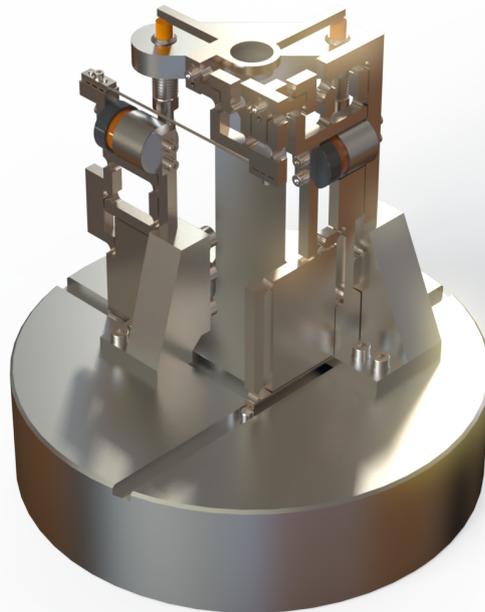




École Polytechnique fédérale de Lausanne

MICRO-201 - Projet du Semestre de Printemps 2021

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



Groupe N° 8 : Yassir BELGUERCH
Naël DILLENBOURG
Gilles REGAMEY
Mathieu SCHERTENLEIB
Sufyan ZAKEERUDDIN

Table des matières

1	Introduction	3
1.1	Principe de fonctionnement général du scanner	3
1.2	Cahier des charges et optimisation	3
2	Principe de fonctionnement du mécanisme développé	5
2.1	Explication du principe de fonctionnement	5
2.1.1	Principe du guidage du miroir à 2 DDL en rotation (cardan)	5
2.1.2	Principe de l'équilibrage dynamique du système	6
2.2	Cinématique idéale : calcul de la mobilité selon la méthode de Grübler	6
2.3	Implémentation en guidages flexibles	7
2.4	Mise en évidence des concepts originaux et explications spécifiques à la solution retenue	8
3	Dimensionnement du mécanisme	9
3.1	Débattement cinématique des articulations flexibles	9
3.2	Mouvements parasites	9
3.2.1	Translation parasite sur le substrat	9
3.2.2	Couplage parasite entre r_x et r_y	10
3.3	Contraintes mécaniques	11
3.3.1	Fatigue et contraintes maximales	11
3.3.2	Flambage	13
3.4	Équilibrage dynamique du système	13
3.4.1	Inertie	13
3.4.2	Centre de masse	14
3.5	Rigidités	14
3.5.1	Rigidité naturelle vue des actionneurs	15
3.5.2	Rigidités transverses	15
3.6	Rebroussement durant le balayage de précision	16
3.6.1	Nécessité d'un actionneur Voice Coil différent	17
3.6.2	Caractéristiques du nouvel actionneur Voice Coil	17
3.6.3	Force maximale de l'actionneur	17
3.6.4	Masse réduite au niveau de chaque actionneur	18
3.6.5	Accélération, loi de mouvement cycloïdale	18
3.6.6	Accélération angulaire maximale du miroir	18
3.6.7	Force réduite au niveau de chaque actionneur	18
3.6.8	Jerk angulaire maximal	19
3.6.9	Fréquence maximale	19
3.7	Résolution angulaire du miroir	19
3.8	Butées mécaniques et étude des risques de collision	20
4	Construction	21
4.1	Usinage	21
4.1.1	Usinage Conventionnel	22
4.1.2	Usinage par EDM (Electric Discharge machining)	22
5	Choix des matériaux	23
5.1	Acier Maraging W720	23
5.2	Aluminium EN AW-2017A - T4	23
5.3	Colle Vitralit®1528	23
6	Conclusion	24
7	Annexes	25
7.1	Cahier des charges	25

7.2	Graphe des débattements cinématiques des articulations flexibles	27
7.3	Montage	28
7.4	Dessins techniques	29
7.5	Datasheet de l'actionneur alternatif	43
7.6	Calculs	44
7.7	Coût de fabrication	46
7.8	Fichiers MATLAB	47
7.8.1	Bloc YZ	47
7.8.2	Bloc XZ	51
7.8.3	Translation parasite sur le substrat	55
7.8.4	Fonctions utilisées	57
7.9	Spécifications des matériaux choisis	59
8	Références	61

1 Introduction

L'usinage par laser femtoseconde permet la mise en œuvre de structures tridimensionnelles monolithiques. Un substrat est exposé sous un laser à haute fréquence, permettant un enlèvement de la matière. C'est un processus de fabrication qui trouve particulièrement son application dans l'usinage de MEMS.

Le but de ce projet est de considérablement accroître la vitesse d'usinage grâce à l'introduction d'un guidage pour le miroir, entre le laser et le substrat. Ce système à deux degré de liberté en roulis et tangage, équilibré dynamiquement, doit permettre de rediriger le point focal du laser dans un cercle de diamètre de 2mm sur le substrat. Le mécanisme permet d'effectuer un balayage de précision dans un cercle de diamètre 20 μ m sur le substrat, à une fréquence de pivotement f_{scan}

1.1 Principe de fonctionnement général du scanner

L'usinage par laser Femtoseconde consiste à focaliser un faisceau laser pulsé à haute fréquence et de faible puissance avec une durée d'impulsion de l'ordre de la centaine de femtoseconde. Un substrat est exposé au laser et voit ses propriétés mécaniques et optiques altérées. Ces alternances permettent l'usage d'attaque chimique pour l'enlèvement de matière. La réussite de l'usinage par ce procédé est entièrement dépendant du taux de recouvrement t_r .

En effet, t_r est un concept clé de l'usinage du point de vue industriel. Il convient de l'optimiser afin de minimiser le temps nécessaire à l'usinage tout en respectant le temps minimal nécessaire à l'attaque chimique. Ce terme est aussi en lien avec la fréquence de pivotement f_{scan} du miroir :

$$t_r = f_{laser} \frac{D_{spot}}{v_{avance}} \qquad f_{scan} = \frac{f_{laser} D_{spot}}{A_{scan} t_r}$$

Le mécanisme proposé permet le guidage d'un faisceau laser sur le substrat. Cette méthode d'usinage nécessite un mouvement XY à haute dynamique (10 Hz à 820 Hz) du spot sur le substrat, ayant quant à lui un mouvement à basse dynamique. Le guidage se fait avec un miroir à 2 DDL en rotation. Le point de pivot du miroir doit être le plus immobile possible dans le repère du laboratoire et, précisément, une translation parasite selon l'axe Z est à minimiser, car elle induirait un déplacement au niveau du substrat.

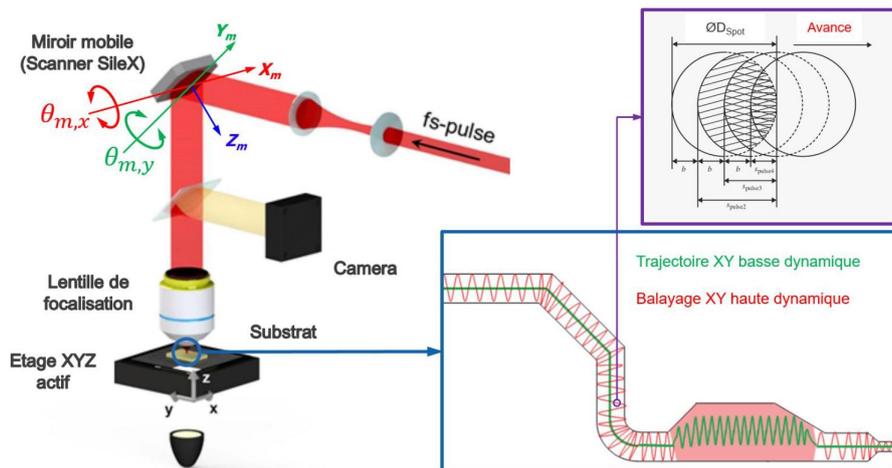


FIGURE 1 – Principe générale du scanner

1.2 Cahier des charges et optimisation

De cette étude général du scanner, différents paramètres à optimiser du système en ressortent :

1. Minimiser et les forces et moments exportés vers le bâti.
2. Maximiser la fréquence de pivotement f_{scan} du miroir

3. Maximiser les rigidités transverses, selon X, Y, Z et θ_Z
4. Minimiser les mouvements parasites induisant un déplacement sur le substrat

Le cahier de charges qui nous a été proposé peut être trouvé en Annexe 7.1.

Ce rapport débute en analysant les principes de fonctionnement et les aspects essentiels du mécanisme, pour ensuite détailler son dimensionnement ainsi que son procédé de construction.

2 Principe de fonctionnement du mécanisme développé

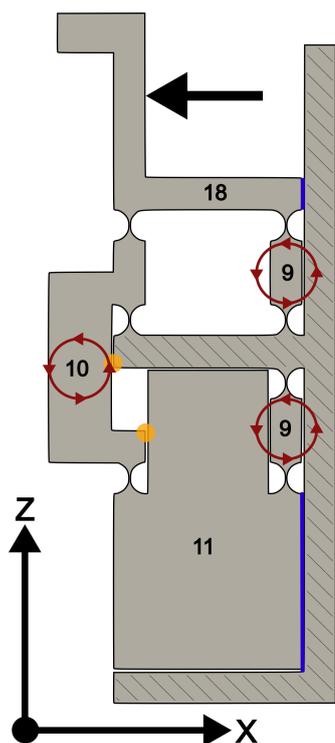


FIGURE 2 – Bloc XZ

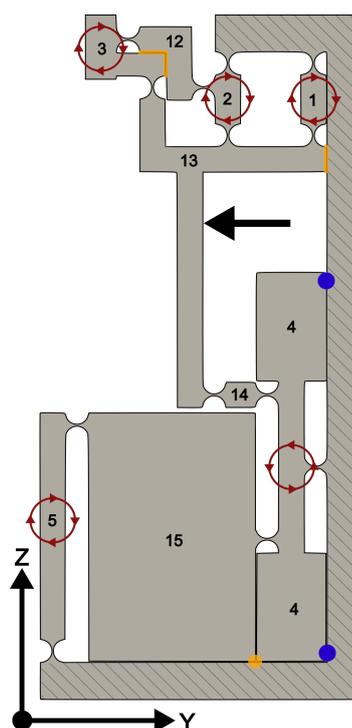


FIGURE 3 – Bloc YZ

Les figures 2 et 3 représentent les 2 plans principaux de notre mécanisme. La numérotation utilisée pour les pièces y figurant (ainsi que la nomenclature de la figure 4) sera réutilisée tout au long du rapport, il est donc nécessaire pour le lecteur d'avoir ces légendes à portée de main. Le bâti est indiqué en hachuré. Les flèches noires indiquent la direction de la force appliquée par l'actionneur. Les parties bleues symbolisent les butées mécaniques. Les parties orangées caractérisent quant à elles des zones dont les risques éventuelles de collision sont étudiées à la section 3.8.

2.1 Explication du principe de fonctionnement

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

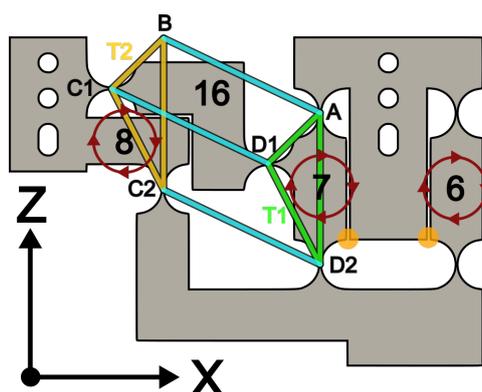


FIGURE 4 – Pivot idéal du bloc XZ (identique à celui du bloc YZ), en articulations flexibles

Le mécanisme exploité est un système de rotation simple permettant d'avoir un axe de rotation réel (en B, fig. 4). C'est un pivot idéal, permettant d'effectuer un mouvement parfaitement circulaire autour de l'axe associé, qui coïncidera avec le centre de rotation du miroir à sa surface.

L'accomplissement de ce mouvement circulaire autour de ce point fixe s'explique par un agencement précis des articulations.

Les deux triangles T1 et T2 se doivent d'être identiques. Les pivots A et B (resp. D2 et C2) sont distants d'une distance équivalente donnée de l au repos, formant alors un parallélogramme qui force le pivot B (resp. C2) à avoir le même comportement et course angulaire que le pivot A (resp. D2). Le pivot A étant fixe, ce schéma géométrique donne un centre de rotation fixe en B. Le déplacement vertical de la table à col est donné par $l_{table}(1 - \cos(\theta))$. Son mouvement horizontal est sinusoïdal, par le mouvement de l'actionneur. La table effectue alors un mouvement proprement circulaire, sans déplacement parasite, avec un centre de rotation fixe qui se prolonge en B grâce à la géométrie du schéma.

Ce mécanisme possédant 1 DDL en rotation, on obtient un cardan en mettant ce pivot deux fois en série. Cette mise en série introduit une rotation parasite respectant tout de même le cahier des charges. Elle sera étudiée à la section 3.2.2.

2.1.2 Principe de l'équilibrage dynamique du système

Afin d'éviter toute vibrations générées par la haute fréquence du mécanisme sur le bâti, il est nécessaire d'annuler la majorité des forces et moments exportés vers le bâti et le substrat de verre.

Ceci se fait en répartissant des masses mobiles dans le système. Le dimensionnement de ces différentes inerties se trouve dans la section 3 et permettra de quantifier la compensation totale.

Bloc YZ

Le mouvement rectiligne de l'actionneur est compensé par le mouvement rectiligne de la contre-masse 15.

La translation du bloc 15 nécessite la présence du pivot relié au bloc 5, introduisant une inertie supplémentaire à compenser. Ainsi, le levier d'inertie 5 permet à la fois de compenser l'inertie du miroir ainsi que celle de la table à cols.

Bloc XZ

Le mouvement rectiligne de l'actionneur est compensé par le mouvement rectiligne de la contre-masse 11.

Le bloc 10 permet de compenser les inerties.

2.2 Cinématique idéale : calcul de la mobilité selon la méthode de Grübler

Le bloc YZ possède $n_{YZ} = 10$ segments (en prenant en compte la pièce en rouge ainsi que le bâti) et également $k_{YZ} = 13$ articulations. (cf. figure 5)

Dans le plan XZ, on dénote $n_{XZ} = 11$ segments (en prenant soin de ne pas recompter le bâti ainsi que le support rouge issu du pivot YZ vissé sur le pivot XZ) et $k_{XZ} = 16$ articulations.

En posant $(k_{XZ} + k_{YZ}) = k_{tot}$ et $(n_{XZ} + n_{YZ}) = n_{tot}$, le nombre de boucles b dans le système est alors donné par

$$b = k_{tot} - n_{tot} + 1 = 9$$

On obtient alors la mobilité de Grübler M :

$$M = -6 \cdot b + \sum_{i=1}^{k_{tot}} d_i = -6 \cdot 9 + 25 + 31 = 2$$

Le système possédant également 2 degrés de liberté, la cinématique idéale ne possède alors aucun hyperstatisme.

Toutefois, lors de l'implémentation en guidages flexibles, les guidages rectilignes étant remplacés par des tables à cols, celles-ci introduisent un hyperstatisme. Néanmoins, un usinage monolithique par électroérosion et fraisage ne rendra pas cet hyperstatisme gênant lors du fonctionnement du mécanisme.

Ainsi, le miroir aura bien une cinématique flexible à 2 DOL en rotation, dénuée de mouvement

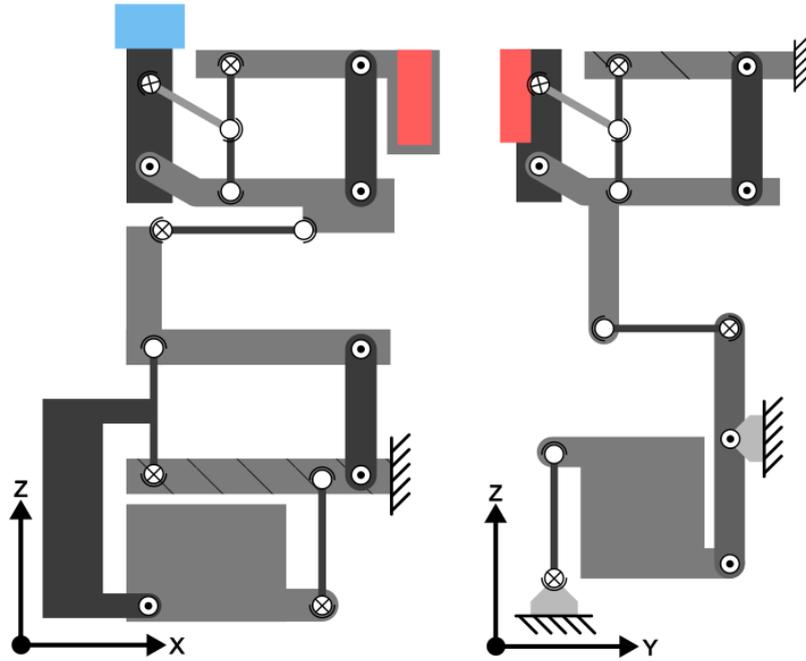


FIGURE 5 – Bloc XZ et YZ (respectivement, en 2D) en articulations idéales. Les parties en rouges sont vissées l'une sur l'autre, et ne forment qu'un seul segment. L'élément en bleu est le miroir.

parasite :

$$\begin{bmatrix} x_1 & y_1 & z_1 & rx^F & ry^F & rz_1 \end{bmatrix}$$

2.3 Implémentation en guidages flexibles

Le mécanisme devant pouvoir être utilisé en salle blanche dans un contexte dénué de tout frottement, nous avons alors recours aux guidages flexibles afin d'articuler nos pièces.

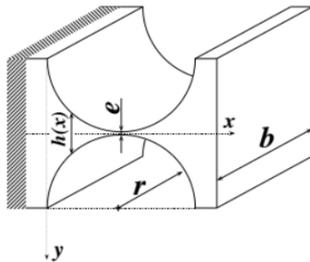


FIGURE 6 – Col circulaire

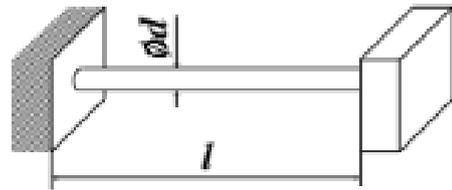


FIGURE 7 – Tige circulaire

Col circulaire

Les différentes articulations idéales à 1 DOL, 2 DOL et 3 DOL de notre système sont remplacées par des cols circulaires dans l'implémentation flexible.

Ceux-ci sont massivement utilisés dans le système pour leur grande précision (très peu de mouvement parasite), leur facilité d'usinage, ainsi que pour leur rigidité naturelle plus faible que d'autres articulations.

Pour leur dimensionnement, on cherche à optimiser différents paramètres :

- La définition d'un col circulaire veut que $\frac{r}{e} > 5$
- Une rigidité naturelle trop élevée des cols nécessiterait l'usage de ressorts afin de dérigidifier le système. Nous cherchons à éviter cela, afin d'outrepasser l'introduction d'éventuels DOL interne par les ressorts.

La rigidité angulaire naturelle d'un col est sensible à la variation d'épaisseur ($\propto e^{2.5}$).

- Maximiser la rigidité angulaire transverse, par rapport à la rigidité angulaire naturelle. Ceci revient à maximiser le rapport $\frac{b}{e}$.
- Minimiser la masse totale. Ceci revient à minimiser les dimensions b, e, r du col.

On choisit $e = 50 \mu m$, étant par ailleurs l'épaisseur minimale recommandée pour l'EDM. La section 3.1 nous indique que les différents cols du système suivent une course angulaire maximale du même ordre de grandeur que celui du miroir, soit de 1.5° . Ainsi, cette course implique un rayon minimal de col de 1.85 mm . Nous optons ainsi pour $r = 2 \text{ mm}$.

En considérant une rigidité transverse en translation minimale de $250 \frac{N}{mm}$, la profondeur b minimale requise est de 3.9 mm . Nous optons alors pour $b = 4 \text{ mm}$.

Tige

Afin de ne pas rajouter de la masse, l'articulation "cardan-rotule" reliant le pivot XZ au reste du bloc XZ est remplacée par une simple tige circulaire. Sa longueur est de $l = 60 \text{ mm}$ et son diamètre de $d = 0.9 \text{ mm}$.

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

L'une des spécificités de notre mécanisme provient de la mise en série de 2 mécanismes planaires. Ceci a permis de faciliter différentes étapes lors de la création du mécanisme.

Les mouvements dans chacun des 2 blocs étant planaires, l'étude de la dynamique du centre de masse et des inerties peuvent se ramener à des cas bi-dimensionnels.

Notre solution se distingue d'un mécanisme RCC. Celui-ci génère une translation parasite lors du blocage de la translation en z . L'article *Flexure Pivot Oscillator With Intrinsically Tuned Isochronism* permet de quantifier le mouvement parasite d'un tel système et, de manière générale, d'un RCC utilisant 1 articulation. (cf. figure 8)

$$\Delta v = -\frac{(9 \cdot \delta^2 + 9 \cdot \delta + 1) \cdot L_R \theta^2}{15} + \mathcal{O}(\theta^4)$$

Avec :

θ : Course du pivot

L_R : Longueur de la tige

δ : Rapport entre la distance d entre centre de rotation et extrémité de la tige

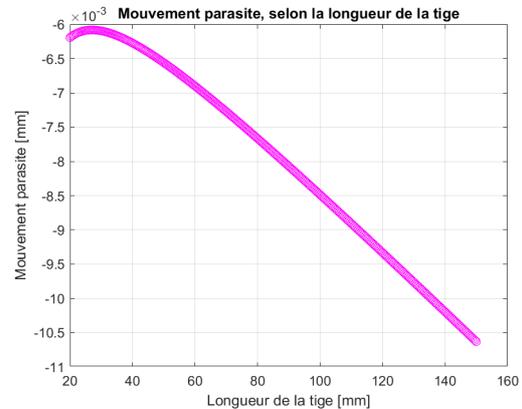


FIGURE 8 – Mouvement parasite d'un pivot RCC utilisant 1 tige. Le mouvement parasite reste toujours supérieur à $6 \mu m$, au-delà de ce que le cahier des charges propose.

De plus, les mécanismes à membrane - ditent planaires - possèdent, contrairement aux membranes tétraédriques, un inconvénient majeur dû à la largeur de leur tige ou lame. En effet, le centre de rotation est déterminé par le point de rencontre des axes passant par le centre de ces guidages flexibles. Ainsi même l'usage d'une tige d'un rayon d'un dixième de millimètres décale le centre de masse de cinq millimètres.

3 Dimensionnement du mécanisme

3.1 Débatement cinématique des articulations flexibles

Tous les cols ont la même course angulaire que le miroir ($\pm 1.5^\circ$), sauf les deux reliés au bloc 5, qui ont une course 2x plus petite (bras de levier 2x plus long). Le col représenté à la gauche de la pièce 14 (bloc YZ) a quant à elle un mouvement quasiment nul dans les petits angles.

La tige quant à elle se déforme sur tous les axes, notamment avec une rotation r_x du miroir. Elle effectue par exemple un mouvement circulaire dans le plan YZ, autour du centre du miroir. Il faut aussi prendre en compte le "raccourcissement" sur l'axe x causé par une déformation latérale sur YZ.

Les figures 16 à 22 en annexe 7.2 montrent toutes ces déformations.

3.2 Mouvements parasites

3.2.1 Translation parasite sur le substrat

Le miroir ne possède aucun mouvement parasite en articulations idéales. La section 2.1.1 met justement en évidence l'importance de l'agencement des triangles/parallélogrammes permettant d'avoir un pivot fixe idéal B. (figure 4)

Nous essayons alors de quantifier les mouvements parasites, dans la configuration flexible, qui induisent une translation parasite sur le substrat. Deux sources d'erreurs sont éventuellement critiques : le mouvement parasite selon z du miroir, induit par les cols circulaires, ainsi qu'un déplacement entre le centre du miroir et le centre de rotation B du pivot idéal. Ce dernier parasitage peut être dû à 3 facteurs :

1. Mouvement parasite en x (dans le bloc YZ du miroir), dû au col D1
2. Mouvement parasite en y (dans le bloc XZ du miroir), dû au col D1
3. Usinage imparfait à l'EDM

En annexe 7.6 peut être trouvée l'explicitation de la formule du mouvement parasite d'un col circulaire. Ainsi, les 2 premiers points résulteraient en un déplacement de $\epsilon_1 = 0.063 \mu m$ du miroir.

Par contre, en considérant une erreur de l'EDM de $\epsilon_2 = 5 \mu m$ sur un certain col, le déplacement du miroir serait de $\frac{\epsilon_2}{2} = 2.5 \mu m$ par rapport à B. Ainsi, le cas d'une imprécision à l'EDM semble plus critique que les 2 premiers facteurs, pour un déplacement entre le centre du miroir et B.

En notant p_{col} la translation parasite induite par un mouvement parasite du miroir selon z , et p_{EDM} la translation générée par une imprécision de l'EDM, la translation résultante p_{tot} sur le substrat s'obtient par :

$$p_{tot} = p_{col} + p_{EDM}, \quad \theta_m \in]-0.026, 0.026[\text{ rad}$$

Au niveau de p_{col} , on considère un cas extrême avec un parasitage selon z du miroir doublé par la table à 4 cols, dont les cols effectuent la même course angulaire θ_m que le miroir. Le mouvement parasite de la table à 4 cols s'écrit alors :

$$\lambda^{col} = 2 \cdot \frac{L_{col}}{3.6} \left(\frac{\sin(\theta_m)}{\theta_m} - \frac{\cos(\theta_m) + 1}{2} \right) \quad \text{Avec } L_{col} = 4'000 \mu m$$

en considérant le mouvement selon l'axe qui longe les cols. Par ailleurs, cette formule indique qu'une erreur d'usinage de ϵ n'impacte pas en elle-même le mouvement parasite du col (car $L_{col} \gg \epsilon$).

Par contre, une erreur d'usinage peut particulièrement déplacer le centre de rotation B, en particulier si le défaut affecte le col D1. Si l'on suppose que sa longueur augmente de ϵ , alors son centre de rotation se déplace horizontalement de $\frac{\epsilon}{2}$. Il en est de même pour le centre de rotation

virtuel B du pivot, et ainsi le miroir n'effectuerait plus une rotation autour de son centre de masse. Il nous faut alors calculer la translation parasite induite.

En annexe 7.6 (figure 23) peut être trouvé le schéma sur lequel les calculs qui suivent se basent. En considérant une rotation à partir de la position nominale à 45° , on peut réécrire p_{EDM} à partir de la loi des sinus pour $\theta_m > 0$:

$$\frac{\frac{\epsilon}{2}}{\sin(\frac{3\pi}{4} - \theta_m)} = \frac{p_{EDM}}{\sin(\theta_m)}$$

Avec $\sin(\frac{3\pi}{4} - \theta_m) \approx \frac{1}{\sqrt{2}}(1 + \theta_m) \Rightarrow p_{EDM} = \frac{1}{\sqrt{2}} \frac{\epsilon \cdot \theta_m}{1 + \theta_m}$

Puis, dans cette configuration, p_{col} peut être déduit par la même loi des sinus :

$$\frac{p_{col}}{\sin(\frac{\pi}{2} - \theta_m)} = \frac{\lambda_{col}}{\sin(\frac{\pi}{4} + \theta_m)}$$

$$p_{col} \approx \sqrt{2}\lambda_{col} \cdot \frac{1 - \frac{\theta_m^2}{2}}{1 + \theta_m}$$

On peut alors expliciter p_{tot} :

$$p_{tot} = \frac{1}{\sqrt{2}} \frac{\epsilon \cdot \theta_m}{1 + \theta_m} + 2\sqrt{2} \cdot \frac{L_{col}}{3.6} \left(\frac{\sin(\theta_m)}{\theta_m} - \frac{\cos(\theta_m) + 1}{2} \right) \cdot \frac{1 - \frac{\theta_m^2}{2}}{1 + \theta_m}, \quad \theta_m \in]0, 0.026 \text{ rad [$$

Le même raisonnement peut être appliqué pour $\theta_m < 0$ et donne au final le graphe de la figure 9. On y lit une translation parasite maximale de $0.26 \mu m$, qui est deux fois plus petite que

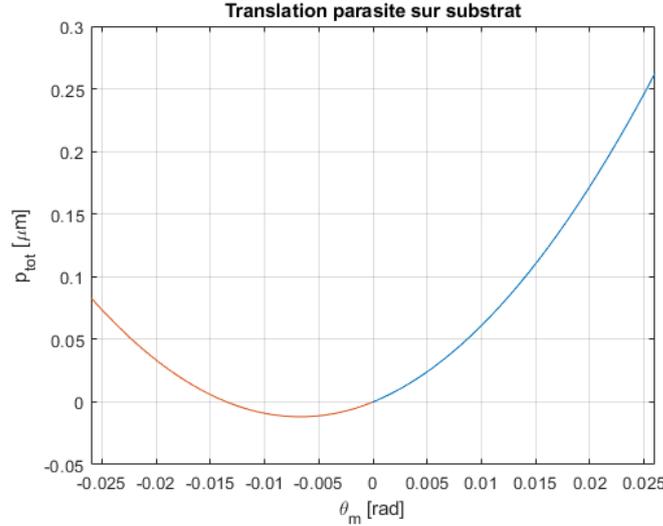


FIGURE 9 – Translation parasite sur le substrat. La partie rouge indique une variation de θ_m de -1.5° à 0° , alors que la bleue indique de 0° à 1.5°

la valeur indiquée par le cahier des charges. Ce résultat est satisfaisant, d'autant plus qu'on a considéré un cas extrême d'un mouvement parasite selon z qui serait doublé.

Par ailleurs, nous avons ici considéré uniquement un déplacement horizontal du centre de rotation. En effet, un déplacement purement vertical de ce centre (donc selon z) n'induit qu'une translation parasite de l'ordre du nanomètre.

3.2.2 Couplage parasite entre r_x et r_y

L'utilisation d'une tige pour lier le guidage de l'actionneur et le mécanisme de pivot du plan XZ (r_y) induit un couplage entre les deux axes de rotation. Plus précisément, une rotation θ_x du miroir induit une rotation θ_y de celui-ci :

On nomme $d_{attache}$ la distance entre l'axe de pivotement r_x du miroir et le point d'attache de la tige sur le mécanisme de pivot r_y . Si le miroir pivote de θ_x , alors l'extrémité de la tige se déplace de $d = d_{attache}\theta_x$. Ceci implique que les extrémités de la tige se rapprochent d'environ $\Delta l = -\frac{3d^2}{5l_{tige}}$. Ce rapprochement induit une rotation $\Delta\theta_y = \frac{\Delta l}{l_{table}}$.

On obtient donc la relation suivante, graphée à la figure 10 :

$$\Delta\theta_y = -\frac{3d_{attache}^2}{5l_{tige}l_{table}}\theta_x^2 = -1.728\theta_x^2$$

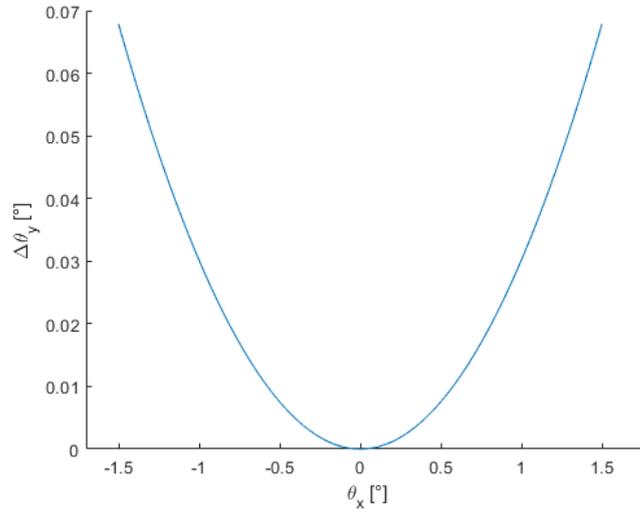


FIGURE 10 – Couplage parasite entre θ_x et θ_y

3.3 Contraintes mécaniques

Le matériau utilisé dans cette partie, pour les articulations flexibles, est l'Acier Maraging W720. Nous justifierons ce choix dans la partie 5.1

Les articulations flexibles sont la partie du mécanisme sujette aux plus fortes contraintes mécaniques. Précisément, les cols circulaires sont parmi les cols générant le plus de contraintes lors de leur flexion, en raison de leur fine épaisseur. De plus, les cols étant soumis à des fréquences élevées, il s'agira d'analyser leur comportement, découplé à la flexion, face au risque de défaillance du matériau.

Des forces axiales, induits par le poids du mécanisme, peuvent éventuellement introduire un risque de flambage. Ceci sera évalué dans un deuxième temps.

3.3.1 Fatigue et contraintes maximales

Il nous faut tout d'abord calculer l'endurance de notre matériau face aux contraintes cycliques qui lui sont appliquées.

L'endurance est calculée sur une durée de vie de 10 ans, à raison d'une utilisation journalière de 8 heures durant 200 jours au cours d'une année. En considérant que le mécanisme est soumis à une fréquence moyenne de f Hz correspondant à f cycles en 1 seconde, le système subit alors :

$$10 \cdot 200 \cdot 8 \cdot 3600 \cdot f = 5.7 \cdot 10^7 \cdot f \text{ cycles} > 10^7 \text{ cycles}$$

que l'on peut alors qualifier "d'endurance illimitée". Le σ_D correspondant est de 735 MPa. La limite élastique de l'Acier Maraging étant de $\sigma_y = 1815 \text{ MPa} > \sigma_D$, c'est la limite à la fatigue qui nous donne la contrainte admissible. Nous avons pris un facteur de sécurité de 2 sur la limite de fatigue à 10^7 cycles, soit un σ_{adm} de 367.5 MPa.

Col circulaire

Calculons à présent les contraintes induits dans nos cols circulaires par leur flexion.

Une flexion appliquée sur une poutre induit des contraintes en traction-compression à la surface de celle-ci, générant des contraintes normales.¹

Prenons comme exemple le bloc YZ. Le chapitre 3.1 indique qu'une majorité de cols effectue une course angulaire de 1.5°. Les deux cols rattachés au bloc 5 effectuent une course de 0.75°. Dans le cas d'un col circulaire, la contrainte normale $\sigma_{flexion}$ pour une déformation α_{max} s'écrit :

$$\sigma_{flexion} = \frac{4E}{3\pi} \alpha_{max} \sqrt{\frac{e}{r}}$$

Ensuite, on quantifie la force de cisaillement induite par des accélérations élevées en considérant un cas extrême où $F_{cis} = m_r \cdot a_{max}$ où m_r caractérise la masse réduite du système et a_{max} l'accélération maximale, calculées plus tard à la section 3.6.

De plus, on modélise un col circulaire comme une poutre d'épaisseur e , de profondeur b et de longueur $L_f = 0.3 \cdot L_{col}$,² encastree de ses 2 côtés. La contrainte de cisaillement τ_{yz} s'écrit alors :

$$\tau_{yz} = \frac{F_{cis}}{A} = \frac{m_r \cdot a_{max}}{L_f \cdot e}$$

On peut calculer les contraintes maximales dans les cols avec les équations en 2D :

$$\sigma_{min}^{max} = \frac{\sigma_y + \sigma_z}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_y + \sigma_z}{2}\right)^2 + \tau_{yz}^2} = \frac{\sigma_{flexion}}{2} \pm \sqrt{\frac{\sigma_{flexion}^2}{4} + \tau_{yz}^2}$$

en posant $\sigma_y = \sigma_{flexion}$ et $\sigma_z = 0$. On peut réutiliser ces contraintes maximales et minimales afin d'évaluer la contrainte de Von Misses :

$$\sigma_{VM} = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{\sigma_{max}^2 + (\sigma_{max} - \sigma_{min})^2 + \sigma_{min}^2}$$

Le tableau 1 synthétise ces différents éléments.

Bloc	α_{max} [°]	$\sigma_{flexion}$ [MPa]	τ_{yz} [MPa]	σ_{VM} [MPa]	SF = $\frac{\sigma_{VM}}{\sigma_D}$
Bloc YZ	1.5	336.74	28.7	340.4	2.16
Bloc YZ (pièce 5)	0.75	168.37	28.7	175.56	4.21
Bloc XZ	1.5	336.74	28.7	340.4	2.16

Tableau 1 – Résumé des contraintes mécaniques dans les cols circulaires

À noter que les cols sont aussi soumis à des contraintes axiales dues au poids des différentes poutres. En effet, si on suppose qu'une masse de 70 g s'exerce uniquement sur 1 col, se concentrant sur la surface $b \cdot e$, la contrainte induite serait alors de :

$$\sigma_{axiale} = \frac{F}{A} = \frac{0.07 \cdot 9.81}{b \cdot e} \approx 1.5 \text{ MPa} \ll \sigma_{flexion}$$

Ce qui est 2 ordres de grandeur inférieur à la contrainte de flexion. Comme 70 g est un poids bien supérieur à ce que supportent réellement les cols, nous en déduisons que ces contraintes axiales sont largement négligeables.

Le facteur de sécurité est strictement supérieur à 2 pour tous les cols, ce qui nous garantit que le risque d'un défaut de matériau dans les cols circulaire est vraisemblablement faible.

1. Voir la Thèse de Prof. Henein, pp. 30 - 35.

2. Ceci a été approximé en observant le graphe d'une contrainte donnée dans un col circulaire en fonction de la position, dans la thèse de Jean-Philippe Bacher (p. 42). En effet, le graphe donné semble indiquer que les contraintes tendent à se concentrer dans une zone de longueur L_f .

Tige

Pour les tiges, nous avons comme formules de courses admissibles :

$$\alpha_{tors} = \frac{2\tau_{adm}l}{Gd}, \quad \tau_{adm} = \frac{\sigma_{adm}}{\sqrt{3}}, \quad f_{cis} = \frac{\sigma_{adm}l^2}{3Ed}$$

Pour une tige cylindrique avec un diamètre de 0.9 mm et une longueur de 60 mm en Acier Maraging W720 nous avons :

La défaillance a lieu pour une course de $f_{cis} = 2.5\text{mm}$. La course maximale en cisaillement dans notre design est donné par $f_{max} = 0.84\text{mm} < f_{cis}$ (cf. figure 21).

Si l'on souhaite caractériser le facteur de sécurité, on a que la contrainte induite pour une course f_{max} est de 121.59 MPa. Ainsi, $SF = 6.04 > 2$.

Pour ce qui est de la torsion : $\alpha_{tors} = 22.5^\circ$. Torsion maximale = $1.5^\circ < \alpha_{tors}$.

Ainsi, tout comme les cols circulaires, la tige ne présente aucun risque de défaillance de son matériau.

3.3.2 Flambage

Col circulaire

On réutilise la modélisation d'un col circulaire par une poutre de longueur effective $L_f = 0.3 \cdot L_{col}$.

Cette poutre étant encastree des deux côtés, la force minimale de flambage est :

$$F_{cr} = \frac{4\pi^2 EI}{L_f} \quad \text{avec} \quad I = \frac{e^3 b}{12}$$

On obtient $F_{cr} = 95\text{N}$. Ceci correspondrait à une masse de plus de 9 kg se concentrant sur un unique col et, par le même raisonnement pour lequel les contraintes axiales dues aux poids ont été négligées, on admet que le risque de flambage s'avère très faible.

Tige

La tige étant encastree des deux côtés, la force critique de flambage est donnée par :

$$F_{cr} = \frac{4\pi^2 EI}{l} \quad I = \frac{\pi d^4}{32}$$

Avec les dimensions de la tige donnée dans la partie 3.3.1, $F_{cr} = 8.18[N]$, ce qui est bien supérieur à la valeur maximale de $\sqrt{2} \cdot 4.7\text{N}$ expliquée dans la section 3.6.1. Néanmoins, le facteur de sécurité de $SF = \frac{8.18}{\sqrt{2} \cdot 4.7} = 1.23 < 2$ indique que l'état de la tige doit être suivie de manière régulière.

3.4 Équilibrage dynamique du système

3.4.1 Inertie

Pour l'équilibrage des moments de force, notre système étant composé de deux plans YZ et XZ, nous avons pu réaliser l'équilibrage sur chaque plan séparément, sans avoir à manipuler des tenseurs d'inertie, rendant les calculs plus fluides.

Les figures 2 et 3 montre comment nous avons nommé les différents blocs qui pivotent et qui entrent donc en compte dans le calcul de l'inertie.

Le code MATLAB en annexe décrit le calcul. Le système étant composé majoritairement de parallélépipèdes rectangles, le calcul se résume à une somme d'inertie de parallélépipèdes de différentes tailles et le théorème de Steiner appliqué à ces derniers.

On part donc du théorème du moment cinétique pour résoudre l'équation suivante :

$$M = \sum_i M_i = \sum_i I_i \ddot{\theta}_i = \sum_i I_i \ddot{\theta}_0 \frac{\ddot{\theta}_i}{\ddot{\theta}_0} = \sum_i I_i \ddot{\theta}_0 r_i = 0 \implies \sum_i I_i r_i = 0$$

où $\ddot{\theta}_0$ est l'accélération angulaire du miroir et r_i le ratio entre l'accélération angulaire de l'élément i et du miroir (note : r_i peut être négatif si l'élément i tourne dans le sens inverse au miroir).

Les blocs étant reliés entre eux par des cols circulaires, l'inertie de ces cols a été calculée (cf. code MATLAB ou annexe 7.6). Les (demi-)cols pivotant autour de leur axe de rotation ont une inertie négligeable (deux ordres de grandeurs de moins que le reste). Mais ceux situés plus loin du centre de rotation ont une inertie non-négligeable.

3.4.2 Centre de masse

En dénotant $\vec{r}_{CdM,i}$ la position initiale du centre de masse d'une pièce m_i , son vecteur déplacement \vec{d}_i s'obtient en positionnant l'origine au centre de rotation et en utilisant la matrice de rotation R :

$$\vec{d}_i = R \vec{r}_{CdM,i} - \vec{r}_{CdM,i} = \begin{bmatrix} \cos(\theta) & -\sin(\theta) \\ \sin(\theta) & \cos(\theta) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} r_1 \\ r_2 \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} r_1 \\ r_2 \end{bmatrix}$$

Le déplacement total d_{tot} du centre de masse dans chacun des blocs XZ et YZ peut s'écrire comme :

$$\vec{d}_{tot} = \frac{\sum_{i=1} \vec{d}_i m_i}{m_{tot}}$$

Lorsque l'équation pour les moments exportés a été résolue, il faut minimiser cette équation du déplacement du centre de masse (avec la condition obtenue avec la première). Cette équation a été optimisée par une méthode d'itérations. On obtient alors les graphes en figure 11 et 12.

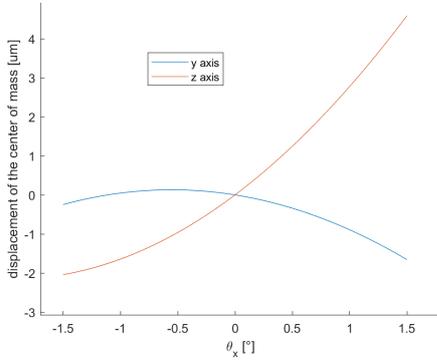


FIGURE 11 – Déplacement résultant du centre de masse du mécanisme en fonction de l'angle θ_x du miroir

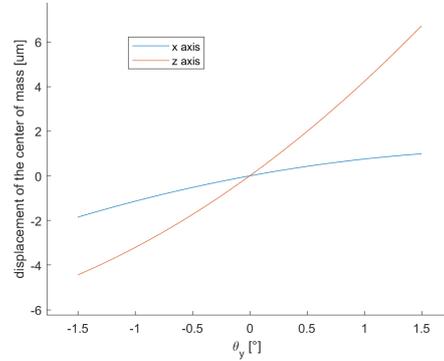


FIGURE 12 – Déplacement résultant du centre de masse du mécanisme en fonction de l'angle θ_y du miroir

Le déplacement du centre de masse dans chaque plan ne dépasse ainsi pas $6 \mu m$. C'est une variation très faible de la position, qui indique que très peu de forces seront exportées vers le bâti. Aussi, l'énergie potentielle gravitationnelle U_g du système est donc très faible, voire quasiment nulle. La force étant proportionnelle à la variation de U_g ($F = \frac{\partial U_g}{\partial z}$), la force liée à la gravité que les actionneurs devront vaincre peut être approximée à zéro.

3.5 Rigidités

On considère à présent les articulations flexibles comme des ressorts. Le mécanisme étant cinématiquement libre selon 2 axes, il nous faut d'abord quantifier la rigidité naturelle selon ces 2 axes pour satisfaire une transmission fluide entre l'actionneur et le miroir. Ensuite, les

rigidités selon les DOL bloqués seront quantifiées.

Il est utile de rappeler que la rigidité de 2 ressorts en parallèle s'additionnent, alors que la rigidité de 2 ressorts en série s'obtient par l'inverse de la somme des inverses.

3.5.1 Rigidité naturelle vue des actionneurs

On calcule ici la rigidité dans chacun des blocs YZ et XZ indépendamment, permettant d'obtenir la rigidité totale pour une rotation pure selon r_x et r_y .

Bloc YZ

Cinématiquement, la section 3.1 indique que chacun des cols effectue une course angulaire de soit $\theta_1 = 1.5^\circ$, soit $\theta_2 = \frac{\theta_1}{2}$, excepté le col relié au bloc 14 ne faisant que translater avec l'actionneur. Tous les cols de la partie supérieure (donc ceux qui constituent le pivot), ont une course angulaire de θ_1 , de même que les cols accrochés au bloc 4 car ils ont le même bras de levier que les supérieurs : ça fait 10 cols au total. Les cols ayant une course de $\theta_2 = \frac{\theta_1}{2}$ sont ceux du bloc 5 car ce dernier fait deux fois la taille de la table à cols. En se basant sur un déplacement x de l'actionneur (relié à la table à cols), on a la relation : $x = l_{table} \cdot \theta_1$.

La rigidité naturelle en translation d'une table à col s'écrit $K_{table} = \frac{8Ebe^{2.5}}{9\pi l^2 \sqrt{r}}$. La rigidité angulaire d'un de ses cols s'obtient par la relation $k_\theta = \frac{l^2}{4} K_{table}$. Tous les cols du blocs YZ ayant les mêmes dimensions, leur k_θ sont identiques.

La rigidité en cisaillement de la tige s'écrit : $K_{tige,cis} = \frac{12EI_y}{l^3}$. Le déplacement induit sur la tige par la rotation du pivot YZ est : $x_{tige} = d_{attache} \cdot \theta_1 = d_{attache} \cdot \frac{x}{l}$

En se plaçant au niveau de l'actionneur, on procède par l'égalité des énergies élastiques afin de trouver le $k_{\acute{e}q,y}$, pour un même déplacement x :

$$\begin{aligned} \frac{1}{2} k_{\acute{e}q,y} \cdot x^2 &= \frac{1}{2} K_{tige,cis} \cdot x_{tige}^2 + \sum_{i=1}^{12} \frac{1}{2} k_\theta \cdot \theta_i^2 \\ \iff k_{\acute{e}q,y} \cdot x^2 &= K_{tige,cis} \cdot \left(d_{attache} \cdot \frac{x}{l_{table}} \right)^2 + 10k_\theta \cdot \theta_1^2 + 2k_\theta \cdot \left(\frac{\theta_1}{2} \right)^2 \\ \iff \boxed{k_{\acute{e}q,y} &= \frac{21}{8} K_{table} + K_{tige,cis} \frac{d_{attache}^2}{l_{table}^2} = 4.05 \frac{N}{mm}} \end{aligned}$$

Bloc XZ

Par le même raisonnement précédent, on calcule $k_{\acute{e}q,x}$ par l'égalité des énergies élastiques. La déflexion selon l'axe z de la tige est cette fois de $4 \mu m$ et son énergie emmagasinée est donc négligeable. Il suffit alors de calculer l'énergie emmagasinée par chacun des cols.

On note K_{table} la rigidité de la table à cols du pivot XZ, et $K_{table base}$ la rigidité de la table à cols reliée à l'actionneur.

$$\begin{aligned} \frac{1}{2} k_{\acute{e}q,x} \cdot x^2 &= \sum_{i=1}^7 \frac{1}{2} x^2 \left(\frac{l_{table}^2}{4} K_{table} + \frac{l_{table}^2}{4} K_{table base} \right) \\ \iff \boxed{k_{\acute{e}q,x} &= \frac{7}{4} (K_{table} + K_{table base}) = 2.09 \frac{N}{mm}} \end{aligned}$$

3.5.2 Rigidités transverses

Ne faisant pas de simulation ou n'utilisant pas de méthode d'analyse numérique poussée, il n'est pas possible de décrire précisément la manière dont une force transverse se propagerait dans le système. Les différents calculs qui suivent ne sont donc que des approximations des véritables rigidités transverses.

On note $K_{col,cis} = 0.218 \frac{Ebe^{1.5}}{r^{1.5}}$ la rigidité d'un col en cisaillement, $K_{col,compression} = 0.353 \frac{Eb\sqrt{e}}{\sqrt{r}}$

sa rigidité en traction/compression.³ La nomenclature des cols ainsi que le repère utilisé, sont ceux des figures 2, 3, 4.

K_x

Supposons qu'une force F_x s'applique sur le miroir, passant par son centre. On considère un cas de rigidité minimale, où toute la charge serait dans le col C2 en cisaillement, qui est en série avec la tige en traction/compression. On a :

$$K_x = \frac{1}{\frac{1}{K_{col,cis}} + \frac{1}{K_{tige,compression}}} = 502 \frac{N}{mm} > 250 \frac{N}{mm}$$

K_y

Supposons qu'une force F_y s'applique sur le miroir, passant par son centre. l'ensemble des cols du pivot XZ sont en cisaillement transverse. La rigidité angulaire transverse d'un col est donnée par $0.0295 \frac{Eb^3\sqrt{e}}{\sqrt{r}} = 1005 N \cdot mm/^\circ$. On suppose donc que cette partie est très rigide (jointe au bâti).

La tige, sollicitée en cisaillement (rigidité $K_{tige,cis}$), est en parallèle avec le pivot YZ. On peut toutefois la négliger, car elle est très faible ($K_{tige,cis} \cong 0.34 \frac{N}{mm}$).

Dans le pivot YZ : C1 & D1 sont en série et sollicités en traction/compression. Leur rigidité équivalente est de $\frac{K_{col,compression}}{2}$. A & D2 sont en parallèle et en cisaillement. Leur rigidité équivalente est de $2K_{col,cis}$. Ces 2 rigidités équivalentes sont en série entre elles. Puis, en parallèle avec C2.

On considère donc un cas particulier, où toute la charge se condense sur ce pivot YZ. On a alors :

$$K_y = \underbrace{K_{col,cis}}_{C2} + \overbrace{\frac{1}{\frac{1}{2K_{col,cis}} + \frac{1}{K_{col,compression}}}}^{(C1 \text{ série D1}) \text{ série (A // D2)}} = 1918 \frac{N}{mm} > 250 \frac{N}{mm}$$

K_z

Supposons qu'une force F_z s'applique sur le centre du miroir. Alors, on s'aperçoit que le pivot XZ et la tige sont en série. Leur rigidité équivalente sera donc égale à celle de la tige, celle-ci étant bien moins rigide. Puis, ce bloc est en parallèle avec le pivot du plan YZ. Ce pivot est relié au bâti. Le col C2 en compression est alors en parallèle avec le reste du pivot. Comme la rigidité de C2 est bien plus élevée que ce que demande le cahier des charges ($K_z \geq K_{col,compression} = 43'421.18 \frac{N}{mm} \gg 250 \frac{N}{mm}$), on en déduit que la rigidité transverse K_z est satisfaite.

K_{θ_z}

La rigidité angulaire K_{θ_z} se déduit à partir de K_x , en considérant le bras de levier de C2 et de la tige depuis le centre du miroir. En notant celle-ci dy_{tige} , on a simplement :

$$K_{\theta_z} = K_x \cdot dy_{tige}^2 = 2198.5 N \cdot mm/^\circ > 800 N \cdot mm/^\circ$$

3.6 Rebroussement durant le balayage de précision

La loi de mouvement considérée est cycloïdale. Celle-ci est compatible avec l'application à haute fréquence & dynamisme pour lequel a été conçu ce mécanisme.

3. Toutes ces relations sont tirées du formulaire de Prof. Henein, p. 205.

3.6.1 Nécessité d'un actionneur Voice Coil différent

Nous nous sommes rendus compte, à une semaine et demi du rendu final, que notre manière de calculer la fréquence était erronée. Au lieu de considérer une force continue maximale de 1.8 N, nous utilisons la force de pointe maximale qui est égale à 5.6 N, ce qui nous donnait une fréquence de 877 Hz sur θ_x et 1360 Hz sur θ_y . Avec une force maximale de $\sqrt{2} \cdot 1.8$ N, on n'atteint plus que 519 Hz sur θ_x et 836 Hz sur θ_y . De plus, la force critique de flambage de la tige était trop faible, ce qui nous a également forcé à changer ses dimensions.

Pour trouver une solution à ce problème, nous avons essayé de modifier différents facteurs telle que la masse réduite du mécanisme. Celle-ci est de 158 g selon r_x , qui est bien trop grand. Pour la diminuer, une éventuelle solution était de prendre un matériau moins dense que l'acier. Avec du Titane, on n'arrive quand même pas la fréquence demandée, étant donné qu'on atteint seulement 701 Hz selon r_x malgré les 1500 Hz selon r_y . La rigidité transverse selon x diminue 299 N/mm et 1140 N/mm selon y , on respecte donc toujours le cahier de charge au niveau des rigidités. Cependant, il serait difficile d'usiner le Titane, il coûterait plus cher et le mouvement parasite serait plus grand que la limite imposée par le cahier des charges ; ce n'est donc pas une bonne solution.

Avec des polymères (nylon, polyéthylène Spectra 900 Fiber, ...) les fréquences voulues sont atteintes (1100 Hz pour le 1^{er} et 1136 Hz pour le 2^{ème}). Or, les polymères ne sont déjà pas optimaux pour ce type d'application et, de plus, les rigidités deviennent bien trop faibles (resp. 14.5 Nmm/° et 1.4 Nmm/° pour la rigidité transverse angulaire selon θ_z).

Nous ne pouvons pas réduire la masse en diminuant leur taille car les dimensions que l'on a sont déjà les plus minimales pour pouvoir compenser l'inertie du miroir et la course des moteurs. Réduire encore plus ces masses causerait des problèmes au niveau de l'usinage.

Construire des pièces creuses, en faisant un trou en leur intérieur, n'est pas une solution fiable car elle rendrait la pièce bien plus coûteuse et complexe à usiner, sans pour autant garantir d'arriver à la fréquence voulue.

La fréquence n'est pas aussi sensible à la rigidité qu'à la masse réduite. Nous avons aussi essayé de la diminuer en réduisant dans un premier temps la rigidité des cols en amincissant leur épaisseur, et dans un deuxième temps en allongeant la tige, mais cela ne suffisait pas et amplifiait le risque de flambage de la tige. De plus, réduire la rigidité des tables à cols avec des ressorts de compression n'était pas envisageable à cause de leur degré de liberté interne qui peut entrer en résonance avec notre système, sans parler de l'ajout de masse.

3.6.2 Caractéristiques du nouvel actionneur Voice Coil

- Numéro de l'actionneur : Moticont LVCM-025-022-01
- Diamètre : 25.4 mm
- Longueur au repos : 33 mm
- Force de pointe (10% du cycle) : 14.9 N
- Masse de la bobine mobile : 20 g
- Course : 9.5 mm
- Jeu radial de la bobine : 0.38 mm

3.6.3 Force maximale de l'actionneur

Puisque la force exercée par l'actionneur est sinusoïdale (car l'accélération est sinusoïdale), la valeur maximale de la force vaut $\sqrt{2}$ fois sa valeur continue RMS. En effet :

$$F_{RMS} = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T F_{max}^2 \sin^2(\omega t) dt} = F_{max} \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T \frac{1 - \cos(2\omega t)}{2} dt}$$

$$= F_{max} \sqrt{\frac{1}{2T} \left[t - \frac{1}{2\omega} \sin(2\omega t) \right]_0^T} = F_{max} \sqrt{\frac{1}{2T}} T = \frac{F_{max}}{\sqrt{2}}$$

3.6.4 Masse réduite au niveau de chaque actionneur

Pour trouver la masse réduite au niveau de chaque actionneur, il faut résoudre l'équation suivante de l'énergie cinétique équivalente du mécanisme, où v_m est la vitesse de l'actionneur en question, et ω_m la vitesse angulaire du miroir sur l'axe correspondant :

$$\frac{1}{2} m_r v_m^2 = \sum_i \frac{1}{2} m_i v_i^2 + \sum_j \frac{1}{2} I_j \omega_j^2$$

Que l'on peut réécrire :

$$m_r v_m^2 = \sum_i m_i v_m^2 \left(\frac{v_i}{v_m} \right)^2 + \sum_j I_j \omega_m^2 \left(\frac{\omega_j}{\omega_m} \right)^2$$

$$m_r = \sum_i m_i \left(\frac{v_i}{v_m} \right)^2 + \sum_j \frac{I_j}{l_{table}^2} \left(\frac{\omega_j}{\omega_m} \right)^2$$

Pour θ_x , on trouve une masse réduite de 157g (voir annexe 7.8.1). Pour θ_y , la masse réduite vaut 61.5g.

3.6.5 Accélération, loi de mouvement cycloïdale

La loi de mouvement à suivre est une courbe cycloïdale (accélération sinusoïdale), ce qui implique la formule suivante pour l'accélération et la fréquence (tirée du cours) :

$$x_s = \frac{a_{max} T^2}{4\pi} \implies T = \sqrt{\frac{4\pi x_s}{a_{max}}} \quad \omega = \frac{2\pi}{T} \quad f = \frac{1}{T}$$

$$a_{max} = \frac{F_m - F_r}{m_b + m_r}$$

Avec une force maximale de l'actionneur de $\sqrt{2} \cdot 1.8N$, on atteint une accélération maximale pour l'actionneur de θ_x de $7.03 \frac{m}{s^2}$. Pour l'actionneur de θ_y , l'accélération maximale vaut $23.16 \frac{m}{s^2}$.

Avec une force maximale de l'actionneur de $\sqrt{2} \cdot 4.7N$, on atteint une accélération maximale pour l'actionneur de θ_x de $30.11 \frac{m}{s^2}$. Pour l'actionneur de θ_y , l'accélération maximale vaut $73.50 \frac{m}{s^2}$.

3.6.6 Accélération angulaire maximale du miroir

Avec une force maximale de l'actionneur de $\sqrt{2} \cdot 1.8N$, on atteint une accélération angulaire maximale pour θ_x de $585 \frac{rad}{s^2}$. Pour θ_y , l'accélération angulaire maximale vaut $1930 \frac{rad}{s^2}$.

Avec une force maximale de l'actionneur de $\sqrt{2} \cdot 4.7N$, on atteint une accélération angulaire maximale pour θ_x de $2510 \frac{rad}{s^2}$. Pour θ_y , l'accélération angulaire maximale vaut $6126 \frac{rad}{s^2}$.

3.6.7 Force réduite au niveau de chaque actionneur

Pour trouver la force réduite au niveau de chaque actionneur, on se sert des rigidités équivalentes calculées en 3.5.1. Ainsi, pour un déplacement x_m de l'actionneur, on a :

$$F_r = K_{eq} \cdot x_m$$

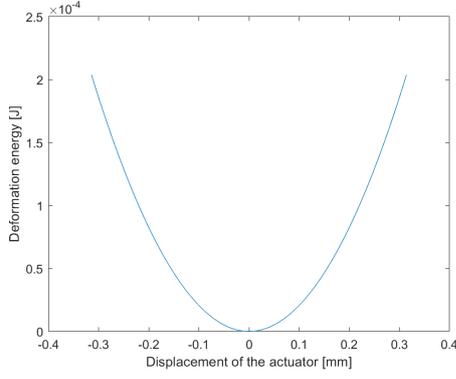


FIGURE 13 – Énergie potentielle de déformation en fonction de la position y de l'actionneur pour r_x

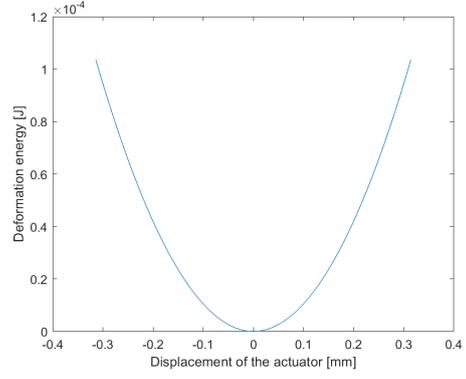


FIGURE 14 – Énergie potentielle de déformation en fonction de la position x de l'actionneur pour r_y

La force réduite pour l'actionneur en YZ est de 1.27 N. La force réduite sur l'autre actionneur est 0.66 N. A partir de la rigidité équivalente, on peut également grapher l'énergie potentielle élastique par $U = \frac{1}{2}K_{eq}x^2$ (fig. 13 et 14).

3.6.8 Jerk angulaire maximal

La loi de mouvement sinusoïdale permet de limiter le jerk. La durée de vie du système devant s'étendre à 10 ans, un jerk trop élevé peut induire des chocs répétés, causant des défauts dans le mécanisme.

On a simplement que $\ddot{x}_{max} = \dot{x}_{max} \cdot \omega_{max} = \dot{x}_{max} \cdot 2\pi f_{max}$, et $\ddot{\theta} = \frac{\ddot{x}}{l_{table}}$. Avec l'actionneur du cahier des charges, on obtient un jerk maximal de $9'225'000 \frac{rad}{s^3}$. Avec le nouvel actionneur, le jerk maximal vaut $52'500'000 \frac{rad}{s^3}$.

3.6.9 Fréquence maximale

Avec une force maximale de l'actionneur de $\sqrt{2} \cdot 1.8N$, on atteint une fréquence maximale pour θ_x de 421 Hz. Pour θ_y , la fréquence maximale atteinte vaut 766 Hz.

Avec une force maximale de l'actionneur de $\sqrt{2} \cdot 4.7N$, on atteint une fréquence maximale pour θ_x de 873Hz. Pour θ_y , la fréquence maximale atteinte vaut 1364 Hz.

Concernant le taux de recouvrement, pour le nouveau modèle d'actionneur, on a :

$$t_r = f_{laser} \frac{D_{spot}}{v_{avance}} = \frac{f_{laser} D_{spot}}{A_{scan} f_{scan}} \quad A_{scan} = 2H_{scan}(\theta_{s,max} - \theta_{s,min})$$

$$f_{scan} = 873Hz \quad D_{spot} = 2\mu m \quad H_{scan} = 20mm$$

$$\theta_{s,max} = -\theta_{s,min} = 0.000262rad \quad f_{laser} = 860kHz$$

On trouve un taux de recouvrement de 93.5.

3.7 Résolution angulaire du miroir

L'entièreté de la plage de mesure des capteurs est utilisée ($1.1 \pm 0.9mm$). En effet, le support du miroir a un rayon de $34mm$ (cf. le dessin technique de la pièce F06). Le bout du support effectue une course maximale de $34 \cdot 0.026 \simeq 0.9mm$. Il suffit alors de placer les capteurs à une distance au repos de $1.1mm$ du support du miroir, pour obtenir la résolution angulaire suivante :

$$R_\alpha = \frac{\alpha_{max} - \alpha_{min}}{32'865} = 1.59\mu rad$$

Toute la gamme dynamique des capteurs est ainsi utilisée.

3.8 Butées mécaniques et étude des risques de collision

Butées du Voice Coil

Le Voice Coil possède un espacement vertical de $320 \mu m$ entre sa bobine et son support. On vérifie que le déplacement vertical des tables à cols auxquelles sont rattachés les actionneurs ne dépasse pas cette valeur. Ce déplacement est quantifié par :

$$l(1 - \cos(\theta)) = 4.1\mu m \ll 320\mu m$$

La Voice Coil alternatif que nous proposons possède lui un espacement vertical encore supérieur à l'ancien, de $380 \mu m$ entre sa bobine et son support. Ce qui reste compatible avec notre système. Nous n'utilisons pas les butées du Voice Coil mais faisons usage des butées mécaniques de notre système.

Bloc YZ

A présent, on discute des parties bleues (butées) et oranges des figures 2, 3 et 4.

Butées : Les butées mécaniques du plan YZ se situent au niveau du bloc 4, la distance entre les sous-blocs inférieurs/supérieurs et le bâti est de 0.85 mm . L'actionneur exerce une course de 0.314 mm sur le bloc 13, qui a la même course que le bloc 14. Pour une rotation du miroir de $+1.5^\circ$, la course de l'extrémité supérieure du bloc 4, située à 32 mm du col, est donnée par :

$$x_{\text{bloc 4}} = 32 \cdot 0.026 = 0.84 \text{ mm}$$

De même, pour une rotation de -1.5° , c'est l'extrémité inférieure du bloc 4 qui va buter contre le bâti après une course de 0.84 mm .

Risques de collision :

1. La pièce 13 est à une distance horizontale de 0.35 mm du bâti. L'actionneur effectuant une course de 0.314 mm , il n'y a pas de risque de collision.
2. La pièce 15 n'a aucun risque de collision avec la 4; une translation vers la droite de la 15 se traduit par un mouvement dans la même direction par la partie inférieure de la 4. Idem pour une translation vers la gauche.
3. 12 et 3 : La pièce 12 translate en même temps que la 3 tourne (dans le même sens), donc forcément le contact 13-bâti se fera avant.

Bloc XZ

Butées : Les butées mécaniques du plan XZ sont réalisées par le bloc 18 et le bloc 11. Ces deux blocs se situent à une distance de 0.35 mm du bâti. L'actionneur ayant une course de 0.314 mm , pour une rotation de -1.5° , le bloc 18 se déplace vers le bâti avec la même course que l'actionneur, c'est-à-dire -0.314 mm . Pour une rotation de $+1.5^\circ$, le bloc 11 subit une translation inverse à celle du bloc 18 grâce à l'effet miroir de la table à cols dû au bloc 10, et se déplace donc aussi de 0.314 mm vers le bâti. Une distance entre ces deux blocs et le bâti de 0.35 mm convient donc pour réaliser les butées.

Risques de collision : La distance horizontale (au repos) entre les pièces abordées est de $d = 0.35 \text{ mm}$. On note d' la distance après rotation maximale de 1.5° .

1. Pièce 10 et bâti : l'extrémité du bâti est à une distance 6.32 mm du centre du point de rotation de la table à cols $\Rightarrow d' = 6.44 \cdot 0.026 = 0.167 \text{ mm} < d$. Aucun risque de collision.
2. Pièces 9 et 11 : l'extrémité de la pièce 9 la plus susceptible de percuter 11, est à 10.2 mm du point de rotation de 9. La pièce 11 translate de 0.314 (comme l'actionneur) $\Rightarrow d' = 10.2 \cdot 0.026 = 0.26 \text{ mm} < d + 0.314$. Aucun risque de collision.
3. L'extrémité de la pièce 6 (ou 7) la plus susceptible de percuter 11, est à 10.2 mm du point de rotation de 6 (ou 7) $\Rightarrow d' = 10.2 \cdot 0.026 = 0.26 \text{ mm} < d$. Aucun risque de collision.

4 Construction

Bill of Materials

Pièce	Matériau	Met.Usinage
B01 Base	Aluminium	Conv.
B02 Equerre YZ	Aluminium	Conv.
B03 Equerre XZ	Aluminium	Conv.
B04 Lardon YZ	Aluminium	Conv.
B05 Lardon XZ	Aluminium	Conv.
B06 Support senseur	Aluminium	Conv.
F01 Bloc YZ	Maraging W720	Conv. + EDM
F02 Bloc XZ inf	Maraging W720	Conv. + EDM
F03 Bloc XZ supp	Maraging W720	Conv. + EDM
F04 Tige	Maraging W720	EDM
F05 Clamps (x2)	Maraging W720	Conv.
F06 Support Miroir	Aluminium	Conv.
F07 Miroir	-	-
F08 Voice Coil (x2)	-	-
F09 TQ401 (x2)	-	-
F10 Pince tige (x2)	Maraging W720	Conv.
Vis ISO 4762 M1.6x6 - 6N (x2)	-	-
Vis ISO 4762 M1.6x5 - 5N (x2)	-	-
Vis ISO 4762 M2x8 - 8N (x4)	-	-
Vis ISO 4762 M2x10 - 10N (x4)	-	-
Vis ISO 4762 M3x20 - 20N (x4)	-	-
Vis ISO 4762 M4x10 - 10N (x9)	-	-
Vis ISO 4762 M8x25 - 25N (x1)	-	-
Rondelle ISO 7092 - 1.6 (x4)	-	-
Rondelle ISO 7092 - 2 (x8)	-	-
Rondelle ISO 7092 - 3 (x4)	-	-
Rondelle ISO 7092 - 4 (x9)	-	-
Rondelle ISO 7091 - 8 (1x)	-	-
Goupille ISO 2338 - 4 m6x8 (x4)	-	-
Goupille ISO 7092 - 1.5x6 - A (x8)	-	-

Tableau 2 – BOM et nomenclature des pièces utilisées dans le montage

A la section 7.4, peuvent être trouvées les détails de construction avec les différents dessins techniques des assemblages. En 7.3, le montage est détaillé.

4.1 Usinage

Durant l'usinage des pièces, il est important de respecter l'état de surface des cols et des butées indiqués dans les plans en annexes pour assurer la résistance à la fatigue des cols. 3 passes à l'EDM sont donc requises pour cette finition.

La tige qui lie les deux blocs est impossible à usiner en même temps que les deux blocs. De plus, elle est un point faible du mécanisme car sensible au flambage, surtout lorsqu'elle est précontrainte en flexion et rotation. Pour résoudre ce problème, la tige est usinée séparément en 3 pièces ; deux blocs percés similaires qui viennent pincer une tige simple. Cette configuration permet d'avoir un contrôle important sur les dimensions de la tige.

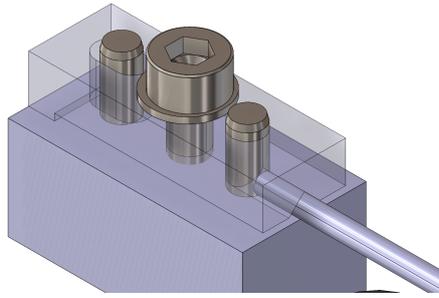


FIGURE 15 – Montage de la tige

4.1.1 Usinage Conventionnel

Les pièces ne demandant pas une précision extrême dans des matériaux difficiles sont conçues pour être usinées de manière conventionnelle, c-à-d à l'aide d'une fraiseuse, un tour, une perceuse à colonne et des outils standards (alésoir et taraud) pour les finitions. Les cotes de précision sont atteignables dans un atelier professionnel standard et donc les coûts en sont réduits.

Les Blocs F01, F02 et F03 sont usinés de manière standard pour l'enlèvement de matière (sauf F03) et les trous. Ce n'est pas idéal car il est difficile d'usiner cet acier et donc plus cher. Cependant l'usinage traditionnel se fait toujours avant de passer à l'EDM pour éviter de perdre des pièces qui coûtent déjà extrêmement cher. Nous partons du principe que les pièces F01, F02 et F03 représentent la majorité du budget.

4.1.2 Usinage par EDM (Electric Discharge machining)

Le cœur du mécanisme a été réfléchi pour être usiné par EDM. La géométrie 2D des blocs XZ et YZ nous permet d'avoir une épaisseur de col de $50 \mu m$ sur une épaisseur de $4-6 mm$. L'usinage par EDM se fait par fil. Nous faisons un traitement thermique sur la pièce une fois l'usinage réalisé pour garder les propriétés mécaniques originales de l'Acier Maraging W720.

5 Choix des matériaux

En annexe peuvent être trouvées les diverses spécifications mécaniques et chimiques des matériaux choisis.

5.1 Acier Maraging W720

Pour le corps principal, nous faisons usage d'Acier Maraging W720. Il s'agit d'un alliage à très haute résistance et dureté mais gardant une bonne ductilité, grâce à la fois à sa forte teneur en carbone mais aussi à la présence de précipités inter-granulaires.

L'Acier Maraging W720 est un acier ressort donc les propriétés sont importantes dans nos pièces avec des guidages flexibles. Le matériel que l'on cherchait pour concevoir nos pièces nécessite aussi une faible rigidité en torsion pour pouvoir faire usage de la superposition de deux mécanismes à 1 DDL ainsi qu'une forte rigidité en translation.

De plus, cet acier est compatible avec les procédés d'usinages dont nous avons besoin.

5.2 Aluminium EN AW-2017A - T4

Pour la pièce de soutien du miroir, il nous fallait, afin de respecter le cahier des charges, un matériel homogène et léger. Il doit aussi être métallique afin d'être utilisable avec les capteurs fournis. Nous avons fait le choix de l'aluminium, car c'est un métal à relativement faible densité et dont les différentes méthodes d'usinage n'ont pas d'obstacles particuliers. Il s'agit donc d'un choix fait par praticité.

5.3 Colle Vitralit®1528

La fixation du miroir Thorlabs UM05-45A à notre dispositif peut se faire au grâce à une colle.

Il faut cependant que cet adhésif respecte des caractéristiques spécifiques :

- Un coefficient de rétractibilité minimal lors du séchage.
- Une forte résistance à la traction.

Avant application de l'adhésif, la surface en aluminium ainsi que la surface du miroir Thorlabs UM05-45A doivent être propres. Avant l'application de la colle la cocylindricité de ces deux surfaces doit être vérifiée. L'application doit se faire sans lumière ambiante. La couche d'adhésif appliquée doit mesurer $0.5[mm]$, il est important de procéder au séchage via soit :

- **UV-A**, intensité : $60[\frac{mW}{cm^2}]$, temps : $90[s]$
- **LED (365nm)**, intensité : $400[\frac{mW}{cm^2}]$, temps : $60[s]$

Une fois la couche appliquée, la pièce doit reposer durant 24 heures.

6 Conclusion

Comparaison avec le cahier des charges

Numéro	Paramètre	Valeur demandée	Valeur obtenue	Constat
1a	Axe de rotation P passe par le centre du miroir, dans son plan $X_m Y_m$	-	-	Oui
1a	Translation parasite sur le substrat	$\leq 0.5 \mu m$	$0.26 \mu m$	Oui
1b	Course angulaire du miroir	$[-1.5^\circ, 1.5^\circ]$	$[-1.5^\circ, 1.5^\circ]$	Oui
1c	Angle entre P et X_m	$[0^\circ, 360^\circ[$	$[0^\circ, 360^\circ[$	Oui
1d	Course angulaire en balayage de précision	$\pm 0.015^\circ$	$\pm 0.015^\circ$	Oui
2a	Fréquence du balayage de précision	$\geq 860 \text{ Hz}$	421Hz ou 873Hz*	Non
6	Encombrement	$D = 15 \text{ cm}, H = 15 \text{ cm}$	$D = 8.2 \text{ cm}, H = 11.4 \text{ cm}$	Oui
7a	Absence de frottement	-	-	Oui
8	Équilibrage dynamique	-	-	Oui
10	Rigidités transverses en x, y, z	$\geq 250 N/mm$	$\geq 502 N/mm$	Oui
10	Rigidité transverse en θ_z	$\geq 800 Nmm/^\circ$	$2198.5 Nmm/^\circ$	Oui
11d	Taux de recouvrement	100	93.5	-
15	Prix indicatif	<20'000.- CHF	13'660.- ou 13'860.-* CHF	Oui

* = avec l'actionneur alternatif proposé.

Avantages

Notre mécanisme est original par sa simplicité conceptuelle et son efficacité. Nous obtenons un mouvement parasite très faible ce qui permet de respecter le cahier des charges. Les différentes rigidités transverses sont assez élevées, ce qui nous permet de remplir les attentes du mécanisme. Enfin, notre assemblage est compact, pouvant être contenu dans un volume bien inférieur aux limites dimensionnelles exprimées dans le cahier des charges.

Limites

Les limites induites par la mise en série des 2 blocs ne nous ont pas parues évidentes durant les premières semaines de réflexion sur la conception de ce mécanisme. On pense notamment à la difficulté d'atteindre la fréquence demandée. Il aurait ainsi été plus souhaitable de travailler avec un mécanisme à cinématique parallèle, passablement avantageux pour des applications de mouvement à haute dynamique. Ce problème est aussi lié à la masse conséquente de notre mécanisme.

La tige présente dans notre mécanisme induit un couplage parasite en raison de la distance directe entre la tige et l'axe de rotation du miroir. Avec plus de temps pour la conception de ce projet, nous aurions aimé minimiser cette distance afin de minimiser ce couplage parasite et réduire la rigidité.

Enfin, la précision de notre mécanisme est au final dicté par la précision du driver de l'actionneur. C'est un point que nous ne pouvons pas éviter mais nous le considérons comme une limite car il s'agit potentiellement d'un goulot d'étranglement pour le reste du mécanisme.

Ce projet a été une expérience pédagogique. Il nous a rapproché du monde réel de l'ingénierie, qui parfois consiste à faire des compromis entre ce qui est demandé dans le cahier des charges et la réalité physique. Notre compromis entre changer l'actionneur, ou baisser la fréquence en balayage de précision, est un exemple typique des conciliations à faire.

7 Annexes

7.1 Cahier des charges

1. Cinématique :

- L'axe de pivotement P est situé dans le plan $X_m Y_m$ 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 θ_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 g
- Course admissible totale : 6.4 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 : $R_c = \frac{P_{\text{max}} - P_{\text{min}}}{G_d}$

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 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 $X_m Y_m$ se trouve à 45° 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_{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_{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 θ_z doivent être maximisées (valeur indicatives : $K_{x,y,z} \approx 250$ N/mm et $K_{\theta_z} \approx 800$ Nmm/°).

Informations indicatives

11. Paramètres optiques :
 - a. Diamètre du spot sur le plan focal dans le substrat : $d_{spot} = 2 \mu\text{m}$
 - b. Fréquence nominale des impulsions laser : $f_{laser} = 860$ kHz
 - c. Longueur d'onde du laser : $\lambda_{laser} = 800$ nm
 - d. Taux de recouvrement optimal : $t_r = 100$
 - e. Distance entre pupille d'entrée et centre du miroir : $H_s = 20$ mm
 - f. Lentille de focalisation de type télécentrique : la relation entre le déplacement A_{scan} du spot sur le plan focal et la rotation du miroir est donnée par $A_{scan} = 2 \cdot H_{scan} \cdot (\theta_{s,max} - \theta_{s,min})$
12. La fréquence de pivotement du miroir f_{scan} dépend de l'amplitude de balayage A_{scan} sur le plan focal dans le substrat, selon la relation $f_{scan} = \frac{f_{laser} \cdot d_{spot}}{A_{scan} \cdot t_r}$
13. La température de fonctionnement de l'ensemble du système est de $T_{func} = 20 \pm 0.1$ °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.

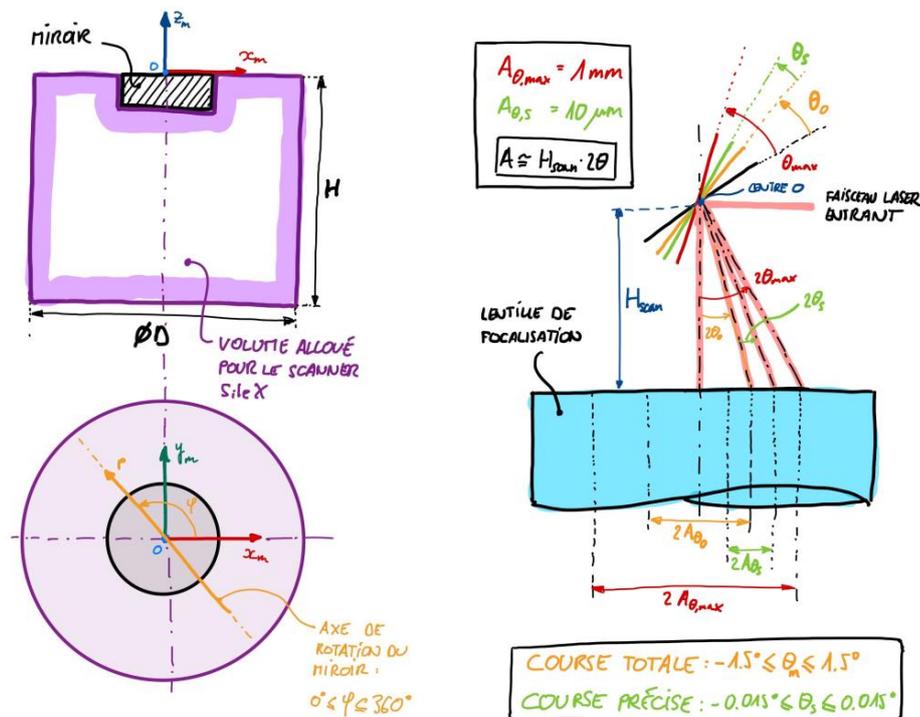


Figure 4. (Gauche) Volume alloué pour le mécanisme et axe de pivotement P. (Droite) Courses angulaires (Fig. de droite : attention au facteur 2 entre angle de rotation miroir et angle de déviation faisceau).

7.2 Graphe des débattements cinématiques des articulations flexibles

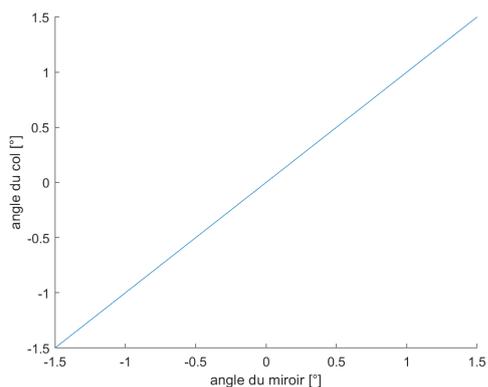


FIGURE 16 – Débattement des cols en fonction de l'angle du miroir (rapport 1 : 1)

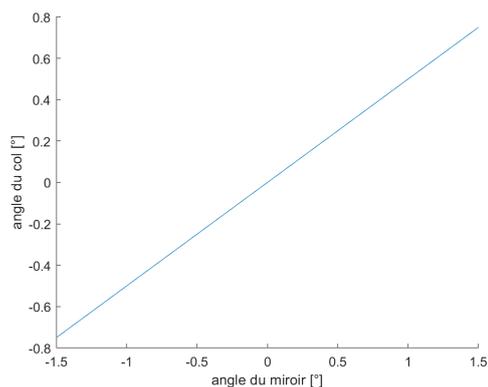


FIGURE 17 – Débattement des cols du bloc 5 en fonction de l'angle du miroir (rapport 1 : 2)

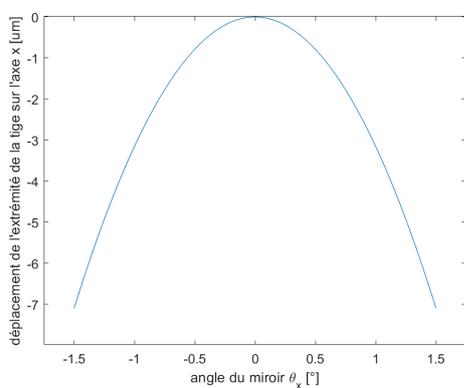


FIGURE 18 – Déplacement de l'extrémité de la tige sur l'axe x en fonction de l'angle θ_x du miroir

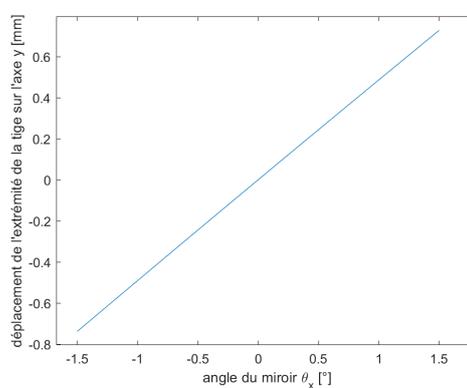


FIGURE 19 – Déplacement de l'extrémité de la tige sur l'axe y en fonction de l'angle θ_x du miroir

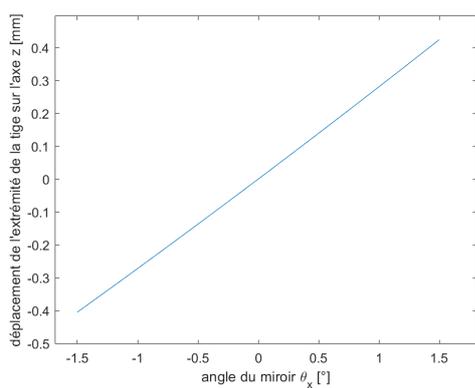


FIGURE 20 – Déplacement de l'extrémité de la tige sur l'axe z en fonction de l'angle θ_x du miroir

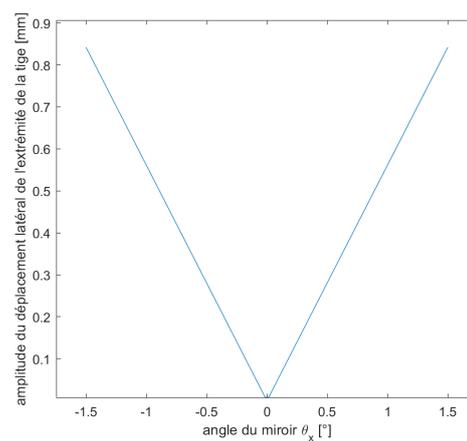


FIGURE 21 – Amplitude du déplacement latéral (dans le plan YZ) de l'extrémité de la tige en fonction de l'angle θ_x du miroir

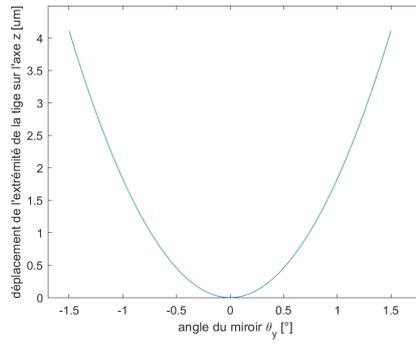


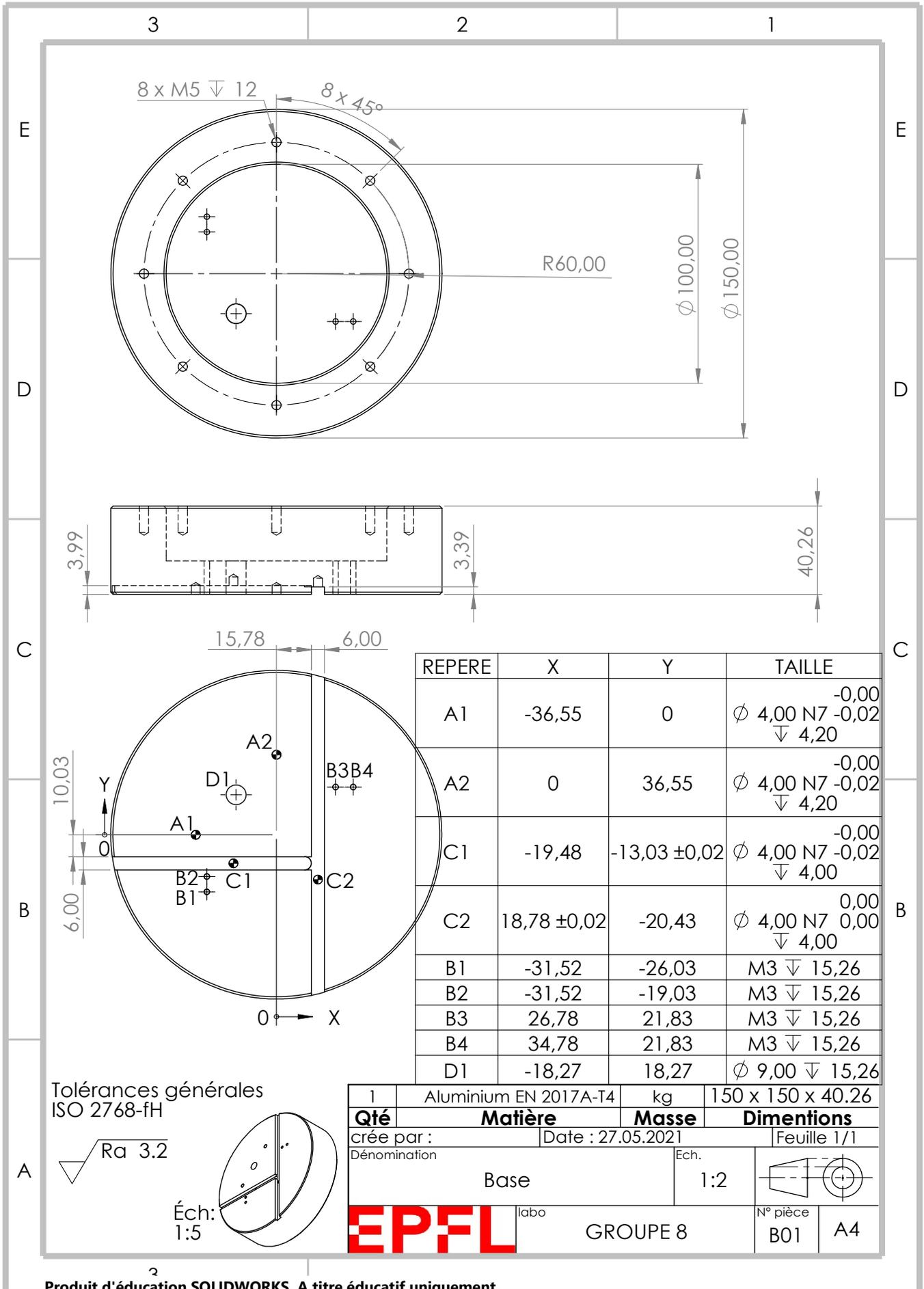
FIGURE 22 – Déplacement de l'extrémité de la tige sur l'axe z en fonction de l'angle θ_y du miroir

7.3 Montage

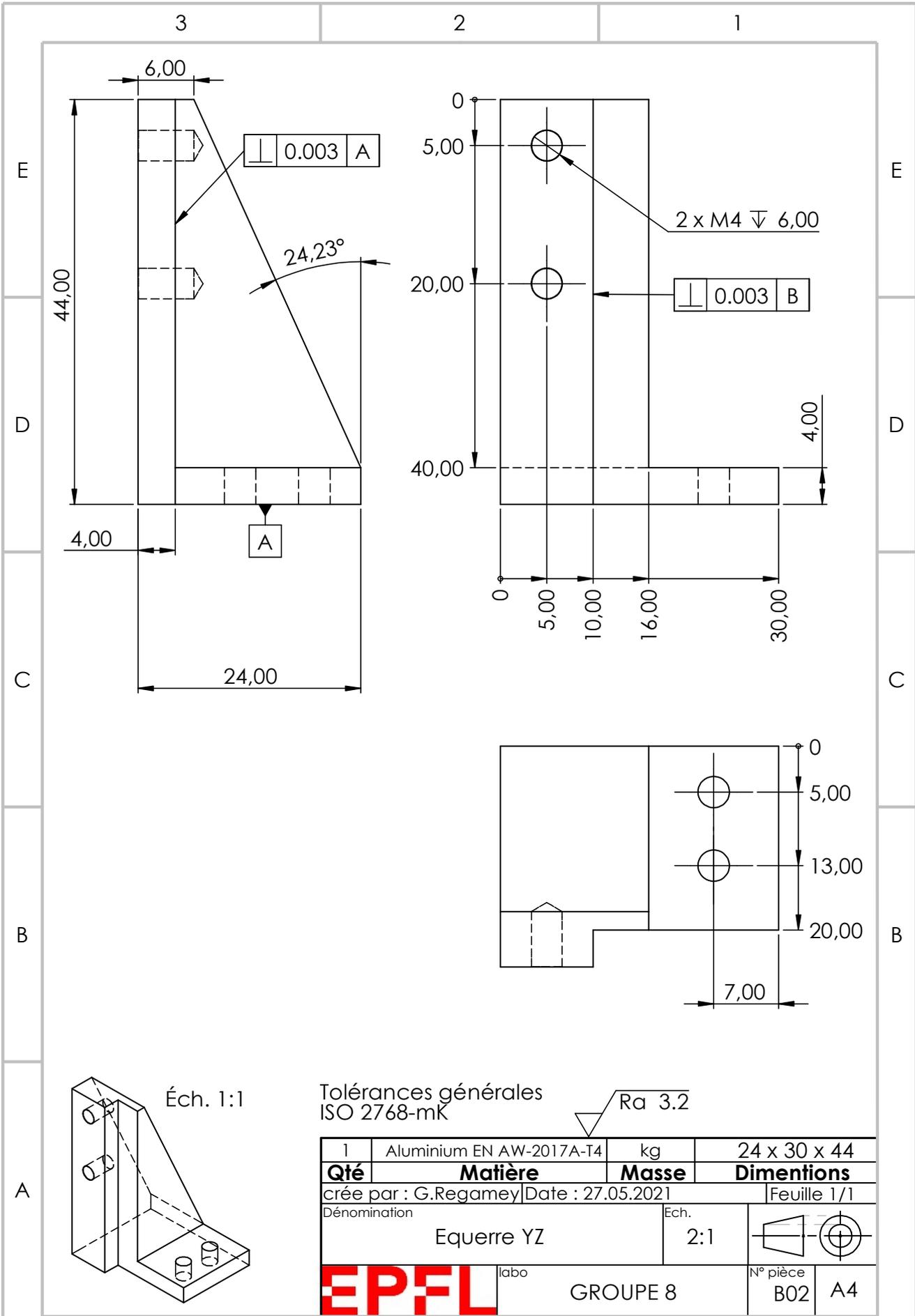
La nomenclature utilisée reprend celle du tableau 2.

1. Le bloc **F01** (YZ) est monté à la base **B01**. Pour cela, **F01** est guidée dans l'encoche la plus longue usinée à la surface de **B01** et vient en butée sur une goupille **4 m6x8**.
2. L'équerre **B02** (YZ) est appuyée contre le bloc **F01** afin de le contraindre perpendiculairement à la surface de **B01**, puis elle est fixée à la base **B01** par deux vis **M4** et deux rondelles **M4**.
3. Le lardon **B04** vient pincer le bloc **F01** à l'équerre **B02** avec deux vis **M4** et deux rondelles **M4**.
4. Le bloc inférieur XZ **F02** est monté à la base **B01**. Pour cela, **F02** est guidée dans l'encoche perpendiculaire à **F01** usinée à la surface de **B01** et vient en butée sur une goupille **4 m6x8**.
5. L'équerre **B03** est appuyée contre le bloc **F01** afin de le contraindre perpendiculairement à la surface de **B01**, puis elle est fixée à la base **B01** par deux vis **M4** et deux rondelles **M4**.
6. Le lardon **B05** vient pincer le bloc **F02** à l'équerre **B03** avec trois vis **M4** et trois rondelles **M4**.
7. Un voice coil **F08** est fixé au bloc YZ **F01** grâce à 4 vis **M2**, 2 M2 de longueur 8 derrière et 10 devant.
8. Un voice coil **F08** est fixé au bloc inférieur XZ **F02** grâce à 4 vis **M2**, 2 M2 de longueur 8 derrière et 10 devant.
9. Le bloc XZ supérieur **F03** est centré au bloc YZ **F01** grâce à deux goupilles $\varnothing 1.5 \times 6$ et fixée par une vis **M1.6x6** et une rondelle 1.6.
10. Les pinces tiges **F10** sont mis en place sur **F02** et **F03** guidés par les goupilles et vissés partiellement par les vis **M1.6x6**.
11. La tige **F04** vient s'enfiler entre les blocs **F02**, **F03** et les pinces tige **F10** ouvert. Les deux extrémités de la tige doivent venir en butée contre les goupilles des pinces avant que celles-ci soit serrées.
12. Le support des capteurs **B06** est monté à la base **B01**, guidé par deux goupilles $\varnothing 4 \times 8$ et fixé par une vis **M8 x 25** à travers **B01**.
13. Le miroir **F07** est simplement collé sur son périmètre grâce à une colle haute performance (Vitalit® 1528) au support du miroir **F06**, selon les informations de montage détaillé dans la partie 5.3.
14. Le support du miroir **F06** est fixé au bloc XZ supérieur **F03**, guidé par deux goupilles $\varnothing 1.5 \times 6$ et fixé par une rondelle **m1.6x6** et une vis **m1.6x6**.
15. Les deux capteurs TQ401 **F09** sont vissés à au support **B06**.
16. Les capteurs **F09** sont ajustés à 1.1mm de distance du support du miroir **F06** en position de repos.

7.4 Dessins techniques



Produit d'éducation SOLIDWORKS. A titre éducatif uniquement.

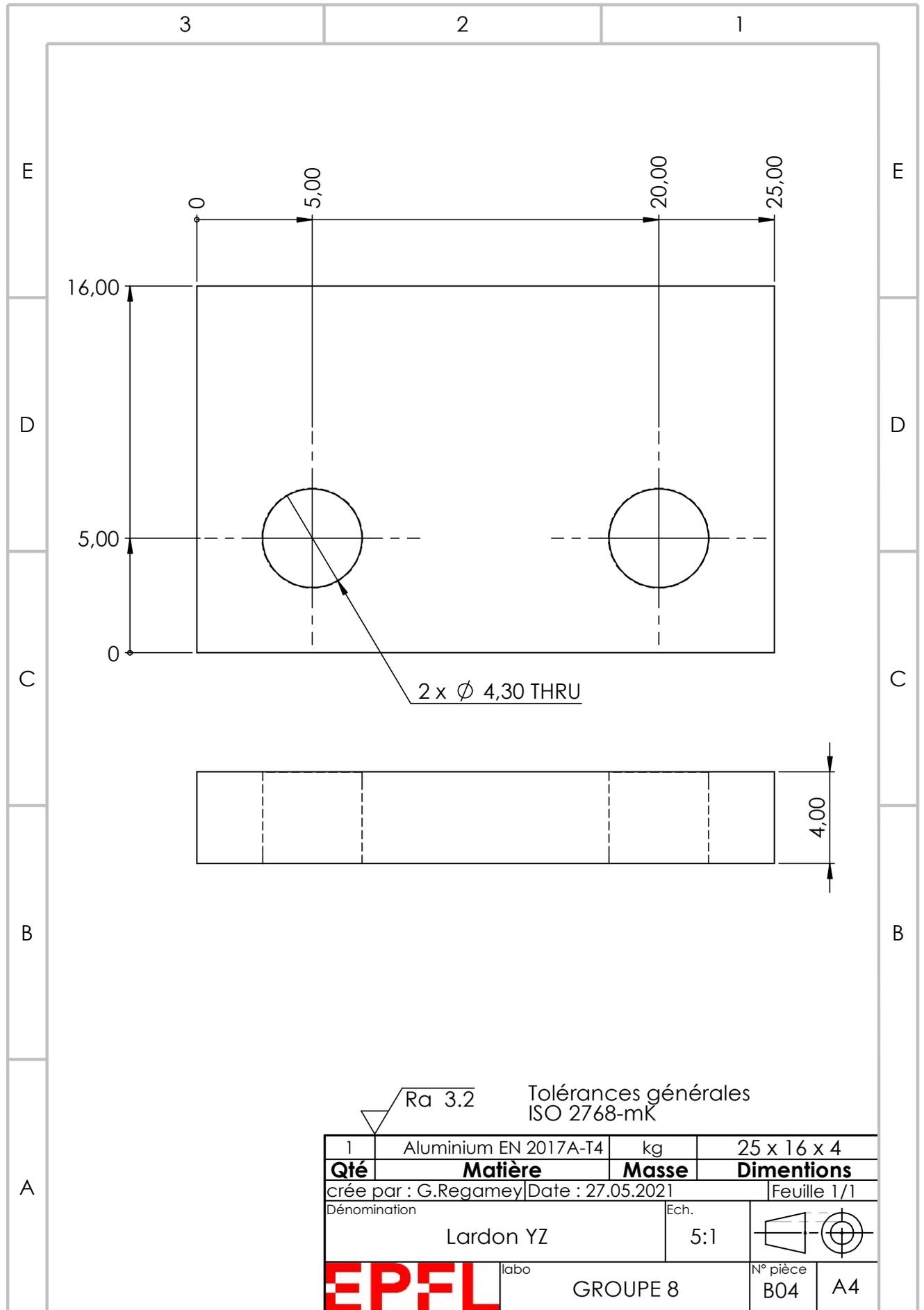


Tolérances générales
ISO 2768-mK

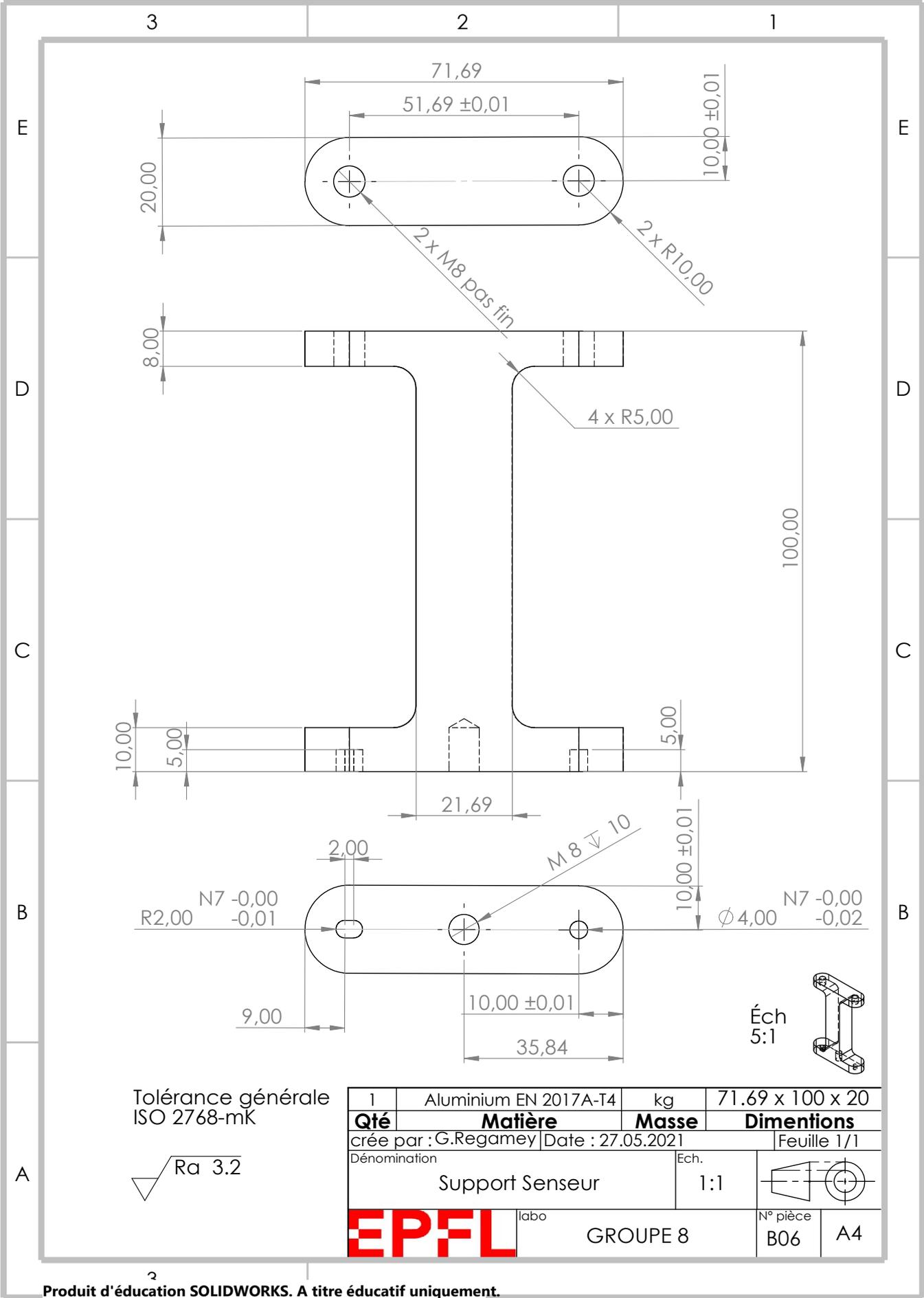
Ra 3.2

1	Aluminium EN AW-2017A-T4	kg	24 x 30 x 44
Qté	Matière	Masse	Dimensions
créé par : G.Regamey / Date : 27.05.2021			Feuille 1/1
Dénomination		Ech.	
Equerre YZ		2:1	
EPFL labo		GRUPE 8	N° pièce B02 A4

S. A titre éducatif uniquement.



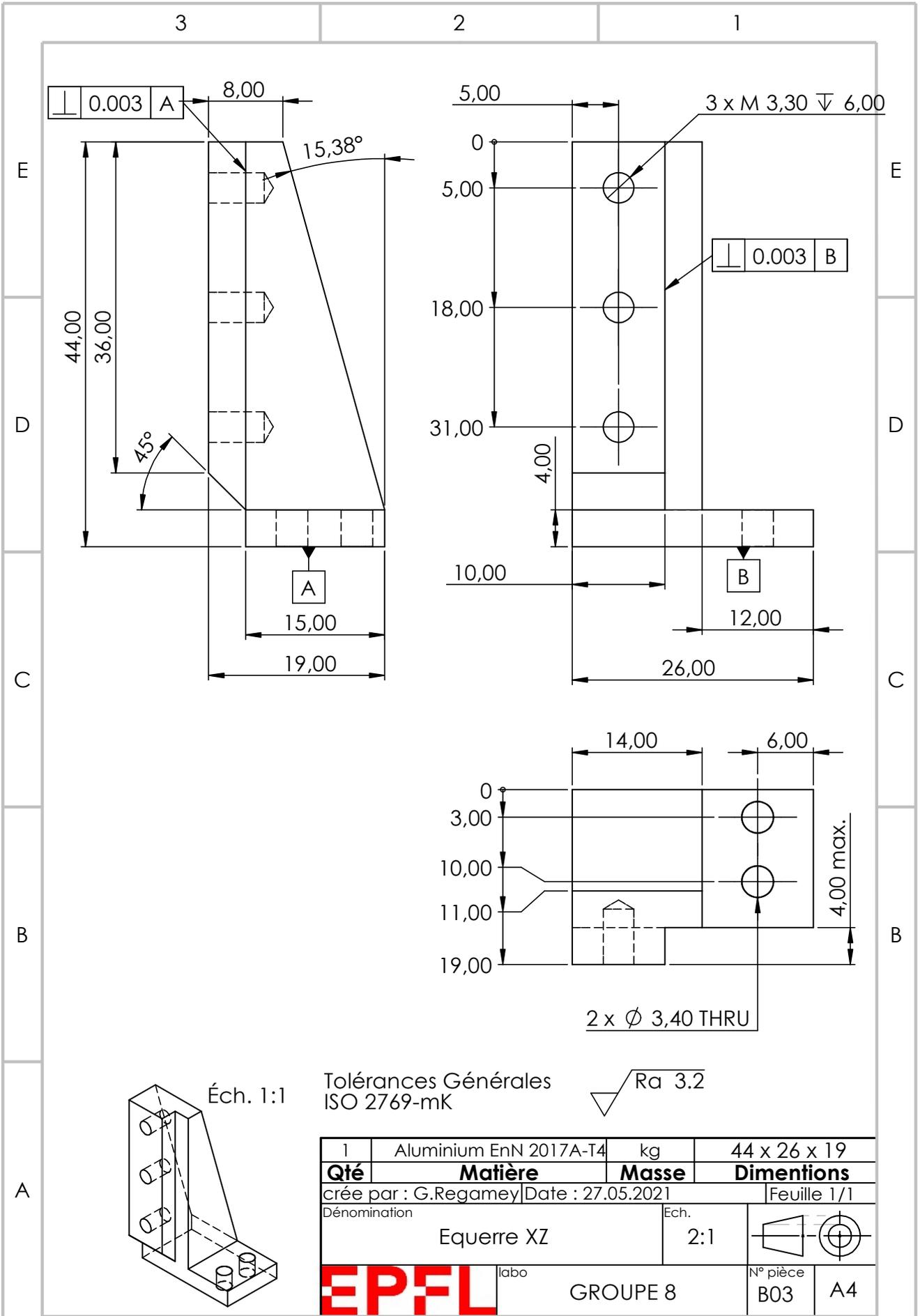
S. A titre éducatif uniquement.



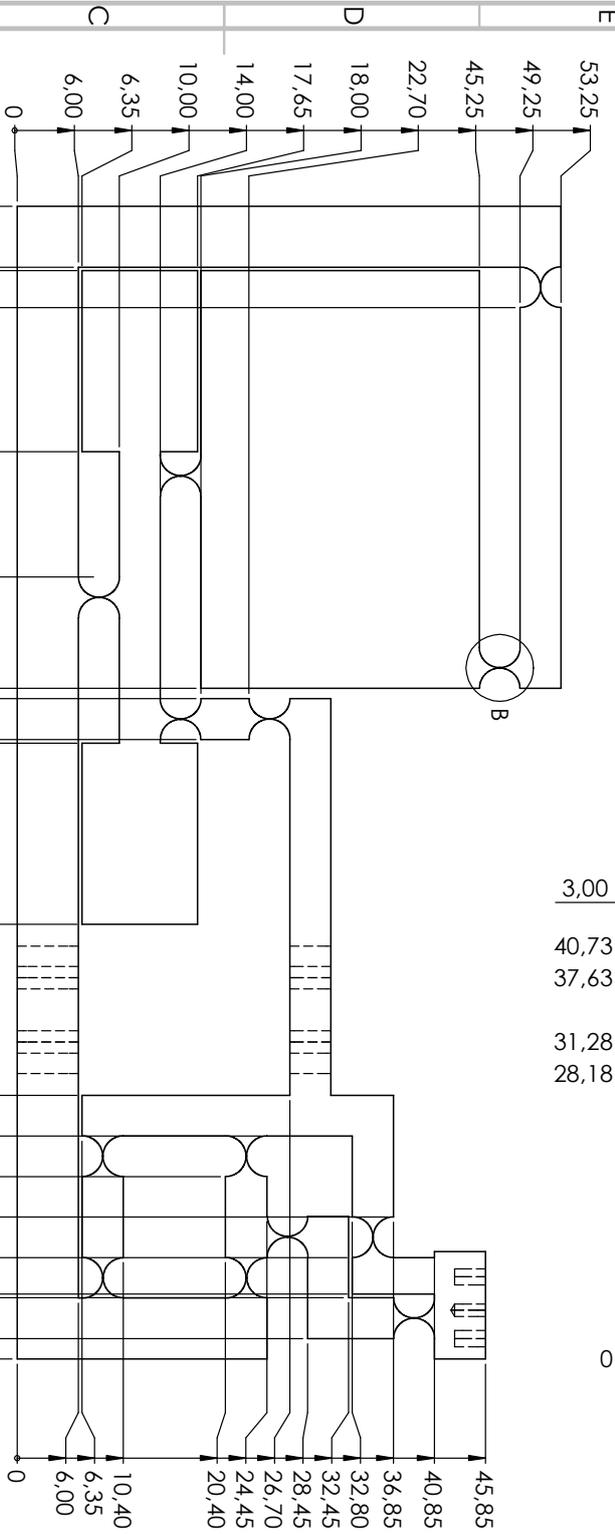
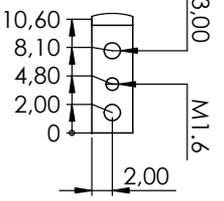
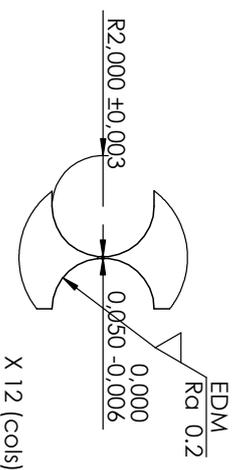
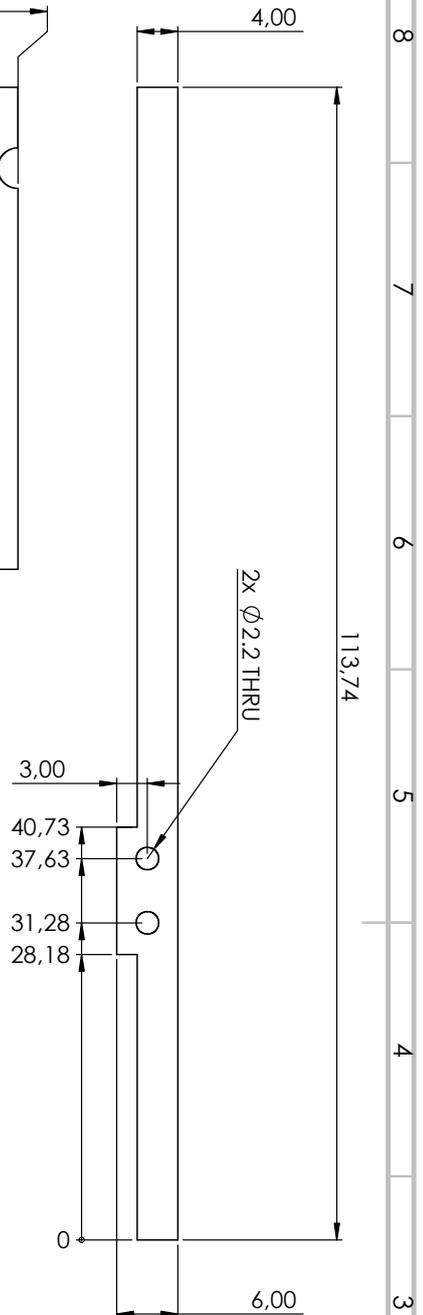
Tolérance générale
ISO 2768-mK

$\sqrt{Ra\ 3.2}$

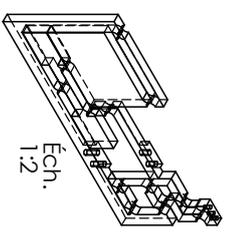
1	Aluminium EN 2017A-T4	kg	71.69 x 100 x 20
Qté	Matière	Masse	Dimensions
créé par : G.Regamey Date : 27.05.2021			Feuille 1/1
Dénomination		Ech.	
Support Senseur		1:1	
EPFL labo		GROUPE 8	N° pièce B06 A4



S. A titre éducatif uniquement.



Tolérances générales
ISO 2768-mK

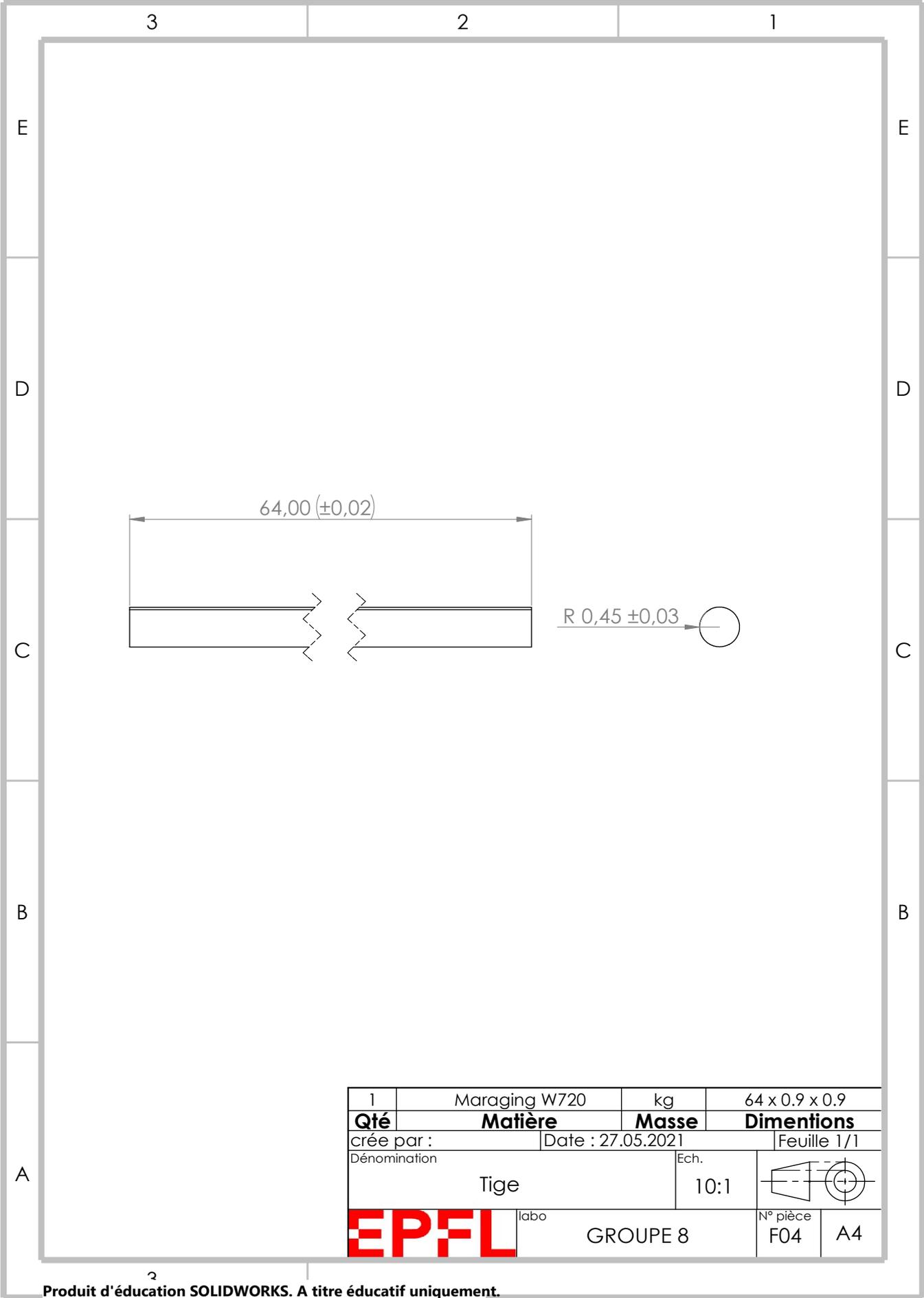


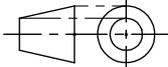
EDM
Ra 2

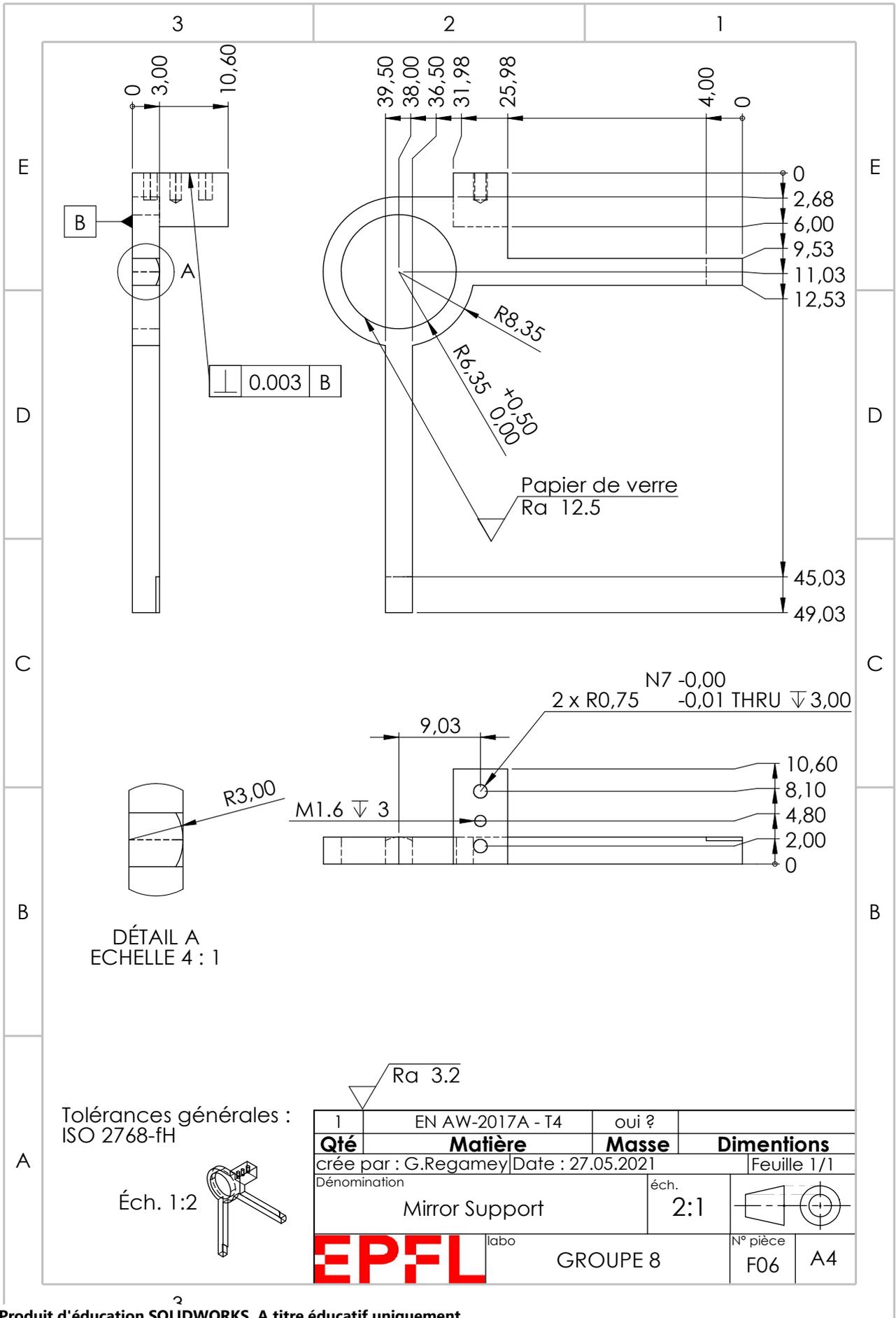
1	Matranging W720	kg	114 X 54 X 6
Qté	Matériau	Masse	Dimensions
	Créeé par : G.Regamey	Date : 27.05.2021	Feuille 1/1
Dénomination		Éch.	
Bloc YZ		2:1	
N° pièce		Éch.	
F01		1:2	

EPFL		GROUPE 8	
labo		N° pièce	
F01		A3	

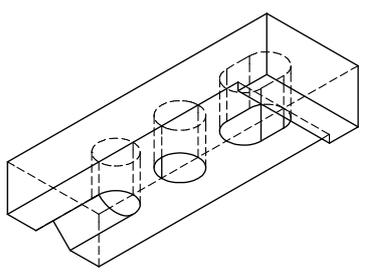
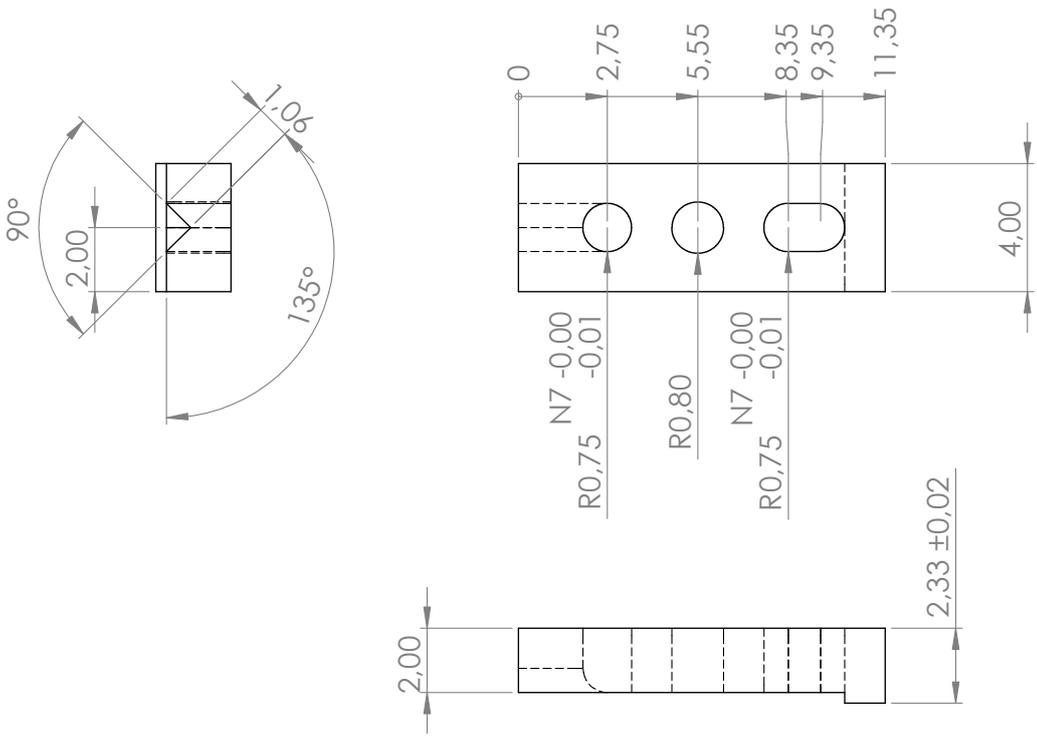
Produit d'éducation SOLIDWORKS. A titre éducatif uniquement.



1	Maraging W720	kg	64 x 0.9 x 0.9
Qté	Matière	Masse	Dimensions
créé par :	Date : 27.05.2021	Feuille 1/1	
Dénomination		Ech.	
Tige		10:1	
EPFL	labo	GRUPE 8	N° pièce F04
			A4



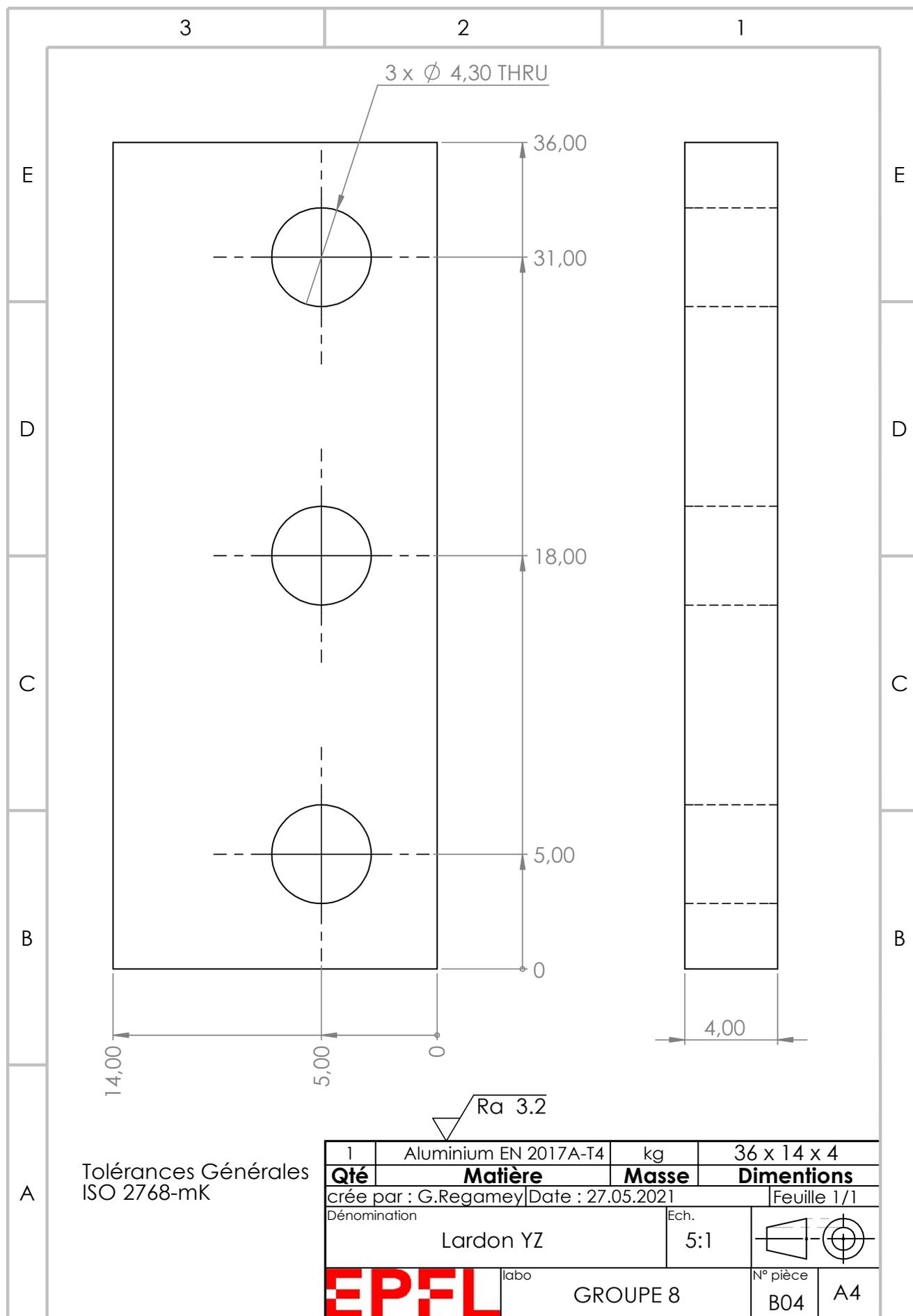
1	EN AW-2017A - T4	oui ?	
Qté	Matière	Masse	Dimensions
créé par : G.Regamey Date : 27.05.2021			Feuille 1/1
Dénomination		éch.	
Mirror Support		2:1	
EPFL labo		GROUP 8	N° pièce
			F06
			A4



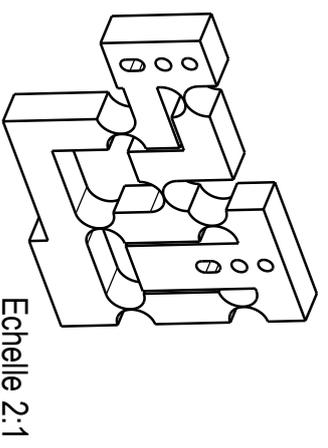
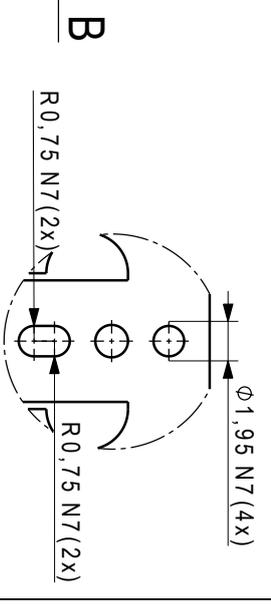
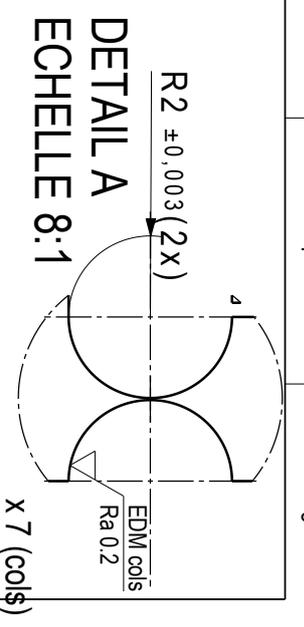
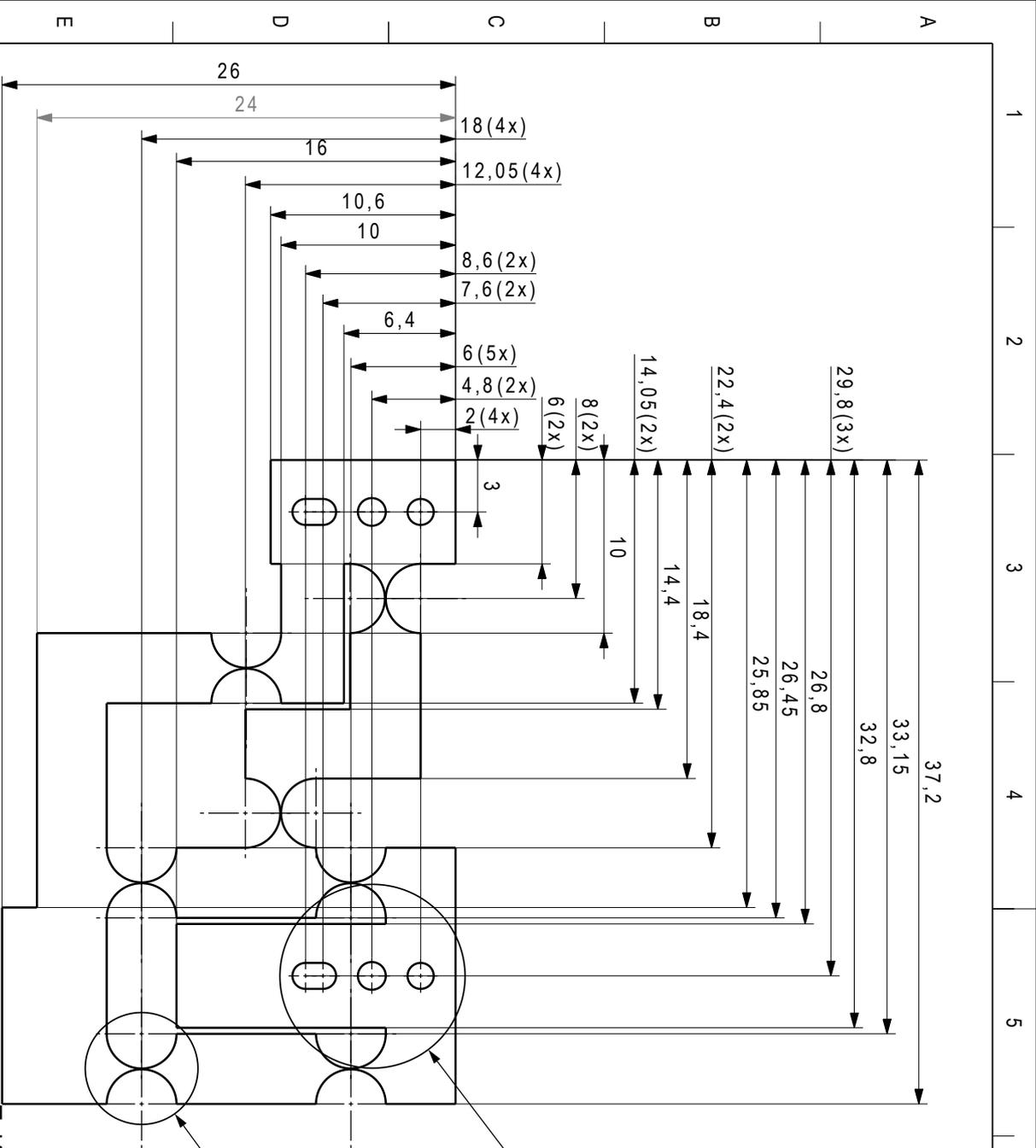
Ra 3.2

Tolérances générales
ISO 2768-fk

2	Maraging W720	kg	11.35 x 4 x 2.33
Qté	Matière	Masse	Dimensions
créé par :		Date : 27.05.2021	Feuille 1/1
Dénomination		Ech.	
Pince Tige		5:1	
labo		GRUPE 8	N° pièce F10 A4



S. A titre éducatif uniquement.



Tolérances générales ISO 2768-fH

EDM
Ra 2

Mod.		Dessiné	5/27/2021	Y. Belguerich	Echelle	4:1
Mod.		Contrôlé				
		Coord. aux cotes				
		Bon pour état.				
Sans modification séparée						
		N° de commande				
Nomenclature éle. de N° d'at.		Matériau	Martingling W720	Origine	Formal	N° de dessin
Nomenclature éle. de N° d'at.		Masse		Remarque	N° de dessin	
					A3	2
						1
EPFEL		Bloc XZ Supérieur			FB03	

7.6 Calculs

Mouvement parasite d'un col circulaire

Nous partons ici de l'article *Investigation of Optimised Notch Shapes for Flexural Hinges*, afin d'estimer le mouvement parasite d'un col circulaire (rayon r , longueur L) subissant une déformation d'angle α .

Le repère xy utilisé est celui de la fig. 24. Le mouvement parasite (normalisé) d'un col prismatique, pour une rotation α , est donné par :

$$\begin{cases} \frac{\lambda_x^{prism}}{L} = \frac{\sin(\alpha)}{\alpha} - \frac{\cos(\alpha)+1}{2} \\ \frac{\lambda_y^{prism}}{L} = \frac{\sin(\alpha)}{2} + \frac{\cos(\alpha)-1}{\alpha} \end{cases}$$

Le mouvement parasite d'un col varie quasi-linéairement selon $\frac{r}{L}$, pour un angle α donné (p. 12). Pour $\alpha = 5^\circ$, le mouvement parasite d'un col circulaire est 3.6 fois plus petit que celui d'un col prismatique, d'après l'article. Nous faisons l'hypothèse que ce rapport varie peu en fonction de α , et qu'il s'applique donc également à l'angle maximal de 1.5° des cols de notre système.

$$\text{Si } \alpha = 0.026\text{rad} (= 1.5^\circ) \Rightarrow \frac{\lambda_x^{circ}}{L} = \frac{\lambda_x^{prism}}{3.6 \cdot L} = 1.586 \cdot 10^{-5}.$$

Le mouvement parasite en y est plus faible que la composante en x . Par ailleurs, dans l'article, le facteur "3.6" est appliqué sur la norme totale du mouvement parasite (i.e. sur $\|\vec{\lambda}\| = \sqrt{\lambda_x^2 + \lambda_y^2}$). En appliquant numériquement avec $\alpha = 0.026\text{rad}$, la composante en y a 2 ordres de grandeurs de différence avec celle en x . On peut alors la négliger et ce facteur "3.6" peut donc directement être appliqué sur la composante en x avec très peu d'erreur.

Translation parasite sur le substrat

Les calculs fait à la section 3.2.1 se basent sur le schéma de la figure 23.

On considère le miroir en position nominale, à 45° par rapport au faisceau incident. On fait l'hypothèse que ce faisceau arrive de manière parfaitement horizontale, parallèle au substrat.

La rotation du miroir autour du nouveau centre de rotation CR est parasité par le rétrécissement λ_{col} des cols circulaires selon \vec{z} . Ainsi, pour déduire p_{tot} , on opère par superposition en traitant d'abord une rotation pure autour de CR (intermédiaire, sur la figure), suivie d'une translation parfaite (final, sur la figure) selon \vec{z} d'une distance λ_{col} .

On a alors 2 triangles qui apparaissent. Connaissant λ_{col} , ϵ , ainsi que θ_m , la loi des sinus peut aisément être appliquée sur ces 2 triangles afin de quantifier p_{EDM} et p_{col} .

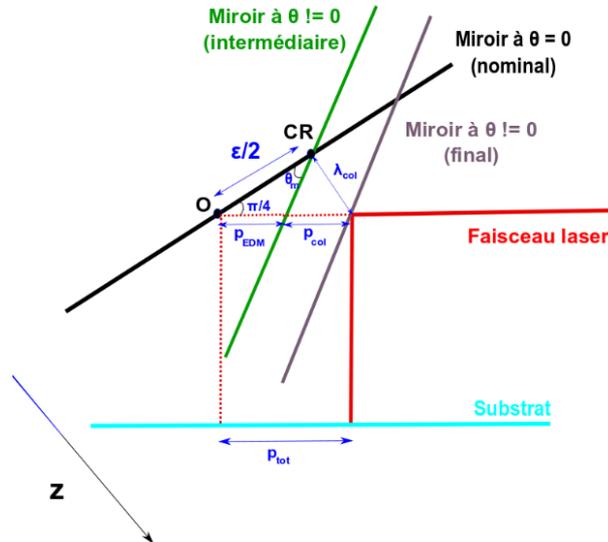


FIGURE 23 – Schéma considéré dans les calculs du chapitre 3.2.1

Moment d'inertie d'un col circulaire

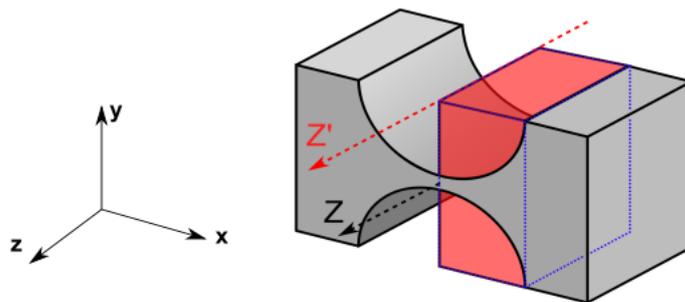


FIGURE 24 – L'inertie des 2 quarts de cylindre (rouge) autour de z est soustraite à celle du parallélépipède rectangle (traitillés bleus)

On désire calculer le moment d'inertie $I_{z,col}$ d'un col circulaire d'épaisseur e et rayon r , sollicité en flexion autour d'un axe z passant par son centre P. On obtient ceci par l'équation :

$$I_{z,col} = I_{z,par} - 2I_{z,cyl} \quad (1)$$

où $I_{z,par}$ désigne le moment d'inertie du parallélépipède rectangle considéré en fig. 24, et $I_{z,cyl}$ celui du quart de cylindre. On introduit aussi m_p et m_c les masses respectives données de ces solides.

Il nous faut alors déterminer leur inertie.

L'inertie d'un parallélépipède rectangle autour d'un axe z passant par son centre de masse est donnée par $\frac{m_p}{12}(a^2 + b^2) = \frac{m_p}{12}(r^2 + (2r+e)^2) = \frac{m_p}{12}(5r^2 + 4re + e^2)$. En appliquant le théorème de Steiner, on obtient $I_{zP,par}$:

$$I_{z,par} = \frac{m_p}{12}(5r^2 + 4re + e^2) + m_p\left(\frac{r}{2}\right)^2$$

L'inertie d'un quart de cylindre de rayon R autour de l'axe z' (fig. 24) est donnée par $\frac{m_c R^2}{2}$. On obtient le moment d'inertie de ce solide autour de son centre de masse CM en réarrangeant le théorème de Steiner. Le centre de masse d'un quart de cercle de rayon r se situe en $(\frac{4r}{3\pi}, \frac{4r}{3\pi})$, en plaçant le repère au centre du cercle. On obtient alors :

$$I_{z'} - md^2 = I_{zCM} \Rightarrow \frac{m_c r^2}{2} - m_c \cdot 2\left(\frac{4r}{3\pi}\right)^2 = I_{zCM,cyl}$$

Le moment d'inertie $I_{z,cyl}$ s'obtient en réappliquant Steiner à partir de $I_{zCM,cyl}$. Cette fois-ci, la distance d entre les deux axes est donnée par le théorème de Pythagore :

$$d^2 = \left(r + \frac{e}{2} - \frac{4r}{3\pi}\right)^2 + \left(\frac{4r}{3\pi}\right)^2$$

Ainsi, on obtient, par (1), après simplification :

$$I_{z,col} = m_p \left\{ \frac{2r^2}{3} + \frac{re}{3} + \frac{e^2}{12} \right\} - 2m_c \left\{ r^2 \left(\frac{3}{2} - \frac{8}{3\pi} \right) + \frac{e^2}{4} + re \left(1 - \frac{4}{3\pi} \right) \right\}$$

Centre de masse d'un col circulaire

Il s'agit ici de déterminer les coordonnées (x_{CM}, y_{CM}) de la surface représentant la partie supérieure (grise) du col circulaire présenté en figure 24. Ces coordonnées sont nécessaire afin de calculer l'inertie du col par rapport à n'importe quel axe, à partir du théorème de Steiner.

Par symétrie, x_{CM} se trouvera nécessairement sur l'axe passant par le centre du col. y_{CM} se calcule en considérant, dans la partie inférieure de la zone VVV, le centre de masse du quart de cercle et du rectangle :

$$\frac{r}{2} = \frac{\frac{4r}{3\pi} m_{cercle} + m_{col} y_{col}}{m_{tot}} \quad (2)$$

En notant ρ_s la masse surfacique du matériau utilisé, on a que :

$$\begin{cases} m_{tot} = \rho_s r (r + \frac{e}{2}) \\ m_{cercle} = \rho_s \frac{\pi r^2}{4} \\ m_{col} = \rho_s (r^2 (1 - \frac{\pi}{4}) + \frac{r e}{2}) \end{cases}$$

En injectant ces termes dans l'équation (2), on obtient finalement :

$$y_{cm} = \frac{\frac{r^3}{6} + \frac{r^2 e}{4}}{(1 - \frac{\pi}{4})r^2 + \frac{r e}{2}}$$

7.7 Coût de fabrication

Coût des pièces en EDM

Pour les pièces **F01**, **F02**, **F03**, **F04**. Avec un périmètre total d'environ 2100mm, et en considérant que l'entièreté des usinages en EDM par fil sur nos pièces ont une rugosité $R_a = 0.2\mu m$, ce qui nous donne une vitesse de passage de $0.2 \frac{mm}{min}$ et un prix de 1.-CHF par minute selon *Conception des guidages flexibles* cité en partie 1, alors l'usinage en EDM nous coûte 10'500.- CHF. A ajouter à cela le prix de la matière brute que nous estimons à 200.- CHF.

Coût des pièces en usinage classique

En faisant usage de logiciels d'estimation du prix d'usinage commerciaux, nous estimons le coût total pour les pièces **B01**, **B02**, **B03**, **B04**, **B05**, **B06**, **F05**, **F06** à 1100.- CHF.

Coût du matériel de montage

Nous estimons le coût des vis et goupilles ainsi que de la colle Vitralit@2528 à 100.- CHF.

Actionneurs

Les 2 actionneurs donnés dans le cahier des charges valent au total 421.- CHF.

Les 2 actionneurs dont nous aurions besoin pour atteindre la fréquence demandée valent au total 566.- CHF.

Coût des sensors de proximité TQ401

Nous n'avons pas réussi à trouver la gamme de prix d'un sensor de proximité TQ401, notre estimation est donc fait à partir du prix d'un sensor de proximité TQ401 qu'on a réussi à trouver en vente à 680.- CHF.

Total du prix

Prix avec les actionneurs d'origines	13'660.-
Prix avec les actionneurs alternatifs	13'860.-

7.8 Fichiers MATLAB

7.8.1 Bloc YZ

Contents

- Rotation matrix
- Miroir
- Acier
- Alu
- Cols
- Actionneur
- I1, I2, I3
- I4
- I5
- pivot
- support miroir
- clamping
- m12
- m13
- m14
- m15
- Equilibrage dynamique ; inertie et centre de masse
- Course de l'actionneur
- Force réduite
- Masse réduite
- Flambage lège
- Fréquence maximale

```
function reduced_mecanism_rx()
```

Rotation matrix

```
function R = rot(angle)
R = [cos(angle), -sin(angle); sin(angle), cos(angle)];
end
```

Miroir

```
m_m = 2e-3;
h_m = 6.4e-3;
d_m = 12.7e-3;
r_m = d_m/2;
I_m = disk(m_m, r_m, h_m);

function d = d_cdm_mirror(angle)
cdm = [0; -h_m/2];
d = rot(angle)*cdm - cdm;
end
```

Acier

```
[rho_s, E_s, G_s, sigma_adm_s] = steel_maraging_w720();
```

Alu

```
[rho_al, E_al, G_al, sigma_adm_al] = alu();
```

Cols

```
e = 50e-6;
r = 2e-3;
w = 2*r + e;
fmax = 0.35e-3;
```

Actionneur

```
m_motor = 7e-3;

function d = d_cdm_motor(angle)
cdm = [0; -l_table];
d = rot(angle)*cdm - cdm;
end
```

I1, I2, I3

```
l_table = 12e-3;
b = 4e-3;
[m_col, I0_col, I_col_ave, d_axe_cdm_col] = col_m_I(rho_s, r, e, b);
[m_poutre_table, I_poutre_table] = poutre_cols(rho_s, l_table, r, e, b);
I1 = I_poutre_table;
I2 = I_poutre_table + I0_col + m_col*norm([w/2+r-d_axe_cdm_col; r+w/2])^2;
I3a = 2*r + w;
w3a = 3.45e-3;
d3a = [l_table-r-w3a/2; l3a/2-w/2];
[m3a, I3a] = parallelepiped(rho_s, l3a, w3a, b, d3a);
I3b = 10.6e-3;
w3b = 5e-3;
d3b = [w/2 + 2*r + w3b/2; l3b/2];
[m3b, I3b] = parallelepiped(rho_s, l3b, w3b, b, d3b);
I3c = I0_col + m_col*norm([w/2+r-d_axe_cdm_col; r+w/2])^2;
I3d = I0_col + m_col*(l_table - d_axe_cdm_col)^2;
I3 = I3a + I3b + I3c + I3d;
m1 = m_poutre_table;
m2 = m_poutre_table + m_col;
m3 = m3a + m3b + 2*m_col;

function d = d_cdm1(angle)
cdm = [0; -l_table/2];
d = rot(angle)*cdm - cdm;
end

function d = d_cdm2(angle)
cdm = [0; -l_table/2];
d = rot(angle)*cdm - cdm;
end

cdm3a = [l3a/2-w/2; -l_table+r+w3a/2];
cdm3b = [w/2 + 2*r + w3b/2; -l3b/2];
cdm3c = [w/2+r-d_axe_cdm_col; -r-w/2];
cdm3d = [0; -l_table+d_axe_cdm_col];

function d = d_cdm3(angle)
d_cdm3a = rot(angle)*cdm3a - cdm3a;
```

```

d_cdm3b = rot(angle)*cdm3b - cdm3b;
d_cdm3c = rot(angle)*cdm3c - cdm3c;
d_cdm3d = rot(angle)*cdm3d - cdm3d;
d = (d_cdm3a*m3a + d_cdm3b*m3b + d_cdm3c*m_col + d_cdm3d*m_col)/m3;
end

```

I4

```

l4a = 28.75e-3;
w4a = 4e-3;
b4 = 4e-3;
d4a = w4a/2 + r;
[m4a, I4a] = parallelepiped(rho_s, l4a, w4a, b4, d4a);
[m_col4, I0_col4, I_col_axe4, d_axe_cdm_col] = col_m_I(rho_s, r, e, b4);
syms l4b;
w4b = 2*(2*r + w4a/2 - fmax);
d4b = [d4a^2; l4a/2+l4b/2];
[m4b, I4b] = parallelepiped(rho_s, l4b, w4b, b4, d4b);
I4c = I_col_axe4 + 2*(I0_col4 + m_col4*norm([2*r+w4a-d_axe_cdm_col; l4a/2-w/2-1e-3]^2));
I4 = I4a + 2*I4b + I4c;
m4 = m4a + 2*m4b + 3*m_col4;

function d = d_cdm4(angle)
    cdm = [r+w4a/2; 0];
    d = rot(-angle)*cdm - cdm;
end

```

I5

```

l5 = 34.95e-3;
w5 = 4e-3;
b5 = 4e-3;
d5 = l5/2 + r;
[m5a, I5a] = parallelepiped(rho_s, l5, w5, b5, d5);
I5 = I5a + I_col_axe4 + I0_col4 + m_col4*norm([w/2+r-d_axe_cdm_col; l5+r-w/2]^2);
ratio5 = I_table/l5;
m5 = m5a + 2*m_col4;

function d = d_cdm5(angle)
    cdm = [0; l5/2+r];
    d = rot(angle)*cdm - cdm;
end

```

pivot

```

I0_pivot = 1.172e-7*rho_s/1000;
cdm_pivot_y = 13.025e-3;
cdm_pivot_z = -11.768e-3;
m_pivot = 0.002*rho_s/1000;
I_pivot = I0_pivot + m_pivot*(cdm_pivot_y^2 + cdm_pivot_z^2);

function d = d_cdm_pivot(angle)
    cdm = [cdm_pivot_y; cdm_pivot_z];
    d = rot(angle)*cdm - cdm;
end

```

support miroir

```

I0_mirroir_support = 1.89e-7*rho_al/1000;
cdm_mirroir_support_y = -2.709e-3;
cdm_mirroir_support_z = -2.407e-3;
m_mirroir_support = 0.001*rho_al/1000;
I_mirroir_support = I0_mirroir_support + m_mirroir_support*(cdm_mirroir_support_y^2 + cdm_mirroir_support_z^2);

function d = d_cdm_mirroir_support(angle)
    cdm = [cdm_mirroir_support_y; cdm_mirroir_support_z];
    d = rot(angle)*cdm - cdm;
end

```

clamper tige

```

m_rod_clamper = 6.954e-5*rho_al/1000;
cdm_rod_clamper_y = 13.025e-3;
cdm_rod_clamper_z = -27.5e-3;
I0_rod_clamper = 1.336e-10;
I_rod_clamper = I0_rod_clamper + m_rod_clamper*(cdm_rod_clamper_y^2 + cdm_rod_clamper_z^2);

function d = d_cdm_rod_clamper(angle)
    cdm = [cdm_rod_clamper_y; cdm_rod_clamper_z];
    d = rot(angle)*cdm - cdm;
end

```

m12

```

b12 = 4e-3;
w12 = 4e-3;
l12a = w + fmax;
l12b = 8e-3 + w;
m12a = w*l12a*b12*rho_s;
m12b = w12*l12b*b12*rho_s;
m12 = 2*m_col + m12a + m12b;

function d = d_cdm12(angle)
    cdm = [r+w/2; -r-w/2];
    d = rot(angle)*cdm - cdm;
end

```

m13

```

b13a = 4e-3;
b13b = 6e-3;
l13a = l2e-3;
l13b = 26.45e-3;
w13 = 4e-3;
l13c = 37.24e-3;
m13a = l13a*w*b13a*rho_s;
m13b = l13b*w13*b13a*rho_s;
m13c = l13c*w13*b13b*rho_s;
m13 = m13a + m13b + m13c + 3*m_col + m_col4;

function d = d_cdm13(angle)
    cdm = [0; -l1_table];
    d = rot(angle)*cdm - cdm;
end

```

m14

```

l14 = 4.7e-3;
b14 = 4e-3;
m14 = l14*w*b14*rho_s + 2*m_col4;

```

```

function d = d_cdm14(angle)
    d = [l_table*sin(angle); 0];
end

```

m15

```

l15 = [];
syms l15;
w15 = 41.22e-3;
fprintf("w15 = %f mm\n", w15*1000);
b15 = 4e-3;
m15 = 115*w15*b15*rho_s + 2*m_col4;
angle_traj_m15 = deg2rad(20);

function d = d_cdm15(angle)
    disp = -l_table*sin(angle);
    d = [disp*cos(angle_traj_m15); disp*sin(angle_traj_m15)];
end

```

w15 = 41.220000 mm

Equilibrage dynamique ; inertie et centre de masse

```

I_tot = I1 + I2 + I3 + I_pivot + I_mirror_support + I_m + I_rod_clamper - I4 + I5*ratio5 == 0;
l4b = solve(I_tot);
fprintf("l4b = %f mm\n", l4b*1000);
m4 = subs(m4, l4b);
I4 = subs(I4, l4b);

m_tot = m1 + m2 + m3 + m4 + m5 + m12 + m13 + m14 + m15 + m_m + m_mirror_support + m_pivot + m_rod_clamper + m_motor;

function d = d_cdm(angle)
    d = (d_cdm1(angle)*m1 + d_cdm2(angle)*m2 + d_cdm3(angle)*m3 + d_cdm4(angle)*m4 + d_cdm5(angle)*m5 + d_cdm12(angle)*m12 + d_cdm13(angle)*m13 + d_cdm14(angle)*m14 + d_cdm15(angle)*m15 + d_cdm_m(angle)*m_m + d_cdm_mirror_support(angle)*m_mirror_support + d_cdm_pivot(angle)*m_pivot + d_cdm_rod_clamper(angle)*m_rod_clamper + d_cdm_motor(angle)*m_motor);
end

max_angle = deg2rad(1.5);
max_d = max(norm(d_cdm(-max_angle)), norm(d_cdm(max_angle)));

function d = f(l)
    d = subs(max_d, l);
end

l15 = fminsearch(@f, 20e-3);
fprintf("l15 = %f mm\n", l15*1000);
max_d = subs(max_d, l15);
m15 = subs(m15, l15);
fprintf("max displacement = %f um\n", max_d*1000000);

points = 200;
angles = linspace(deg2rad(-1.5), deg2rad(1.5), points);
dys = zeros(1, points);
dzs = zeros(1, points);
for i = 1:points
    d = subs(d_cdm(angles(i)), l15);
    dys(i) = d(1)*1000000;
    dzs(i) = d(2)*1000000;
end
hold on;
plot(rad2deg(angles), dys);
plot(rad2deg(angles), dzs);
xlabel('\theta_x [°]');
ylabel('displacement of the center of mass [um]');
legend('y axis', 'z axis');
hold off;

```

l4b = 17.874475 mm
l15 = 27.250000 mm
max displacement = 4.876645 um

Course de l'actionneur

```

xm = l_table*sin(max_angle);
fprintf("x_m = %f mm\n", xm*1000);

```

x_m = 0.314123 mm

Force réduite

```

[K_table, fadm_table, Kta_table, Kt_table] = table_a_cols(l_table, b, e, r, E_s, sigma_adm_s);
fprintf("fadm = %f mm\n", fadm_table*1000);
fprintf("Kt = %f N/mm\n", Kt_table/1000);
fprintf("Kta = %f N/mm/°\n", Kta_table*1000*pi/180);
[K_table_base, fadm_table_base, Kta_table_base, Kt_table_base] = table_a_cols(l_table, b4, e, r, E_s, sigma_adm_s);
l_rod = 60e-3;
d_rod = 0.9e-3;
dz_tige = 28e-3;
dy_tige = 15.84e-3;
dist_tige = sqrt(dy_tige^2 + dz_tige^2);
f_tige = dist_tige*max_angle;
[K_tors_tige, K_cis_tige, angle_tors_tige, f_cis_tige] = tige(l_rod, d_rod, E_s, G_s, sigma_adm_s);

disp_motor = l_table*sin(max_angle);
K_eq = K_table*21/8 + K_cis_tige*dist_tige^2/l_table^2;
fprintf("K_eq = %f N/mm\n", K_eq/1000);
F_r = K_eq*disp_motor;
fprintf("F_r = %f N\n", F_r);

```

fadm = 0.340504 mm
Kt = 1600.393587 N/mm
Kta = 1005.556947 N/mm/°
K_eq = 4.055731 N/mm
F_r = 1.274000 N

Masse réduite

```

m_r = m12*(sqrt(2)*(r+w/2)/l_table)^2 + m13 + m14 + m15 + m_motor + (I1 + I2 + I3 + I4 + I5*ratio5 + I_pivot + I_mirror_support + I_m + I_rod_clamper)/l_table^2;
fprintf("m_r = %f g\n", m_r*1000);

```

m_r = 157.630477 g

Flambage tige

```
I = pi*d_rod^4/32;  
Fcr = 4*pi^2*E_s*I/l_rod;  
fprintf("F_cr = %f N\n", Fcr);
```

F_cr = 8.179669 N

Fréquence maximale

```
Fmax_actionneur = sqrt(2)*4.7;  
fprintf("Fmax = %f N\n", Fmax_actionneur);  
frequency = max_frequency(xm, Fmax_actionneur, F_r, m_r);  
fprintf("fréquence = %f Hz\n", frequency);
```

Fmax = 6.646804 N
a = 30.247083 m/s^2
fréquence = 875.359976 Hz

end

7.8.2 Bloc XZ

Contents

- Rotation matrix
- Miroir
- Acier
- Alu
- Cols
- Actionneur
- I6, I7, I8
- I9
- I10
- m11
- support miroir
- clamber tige
- tige
- m16
- m17
- m18
- Equilibrage dynamique ; inertie et centre de masse
- Course de l'actionneur
- Force réduite
- Masse réduite
- Fréquence maximale

```
function reduced_mecanism_ry()
```

Rotation matrix

```
function R = rot(angle)
    R = [cos(angle), -sin(angle); sin(angle), cos(angle)];
end
```

Miroir

```
m_m = 2e-3;
h_m = 6.4e-3;
d_m = 12.7e-3;
r_m = d_m/2;
I_m = disk(m_m, r_m, h_m);

function d = d_cdm_mirror(angle)
    cdm = [0; -h_m/2];
    d = rot(angle)*cdm - cdm;
end
```

Acier

```
[rho_s, E_s, G_s, sigma_adm_s] = steel_maraging_w720();
```

Alu

```
[rho_al, E_al, G_al, sigma_adm_al] = alu();
```

Cols

```
e = 50e-6;
r = 2e-3;
w = 2*r + e;
fmax = 0.35e-3;
```

Actionneur

```
m_motor = 7e-3;

function d = d_cdm_motor(angle)
    cdm = [0; l_table];
    d = rot(-angle)*cdm - cdm;
end
```

I6, I7, I8

```
l_table = 12e-3;
b = 4e-3;
[m_col, I0_col, I_col_ave, d_ave_cdm_col] = col_m_I(rho_s, r, e, b);
[m_poutre_table, I_poutre_table] = poutre_cols(rho_s, l_table, r, e, b);
I6 = I_poutre_table;
I7 = I_poutre_table + I0_col + m_col*norm([w/2+r-d_ave_cdm_col; r+w/2])^2;
l8a = 2*r + w;
w8a = 3.45e-3;
d8a = [l_table-r-w8a/2; l8a/2-w/2];
[m8a, I8a] = parallelepiped(rho_s, l8a, w8a, b, d8a);
l8b = 10.6e-3;
w8b = 6e-3;
d8b = [w/2 + 2*r + w8b/2; l8b/2];
```

```

[m8b, I8b] = parallelepiped(rho_s, l8b, w8b, b, d8b);
I8c = I0_col + m_col*norm([w/2+r+d_axe_cdm_col; r+w/2])^2;
I8d = I0_col + m_col*(l_table - d_axe_cdm_col)^2;
I8 = I8a + I8b + I8c + I8d;
m6 = m_poutre_table;
m7 = m_poutre_table + m_col;
m8 = m8a + m8b + 2*m_col;

function d = d_cdm6(angle)
    cdm = [0; -l_table/2];
    d = rot(angle)*cdm - cdm;
end

function d = d_cdm7(angle)
    cdm = [0; -l_table/2];
    d = rot(angle)*cdm - cdm;
end

cdm8a = [l8a/2-w/2; -l_table+r+w8a/2];
cdm8b = [w/2 + 2*r + w8b/2; -l8b/2];
cdm8c = [w/2+r+d_axe_cdm_col; -r-w/2];
cdm8d = [0; -l_table+d_axe_cdm_col];

function d = d_cdm8(angle)
    d_cdm8a = rot(angle)*cdm8a - cdm8a;
    d_cdm8b = rot(angle)*cdm8b - cdm8b;
    d_cdm8c = rot(angle)*cdm8c - cdm8c;
    d_cdm8d = rot(angle)*cdm8d - cdm8d;
    d = (d_cdm8a*m8a + d_cdm8b*m8b + d_cdm8c*m_col + d_cdm8d*m_col)/m8;
end

```

19

```

b_base = 4e-3;
[m_poutre_table_9, I9] = poutre_cols(rho_s, l_table, r, e, b_base);
m9 = m_poutre_table_9;

function d = d_cdm9(angle)
    cdm = [0; l_table/2];
    d = rot(-angle)*cdm - cdm;
end

```

110

```

l10a = 24e-3;
w10a = [];
syms w10a;
cdm10a = [w/2+w10a/2; r+4e-3-l10a/2];
l10b = w;
w10b = 4e-3;
cdm10b = [0; r+4e-3-l10a+w10b/2];
[m10a, I10a] = parallelepiped(rho_s, l10a, w10a, b_base, cdm10a);
[m10b, I10b] = parallelepiped(rho_s, l10b, w10b, b_base, cdm10b);
I10 = I9 + I10a + I10b;
m10 = m9 + m10a + m10b + m_col;

function d = d_cdm10(angle)
    cdm9 = [0; l_table/2];
    d_cdm9 = rot(-angle)*cdm9 - cdm9;
    d_cdm10a = rot(-angle)*cdm10a - cdm10a;
    d_cdm10b = rot(-angle)*cdm10b - cdm10b;
    d = (d_cdm9*m9 + d_cdm10a*m10a + d_cdm10b*m10b)/m10;
end

```

m11

```

l11a = 24.35e-3;
w11 = [];
syms w11;
l11b = 15.55e-3;
w11b = 15.65e-3;
m11a = l11a*w11*b_base*rho_s;
m11b = l11b*w11b*b_base*rho_s;
m11 = m11a + m11b + 2*m_col;

function d = d_cdm11(angle)
    cdm = [0; -l_table];
    d = rot(-angle)*cdm - cdm;
end

```

support miroir

```

I0_mirror_support = 1.3e-7*rho_al/1000;
cdm_mirror_support_x = 8.031e-3;
cdm_mirror_support_z = -2.407e-3;
m_mirror_support = 0.001*rho_al/1000;
I_mirror_support = I0_mirror_support + m_mirror_support*(cdm_mirror_support_x^2 + cdm_mirror_support_z^2);

function d = d_cdm_mirror_support(angle)
    cdm = [cdm_mirror_support_x; cdm_mirror_support_z];
    d = rot(angle)*cdm - cdm;
end

```

clamper tige

```

m_rod_clamper = 6.954e-5*rho_al/1000;

```

```

function d = d_cdm_rod_clamper(angle)
    cdm = [0; -l_table];
    d = rot(angle)*cdm - cdm;
end

```

tige

```

m_rod = 5.287e-5*rho_s/1000;

function d = d_cdm_rod(angle)
    d = [l_table*sin(angle); 0];
end

```

m16

```

b16 = 4e-3;
w16 = 4e-3;
l16a = w + fmax;
l16b = 8e-3 + w;
m16a = w*l16a*b16*rho_s;
m16b = w16*l16b*b16*rho_s;
m16 = 2*m_col + m16a + m16b;

function d = d_cdm16(angle)
    cdm = [r+w/2; -r-w/2];
    d = rot(angle)*cdm - cdm;
end

```

m17

```

b17 = 4e-3;
l17a = 6e-3;
l17b = 27.2e-3;
w17b = 4e-3;
l17c = 10.6e-3;
w17c = 2e-3;
m17a = l17a*w*b17*rho_s;
m17b = l17b*w17b*b17*rho_s;
m17c = l17c*w17c*b17*rho_s;
m17 = m17a + m17b + m17c + 3*m_col;

function d = d_cdm17(angle)
    cdm = [0; -l_table];
    d = rot(angle)*cdm - cdm;
end

```

m18

```

b18 = 6e-3;
l18a = 10.6e-3;
w18a = 5e-3;
l18b = 17.9e-3;
w18 = 4e-3;
l18c = 24.35e-3;
m18a = l18a*w18a*b18*rho_s;
m18b = l18b*w18*b18*rho_s;
m18c = l18c*w18*b18*rho_s;
m18 = m18a + m18b + m18c + 2*m_col;

function d = d_cdm18(angle)
    cdm = [0; l_table];
    d = rot(-angle)*cdm - cdm;
end

```

Equilibrage dynamique ; inertie et centre de masse

```

I_tot = I6 + I7 + I8 + I_m + I_mirror_support - 2*I9 - I10 == 0;

m_tot = m6 + m7 + m8 + 2*m9 + m10 + m11 + m16 + m17 + m18 + m_m + m_mirror_support + 2*m_rod_clamper + m_rod + m_motor;

function d = d_cdm(angle)
    d = (d_cdm6(angle)*m6 + d_cdm7(angle)*m7 + d_cdm8(angle)*m8 + d_cdm10(angle)*m10 + d_cdm11(angle)*m11 + d_cdm16(angle)*m16 + d_cdm17(angle)*m17 + d_cdm18
end

max_angle = deg2rad(1.5);
w_min = 4e-3;
w_max = 30e-3;
points = 20;
d_opti = 1;
w10a_opti = 0;
w11_opti = 0;
for i = 0:points
    w11_test = w_min + i*(w_max - w_min)/points;
    eq = subs(I_tot, w11, w11_test);
    w10a_test = solve(eq);
    max_d = max(norm(d_cdm(-max_angle)), norm(d_cdm(max_angle)));
    d = subs(max_d, [w10a, w11], [w10a_test, w11_test]);

    if d < d_opti
        d_opti = d;
        w10a_opti = w10a_test;
        w11_opti = w11_test;
    end
end

fprintf("w10a = %f mm\nw11 = %f mm\nmax displacement = %f um\n", w10a_opti*1000, w11_opti*1000, d_opti*1000000);
m10 = subs(m10, w10a_opti);

```

```

I10 = subs(I10, w10a_opti);
m11 = subs(m11, w11_opti);

points = 100;
angles = linspace(deg2rad(-1.5), deg2rad(1.5), points);
dxs = zeros(1, points);
dzs = zeros(1, points);
for i = 1:points
    d_opti = subs(d_cdm(angles(i)), [w10a, w11], [w10a_opti, w11_opti]);
    dxs(i) = d_opti(1)*1000000;
    dzs(i) = d_opti(2)*1000000;
end
hold on;
plot(rad2deg(angles), dxs);
plot(rad2deg(angles), dzs);
xlabel('\theta_y [°]');
ylabel('displacement of the center of mass [um]');
legend('x axis', 'z axis');
hold off;

```

```

w10a = 8.100061 mm
w11 = 22.200000 mm
max displacement = 6.795782 um

```

Course de l'actionneur

```

xm = l_table*sin(max_angle);
fprintf("x_m = %f mm\n", xm*1000);

```

```

x_m = 0.314123 mm

```

Force réduite

```

[K_table, fadm_table, Kta_table, Kt_table] = table_a_cols(l_table, b, e, r, E_s, sigma_adm_s);
fprintf("fadm = %f mm\n", fadm_table*1000);
fprintf("Kt = %f N/mm\n", Kt_table/1000);
fprintf("Kta = %f Nmm/°\n", Kta_table*1000*pi/180);
[K_table_base, fadm_table_base, Kta_table_base, Kt_table_base] = table_a_cols(l_table, b_base, e, r, E_s, sigma_adm_s);

disp_motor = l_table*sin(max_angle);
K_eq = K_table*7/4 + K_table_base*7/4;
fprintf("Keq = %f N/mm\n", K_eq/1000);
F_r = K_eq*disp_motor;
fprintf("F_r = %f N\n", F_r);

```

```

fadm = 0.340504 mm
Kt = 1600.393587 N/mm
Kta = 1005.556947 Nmm/°
Keq = 2.098604 N/mm
F_r = 0.659221 N

```

Masse réduite

```

m_r = m11 + m16*(sqrt(2)*(r+w/2)/l_table)^2 + m17 + m18 + 2*m_rod_clamper + m_rod + m_motor + (I6 + I7 + I8 + I_m + I_mirror_support + 2*I9 + I10)/l_table^2;
fprintf("m_r = %f g\n", m_r*1000);

```

```

m_r = 61.454814 g

```

Fréquence maximale

```

Fmax_actionneur = sqrt(2)*4.7;
frequency = max_frequency(xm, Fmax_actionneur, F_r, m_r);
fprintf("fréquence = %f Hz\n", frequency);

```

```

a = 73.508033 m/s^2
fréquence = 1364.621907 Hz

```

```

end

```

7.8.3 Translation parasite sur le substrat

Contents

- [Mouvement parasite du col](#)
- [Mouvement parasite induit par l'EDM](#)
- [Graphe](#)
- [Fonctions appelées](#)

```
function circular_hinge_parasite()
```

Mouvement parasite du col

```
digitsOld = digits(10);
x = linspace(0.000000001, 1.5, 30)*vpa(pi)/180;
y = linspace(-0.000000001, -1.5, 30)*vpa(pi)/180;

err = 5; % erreur lors de l'EDM de 5 [um]
L = 4000 + err; % largeur de col de w [um]
[p1, p2] = col_rond(x);

% en um
parasite_x = p1*L;
parasite_y = p2*L;

translation_x_pos = (1 - (x.^2)/2)*2.*parasite_x*double(sqrt(2))./(1+x);
translation_x_neg = (1 - (y.^2)/2)*2.*parasite_x*double(sqrt(2))./(1-y);
```

Mouvement parasite induit par l'EDM

```
epsilon = err/2;
theta_max = 0.026;
p_edm_neg = (epsilon.*y.*double(sqrt(2)))./(1-y);
p_edm_pos = (epsilon.*x.*double(sqrt(2)))./(1+x);
```

Graphe

```
p_tot_pos = (translation_x_pos) + (p_edm_pos);
p_tot_neg = translation_x_neg + p_edm_neg;

plot(x, p_tot_pos, y, p_tot_neg)
xlabel('\theta_m [rad]')
ylabel('p_{tot} [\num]')
title('Translation parasite sur substrat')
grid on
xlim([-0.026 0.026])

fprintf("p_tot_max = %f [um]\n", max(p_tot_pos));
```

```
p_tot_max = 0.265257 [um]
```

Fonctions appelées

```
function [p_x, p_y] = col_prism(alpha)
p_x = sin(alpha)./alpha - 0.5*(cos(alpha) + 1);
p_y = (cos(alpha)-1)./alpha + 0.5*sin(alpha);
% mouvements parasites normalisés sur la longueur == sans unité.
end

function [p1, p2] = col_rond(x)
```

```
[p_x, p_y] = col_prism(x);  
K = 3.6;  
p1 = p_x/K;  
p2 = p_y/K;  
end
```

```
end
```

Published with MATLAB® R2020b

7.8.4 Fonctions utilisées

Contents

- [alu\(\)](#)
- [steel_maraging_w720\(\)](#)
- [disk\(m, r, h\)](#)
- [col\(b, e, r, E, G, sigma_adm\)](#)
- [tige\(l, d, E, G, sigma_adm\)](#)
- [poutre_cols\(rho, l, r, e, b\)](#)
- [table_a_cols\(l, b, e, r, E, sigma_adm\)](#)
- [col_m_l\(rho, r, e, b\)](#)
- [max_frequency\(xm, Fm, Fr, mr\)](#)

alu()

```
function [density, E, G, sigma_adm] = alu()  
    density = 2810;  
    E = 72e9;  
    G = 27e9;  
    sigma_D_10_7 = 110e6;  
    sigma_adm = sigma_D_10_7/2;  
end
```

```
ans =
```

```
2810
```

steel_maraging_w720()

```
function [density, E, G, sigma_adm] = steel_maraging_w720()  
    density = 7600;  
    E = 193e9;  
    G = 72e9;  
    sigma_D_10_7 = 735e6;  
    sigma_adm = sigma_D_10_7/2;  
end
```

disk(m, r, h)

```
function I_surface = disk(m, r, h)  
    I_surface = m*(h^2/3 + r^2/4);  
end  
  
function [m, I] = parallelepiped(rho, l, w, b, d)  
    V = l*w*b;  
    m = rho*V;  
    I0 = m/12*(l^2 + w^2);  
    I = I0 + m*norm(d)^2;  
end
```

col(b, e, r, E, G, sigma_adm)

```
function [K, theta_adm, Ktors] = col(b, e, r, E, G, sigma_adm)  
    K = 2*E*b*e^(2.5)/(9*pi*sqrt(r));  
    theta_adm = 3*pi*sigma_adm*sqrt(r)/(4*E*sqrt(e));  
    Ktors = 0.284*G*b*e^(2.5)/sqrt(r);  
end
```

tige(l, d, E, G, sigma_adm)

```
function [K_tors, K_cis, angle_tors, f_cis] = tige(l, d, E, G, sigma_adm)
    Iy = pi*d^4/64;
    Ip = pi*d^4/32;
    K_tors = G*Ip/l;
    K_cis = 12*E*Iy/l^3;
    tau_adm = sigma_adm/sqrt(3);
    angle_tors = 2*tau_adm*l/(G*d);
    f_cis = sigma_adm*l^2/(3*E*d);
end
```

poutre_cols(rho, l, r, e, b)

```
function [m, I] = poutre_cols(rho, l, r, e, b)
    w = 2*r + e;
    l_rect = l - 2*r;
    [m_rect, I_rect] = parallelepiped(rho, l_rect, w, b, l/2);
    [m_col, I0_col, I_col_ave, d_axe_cdm_col] = col_m_I(rho, r, e, b);
    m = m_rect + 2*m_col;
    I_col_pivot = I_col_ave;
    I_col_oppose = I0_col + m_col*(l - d_axe_cdm_col)^2;
    I = I_rect + I_col_pivot + I_col_oppose;
end
```

table_a_cols(l, b, e, r, E, sigma_adm)

```
function [K, fadm, Kta, Kt] = table_a_cols(l, b, e, r, E, sigma_adm)
    K = 8*E*b*e^(2.5)/(9*pi*l^2*sqrt(r));
    fadm = 3*pi*l*sigma_adm*sqrt(r)/(4*E*sqrt(e));
    Kta = 0.0295*E*(b^3)*sqrt(e)/sqrt(r);
    Kt = 4*Kta/(l^2);
end
```

col_m_I(rho, r, e, b)

```
function [m, I0, I_ave, d_axe_cdm_tot] = col_m_I(rho, r, e, b)
    w = 2*r + e;
    d_axe_cdm_tot = 2*r/(3*(4-pi));
    [m_rect, I_rect] = parallelepiped(rho, w, r, b, d_axe_cdm_tot - r/2);
    m_quart_cyl = rho*pi*r^2*b/4;
    m = m_rect - 2*m_quart_cyl;
    d_cdm_quart = 4*r/(3*pi);
    r_cdm_quart = d_cdm_quart*sqrt(2);
    I0_quart_cyl = 1/2*m_quart_cyl*r^2 - m_quart_cyl*r_cdm_quart^2;
    d_cdm_tot_cdm_quart_cyl = [w/2 - d_cdm_quart; d_axe_cdm_tot - d_cdm_quart];
    I_quart_cyl = I0_quart_cyl + m_quart_cyl*norm(d_cdm_tot_cdm_quart_cyl)^2;
    I0 = I_rect - 2*I_quart_cyl;
    I_ave = I0 + m*d_axe_cdm_tot^2;
end
```

max_frequency(xm, Fm, Fr, mr)

```
function f = max_frequency(xm, Fm, Fr, mr)
    mb = 20e-3;
    xs = xm/100;
    a = (Fm - Fr)/(mb + mr);
    fprintf("a = %f m/s^2\n", a);
    T = sqrt(4*pi*xs/a);
    f = 1/T;
end
```

7.9 Spécifications des matériaux choisis

Acier Maraging W720

Les informations sont tirées du Formulaire [1] ainsi que de la documentation d'un constructeur [8] [9]

	Mg	Ni	Co	Ti	Al
Composition chimique moyenne (%)	5.00	18.5	9.00	0.70	0.10

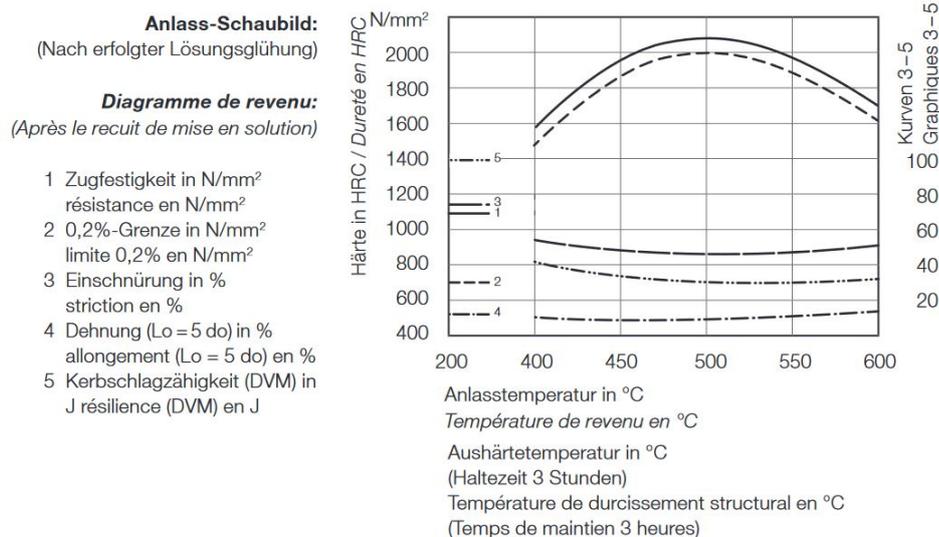


FIGURE 25 – Diagramme de revenu

Masse volumique (20°)	8000	$[\frac{kg}{m^3}]$
Conductivité thermique (20°C)	14.0	$[\frac{W}{m \cdot K}]$
Chaleur spécifique (20°C)	460	$[\frac{J}{kg \cdot K}]$
Résistance électrique (20°C)	0.4	$[\frac{\Omega}{kg \cdot K}]$
Résistance élastique	1815	$[MPa]$
Résistance à la traction	2000	$[MPa]$
Module élastique (20°C)	193	$[GPa]$
Module de cisailment (20°C)	72	$[GPa]$
Limite d'endurance pour 10 ^t cycles	735	$[MPa]$

Aluminium

La composition du matériaux est la suivantes :

	Si	Fe	Cu	Mn	Mg	Cr	Zn	Zr+Ti
Composition chimique moyenne (%)	0,2-0,8	0,7	3,5-4,5	0,4-1,0	0,4-1,0	0,1	0,25	0,25

Les propriétés du matériaux sont les suivantes :

Masse volumique (20°)	2790	$[\frac{kg}{m^3}]$
Conductivité thermique (20°C)	134	$[\frac{W}{m \cdot K}]$
Chaleur spécifique (20°C)	873	$[\frac{J}{kg \cdot K}]$
Résistivité	51	$[MPa]$
Résistance à la traction	545	$[MPa]$
Limite élastique	395	$[MPa]$
Module élastique (20°C)	72	$[GPa]$
Module de cisaillement (20°C)	27200	$[MPa]$
Limite d'endurance pour 10^7 cycles	142	$[MPa]$
Coefficient de poisson	0.33	

Les informations sont tirées d'un ouvrage de recherche sur la fatigue de l'aluminium 2017A - Z4 [6] ainsi que de la documentation d'un constructeur [5] [7]

Colle Vitralit®1528

La colle sélectionnée Vitralit®1528 respecte ces caractéristiques avec les propriétés suivantes :

Dureté D	80-90	
Masse volumique	1200-1400	$[\frac{kg}{m^3}]$
Rétractibilité	<2	%
Absorption d'eau	<2	%
Déformation relative de cisaillement (Verre/Acier)	2-4	$[MPa]$
Allongement à la rupture	<1	%
Module élastique (20°C)	$3,000 - 3,500 \cdot 10^3$	$[MPa]$
Module de cisaillement (20°C)	$35 - 40 \cdot 10^3$	$[MPa]$

Les propriétés de la colle vient de la fiche technique du fabricant. (Vitralit, en références)

8 Références

Références

- [1] HENEIN, Simon, 2003. *Conception des guidages flexibles*, 1ère édition. Ecublens : EPFL Press. META. EAN13 9782889143368
- [2] BACHER, Jean-Philippe, 2003. *Conception de robots de très haute précision à articulation flexibles interaction dynamique-commande*. Ecublens : EPFL Press.
- [3] ZELENKA, Saša, HENEIN, Simon, MYKLEBUST, Leif. *Investigation of Optimised Notch Shapes for Flexural Hinges*. In Proceedings of the 3rd International Workshop on Mechanical Engineering Design of Synchrotron Radiation Equipment and Instrumentation (MEDSI 2004), pp. 12-13. 2004.
- [4] THALMANN, Etienne, KAHROBAIYAN, Mohammad Hussein, VARDI, Ilan, HENEIN Simon. *Flexure pivot oscillator with intrinsically tuned isochronism*. Journal of Mechanical Design 142, no. 7, pp. 19-20, (2020).

Matériaux

- [5] EURALIAGE. 2017 A (AW-AlCu₄MgSi (A)), Fiche Technique. euralliage.ch [en ligne]. [Consulté le 15.05.2021].
Disponible à l'adresse : <https://www.euralliage.com/2017A.htm>
- [6] KLUGER, Krzysztof, 2015. *Fatigue life estimation for 2017A-T4 and 6082-T6 aluminium alloys subjected to bending-torsion with mean stress* [en ligne]. 2015. SCIENCEDIRECT. [Consulté le 23.05.2021].
Disponible à l'adresse : <https://doi.org/10.1016/j.ijfatigue.2015.05.005>
- [7] LeichtmetallAluminiumGiessereiHannover GmbH, 2017. Product data sheet AA2017AEN AW-2017AEN AW-AlCu₄MgSi leichtmetall.eu [en ligne]. [Consulté le 15.05.2021]
https://www.leichtmetall.eu/site/assets/files/datenblatt/2017A_Produktdatenblatt_A4-en_us.pdf
- [8] BOHLER EDELSTAHL. MARAGING HIGH STRENGTH STEEL, boherl-edelstahl.com [en ligne]. [Consulté le 5.05.2021].
Disponible à l'adresse : <https://www.bohler-edelstahl.com/app/uploads/sites/92/2019/02/W720DE.pdf>
- [9] BOHLER EDELSTAHL. Description du produit BÖHLER W720 VMR – Acier à haute résistance apte à la trempe martensitique, boehlerstahl.ch [en ligne]. [Consulté le 5.05.2021].
Disponible à l'adresse : <https://www.boehlerstahl.ch/fr/products/w720vmr/>
Vitalit PANACOL ADHESIVES MORE, 5 mai 2021. Technical Datasheet Vitalit® 1528, Panacol.com [en ligne]. [Consulté le 10.05.2021]
Disponible à l'adresse : <https://www.panacol.com/panacol/datasheets/vitalit/vitalit-1528-english-tds-panacol-adhesive.pdf>