cahier des charges du projet SileX . . . . .	30

## 1 Introduction

Dans le cadre du projet de semestre du cours de Conception de Mécanismes II dispensé par les professeurs Simon Henein et Olivier Chappuis, nous avons développé un concept de guidage motorisé à deux degrés de liberté en rotation. Le mécanisme est dédié à l'orientation d'un miroir guidant un laser pulsé sur un substrat pour y usiner des motifs avec une grande précision. Ce rapport fait l'état du cheminement de notre travail, du concept initial au produit final dimensionné et structuré de manière à remplir le cahier des charges joint en annexe.

Ce dernier stipulait, entre autres impératifs de conception, une fréquence de balayage du laser à atteindre avec comme contraintes une limite de mouvements parasites des guidages flexibles utilisés, la minimisation du couple exporté sur le bâti et le respect des spécifications techniques du moteur à disposition. Ces critères dictent l'agencement de notre mécanisme, ses dimensions et matériaux pour, à défaut de cocher toutes les cases, proposer une solution viable et conforme aux limites réelles de la microtechnique.

## 2 Principe de fonctionnement du mécanisme

### 2.1 Explication du principe de fonctionnement

#### 2.1.1 Principe général du scanner dans le contexte de l'usinage par laser Femtoseconde

Le mécanisme que nous concevons est destiné au module de scanner d'un système d'usinage par laser Femtoseconde. Cette technique d'usinage consiste à orienter un laser sur un substrat de verre pour en modifier les propriétés chimiques par apport d'énergie photonique focalisée. L'orientation du laser se fait en pivotant un miroir selon deux axes de rotation pour couvrir une surface de 2mm de diamètre sur le substrat. Le scanner permet également de réaliser un balayage de précision couvrant un rayon de  $20\mu\text{m}$  de diamètre au sein de cette surface. Le balayage de précision implique une fréquence de pivotement du miroir d'au moins 860Hz, ce qui demande une grande capacité d'accélération du système, tout en restant équilibré dynamiquement afin d'éviter toute vibration exportée sur le bâti.

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

Nous n'avons finalement pas choisi la solution proposée lors du rendu intermédiaire par soucis de simplicité. Le guidage se fait grâce au cardan présenté en figure 1. Il a deux degrés de liberté ; la rotation autour de l'axe z est bloquée par les trois tiges polaires situées à 120 degrés les unes des autres. Celles-ci bloquent également les translations en X et Y. La quatrième tige située en dessous du miroir bloque la translation en Z. Restent alors permises les deux rotations autour des axes X et Y. Notre choix s'est également porté sur ce cardan du fait de son isorigidité, qui simplifie la programmation du contrôle du scanner.

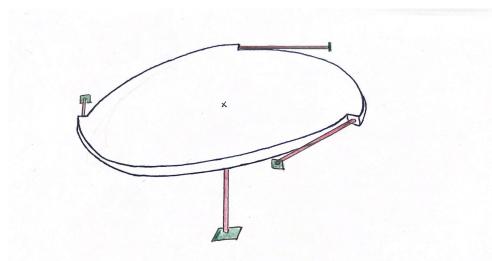
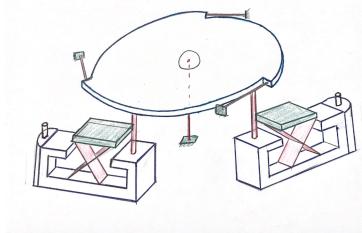
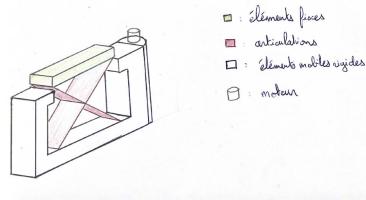


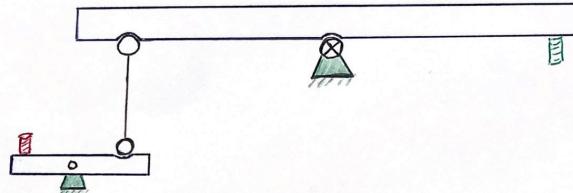
FIG. 1 – Cardan

### 2.1.3 Principe de l'équilibrage dynamique du système

On peut voir sur la Figure 3 le mécanisme de pivot qui sert de contrepoids pour le moteur et de contre-inertie pour le support du miroir. Il est constitué d'un pivot à lames croisées non séparées en rouge, qui a un unique degré de liberté (rotation autour de X ou Y). Il inverse le mouvement du moteur pour guider le socle du miroir (cf fig. 2) : lorsque le moteur descend, la tige fixée au contrepoids pousse le socle. Le contrepoids est dessiné en bleu. Sa géométrie (pas exactement celle du schéma, voir version finale) a été choisie pour centrer l'inertie sur l'axe de rotation du pivot afin de réduire le couple sur le bâti. Nous avions étudié le cas où il n'était pas symétrique afin de maximiser la course du moteur et donc la précision de notre miroir. Cependant, les résultats étaient finalement meilleurs en gardant le centre de rotation à mi-chemin entre le centre de l'actionneur et le centre de la tige de transmission.

FIG. 2 – *sol. finale*FIG. 3 – *pivot*

## 2.2 Schéma cinématique du mécanisme représenté avec des articulations idéales



Régleme

⊗ : Cardan (2 DDL)

: Bielle 3D → 5 DDL

: axe de rotation

: moteur

3D: le schéma se  
réfère à 90°

Afin de ne pas empêcher les  
degrés de liberté, les liaisons ne seront  
pas représentées.

FIG. 4 – schéma 2D en mécanique idéale

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

$$b = k - n + 1 = 8 - 4 + 1 = 5 \quad (2.1)$$

$$M = \sum di - 6b = 32 - 30 = 2 \quad (2.2)$$

$$DOH = DOF - M = 2 - 2 = 0 \quad (2.3)$$

D'après les calculs ci-dessus, nous n'avons pas d'hyperstatisme.

## 2.4 Implémentation de la cinématique en guidages flexibles

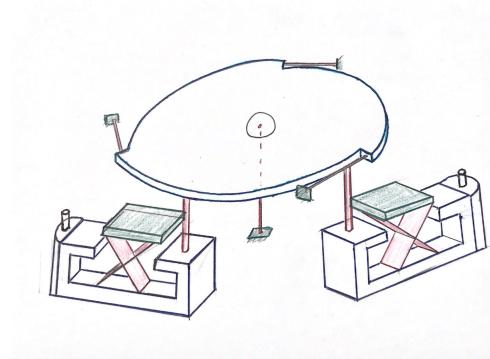


FIG. 5 – *Solution finale*

Voici la solution finale et complète implémentée en guidages flexibles. Le pivot est implanté par un pivot à lames croisées et les bielles par des tiges. Ces tiges transmettent entièrement le mouvement dans l'approximation des petits angles. Les contrepoids réels ont une implémentation bien différente des dessins qui les illustrent, qui découlent eux de nos concepts initiaux. L'optimisation de la fréquence atteignable nous a poussé à réduire drastiquement l'inertie du contrepoids, tout en conservant le centre d'inertie au niveau du centre de rotation du pivot pour éliminer le couple sur le bâti, ainsi qu'en s'assurant qu'à la fois l'inertie du moteur et l'inertie du plateau du miroir son dynamiquement équilibrés.

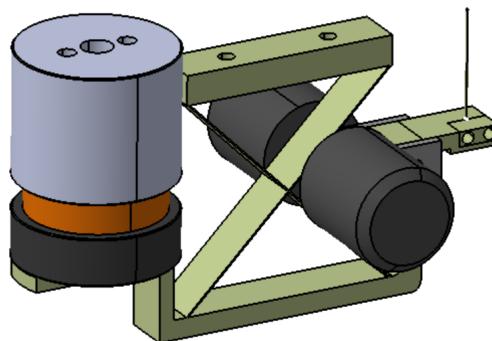


FIG. 6 – *Implémentation finale du contrepoids-pivot*

La figure ci-dessus est une capture du modèle CAD de notre contrepoids-pivot final. La minimisation de l'inertie a été atteinte en adoptant une approche multi-matériaux. En effet, le corps structurel du contrepoids et le pivot à lames restent en titane (ici représenté en vert-khaki clair) monolithique solidaire avec l'ensemble de la base. Le défi ici était de conserver la double-fonction du pivot : équilibrer dynamiquement à la fois l'inertie du moteur ainsi que celle du support du miroir. Toutefois l'inertie réduite sur le moteur devait être la plus faible possible pour pouvoir produire une accélération suffisante pour optimiser la fréquence de balayage. L'utilisation du plomb permet de ce fait de réduire l'inertie par une géométrie moins éloignée du centre de rotation grâce à une plus forte masse volumique que le titane.

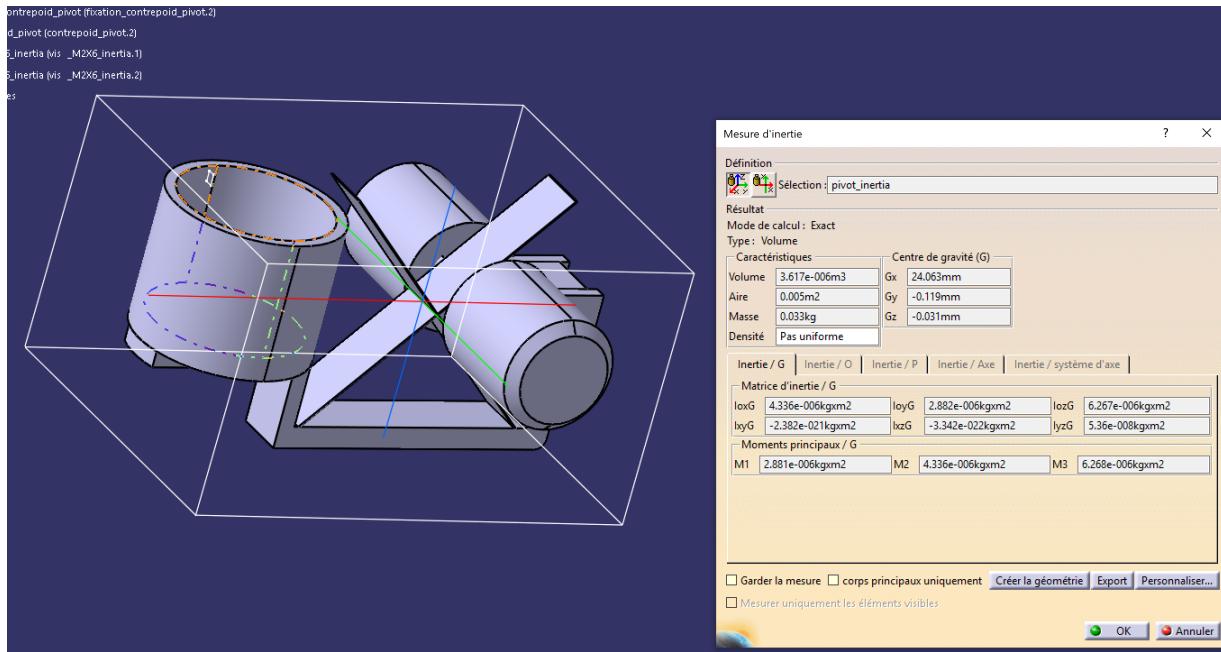


FIG. 7 – Inertie du pivot, centrée sur le centre de rotation

La symétrie entre la distance pivot-moteur et pivot-tige de transmission du pivot prend également une place importante dans les efforts d'optimisation. En effet, éloigner le moteur en rapprochant la tige de transmission permet d'augmenter le moment du moteur, ainsi diminuant la force nécessaire pour faire pivoter l'ensemble, toutefois plus le moteur est écarté et plus son inertie devient importante. Ceci implique un plus gros contrepoids, et conséquemment un besoin d'avoir un plus grand support du miroir pour rester équilibré dynamiquement, donc finalement une inertie réduite sur le moteur qui annule les bénéfices précédemment évoqués. Les délibérations autour du dimensionnement du pivot encapsulent parfaitement les compromis que nous avons dû faire au cours de la conception de ce mécanisme, et la pondération de chaque critère d'optimisation pour savoir quelles performances sont prioritaires.

## 2.5 Mise en évidence des concepts originaux et explications spécifiques à la solution retenue

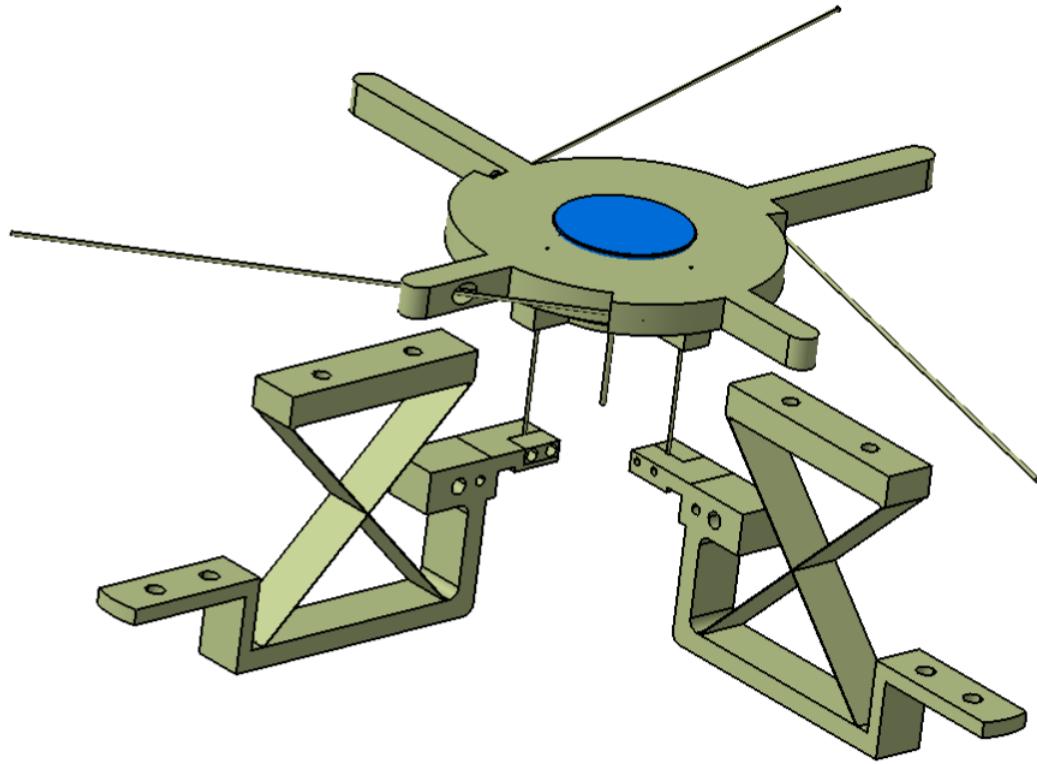


FIG. 8 – Implémentation finale du mécanisme avec ses éléments flexibles

Le choix final de notre solution s'est porté sur le pivot à lames croisées en tant qu'équilibrage dynamique. En effet, nos solutions présentées lors du rendu intermédiaire (cf fig. 6) transmettaient le mouvement par des barres de torsion plus difficiles à usiner et plus rigides. De plus, le pivot à lames croisées non séparées permet de minimiser les mouvements parasites du centre de rotation du pivot par rapport au pivot à lames croisées séparées bien que la rigidité soit multipliée par 4. La géométrie particulière de notre pivot permet de réduire au maximum son inertie afin de maximiser la fréquence que l'on peut donner au miroir. Nous avions hésité à implémenter un pivot RCC (de l'anglais remote center compliance) présent sur la figure 9. Celui-ci nous aurait permis d'avoir une meilleure rigidité : plus faible. Mais cette différence reste peu importante comparée au fait qu'elle aurait augmenté notre inertie de part son encombrement. En effet, nous aurions dû éloigner les masses du centre de rotation.

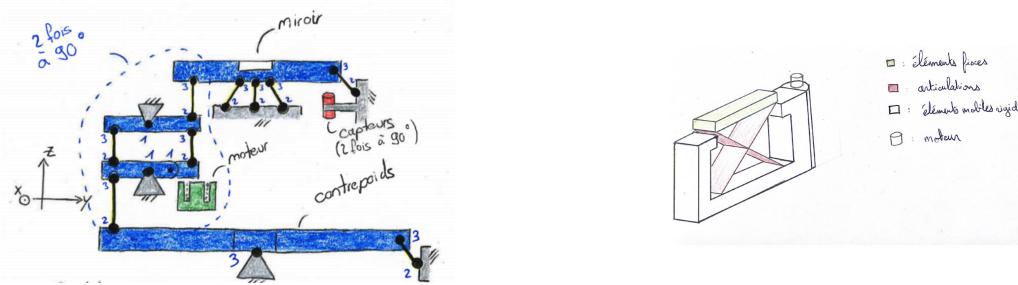


FIG. 9 – idée originale

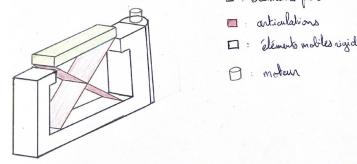
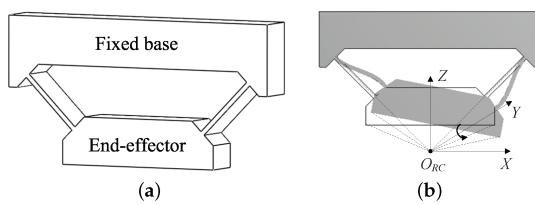


FIG. 10 – pivot

FIG. 11 – *pivot RCC*

### 3 Dimensionnement du mécanisme

- dimensions du miroir et du support :

$R = 9 \text{ mm}$  distance entre le centre de rotation du miroir et la tige

$m_{miroir} = 0.002 \text{ kg}$  masse du miroir

$h_{miroir} = 6.4 \text{ mm}$  hauteur du miroir

$R_{miroir} = 12.7 \text{ mm}$  Rayon du miroir

$m_{support} = 0.013 \text{ kg}$  masse du support

$h_{support} = 7 \text{ mm}$  hauteur du support

$R_{support} = 15 \text{ mm}$  Rayon du support

$m_b = 0.007 \text{ kg}$  masse de la bobine

- dimensions du pivot à lames croisées :

$h_{LC} = 0.15 \text{ mm}$  Epaisseur d'une lame

$b_{LC} = 5 \text{ mm}$  Largeur d'une lame

$l_{LC} = 15 \text{ mm}$  Longueur d'une lame

$r = 20 \text{ mm}$  distance entre le centre du pivot et le centre de la tige d'inversion ou le centre de l'actionneur

- dimensions des tiges :

$l_M = 11 \text{ mm}$  longueur tige polaire du cardan

$d_M = 0.3 \text{ mm}$  diamètre tige polaire du cardan

$l_C = 30 \text{ mm}$  longueur tiges équatoriales du cardan

$d_C = 0.3 \text{ mm}$  diamètre tiges équatoriales du cardan

$l_I = 11 \text{ mm}$  longueur tige d'inversion

$d_I = 0.3 \text{ mm}$  diamètre tige d'inversion

#### 3.1 Débattement cinématique des articulations flexibles

Angle nécessaire au pivot à lames croisées pour effectuer la course complète du miroir :

$$\theta_{nec} = \frac{R\theta_{max}}{r} = 0.675^\circ$$

Angle admissible des lames des pivots à lames croisées :

$$\theta_{adm} = \frac{2\sigma_{adm}l_{LC}}{Eh_{LC}} = 22.11^\circ \gg \theta_{nec} \quad (3.1)$$

Angle admissible de la tige polaire du miroir :

$$\theta_{adm} = \frac{2\sigma_{adm}l_M}{Ed_M} = 8.10^\circ \gg 1.5^\circ \quad (3.2)$$

Angle admissible des tiges équatoriales du cardan :

$$\theta_{adm} = \frac{2\sigma_{adm}l_C}{Ed_C} = 22.11^\circ \gg 1.5^\circ \quad (3.3)$$

L'angle maximal ainsi que le mouvement parasite admis (0.5 microns) par le cahier des charges nous a permis de dimensionner la longueur de la tige polaire.

$$l_{max} = \frac{15 * 5 * 10^{-4}}{\theta_{max}^2} = 11 \text{ mm} \quad (3.4)$$

### 3.2 Encombrement

Grâce aux valeurs susmentionnées et aux valeurs de débattement, ainsi que les dimensions de la base telle que nous l'avons modélisée en CAD, nous pouvons nous assurer du respect de la contrainte d'encombrement imposée par le cahier des charges. Les dimensions de notre mécanisme lorsque le miroir atteint 2° d'inclinaison (majoration de l'inclinaison maximale réelle) sont les suivantes :

$hauteur_{max} \approx 46mm$  pour une limite imposée de 150mm

$diamètre_{max} = 120mm$  pour une limite imposée de 150mm

Le dimensionnement prévoit qu'aucune pièce n'est en conflit avec un autre élément du mécanisme au cours du mouvement, avec une marge de sécurité d'au moins 1,6 en règle générale.

### 3.3 Contraintes mécaniques dans les articulations flexibles

#### 3.3.1 Rigidité équivalente au niveau de chaque actionneur

La symétrie de notre mécanisme nous permet d'affirmer que les calculs en 2D selon l'axe x sont les mêmes selon l'axe y. Nous passons par un bilan des énergies potentielles du mécanisme, constant de par le fait qu'il est équilibré.

$$\frac{1}{2}K_{eq}z^2 = \frac{1}{2}K_{pivot}\alpha_{px}^2 + \frac{1}{2}(K_{cardan} + K_I)\alpha_x^2 \quad (3.5)$$

avec :

$K_x$  la rigidité de l'élément x

$v_x$  la vitesse en translation du moteur

z le déplacement du moteur selon l'axe z

$\alpha_{px}$  l'angle de rotation du pivot à lames croisées

$\alpha_x$  l'angle de rotation de l'ensemble miroir et support.

Relations entre les vitesses et les angles

Les liens ci-dessous entre  $v_x$  et  $\omega_{px}$  sont les mêmes que ceux entre  $\alpha_{px}$  et  $z_x$ :

$$v_x = r\omega_{px}$$

et

$$\omega_{px} = \frac{v_x}{r}$$

de même, les liens présentés entre  $v_x$  et  $\omega_x$  sont les mêmes que ceux entre  $z_x$  et  $\alpha_x$ :

$$\begin{aligned} R\omega_x &= r\omega_{px} \\ \omega_x &= \frac{r}{R}\omega_{px} = \frac{v_x}{R} \end{aligned}$$

D'où nous trouvons alors

$$\begin{aligned} K_{eq}z^2 &= K_{pivot}\frac{z^2}{r^2} + (K_{cardan} + K_{tI})\frac{z^2}{R^2} \\ K_{eq} &= \frac{K_{pivot}}{r^2} + \frac{K_{cardan} + K_I}{R^2} \text{ en N/mm} \end{aligned} \quad (3.6)$$

Calculs des rigidités des différents éléments

$$K_{cardan} = K_{te} + K_{tp} \quad (3.7)$$

$K_{te}$  rigidité des tiges équatoriales placées à 120 degrés

$K_{tp}$  rigidité de la tige polaire du cardan

$$K_I = \frac{EI_I}{l_I} \quad (3.8)$$

$$K_{te} = 6E \frac{I_C}{l_C} \left( 3 \frac{R_{support}^2}{l_C^2 + 1} + 3 \frac{GI_M}{2l_C} \right) \quad (3.9)$$

$$K_{tp} = \left( 4 \frac{EI_M}{l_M} \right) - \left( 2(m_{support} + m_{miroir}) 9.81 \frac{l_M}{15} \right) \quad (3.10)$$

$$K_{pivot} = 8 \frac{EI_{LC}}{l_{LC}} = 85.5 \quad (3.11)$$

– Rigidités du pivot à lames croisées séparées :

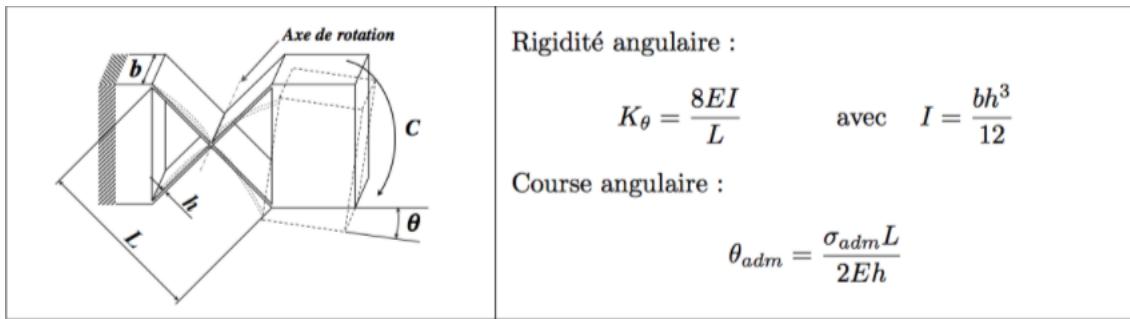


FIG. 12 – calculs pour pivot à lames croisées de la thèse de Simon Henein

Pour la rigidité transverse, il suffit de remplacer  $I_x$  par  $I_y$  dans l'équation de  $K_\theta$ , ce qui donne:

$$K_t = \frac{2Eb^3}{3l} = 95000$$

Valeur très grande de l'ordre de  $10^3$ . Nous pouvons donc bien considérer un unique degré de liberté pour notre pivot à lames croisées.

– Rigidité du cardan :

Les rigidités transverses du cardan en translations selon les axes x et y sont déduites directement de notre CAO. La rigidité en z du cardan se fait surtout par un essai de traction sur la tige polaire.

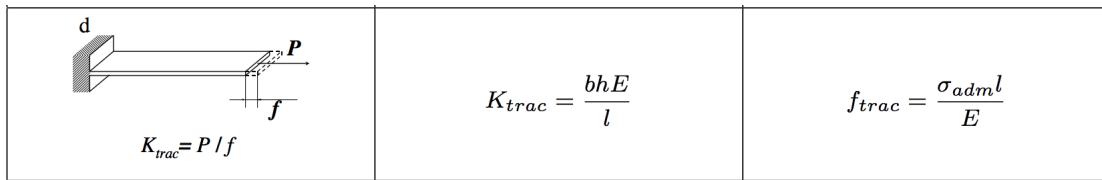


FIG. 13 – calculs de traction d'une lame de la thèse de Simon Henein

En prenant  $b=h=d$

$$K_{tz} = K_{trac} = \frac{d^2E}{l}$$

La rigidité en rotation autour de l'axe z se fait en considérant 3 fois la rigidité en traction d'une tige (simplifiée comme étant une lame avec  $b=h=d$ ).

$$K_{t\theta z} = 3K_{trac}R^2 = 3 \frac{d^2E}{l} R^2$$

Application numérique :

$$K_{t\theta z} = \frac{3 * 0.3^2 * 9^2 * 114 * 10^3 * \pi}{180 * 50} = 870 \text{ Nmm/}^\circ > 800 \text{ Nmm/}^\circ$$

De plus, nous avons négligé les rigidités en flexion des deux tiges d'inversion ainsi que la rigidité en torsion de la tige polaire qui n'auraient qu'augmenter la raideur de manière négligeable cependant.

#### - Rigidité d'une tige

La rigidité d'une tige étant  $\frac{EI}{l}$  avec  $I = \frac{\pi d^4}{64}$

#### 3.3.2 contrainte admissible et flambage

Le matériau choisi admet une contrainte à  $10^7$  cycles  $\sigma_d = 350 \text{ MPa}$  (voir 4.2 courbe de Wohler). Avec un facteur de sécurité de 1.6, nous obtenons ainsi  $\sigma_{adm} = 220 \text{ MPa}$ .

Nous avons vérifié que la tige polaire ne flambe pas sous le poids du miroir et du support. Nous considérons le pire des cas, elle serait alors fixed-fixed, ce qui lui donne une longueur effective  $L_{eff} = 0.5L$  et donc

$$\sigma_{crit} = \pi^2 E \left( \frac{r}{L_{eff}} \right)^2$$

avec  $S$  la section d'une tige. Nous trouvons que la contrainte exercée par le miroir et le support sur la tige polaire est :

$$\sigma = \frac{F}{S} = \frac{(m_{miroir} + m_{support}) \cdot g}{S}$$

Par application numérique, on trouve:  $\sigma_{crit} = \pi^2 * 114 * 10^3 \left( \frac{0.15}{0.5 * 11} \right)^2 = 837 \text{ MPa}$   
 $\sigma = \frac{(0.013 + 0.002) * 9.81}{\pi * 0.15^2} = 2.08 \text{ MPa}$

On a donc bien  $\sigma < \sigma_{adm} < \sigma_{crit}$  qui nous garantit qu'aucun endommagement de notre tige ne se produit, que ce soit par flambage ou par fatigue du matériau.

Le mécanisme étant orienté à  $45^\circ$  avec le miroir regardant vers le bas, nous nous intéressons au calcul en traction de la tige polaire afin qu'elle puisse bien retenir le poids du miroir ainsi que celui du support.

Le poids qui inflige une traction à la tige polaire est  $\frac{(m_{support} + m_{miroir}) \cdot g}{\sqrt{2}} = 0.10N$  tandis que la force admissible en traction pour la tige polaire est de  $d^2 \sigma_{adm} = 0.3^2 * 220 = 19.8N$ . Ainsi la tige peut bien retenir le poids du miroir et de son support.

Lors des manipulations du mécanisme, il est important de maintenir les cales sur le support pour éviter le flambage de la tige polaire. En effet, nous avons fait le choix de garder des tiges fines qui nous garantissent une bonne fréquence.

Lors du régime dynamique, la tige d'inversion doit supporter une force  $F_{max} = m_{red a_{max}} = 2.9N$  (que nous trouvons en faisant une somme des forces au niveau de notre pivot (voir (3.5.2))). Cette force doit être inférieure à la force critique en flambage. Pour le pire des cas, nous prenons encore une fois  $L_{eff} = 0.5L$  et trouvons

$$F_{crit} = \pi^2 E \left( \frac{r}{0.5L} \right)^2 = \pi^2 * 114 * 10^3 \left( \frac{0.15}{0.5 * 11} \right)^2 = 836N$$

Nous n'avons donc aucun risque de flambage dans nos matériaux.

La force maximale induit une contrainte dans la tige d'inversion

$$\sigma = \frac{4F_{max}}{\pi d^2} = 45 \text{ MPa} < 220 \text{ MPa} = \sigma_{adm}$$

cette contrainte ne risque donc pas d'endommager la tige.

Pour ce qui est du pivot, l'équation 3.1 nous montre bien que l'angle admissible est bien supérieur à l'angle nécessaire et donc que la contrainte maximale est inférieure à la contrainte admissible. Elle vaut

$$\sigma_{max} = \frac{2\theta_{nec}Eh}{l} = 26.8 MPa$$

### 3.4 Mouvements parasites du mécanisme

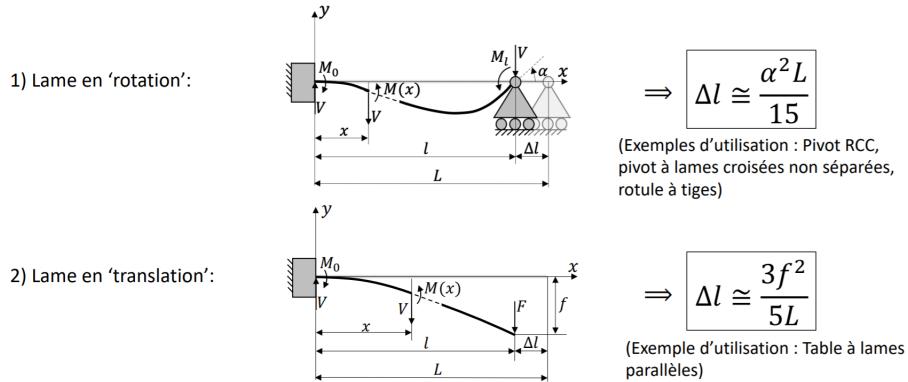


FIG. 14 – formule pour le mouvement parasite d'une lame en rotation et en translation

pivot à lames croisées: Pour le pivot à lame croisée, nous avons considérés 4 lames en 'rotation' d'après la figure 12.

$$P_{LC} = 2\sqrt{2}\left(\frac{\pi x}{180}\right)^2 \frac{Ltp}{15} \quad (3.12)$$

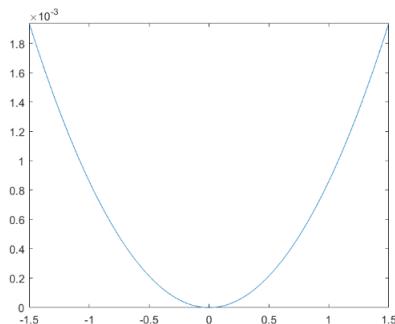


FIG. 15 – mouvement parasite du pivot à lames croisées en [mm] en fonction de l'angle

tige polaire du cardan:

Pour la tige polaire du cardan, nous avons simplement utilisé le mouvement parasite d'une tige en 'rotation' d'après la figure 12. Pour remplir le cahier des charges, il nous a fallu diminuer la longueur de notre tige afin d'avoir un mouvement parasite maximal inférieur à 0.5 micron

$$P_M = \frac{\theta^2 l_M}{15} \quad (3.13)$$

$$P_{Mmax} = 0.5 \mu m \quad (3.14)$$

$$l_{Mmax} = 15 \frac{P_{Mmax}}{\theta_{max}^2} \quad (3.15)$$

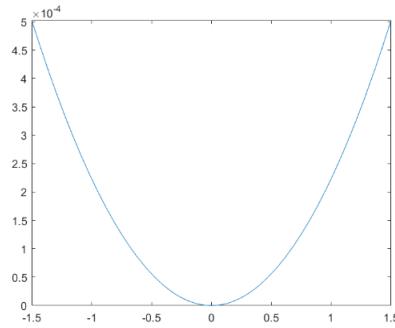


FIG. 16 – mouvement parasite de la tige polaire du cardan en [mm] en fonction de l'angle

tige de transmission:

Pour le calcul du mouvement parasite de la tige de transmission, nous avons approximé la tige en deux sous-tiges ayant simplement des mouvements parasites en 'translation' selon la figure 12. Cependant l'angle entre le pivot et l'axe vertical est  $r/R = 0.45$  fois plus petit que l'angle entre le miroir et l'axe vertical. Ainsi, nous avons assumés que prendre une sous-tige deux fois plus longue pour un angle deux fois plus grand serait une bonne approximation. Nous avons également exprimer le mouvement parasite en fonction de l'angle alpha. Pour cela, nous avons utilisé la figure 16 pour exprimer f en fonction de alpha

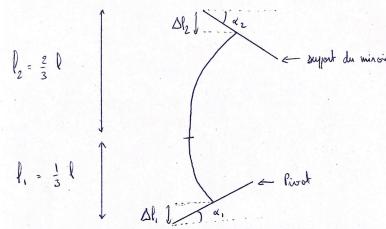


FIG. 17 – tige de transmission en flexion

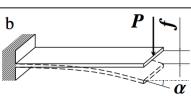
 $K_{ap} = P/\alpha ; K_{fp} = P/f$	$K_{ap} = \frac{2EI_y}{l^2}$ $K_{fp} = \frac{3EI_y}{l^3}$	$\alpha_M = \frac{\sigma_{adm}l}{Eh}$ $f = \frac{2\sigma_{adm}l^2}{3Eh}$
---	---	--

FIG. 18 – tige de transmission en flexion

On a:

$$\alpha = \frac{\sigma L_I}{Eh} \quad (3.16)$$

donc

$$\sigma = \frac{\alpha Eh}{l} \quad (3.17)$$

et

$$f = \frac{2\sigma(L_I)^2}{3Eh} \quad (3.18)$$

Donc avec 3.19 :

$$f = \frac{2\alpha L_I}{3} \quad (3.19)$$

Ainsi, dans notre situation nous avons:

$$\Delta l_1 = \frac{1}{3} \frac{4\alpha_1^2 L_I}{15} \quad (3.20)$$

$$\Delta l_2 = \frac{2}{3} \frac{4 \alpha_2^2 L_I}{15} \quad (3.21)$$

$$P_I = \Delta l_1 + \Delta l_2 = \frac{1}{3} \frac{4 (0.45 \frac{\pi x}{180})^2 L_I}{15} + \frac{2}{3} \frac{4 (\frac{\pi x}{180})^2 L_I}{15} \quad (3.22)$$

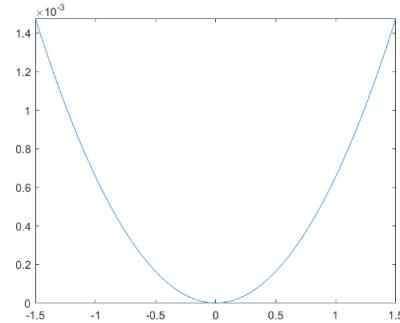


FIG. 19 – mouvement parasite d'une tige de transmission en [mm] en fonction de l'angle

tiges équatoriales du cardan (placées à 120 degrés):

$$P_{Cf} = \frac{1}{15} \theta_{max}^2 l_C \quad (3.23)$$

moteur:

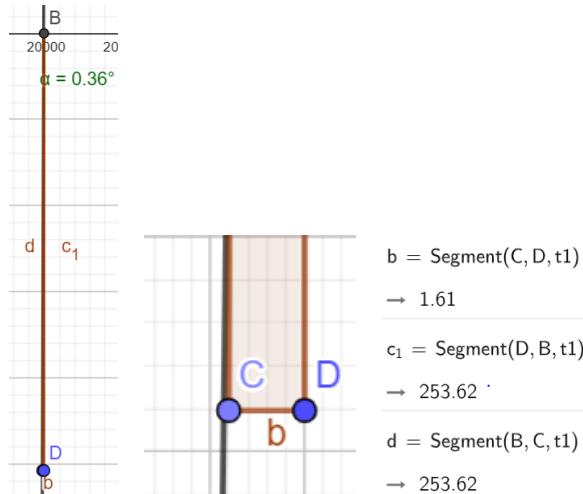


FIG. 20 – 3 images side by side, OMG

Nous avons choisi de transmettre la translation du moteur directement sur le pivot à lame croisées, ainsi le moteur aura une trajectoire circulaire. On pourrait penser que c'est un problème, mais comme nous n'utilisons que de très petits angles, et que le moteur peut accepter un léger décalage, alors il n'y a pas de problème. Nous avons vérifié cela avec une figure Geogebra, sur laquelle nous avons tracé un cercle du même rayon que le pivot. La course du moteur pour atteindre un angle de 1.5° étant de 253.62 microns (d,c1), le décalage résultant n'est que de 1.61 microns (b), contre 320 microns admis par le moteur d'après la datasheet. Cette application est donc parfaitement acceptable pour nos petits angles.

Avec

$P_I$  Mouvement parasite de la tige d'inversion négligeable, égal à 0

$P_M$  Mouvement parasite (uniquement translation en z grâce aux 3 tiges équatoriales)

$P_{Mmax}$  mouvement parasite max admissible selon cahier des charges

$l_{Mmax}$  longueur max de la tige pour respecter le mvt parasite du cahier des charges

$P_{Cf}$  Mouvement parasite en flexion

$P_{Ct}$  Mouvement parasite en translation

$P_{LC}$  mouvement parasite du pivot (translation en z opposé au mvt du miroir)

Tout est en mm.

### 3.5 Calcul des performances clés

#### 3.5.1 Masse réduite au niveau de chaque actionneur

En passant par les énergies cinétiques, nous pouvons calculer la masse réduite perçue par chaque actionneur individuellement. Notons qu'avec la symétrie parfaite de notre système, la masse réduite est la même pour les deux actionneurs. Nous montrons donc que le calcul en x.

$$\frac{1}{2}m_r v_x^2 = \frac{1}{2}m_b v_x^2 + \frac{1}{2}J_p \omega_{px}^2 + \frac{1}{2}J_m \omega_x^2 \quad (3.24)$$

avec:

$m_b$  la masse de la bobine (7g)

$v_x$  la vitesse de l'actionneur en x

$\omega_x$  la vitesse de rotation du miroir en x

$\omega_{px}$  la vitesse de rotation du pivot à lames croisées en x et  $J_p$  son inertie

$J_m$  l'inertie de l'ensemble miroir et support

Les relations entre les angles sont les mêmes que pour les vitesses de la partie 3.3.1.

Les pivots à lames croisées, qui ont pour but d'équilibrer l'inertie du miroir, doivent être dimensionnés de telle sorte que  $\sum M = \frac{dL}{dt} = 0$ , soit  $L_p + L_m$  avec  $L_p$  et  $L_m$  les moments cinétiques du pivot et du miroir (support compris)

$$L_m = J_m \omega_x$$

$$L_p = -J_p \omega_{px}$$

$$J_p = J_m \frac{\omega_x}{\omega_{px}} = J_m \frac{r}{R} \quad (3.25)$$

En substituant les équations pour les vitesses, (3.24) devient alors :

$$\frac{1}{2}m_r v_x^2 = \frac{1}{2}m_b v_x^2 + \frac{1}{2}J_p \frac{v_x^2}{r^2} + \frac{1}{2}J_m \frac{v_x^2}{R^2} \quad (3.26)$$

On trouve finalement la masse réduite :

$$m_r = m_b + \frac{J_p}{r^2} + \frac{J_m}{R^2} \quad (3.27)$$

En remplaçant l'inertie du pivot par l'expression trouvée dans (3.25)

$$m_r = m_b + J_m \frac{r + R}{R^2} \quad (3.28)$$

#### 3.5.2 Force réduite au niveau de chaque actionneur

En simplifiant notre système, nous nous ramenons au système équivalent ci-dessous qui nous permet de trouver la force réduite au niveau de chaque actionneur. La force de gravité n'intervient pas car notre mécanisme est équilibré et ainsi le centre de gravité est immobile.

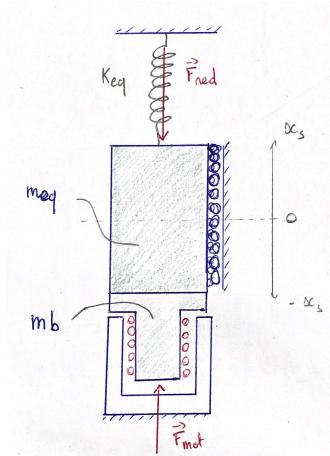


FIG. 21 – système équivalent

Nous avons donc

$$F_{red} = K_{eq} y$$

Nous tirons d'une somme des forces que:

$$F_{mot} - F_{red} = m_r a(t) \quad (3.29)$$

Accélération maximale en [mm/s<sup>2</sup>]

$$a_{max} = \frac{(F_{actMax} - K_{eq} Y_{moteur})}{m_r} 1000 = 6.6 * 10^4 \quad (3.30)$$

Nous avons déterminé la force maximale que notre actionneur pouvait supporter grâce à matlab. Nous avons tracé  $F_{mot}$  (comme définie dans (3.29)) en fonction du temps et en considérant  $a_y = a_{max} \sin(\omega t)$ ,  $a_{max}$  étant définie par (3.30) et  $F_{actMax}$  décidée par tâtonnement. Le but étant de trouver  $F_{actMax}$  qui garantit une force moyenne inférieure à 1.8N et une force de pointe de 5.6N moins de 10 % du cycle. Ce qui nous donne finalement  $F_{actMax} = 2.9$ .

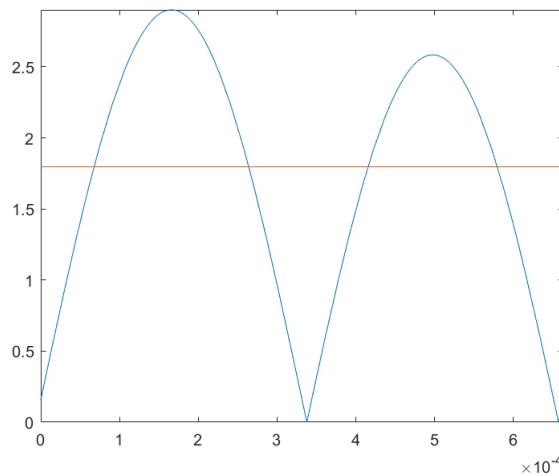


FIG. 22 – Force de l'actionneur en fonction du temps( en valeur absolue)

### 3.5.3 Lois de mouvement cycloïdale de l'actionneur

La loi de mouvement cycloïdale permet d'avoir un jerk fini et continu et ainsi d'avoir un mécanisme beaucoup plus souple.

Maintenant que notre  $a_{max}$  est fixé par la valeur trouvée en 3.5.2, nous pouvons déterminer nos lois de mouvement des actionneurs

$$a_y = a_{max} \sin(\omega t) \quad (3.31)$$

$$j_y = a_{max} \omega \cos(\omega t); \quad (3.32)$$

Comme vu dans le cours QA semaine 7 et avec une vitesse initiale nulle,

$$v_y = \frac{a_{max}}{\omega} - \frac{a_{max}}{\omega} \cos(\omega t) \quad (3.33)$$

Puis par intégration et avec  $y(t=0) = Y_{moteur} - y_{motS} - y_{motS}$  car nous sommes dans l'étude du balayage de précision autour de la position moyenne  $Y_{moteur} - y_{motS}$ . La course maximale est alors  $y_{motS}$  que nous soustrayons donc à nouveau.

$$y = Y_{moteur} - y_{motS} + \frac{a_{max}}{\omega} t - \frac{a_{max}}{\omega^2} \sin(\omega t) - y_{motS} \quad (3.34)$$

Comme nous n'avons pas de rapport de réduction, nous avons directement que  $a_{maxMiroir} = a_{max}$

$$y_{miroir} = y_{max} - y_s + \frac{a_{max}}{\omega} t - \frac{a_{max}}{\omega^2} \sin(\omega t) - y_s \quad (3.35)$$

et

$$v_y = \frac{a_{maxMiroir}}{\omega} (1 - \cos(\omega t)) \quad (3.36)$$

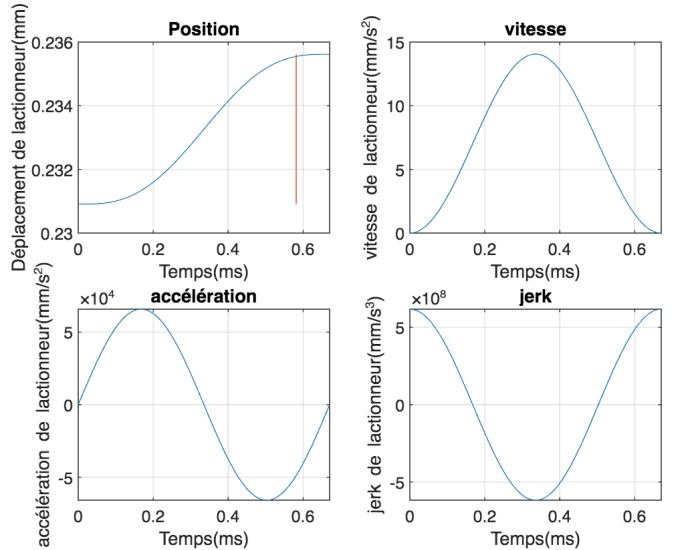


FIG. 23 – Lois de mouvement de notre actionneur-Matlab

### 3.5.4 Fréquence maximale de balayage de précision

La fréquence est calculée dans le pire cas de charge et lors de la course maximale. La force maximale que peut délivrer l'actionneur est de 2.9N. La course angulaire du miroir pour un balayage de précision en [mm] est:

$$y_s = y_{mot} = \frac{\theta_s \pi R}{180} = 0.0024$$

avec  $\theta_s = 0.015$  comme demandé par le cahier des charges.

La demi-période (en s) pour passer de  $-y_s$  à  $y_s$  se calcule comme suit:

$$T = \sqrt{\frac{4\pi y_s}{a_{max}}} \quad (3.37)$$

La fréquence angulaire associée en [rad/s] est alors :

$$\omega = \frac{2\pi}{T}$$

Fréquence en herz

$$f = \frac{1}{2T} = \frac{1}{2} \sqrt{\frac{a_{max}}{4\pi y_s}} \quad (3.38)$$

$$f_{scanMin} = 860 \quad (3.39)$$

Maximiser la fréquence était clairement l'enjeu de notre dimensionnement. Comme on peut le voir dans (3.30) et dans (3.38), la fréquence est d'autant plus grande que  $K_{eq}$  et  $m_r$  sont petits. La rigidité équivalente perçue par l'actionneur étant très faible, nous avons essayé par tous les moyens de réduire  $m_r$ . En effet, des pré-contraintes sur le pivot ou une imbrication de tiges équatoriales dans le cardan nous permettaient de baisser la rigidité mais n'avait que très peu d'influence sur la fréquence. De plus, le déplacement  $y_{max}$  étant lui-aussi très petit, diminuer l'inertie du pivot fut notre solution. Nous avons pour ce rapprocher au maximum les masses du centre de rotation du pivot. Nous avons finalement réussi à atteindre une fréquence de 745Hz grâce à une inertie du pivot de 4.3 kg.mm<sup>2</sup>.

1cm

### 3.5.5 Résolution angulaire du miroir

#### Positionnement du capteur:

Les performances suivantes permettent au scanner d'orienter tel que sont programmés les mouvements du miroir. Ces mouvements sont mesurés grâce à deux capteurs de position sans contact TQ401. Ces capteurs fonctionnent dans une plage de distance de 0,2 à 2mm. Afin de rester dans cet intervalle, il faut que le capteur se situe à moins de 38,2mm de distance du pivot central du miroir. Avec un petit facteur de sécurité permettant d'effectuer des mesures sur une plage de  $\pm 1mm$  par rapport à la position neutre du miroir, nous avons choisi de placer les capteurs à 34,3mm du pivot et à 1,2mm en dessous du plateau du miroir. En fonction des datasheet des capteurs, nous avons choisis le capteur ayant le numero de commande 111-401-000-013-A1-B1-C018-D004-[...] les autres numéro sont des specifications électriques et ne sont pas à prendre en compte pour ce projet. Nous l'avons sélectionné pour son encombrement à disposition.

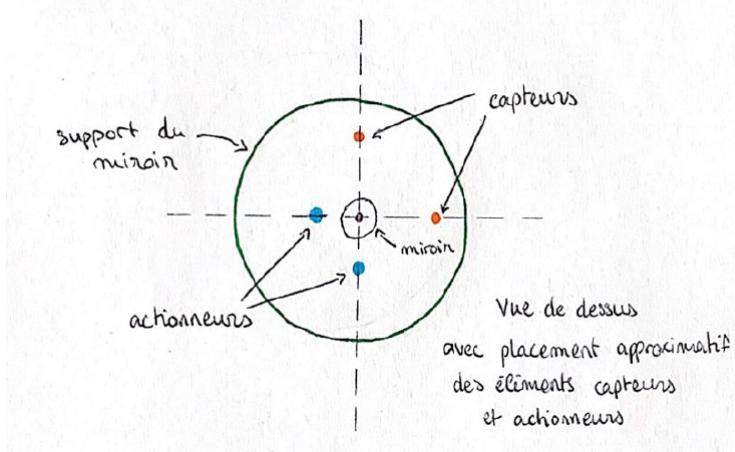


FIG. 24 – Schéma du placement des capteurs en vue de dessus

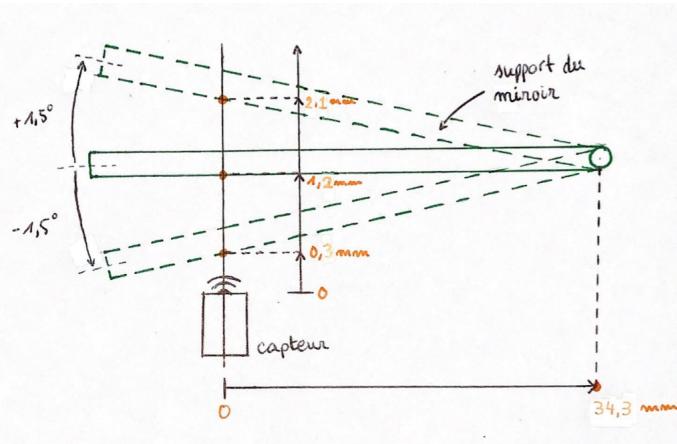


FIG. 25 – Schéma du placement des capteurs en vue de côté

Nous avons positionné le capteur de telle sorte qu'il utilise 90% de sa plage de mesure.

$R_c$  Résolution de mesure des capteurs

$r_{cap} = 34,3\text{mm}$  Rayon entre le centre de rotation et le capteur

$P_{min} = 0,3\text{mm}$  Distance minimale entre le support et le capteur à la verticale

$P_{max} = 2,1$  Distance maximale entre le support et le capteur à la verticale

$G_d = 32\,865(15 \text{ bits})$  Gamme dynamique des capteurs

$$R_c = \frac{P_{max} - P_{min}}{G_d} = 54,8\text{nm} \quad (3.40)$$

Calculons alors le déplacement du moteur ( $D_m$ ) pour un déplacement de résolution de 54,8nm. Avec le théorème de Thalès on a :

$$\frac{R_c}{r_{cap}} = \frac{D_m}{R} \quad (3.41)$$

donc

$$D_m = \frac{R_c}{r_{cap}} R = 27\text{nm} \quad (3.42)$$

$$y_{max} = y_{mot} = R\theta_{max} \quad (3.43)$$

Nos recherches d'une meilleure résolution nous ont mené à déporter le moteur d'une distance  $r_2$  du centre de rotation du pivot. La résolution du moteur déterminait alors la résolution du miroir pondérée par un rapport  $\frac{r_2}{r_1}$ . Cependant, après de nombreux essais, le rapport  $r_1 = r_2$  était celui qui nous permettait de maximiser notre fréquence de balayage et c'est donc celui que nous avons choisi, conscients qu'il nous fait perdre en résolution et donc en précision. Cependant, le moteur ne spécifie aucune résolution minimale mais une « force continue » qui peut laisser sous entendre une résolution infinie.

### 3.5.6 Accélération angulaire maximale du miroir durant le balayage de précision

De (3.30), nous en déduisons l'accélération au bout du support

$$a = a_{maxMiroir} \sin(\omega t) = a_{max} \sin(\omega t)$$

et l'accélération angulaire du miroir en  $\text{deg}/\text{s}^2$

$$a_\theta = \frac{a_{max} \sin(\omega t)}{R}$$

Avec  $a_{max} = 4.2 * 10^5 \text{deg}/\text{s}^2$

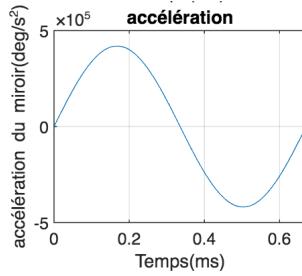


FIG. 26 – Accélération angulaire du miroir de notre mécanisme

### 3.5.7 Jerk angulaire maximale du miroir durant le balayage de précision

De même que pour l'accélération

$$j = a_{max}\omega \cos \omega t$$

et le jerk angulaire maximale en  $deg/s^3$  suit la loi suivante

$$j_\theta = \frac{a_{max}\omega \cos \omega t}{R}$$

La loi de mouvement sinusoïdale permet donc d'avoir un jerk fini et continu et d'éviter ainsi les à-coup rendant le système dénué de vibrations.

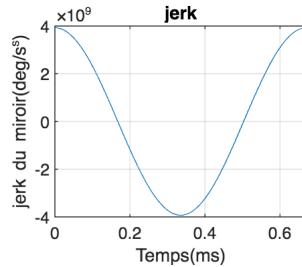


FIG. 27 – Jerk angulaire du miroir de notre mécanisme

## 4 Construction

### 4.1 Argumentation des choix de construction

Pour la construction de notre mécanisme, nous avons essayé de privilégier au maximum un usinage monolithique, que ce soit pour la base, les systèmes de pivots ou les éléments flexibles. Ce choix est motivé par les avantages que présentent les structures monolithiques, à savoir l'élimination d'une grande partie des défauts d'usinage usuels tels que les imprécisions à l'interface entre différentes pièces, la multiplication des éléments nécessaires à l'assemblage (vis, goupilles, cales) et une baisse générale de la fidélité du produit fini avec les plans théoriques. En effet, le monolithique permet de se passer des éléments à fontion de'alignement et de fixation par serrage de la mécanique classique. Le domaine d'application auquel est destiné notre mécanisme stipule une attention toute particulière à la précision d'usinage, ce que nous permet de respecter l'usinage monolithique.

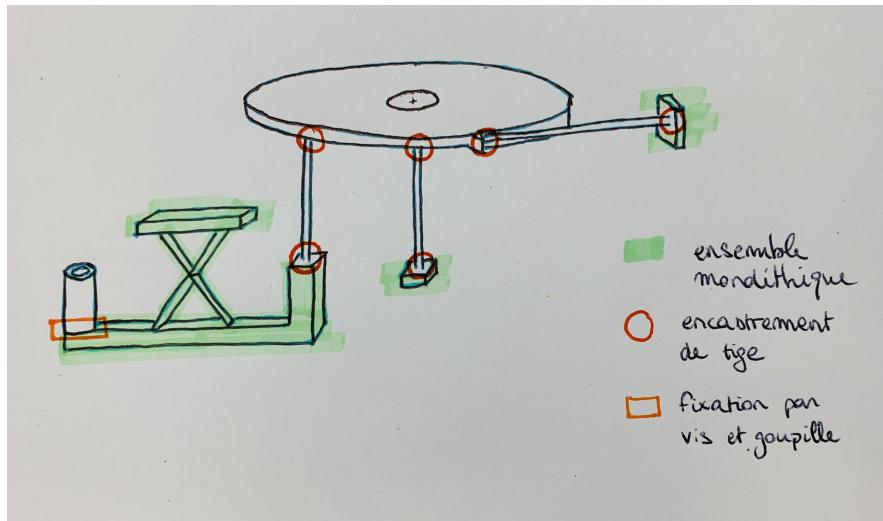
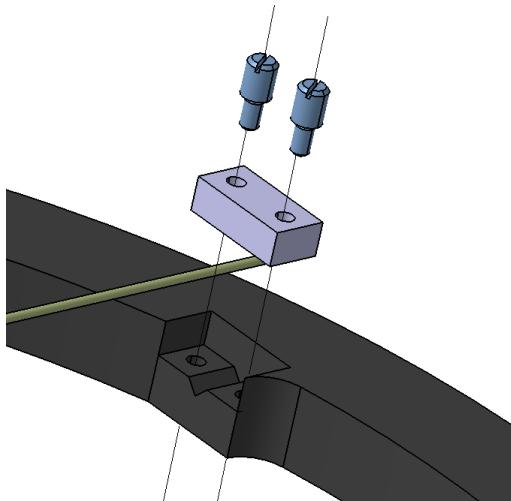


FIG. 28 – Schéma simplifié du mécanisme avec les types d'assemblage

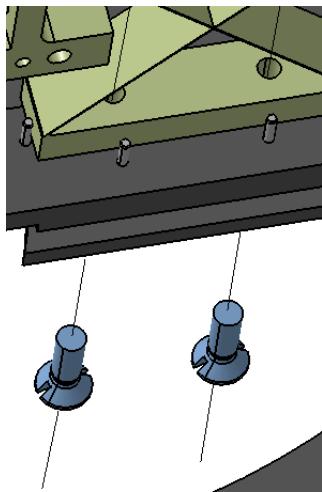
De ce fait, notre base est entièrement monolithique, ainsi que nos pivots, qui comprennent les lames croisées non séparées et le 'L' formé par le socle du corps du moteur, la table à laquelle se joint les lames croisées et le contrepoint du moteur. Les contrepoids en plomb sont quand à eux vissés.

Les tiges constituent un obstacle à notre capacité à usiner en monolithique puisque l'usinage par électroérosion ne permet pas de produire ce type de géométrie dans notre pièce.



L'assemblage de nos tiges est donc assuré par un encastrement entre deux blocs serrés par deux vis de part et d'autre du logis de la tige. Ceci permet un positionnement univoque de la tige avec trois points de contact, deux avec un logement en V dans un des blocs et un avec le bloc serré par dessus. Ceci concerne toutes les tiges, donc les tiges équatoriales du cardan, le pivot central du support du miroir, ainsi que les tiges de transmission reliant les pivots au support du miroir.

Voir ci-contre l'assemblage vu en CAD.



La fixation des pivots à la base se fait au moyen de trois goupilles et de deux vis selon le principe de positionnement univoque vu en cours.

Finalement le corps du moteur est fixé au 'L' du pivot selon les spécifications fournies en annexe, à savoir par deux vis et une goupille.

## 4.2 Argumentation des choix de matériaux

Nous avons choisi le titane comme matériau pour plusieurs raisons. Tout d'abord, c'est un matériau viable; c'est à dire qu'il est léger et résistant à la corrosion. Mais aussi pour ses propriétés mécaniques (résistance, ductilité, fatigue, etc.) qui permettent notamment de façonner des pièces fines. De plus, parmi les matériaux viables, c'est celui qui détient le plus grand ratio limite d'endurance sur module d'Young.

$$\frac{\text{limite d'endurance}}{\text{module de Young}} = \frac{\sigma_d(10^7)}{E} = 0,44\% \quad (4.1)$$

Comparé à certains aciers ou aluminiums qui ont un ratio compris entre 0,12% et 0,41% (cf fig.7).

Alliage	DIN	$E$ [GPa]	$G$ [GPa]	$R_m$ [MPa]	$R_{0.2}$ [MPa]	$\sigma_d(10^7)$ [MPa]	$\sigma_d/E$	$\alpha^\circ$ $[10^{-6}]$	$\rho/\rho_m^3$
Acier Böhler K190	X220CrVMo13-4	196	80	2350	2050	800*	trac. rep.	0.41	12.2
Acier Maraging W720	X3NiCoMoTi18-9-5	193	72	2000	1815	735	flex. alt.	0.38	10.2
Alu. Perunal-215 (7075)	AlZnMgCu1.5	72	27	530	480	110	flex. alt.	0.15	23.6
Alu. Anticorodal 110-112	AlMgSi	69	26	310	250	80	flex. alt.	0.12	23.4
Alu Avional 660-662	AlCuSiMn	73	28	450	380	100	flex. alt.	0.14	23
	Alu Contal	EN AW-7010	72	26	590	520	120	flex. alt.	0.16
Titanium 6Al-4V	Ti Al6 V4	114	41	900	830	500		0.44	8.9
Bronze Pfinodal CN87m04	Cu Ni 15 Sn 8	127	44	1300	1100	225	flex. alt.	0.14	16

FIG. 29 – matériaux

Ensuite, on observe un plateau sur la courbe de Wohler (cf fig.7), ce qui veut dire que sa durée de vie est quasiment infinie si l'on applique une contrainte inférieure à  $\sigma_d$  plus un facteur de sécurité (ne casse jamais). Ceci n'est pas le cas pour l'aluminium par exemple, qui n'a pas de plateau comme ci-dessous.

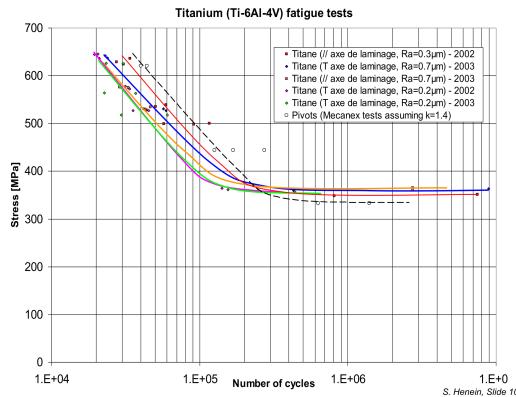


FIG. 30 – courbe de wohler du titane

C'est donc un matériau à la fois léger et endurant, ce qui concorde avec les besoins de notre mécanisme. Il a été choisi pour la grande majorité du système. Seule une partie du contrepoids de notre pivot à lames croisées a été usiné en plomb. Et ce pour contrer la masse trop importante du moteur. En effet, avec un densité de 11,3 [ $kg/m^3$ ], il est significativement plus dense que notre Titane(densité de 4,51 [ $kg/m^3$ ]). Ce qui nous a permis de réduire l'inertie de notre pivot et donc d'optimiser la fréquence de notre moteur. Dans cette même optique, nous avons pensé à mettre du Tungstène (de densité 19,3 [ $kg/m^3$ ]). Mais cette idée n'a pas été retenue comme solution finale pour des raisons de faisabilité et de coût de notre mécanisme.

## 5 Conclusion

L'aboutissement de ce projet est un mécanisme qui est le fruit de certains compromis vis à vis du cahier des charges. Parmi les contraintes les plus prépondérantes, à savoir la minimisation des mouvements parasites et des risques de flambage, ainsi que la maximisation de la fréquence de balayage, nous avons dû accepter de ne pas atteindre pleinement certains des objectifs du cahier des charges au profit du reste. Optimiser la fréquence de balayage a longtemps été notre priorité, et nous avons pour ce faire exploré extensivement les combinaisons que notre mécanisme pouvait nous offrir : réduire l'inertie réduite sur les moteurs au maximum en en altérant la géométrie et en le rendant multi-matériau, et de même pour les rigidités de notre pivot et de notre cardan. La force relativement faible du moteur à disposition et sa forte inertie ont toujours été des obstacles limitants pour notre premier critère d'optimisation.

C'est pourquoi nous pensons que les pistes à poursuivre pour surpasser nos présentes performances sont l'intégration d'un moteur différent ou la réduction du poids de celui à notre disposition. Nous pourrions également considérer des matériaux à masse volumique encore plus élevée pour les contrepoids sur le pivot, tels que l'or et le tungstène, ou encore modifier leur géométrie pour atteindre la limite de minimale de l'inertie permettant d'équilibrer dynamiquement de manière efficace en ayant la plus faible masse réduite sur le moteur. Enfin, une piste d'amélioration reste la simplification de l'assemblage et de l'usinage pour la pièce finie, étant donnée la complexité de l'usinage microlithique pour notre système et l'implémentation compliquée de nos éléments multi-matériaux.

Nous restons satisfaits de notre travail, pour la simplicité relative du mécanisme et l'élégance des pivots-contrepoids remplissant à eux seuls les fonctions élémentaires d'actionneurs et d'équilibrage dynamique. Nous avons beaucoup apprécier innover et confronter nos idées pour toujours chercher les détails et paramètres qui permettent d'atteindre à chaque itération de notre modèle un niveau de performance plus proche de nos objectifs.

## 6 Annexes

### 6.1 Bibliographie

- « Course: Conception de mécanismes II ». Consulté le 28 mai 2021. <https://moodle.epfl.ch/course/view.php?id=13924>. Vardi, I., L. Rubbert, R. Bitterli, N. Ferrier, M. Kahrobaiyan, B. Nussbaumer, et S. Henein. « Theory and Design of Spherical Oscillator Mechanisms ». Precision Engineering 51 (1 janvier 2018): 499-513. <https://doi.org/10.1016/j.precisioneng.2017.10.005>.

### 6.2 Liste des pièces

Nom	Fonction	Quantité	Commentaire
Goupille cylindrique D1xL4	Positionnement pivot-bâti	6	DIN_EN_ISO_2338
Vis tête fraisée M2x6	Fixation pivot-bâti	4	ISO_2009
Vis UNC-2B	Fixation actionneur	8	Fourni avec l'actionneur
Vis tête fraisée M2x6	Montage contre-poids pivot	4	ISO_2009
Vis tête fraisée M2x3	Montage contre-poids pivot	4	ISO_2009
Goupille cylindrique D1xL3	Montage contre-poids pivot	4	DIN_EN_ISO_2338
Vis tête fraisée M2x8	Correction centre d'inertie pivot	2	ISO_2009
Ecrou hexagonal M2	Fixation correction centre d'inertie du pivot	4	ISO_4036
Vis M1x2	Encastrement tige	24	DIN_927

FIG. 31 – liste des éléments d’assemblage

### 6.3 Modèle mathématique - MatLab

```

1
2 % Groupe 24 Dimensionnement de notre projet Silex
3 %-----
4 clc; clear all; close all;
5
6 % Dimensions et rigidités
7 R = 9; % distance entre le centre de rotation du miroir et le centre de
     % la
8     %tige en mm
9 mb = 0.007 ; % masse de la bobine en kg
10 m_miroir = 0.002; % masse du miroir en kg
11 h_miroir = 6.4 ; % hauteur du miroir en mm
12 R_miroir = 12.7; % Rayon du miroir en mm
13 m_support = 0.013; % masse du support en kg
14 h_support = 7; % hauteur du support en mm
15 R_support = 15; % Rayon du support en mm
16
17 % Rigidité et course des guidages flexibles
18 theta_max = 1.5*(pi/180); % en radian
19 y_max = theta_max*R; %course maximale du miroir en mm
20 Jp = 15; %Jm*R1_p/R; % inertie d'un pivot en kg*mm^2 //MARCO
21
22 % Choix du matériau : Titane
23 E = 114e03; %en MPa TITANE
24 G = 41e03; %en MPa module de cisaillement du Titane
25 lim_elastique = 830; %en MPa (limite lastique du titane

```

```

26 masse_volumique = 4.45; %en Kg/dm^3
27 sigma_adm = 300; %en MPa (sigma_D = 500MPa limite d'endurance      10^7
28           cycles
29           %+ fact de s curit de env. 1.6)
30 def_rel = sigma_adm/E ; %d formation relative
31
32 % Articulations :
33
34 % 1) pivot lames crois es
35 h_LC = 0.1; % Epaisseur des lames en mm
36 b_LC = 5; % Largeur d'une lame en mm
37 l_LC= 15; % Longueur d'une lame en mm
38 R1_p = 5; %rayon 1 du pivot (distance entre le centre du pivot et le
39           centre
40           %de la tige d'inversion)
41 R2_p = 40; %rayon 2 du pivot (distance entre le centre du pivot et le
42           %centre de l'actionneur
43 I_LC = b_LC*h_LC*h_LC*h_LC/12; % Moment quadratique en mm^4
44 I_Trans_LC = h_LC*b_LC*b_LC*b_LC/12; % Moment quadratique transverseen
45           mm^4
46 theta_p_nec = asin(R*theta_max/R1_p); %angle n cessaire pour effectuer
47           la
48           %course comple
49 theta_adm_P = sigma_adm*l_LC/E/h_LC; %selon formulaire en radians
50 K_theta = 8*E*I_LC/l_LC; %rigidit du pivot en N*mm
51 K_trans_p = 8*E*I_Trans_LC/l_LC; %rigidit transverse du pivot en N*mm
52 Rap_Rig_pivot = K_trans_p/K_theta; %rapport de rigidit du pivot
53 P_LC = 2^(3/2)*(asin(R*theta_max/R1_p))^2*l_LC/15; %en mm (mouvement
54           %parasite du pivot (translation en z oppos au mvt du
55           miroir)
56
56 %inertie du Miroir + support
57 Jm = R*Jp/R1_p%(1/4*(m_miroir-m_support)*(R_miroir^2+1/3*h_miroir^2)+%
58 %1/4*m_support*(R_support^2+1/3*h_support^2));
59 % inertie du miroir et de son support en kg*mm^2
60
61 % 2) tige polaire du cardan (tige de support du miroir)
62 l_M = 30; % longueur tige du miroir en mm
63 d_M = 0.5; % diam tre tige du miroir en mm
64 I_M = pi*d_M^4/64; % Moment quadratique tige du miroir en mm^4
65 K_M = (4*E*I_M/l_M)-(2*(m_support+m_miroir)*9.81*l_M/15); % Rigidit de
66           la
67           %tige du miroir en N*mm
68 BB =(4*E*I_M/l_M);
69 BBB = (2*(m_support+m_miroir)*9.81*l_M/15);
70 theta_adm_M = sigma_adm*2*l_M/(E*d_M); %angle admissible
71 P_M = theta_max^2*l_M/15; % Mouvement parasite ( uniquement translation
72           en
73           %z grace aux 3 tiges quatoriales )
74 P_M_max = 0.005; %en mm (mouvement parasite max admissible
75           %selon cahier des charges)
76 l_M_max = 15*P_M_max/theta_max^2; %en mm (longueur max de la tige pour
77           %respecter le mvt parasite du cahier des charges
78
79 % 3) tiges quatoriales du cardan (celles 120 deg)
80 l_C = 50; % longueur tige cardan en mm
81 d_C = 0.5; % diam tre tige du cardan en mm

```

```

76 I_C = pi*d_C^4/64; %1/12*d_C^4 % Moment quadratique tige du cardan en mm
77 ^4
78 %32 ou 64? a voir si on prend pour tige ronde ou carr t Iy ou
79 ip?
80 K_Cf = (6*E*I_C/l_C)*(3*(R_support^2)/(l_C^2)+1)+(3*G*I_M)/(2*l_C);
81 % Rigidit de la tige du cardan
82 AA =(6*E*Jm/l_C)*(3*(R_support^2)/(l_C^2)+1);
83 AAA = (3*G*I_C)/(2*l_C);
84 theta_adm_C = sigma_adm*2*l_C/(E*d_C); %angle admissible
85 P_Cf = 1/15 *theta_max^2 *l_C; % Mouvement parasite en flexion
86 %P_Ct = 3*f^2/5/l_C; % Mouvement parasite en translation
87
88 % 4) tige d'inversion // rigidit n gligeable
89 l_I = 30; % longueur tige d'inversion en mm
90 d_I = 0.6; % diam tre tige d'inversion en mm
91 I_I = pi*d_I^4/64; % Moment quadratique tige d'inversion en mm^4
92 K_I = E*I_I/l_I; % Rigidit de la tige d'inversion en N*mm
93 P_I = 99999; % Mouvement parasite
94
95 %Inertie et masse r duite du syst me
96 m_red = mb + Jp/(R2_p^2)+ Jm*(R1_p/(R2_p*R))^2 ; % masse du guidage
97 % sur l'actionneur en kg
98 Y_moteur = y_max*R2_p/R1_p
99
100 % V rification des courses
101 if (theta_adm_P<theta_p_nec)
102 error('Error. \nAngle n cessaire sur le pivot trop grand pour sigma_max
103 ');
104 end
105 if (l_M_max < l_M)
106 error('Error. \nLongueur de la tige trop grande =>
107 'mvt parasite du miroir %s.', P_M)
108 end
109
110 % Calcul de la rigidit et des rigidit s quivalente ressentie par l'
111 actionneur
112 Kcardan= K_Cf+K_M; % rigidit du cardan
113 K_eq = K_theta/(R2_p^2)+ (Kcardan+K_I)*(R1_p/(R*R2_p))^2; % N/mm
114
115 %% Lois de mouvement cyclo dale
116 % force maximale moyenne continue que peut d livrer l'actionneur en N
117 F_act_max = 1.8
118 % Accel ration maximale en mm/s^2
119 a_max = (F_act_max - K_eq*Y_moteur)/m_red *1000;
120 a_max_miroir= a_max*(R1_p/R2_p)
121 % course angulaire pour balayage de pr cision en degr s
122 theta_s = 0.015;
123 %course angulaire du miroir pour balayage de pr cision en mm
124 y_s = theta_s * (pi/180)*R;
125 y_mot_s=y_s*R2_p/R1_p
126 T = sqrt(4*pi*y_s/a_max_miroir); % p riode pour passer de -y_s y_s
127 en secondes
128 omega= 2*pi/T; % fr quence pour passer de -y_s y_s en rad/s
129 t = linspace(0,T,1000); % base de temps pour le graphe
130 y = Y_moteur-y_mot_s + a_max/omega*t - a_max/omega^2*sin(omega*t) -
131 y_mot_s;

```

```

126 vy = a_max/omega - a_max/omega*cos(omega*t);
127 ay = a_max*sin(omega*t);
128 jy = a_max*omega*cos(omega*t);
129 y_miroir =y_max-y_s + a_max_miroir/omega*t - a_max_miroir/omega^2*sin(
130 omega*t) - y_s;
130 vy = a_max_miroir/omega - a_max_miroir/omega*cos(omega*t);
131 ay = a_max_miroir*sin(omega*t);
132 jy = a_max_miroir*omega*cos(omega*t);
133 f= 1/(2*T); % Fr quence en herz
134 f_scan_min = 860;
135 T_scan_max = 1/(2*f_scan_min); %Demie-periode
136
137 %Lois de mouvement de l'actionneur
138 figure;
139 subplot(2,2,1); plot (t*1000, y); title ('Position'); xlabel('Temps(ms)')
140 ylabel ('D placement de lactionneur(mm)');
141 hold on; plot(T_scan_max*1000+0*t,y);
142 subplot(2,2,2); plot(t*1000,vy); title('vitesse'); xlabel('Temps(ms)');
143 ylabel('vitesse de lactionneur(mm/s^2)');
144 subplot(2,2,3); plot(t*1000,ay); title('acc l ration'); xlabel('Temps(
145 ms)');
146 ylabel('acc l ration de lactionneur(mm/s^2)');
147 subplot(2,2,4); plot(t*1000,jy); title('jerk'); xlabel('Temps(ms)');
148 ylabel('jerk de lactionneur(mm/s^3)');
149
150 %Lois de mouvement du miroir
151 figure;
152 subplot(2,2,1); plot (t*1000,y_miroir/R*(180/pi)); title ('Position');
153 xlabel('Temps(ms)'); ylabel ('Angle du miroir(deg)');
154 hold on; plot(T_scan_max*1000+0*t,y_miroir/R*(180/pi));
155 subplot(2,2,2); plot(t*1000,vy/R*R1_p/R2_p*(180/pi)); title('vitesse');
156 xlabel('Temps(ms)'); ylabel('vitesse du miroir(deg/s)');
157 subplot(2,2,3); plot(t*1000,ay/R*R1_p/R2_p*(180/pi)); title('
158 acc l ration');
159 xlabel('Temps(ms)'); ylabel('acc l ration du miroir(deg/s^2)');
160
161 % Optimisation
162 % Erreur relative par rapport la fr quence demand e
163 err_rel_f_scan = (f_scan_min -f)/f_scan_min;
164 % Rendement de la force utilise pour accelerer le miroir
165 F_act_rendement = (F_act_max - K_eq*Y_moteur)/F_act_max;
166
167 GRAPHE DE FORCE F=Kx
168 Faire en fonction
169 Factmax plus grand en fonction du temps
170 dire que notre force sur un cycle depasse pas les 10%
171 faire avec l acceleration le graphe de force
172 pente max de 1,5
173 sommer la force de raideur
174 chercher Factmax
175 regarder que 10% du temps soit superieur
176 tatonnement
177 Factmax = 2 puis voir le pourcentage

```

#### 6.4 Cahier des charges du projet SileX

## Mécanisme à deux degrés de liberté en roulis et tangage équilibré dynamiquement pour le scanner haute fréquence d'une machine de micro-usinage par laser femtoseconde

Projet effectué en groupes de 5 étudiants durant le semestre de printemps 2021

### Contexte

L'essor des micro-systèmes (MEMS) intégrants de multiples fonctionnalités opto-mécatroniques a été favorisé par le développement de technologies de fabrication permettant la mise en œuvre de structures tridimensionnelles monolithiques à l'échelle micrométrique dans du verre (fused silica, matériau très adapté pour ces propriétés mécaniques et optiques). La Figure 1 montre un exemple de structure mécanique micrométrique implémentée en verre.

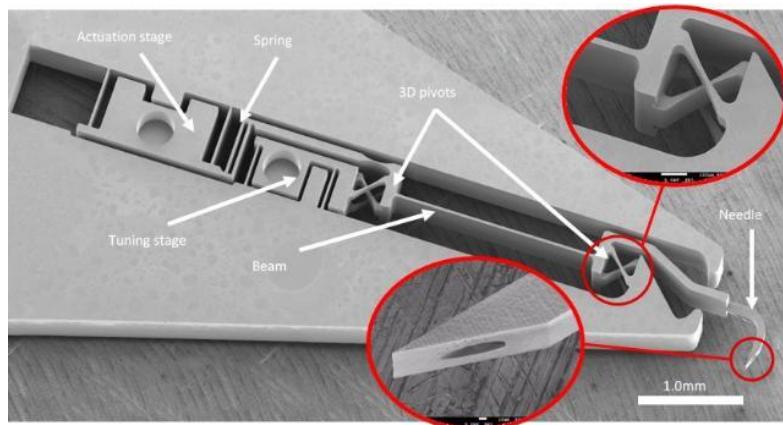


Figure 1. Exemple de structure mécanique réalisée dans un substrat en verre (Projet SPOT, Instant-Lab).

Parmi ces différentes technologies, l'une d'elles consiste à focaliser un faisceau laser pulsé à haute fréquence (860 kHz) et de faible puissance, avec une durée d'impulsions de l'ordre de la centaine de femtosecondes (1 femtoseconde =  $1 \text{ fs} = 10^{-15} \text{ s}$ ), permettant ainsi le phénomène d'absorption multi-photonique dans le verre (Figure 2). De par ce phénomène, les zones du substrat exposées au laser voient leurs propriétés mécaniques et optiques altérées. D'une part, l'indice de réfraction est localement modifié, ce qui permet la création de guides d'onde, et d'autre part la sensibilité à l'attaque chimique est fortement accrue, permettant ainsi l'enlèvement de la matière exposée suite à la trempe du substrat dans un bain d'acide fluorhydrique (HF) faiblement concentré. Cependant, la sensibilité à l'attaque chimique est fortement dépendante du niveau d'énergie par unité de volume apporté au substrat, soit le nombre d'impulsions focalisées au même endroit du substrat. Il existe donc un taux de recouvrement  $t_r$  optimal pour que la sensibilité à l'attaque chimique soit suffisamment rapide et que le processus soit viable du point de vue industriel. En effet, un taux de recouvrement trop faible ou trop élevé conduit à une attaque chimique respectivement beaucoup trop lente ou non-contrôlée.

Ainsi, en juxtaposant les différentes zones affectées par le spot laser, en contrôlant le taux de recouvrement, et en focalisant le spot à différentes profondeurs, il est possible de modifier les propriétés opto-mécaniques du verre sur de plus larges volumes et d'ainsi pouvoir réaliser des structures tridimensionnelles, et ce même à l'intérieur du substrat (Figure 2). Le procédé de fabrication est donc le suivant :

1. Exposition d'un substrat de verre au moyen d'un spot laser focalisé dans le volume avec un taux de recouvrement contrôlé, selon une trajectoire définie par la géométrie de la structure à fabriquer.
2. Enlèvement de matière par attaque chimique dans un bain d'acide fluorhydrique faiblement concentré.

Le système de laboratoire actuellement développé se base sur le déplacement cartésien (selon, X, Y et Z) du substrat de verre par rapport à un spot laser fixe. Le faisceau laser est renvoyé sur une lentille de focalisation fixe au moyen d'un miroir de renvoi également fixe. La faible dynamique associée à ce système a pour conséquence de fortement limiter la vitesse d'avance ainsi que la complexité des géométries réalisables, le rendant peu adapté pour une application industrielle.

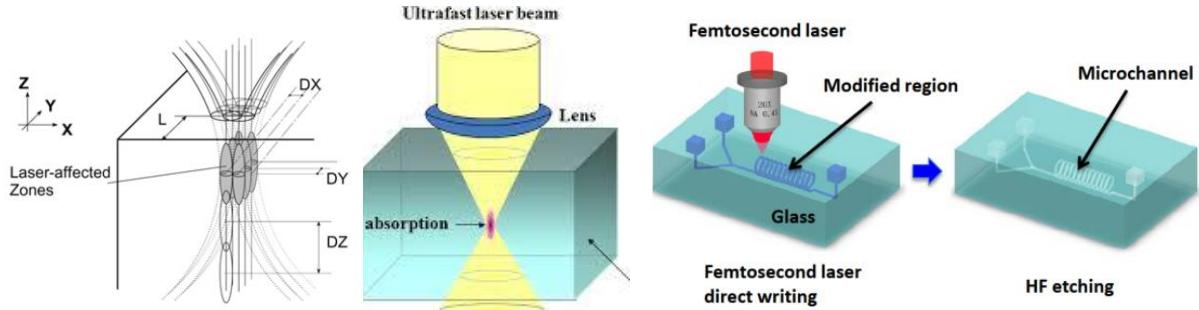


Figure 2. (Gauche) Géométrie du spot laser focalisé. (Droite) Procédé de fabrication.

## But du projet

Le système SileX cherche à exploiter cette technologie dans le contexte d'une machine de micro-usinage laser destinée à la fabrication de tels microsystèmes opto-mécaniques dans le verre à large échelle. Pour être économiquement viable, le système doit pouvoir affecter les différents volumes du substrat avec le bon taux de recouvrement le plus rapidement possible. L'approche suivie reprend la stratégie d'usinage par couches, impliquant une cinématique cartésienne à trois axes de faible dynamique pour déplacer le substrat en verre, et en plus, un balayage du spot laser à haute fréquence sur le plan focal. Ainsi, la stratégie d'usinage associée au concept du système SileX peut se résumer de la manière suivante :

1. **Mouvement XY à basse dynamique** : déplacement du substrat (réalisé par l'étage XYZ)
2. **Mouvement XY à haute dynamique** : déplacement du spot à haute fréquence (réalisé par l'étage le scanner laser)
3. **Mouvement en Z à basse dynamique** : focalisation du spot laser sur différents plans (réalisé par l'étage étage XYZ)

L'objectif de ce projet consiste à développer le module de scanner laser, en remplaçant le miroir fixe du système de laboratoire par un miroir mobile, monté sur un mécanisme à deux degrés de liberté en rotation (roulis et tangage) équilibré dynamiquement, comme présenté en Figure 3. Ces deux degrés de libertés seront motorisés afin de permettre au miroir de pivoter à des fréquences de l'ordre de 10 Hz à 820 Hz, dans le but de pouvoir affecter une surface circulaire de Ø2 mm sans devoir déplacer le substrat au moyen de l'étage XYZ, et de pouvoir réaliser un balayage de précision sur une surface de Ø20 µm partout à l'intérieur du cercle de Ø2 mm.

Afin d'éviter de générer des vibrations dans le reste du système, le miroir du scanner SileX doit être également doté d'un mécanisme d'équilibrage dynamique qui annule la majorité des forces et moments exportés vers le bâti et le substrat de verre, lors des phases d'accélération du miroir.

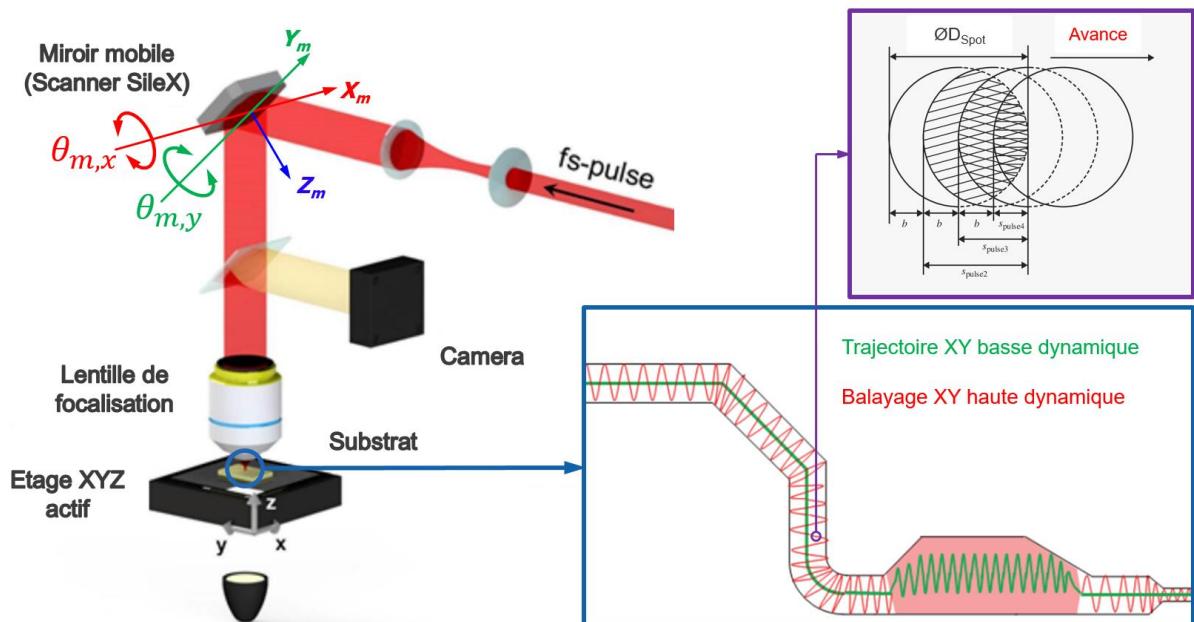


Figure 3. Architecture du système SileX, avec la stratégie d'usinage. Le taux de recouvrement s'exprime comme  $t_r = f_{laser} \frac{D_{Spot}}{v_{avance}}$ .

# Cahier des charges

## 1. Cinématique :

- L'axe de pivotement  $P$  est situé dans le plan  $X_mY_m$  de la surface optique du miroir et passe par le centre  $O$  du disque (Figure 4) avec une précision suffisante pour garantir que le point d'intersection entre l'axe du faisceau incident et le plan du miroir ne s'éloigne pas de plus de  $0.5 \mu\text{m}$  du point  $O$ .
- Course angulaire totale de pivotement du miroir :  $-1.5^\circ \leq \theta_m \leq 1.5^\circ$  (ceci permet de balayer un cercle de  $\varnothing 2 \text{ mm}$  dans le substrat).
- Angle entre l'axe de pivotement  $P$  et l'axe  $X_m$  du référentiel du miroir :  $0^\circ \leq \varphi < 360^\circ$
- Course angulaire pour le balayage de précision :  $(\theta_0 - 0.015^\circ) \leq \theta_s \leq (\theta_0 + 0.015^\circ)$  avec  $-1.485^\circ \leq \theta_0 \leq 1.485^\circ$  permet de balayer un cercle de  $\varnothing 20 \mu\text{m}$  dans le substrat).
- Résolution angulaire de pivotement :  $R_\theta = 2.5 \mu\text{rad}$

## 2. Dynamique :

- Fréquence de pivotement du miroir :  $f_{\text{scan},s} \geq 860 \text{ Hz}$  pour le balayage de précision, à garantir sur l'ensemble de la course totale de pivotement  $\theta_m$  du miroir (Figure 4). Note : ce paramètre est à maximiser.
- Loi de mouvement à suivre lors du balayage de précision: mouvement à profil d'accélération sinusoïdale. Nous faisons l'hypothèse que la boucle de contrôle de position (réglage automatique) est parfaite et que le mécanisme suit donc exactement la consigne.

## 3. Actionneurs imposés :

- Type : deux actionneurs électromagnétiques à bobine mobile LVCM-016-013-01 (spécifications en annexe, modèle CAD sur Moodle)
- Masse de la bobine mobile :  $7 \text{ g}$
- Course admissible totale :  $6.4 \text{ mm}$
- Force moyenne continue admissible :  $-1.8 \text{ N} \leq F_{m,c} \leq +1.8 \text{ N}$
- Force de pointe (10% d'un cycle) admissible :  $-5.6 \text{ N} \leq F_{m,p} \leq +5.6 \text{ N}$

## 4. Capteurs de positions imposés :

- Type : deux capteurs de position sans contact TQ401 (spécifications en annexe, CAD sur Moodle)
- Plage de mesure des capteurs de position :  $0.2 \text{ mm} \leq P \leq 2 \text{ mm}$ .
- Gamme dynamique des capteurs :  $G_d = 32'865$  (15 bits)
- Résolution de mesure des capteurs :  $R_c = \frac{P_{\max} - P_{\min}}{G_d}$

## 5. Miroir :

- Dimensions du miroir : Cylindre de verre de  $\varnothing 12.7 \text{ mm} \times 6.4 \text{ mm}$ , avec surface réfléchive plane.
- Masse du miroir :  $2 \text{ g}$

## 6. Encombrement :

- Volume alloué pour le mécanisme, y compris le miroir : cylindre d'un diamètre  $\varnothing D = 150 \text{ mm}$  et d'une hauteur  $H = 150 \text{ mm}$  (Figure 4). La surface réfléchive du miroir en position nominale est coplanaire à l'une des faces du cylindre et son axe principal est confondu avec celui du cylindre. Note : Durant le balayage, le miroir peut sortir du volume alloué.
- Distance entre le centre du miroir et la surface extérieure de la pupille d'entrée de la lentille de focalisation :  $H_{\text{scan}} = 20 \text{ mm}$ .
- Diamètre extérieur de la lentille de focalisation :  $\varnothing d_{\text{lens}} = 33 \text{ mm}$
- En position nominale, le plan du miroir  $X_mY_m$  se trouve à  $45^\circ$  par rapport au plan d'entrée de la lentille de focalisation.
- Le bâti du système SileX dispose d'une interface composée d'un pattern de 8 taraudages M5 également répartis sur un cercle diamètre  $\varnothing 120 \text{ mm}$  pour pouvoir le fixer le mécanisme du scanner.

## 7. Implémentation :

- Le mécanisme est **basé sur des articulations flexibles** et est dénué de tous frottements de glissement ou de roulement qui seraient néfastes à la précision de mesure et peu compatible avec un fonctionnement en salle blanche (libération de particules d'usure).
- La structure cinématique du mécanisme est dénuée d'hyperstatismes et évite au maximum les degrés de liberté internes.

## Critères d'optimisation

8. Minimiser les forces et moments exportés vers le bâti du système SileX par le mouvement du miroir, qui péjorent la précision d'usinage au niveau du substrat.
9. Maximiser la fréquence de pivotement  $f_{\text{scan}}$  du miroir sur la course de balayage de précision, ce qui revient à maximiser l'accélération de chaque actionneur. Plus la fréquence de pivotement est élevée, plus la fréquence  $f_{\text{laser}}$  du laser peut être augmentée, et plus la vitesse d'usinage peut être importante.
10. Les **rigidités transverses** du mécanisme de guidage du miroir selon ses axes X, Y, Z et  $\theta_z$  doivent être maximisées (valeur indicatives :  $K_{x,y,z} \approx 250 \text{ N/mm}$  et  $K_{\theta_z} \approx 800 \text{ Nmm/}^\circ$ ).

## Informations indicatives

11. Paramètres optiques :
  - a. Diamètre du spot sur le plan focal dans le substrat :  $d_{\text{spot}} = 2 \mu\text{m}$
  - b. Fréquence nominale des impulsions laser :  $f_{\text{laser}} = 860 \text{ kHz}$
  - c. Longueur d'onde du laser :  $\lambda_{\text{laser}} = 800 \text{ nm}$
  - d. Taux de recouvrement optimal :  $t_r = 100$
  - e. Distance entre pupille d'entrée et centre du miroir :  $H_s = 20\text{mm}$
  - f. Lentille de focalisation de type télécentrique : la relation entre le déplacement  $A_{\text{scan}}$  du spot sur le plan focal et la rotation du miroir est donnée par  $A_{\text{scan}} = 2 \cdot H_{\text{scan}} \cdot (\theta_{s,\text{max}} - \theta_{s,\text{min}})$
12. La fréquence de pivotement du miroir  $f_{\text{scan}}$  dépend de l'amplitude de balayage  $A_{\text{scan}}$  sur le plan focal dans le substrat, selon la relation  $f_{\text{scan}} = \frac{f_{\text{laser}} \cdot d_{\text{spot}}}{A_{\text{scan}} \cdot t_r}$
13. La température de fonctionnement de l'ensemble du système est de  $T_{\text{fonc}} = 20 \pm 0.1 \text{ }^\circ\text{C}$ .
14. La **durée de vie** du mécanisme est de **10 ans** au moins, à raison d'une utilisation 8 heures par jours durant 200 jours par année.
15. Le **prix de fabrication** du mécanisme est de **20'000 CHF**. Un seul mécanisme est fabriqué.

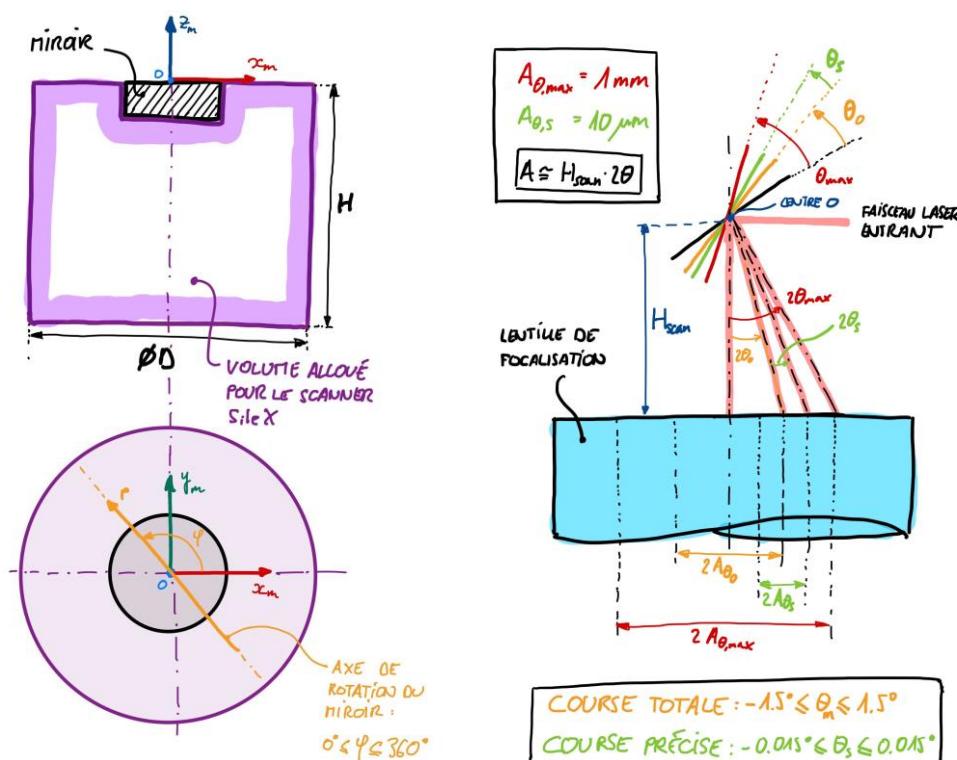


Figure 4. (Gauche) Volume alloué pour le mécanisme et axe de pivotement P. (Droite) Courses angulaires (Fig. de droite : attention au facteur 2 entre angle de rotation miroir et angle de déviation faisceau).

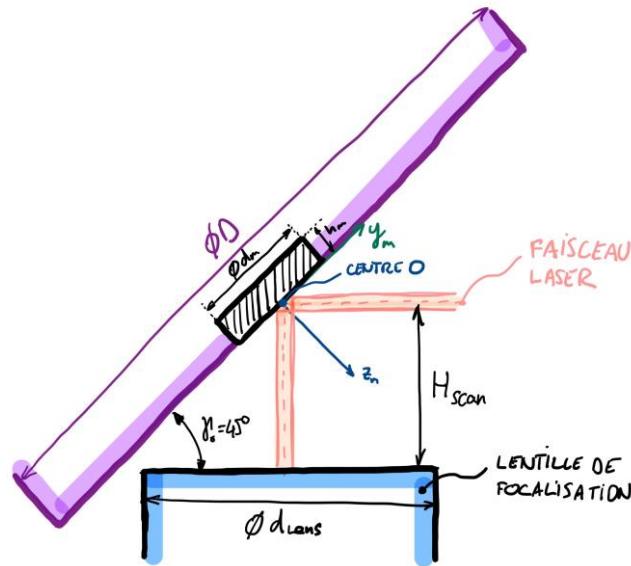


Figure 5 Architecture du scanner SileX intégré avec lentille de focalisation.

## Dimensionnements

Calculer les performances suivantes et vérifier, le cas échéant, leur compatibilité avec le cahier des charges.

### Cinématique

Tracer un graphique des débattements de toutes les articulations en fonction de la position  $\theta_m$  du mécanisme sur l'intégralité de sa course :  $-1.5^\circ \leq \theta_m \leq 1.5^\circ$  et en extraire les valeurs maximales, en vue de la vérification des contraintes mécaniques. Cette analyse sera effectuée pour l'angle  $\varphi$  le plus défavorable du point de vue de la course de l'articulation considérée.

### Mouvements parasites

Estimer (en simplifiant vos calculs autant que jugé nécessaire) l'amplitude des mouvements parasites au niveau du miroir ( $\varepsilon_{xm}$ ,  $\varepsilon_{ym}$ ,  $\varepsilon_{zm}$  et  $\varepsilon_{z_m}$ ), sur la base du schéma cinématique représenté avec des articulations idéales, et discuter des éventuelles erreurs supplémentaires introduites par les articulations flexibles. De plus tracer un graphique de la translation parasite du point d'intersection entre l'axe du faisceau laser incident et le plan du miroir en fonction de  $\theta_m$  pour l'angle  $\varphi$  le plus défavorable, sur l'intégralité de la course :  $-1.5^\circ \leq \theta_m \leq 1.5^\circ$ .

### Contraintes mécaniques

Calculer les contraintes maximales dans toutes les articulations flexibles. Vérifier que les valeurs maximales sont inférieures à la limite élastique des matériaux utilisés, avec un facteur de sécurité prenant en compte le phénomène de fatigue.

### Performances clés à calculer

1. La fréquence maximale de balayage de précision ( $\theta_0 - 0.015^\circ \leq \theta_s \leq \theta_0 + 0.015^\circ$  avec  $-1.485^\circ \leq \theta_0 \leq 1.485^\circ$ ) pouvant être garantie sur l'ensemble domaine de travail de mécanisme (soit pour tout  $\theta_0$ ) :  $f_{\text{scan},s \text{ max}} [\text{Hz}]$ . Rappel : une fréquence de 860 Hz est à assurer.
2. La résolution angulaire du miroir.
3. Accélération angulaire maximale du mécanisme durant le balayage de précision :  $a_{\text{scan},s \text{ max}} [\text{rad/s}^2]$
4. Jerk maximal du mécanisme durant le balayage de précision :  $j_{\text{scan},s \text{ max}} [\text{rad/s}^3]$
5. Masse de l'ensemble des pièces mobiles du mécanisme réduites au niveau de chaque actionneur (y compris la masse des parties mobiles des actionneurs eux-mêmes). Considérer chaque actionneur individuellement, l'autre étant supposé fixe :  $M_{\text{equ},1} [\text{g}]$  et  $M_{\text{equ},2} [\text{g}]$
6. Force réduite au niveau de chacun des actionneurs, l'autre étant supposé être en position neutre, lorsque le miroir est amené en fin de course angulaire (il s'agit de la force de rappel élastique statique et de la force liée à la gravité que doivent vaincre les actionneurs) :  $F_{\text{equ},1} [\text{N}]$  et  $F_{\text{equ},2} [\text{N}]$

## Fonctionnement du cours

### Travail réalisé en groupes

Le projet se réalise par groupe de 5 étudiants. Les groupes se rencontrent et collaborent par les moyens de leurs choix, dans le respect règles sanitaires.

- ➔ Le délai pour la formation des groupes de 5 étudiants pour le projet SileX est fixé au vendredi 5 mars 2021 à 23h59. Au-delà de cette date, les personnes qui ne sont pas inscrites dans un groupe de 5 seront placées d'office dans des groupes de 4 ou 5 personnes.
- ➔ Les modalités d'inscription des groupes sont décrites sur Moodle.
- ➔ Il n'est pas nécessaire que tous les membres d'un groupe fassent partie du même groupe Modulo 3.

### Fonctionnement en ligne

A partir du mercredi 10 mars 2021, chaque groupe aura l'opportunité d'interagir avec un assistant lors d'une séance individualisée d'une durée de 25 minutes. Durant cette séance, l'assistant répondra à une série de 4 questions que vous aurez préalablement envoyées par écrit (au plus tard le lundi précédent la séance).

#### Questions hebdomadaires (par écrit)

Un répertoire pour chaque groupe sur a été créé sur GoogleDrive (lien disponible sur le Moodle du cours, connexion avec votre email EPFL). Nous vous laissons y uploader 1 fois par semaine, un fichier (format .PDF, .JPEG ou GoogleDoc) avec au maximum 4 questions, accompagné si nécessaire de photos et de schémas avec légendes.

- ➔ L'échéance pour la soumission de votre liste de questions est hebdomadaire est chaque lundi à minuit, à partir du lundi 8 mars 2021.

#### Réponses hebdomadaires (par oral, sur Zoom)

Les assistants répondent aux questions hebdomadaires via des séances Zoom individuelles de 25 minutes par groupe, chaque mercredi dès le 10 mars 2021 selon le planning établi. Afin de vous assurer de pouvoir discuter avec des assistants de profils différents, un tournus sera mis en place. Vous aurez ainsi chaque semaine accès à un assistant différent.

- ➔ L'horaire de la séance hebdomadaire de votre groupe sera disponible sur le Moodle chaque semaine. Consultez régulièrement le programme.
- ➔ Pour des raisons de plannings professionnels de certains assistants, il se peut que l'une ou l'autre de vos séances hebdomadaires ne puissent se dérouler selon l'horaire indiqué. Dans ce cas, l'assistant contactera directement le groupe pour planifier un nouvel horaire.
- ➔ Il est impératif que vous déposez vos questions le lundi précédent pour que les assistants puissent se préparer au mieux pour que les séances de réponses. La séance hebdomadaire n'aura pas lieu si aucune question n'est déposée le lundi précédent la séance Zoom.

## Certification

### Rendu intermédiaire (échéance le vendredi 02 avril 2021 à 23h59)

Chaque groupe élaboré un catalogue de 4 solutions bien distinctes, répondant au cahier des charges. Chaque solution est présentée sous la forme d'une planche au format A3 paysage (une feuille A3 ou deux feuilles A4) séparée en deux parties :

1. Une partie A qui décrit l'architecture cinématique représentée avec des guidages idéaux en montrant le principe de fonctionnement de la solution, ainsi que les sources d'inspiration qui y ont mené ;
2. Une partie B qui montre une vue d'artiste de la solution avec son implémentation en guidages flexibles.
  - Tous les dessins sont effectués à main levée et en couleur.
  - Les planches peuvent être réalisées sur une tablette numérique.
  - Exception pour les groupes de quatre étudiants : le nombre de solutions est réduit à trois.

Les éléments suivants sont à remettre dans le cadre du rendu intermédiaire :

1. **Une planche par étudiant-e (à uploader sur Moodle et sur GoogleDrive) selon la répartition suivante :**
  - a. **Etudiant-e n°1** : Planche présentant la solution n°1 (votre meilleure solution, qui sera sélectionnée pour la suite du projet et développée).
  - b. **Etudiant-e n°2** : Planche présentant la solution n°2 (votre deuxième choix).
  - c. **Etudiant-e n°3** : Planche présentant la solution n°3 (votre troisième choix).
  - d. **Etudiant-e n°4** : Planche présentant la solution n°4 (votre solution la moins prometteuse).
  - e. **Etudiant-e n°5** : Planche présentant les arguments (avantages, inconvénients) et explications quant au choix de la première solution comparée aux trois autres.
2. **Une vidéo de 3 minutes par étudiant-e (à uploader sur GoogleDrive)** : Chaque étudiant réalise une vidéo de 3 minutes à 3 minutes et 30 secondes (180 à 210 secondes) dans laquelle il se filme en train de présenter sa planche. Vous pouvez tourner cette vidéo seuls avec un smartphone ou la caméra d'un laptop. Je vous transmettrai un exemple d'une telle vidéo à titre indicatif. Nous vous encourageons à répéter l'exercice plusieurs fois et à discuter du résultat avec les membres de votre groupe. Il n'est pas demandé de faire d'édition vidéo. Un plan séquence unique de 3 minutes est suffisant (c'est-à-dire presser "rec" au départ, puis "stop" après 3 minutes, puis uploader).
  - Les instructions définitives, notamment un exemple de planche et de vidéo, seront communiquées en cours de semestre.
  - Chaque étudiant est responsable d'uploader individuellement sa planche et sa vidéo.

### Rendu final (échéance le vendredi 28 mai à 23h59)

Le groupe développe et dimensionne la meilleure solution élaborée au rendu intermédiaire, afin de proposer un mécanisme dont les performances et la conception répondent au cahier des charges. Les éléments suivants sont à remettre dans le cadre du rendu final :

1. **Un rapport de 15 à 25 pages (à uploader sur Moodle et sur GoogleDrive)** : le rapport est basé sur la table de matière proposée en annexe. Le rapport présente la conception détaillée du mécanisme avec des explications claires et concises de son fonctionnement, en faisant appel au maximum à des schémas. Il contient les indications et explications nécessaires au suivi et à la compréhension de la démarche (hypothèses, simplifications choisies, dimensions considérées, valeurs utilisées pour le calcul, sources, etc.). Il illustre les propos au moyen de figures détaillées réalisées à main levée, à la règle ou en CAO et intégrées dans le rapport, et montrant notamment :
  - Le principe de fonctionnement général du mécanisme.
  - Tous les paramètres géométriques et les dimensions fonctionnelles utilisés dans la section dimensionnement.
  - Les détails de construction tels que :
    - L'encastrement des lames et tiges flexibles
    - Le principe d'intégration du miroir dans le mécanisme.

- Les moyens d'alignement et de fixation entre les pièces clé (goupilles, vis, face d'appui, etc.)
- L'encombrement du mécanisme (à l'échelle si possible) et ses organes mobiles principaux dessinés dans leurs positions extrêmes pour vérifier qu'il n'y a pas d'interférences mécaniques (collisions) entre les pièces.

2. **Une vidéo de 15min à 17min30s par groupe (à uploader sur GoogleDrive)** : constituée de 5 vidéos de 180 à 210 secondes chacune mises bout à bout selon la structure du rapport avec la répartition suivante :

- **Etudiant-e n°1** : Introduction, contexte, problématique et principe de fonctionnement du mécanisme développé)
- **Etudiant-e n°2** : Cinématique, mouvement parasites et contraintes mécaniques.
- **Etudiant-e n°3** : Équilibrage dynamique, concept et implémentation.
- **Etudiant-e n°4** : Dynamique du balayage de précision, masse, force et rigidité réduites, fréquence de pivotement du miroir, accélération.
- **Etudiant-e n°5** : Conclusion, discussion des forces et faiblesses de la solution développée, autocritique sur le travail en groupe et les choix effectués, synthèse sur les enseignements que vous tirez de ce projet.

→ Les instructions définitives seront communiquées en cours de semestre.

→ Un seul étudiant par groupe est responsable d'uploader le rapport planche et la vidéo du groupe.

## Informations complémentaires

Les points suivants sont relatifs à la certification du cours de Conception de Mécanismes :

- Les critères d'évaluations des rendus intermédiaires et finaux ainsi que les barèmes associés, sont décrits dans les documents correspondants, disponibles sur Moodle.
- La même note sera attribuée à tous les membres d'un même groupe. Nous nous réservons toutefois la possibilité d'ajuster exceptionnellement la note de l'un ou l'autre des membres des groupes au cas où il y aurait des décalages flagrants en termes d'implication.
- Le calcul de la note  $G$  du cours Conception de mécanismes II s'effectue de la manière suivante :

$$G = 0.25 \cdot G_{DI} + 0.75 \cdot G_{DF}$$

où  $G_{DI}$  est la note obtenue au rendu intermédiaire (vidéo et planches) et  $G_{DF}$  est la note obtenue au rendu final du projet (vidéo finale et rapport).

Pour toutes questions relatives à la logistique du cours, veuillez contacter directement l'assistant responsable de la coordination : M. Loïc Tissot-Daguette ([loic.tissot-daguette@epfl.ch](mailto:loic.tissot-daguette@epfl.ch)).

## Commentaire

Sur le plan pédagogique, ce mode de fonctionnement ne permet malheureusement pas les échanges intensifs directs entre les groupes et l'équipe d'encadrement. En revanche, l'effort nécessaire pour rédiger et dessiner des questions claires est certainement très constructif, tout comme l'exercice de réaliser une vidéo de présentation de vos quatre solutions et de la justification de votre choix pour la suite. Au travers de ces circonstances exceptionnelles, cherchons donc tous à apprendre différemment.

Je suis conscient que la situation actuelle touche les étudiants de manières très diverses. Certains sont peu affectés tandis que d'autres voient leur vie privée chamboulée et les conditions d'étude être plus compliquées. Le travail solidaire en groupe aidera à filtrer ces disparités. N'hésitez donc pas à parler de cela au sein de vos groupes et à vous partager le travail en fonction des possibilités de chacun.

# Table des matières indicative pour le rapport

## 1. Introduction

## 2. Principe de fonctionnement du mécanisme développé

### 2.1. Explication du principe de fonctionnement

2.1.1. Principe général du scanner dans le contexte de l'usinage par laser Femtoseconde

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

2.1.3. Principe de l'équilibrage dynamique du système

### 2.2. Schéma cinématique du mécanisme représenté avec des articulations idéales

### 2.3. Calcul de la mobilité selon la méthode de Grübler et discussion des éventuels hypersatismes

### 2.4. Implémentation de la cinématique en guidages flexibles

### 2.5. Mise en évidence des concepts originaux et explications spécifiques à la solution retenue

## 3. Dimensionnement du mécanisme

### 3.1. Débattement cinématique des articulations flexibles

### 3.2. Contraintes mécaniques dans les articulations flexibles

### 3.3. Mouvements parasites du miroir

### 3.4. Calcul des performances clés

3.4.1. Fréquence maximale de balayage de précision

3.4.2. Résolution angulaire du miroir

3.4.3. Accélération angulaire maximale du miroir durant le balayage de précision

3.4.4. Jerk angulaire maximale du miroir durant le balayage de précision

3.4.5. Masse réduite au niveau de chaque actionneur

3.4.6. Force réduite au niveau de chaque actionneur

## 4. Construction

### 4.1. Argumentation des choix de construction

### 4.2. Argumentation des choix des matériaux

## 5. Conclusion

## 6. Annexes

## Sources et crédits images

Figure 1 :

- (Gauche) Instant-Lab, Projet SPOT (Safe Puncture Optimized Tool for retinal vein cannulation).
- (Droite) Bellouard, Y. et al. (2012). The Femtoprint Project. *JLMN-Journal of Laser Micro/Nanoengineering*, 7(1), 1-10.

Figure 2 :

- (Gauche) Bellouard, Y. et al. (2010). Fabrication of high-aspect ratio, micro-fluidic channels and tunnels using femtosecond laser pulses and chemical etching, *Optics Express*, 12(7), 2120-2129.
- (Centre) Sugioka, K., Matsuda, T. & Ito Y. (2018) Photofabrication. In: Ito Y. (eds) *Photochemistry for Biomedical Applications*. Singapore : Springer.
- (Droite) Sugioka, K. (2017). Progress in ultrafast laser processing and future prospects. *Nanophotonics*, 6(2), 393-413.

Figure 3 :

- Almeida, J. M. P. et al. (2015). Nonlinear Optical Properties and Femtosecond Laser Micromachining of Special Glasses, *Journal of the Brazilian Chemical Society*, 26(12), 2418-2429.
- Dahotre, N. et al. (2010). Wetting Behavior of Laser Synthetic Surface Micro Textures on Ti-6Al-4V for Bioapplication. *Philosophical Transactions of The Royal Society A, Mathematical, Physical, and Engineering Sciences*, 368(1917), 1863-89.

Figures 4 et 5: Instant-Lab 2020