

# Projet SOFIA

GROUPE N° 21

KOCH DAVID, SPIESS PHILIPP, FROGG JAN, ALDER LOÏC

## Table des matières

<b>1. Introduction.....</b>	<b>2</b>
1.1 Evolution du projet.....	2
1.2 Présentation du système .....	2
<b>2. Principe de fonctionnement du mécanisme développé.....</b>	<b>3</b>
2.1 Explication du principe d'équilibrage dynamique.....	3
2.2 Schéma cinématique du mécanisme.....	5
2.3 Calcul de la mobilité selon la méthode Grübler .....	5
2.4 Implémentation des guidages flexibles .....	5
2.5 Mise en évidence des concepts originaux et explications spécifiques à la solution retenue .....	6
<b>3. Dimensionnement du mécanisme.....</b>	<b>6</b>
3.1 Calcul géométrique de la course de l'actionneur.....	6
3.3 Dimensionnement des articulations flexibles : calcul des rigidités et des contraintes maximales de chaque articulation.....	8
3.4 Calcul de l'inertie réduite du mécanisme .....	10
3.5 Basculement : calcul de la durée et du chemin de basculement, de la fréquence de fonctionnement et de l'accélération maximale durant le basculement.....	10
3.6 Performances clés et discussion de la conformité avec le cahier des charges.....	12
<b>4. Construction .....</b>	<b>13</b>
4.1 Argumentation des choix faits pour la construction.....	13
4.2 Argumentation des choix des matériaux.....	16
<b>5. Conclusion .....</b>	<b>17</b>
<b>6. Annexes .....</b>	<b>18</b>
6.1 Dessin de construction de l'ensemble du mécanisme avec toutes les pièces.....	18
6.2 Dessin de détail prêt pour envoi en atelier de fabrication .....	18

## 1. Introduction

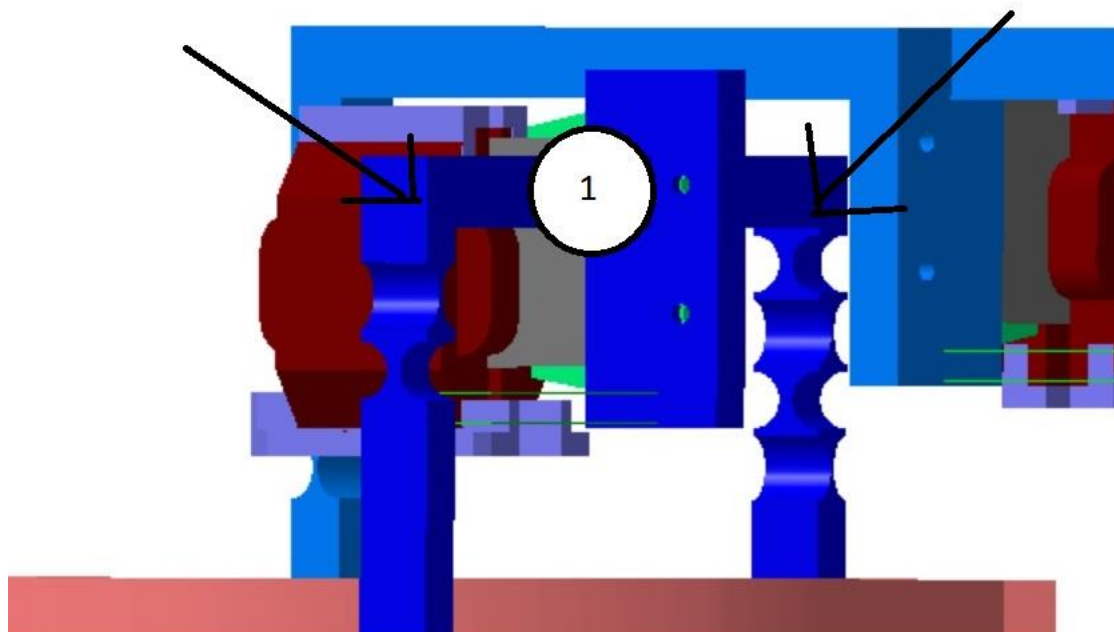
La donnée du problème était de réaliser un mécanisme à deux degrés de liberté en rotation pure équilibré dynamiquement pour observatoire stratosphérique. Tous les joints ont été réalisés en guidages flexibles afin d'annihiler toute présence de particules dans le mécanisme dues au frottement.

### 1.1 Evolution du projet

Lors du rendu intermédiaire, dont la finalité était de choisir une solution pour répondre à toutes les conditions du cahier des charges, nous avons présenté 4 solutions potentielles au projet. La solution que nous avons retenue était originale par son système provoquant, par un seul mouvement de l'actionneur, à la fois la rotation du miroir et de son contrepoids. La mise en place de système étant relativement simple par rapport aux autres solutions proposées nous a permis non seulement d'avoir un nombre faible de pièces pour l'assemblage du mécanisme mais également de simplifier nos calculs.

### 1.2 Présentation du système


Le mécanisme consiste en deux barres rigides guidées linéairement et actionnées par un moteur électromagnétique. Ces deux barres sont indépendantes et déphasées. La description se fera pour une seule barre sachant que l'autre suit la même loi.



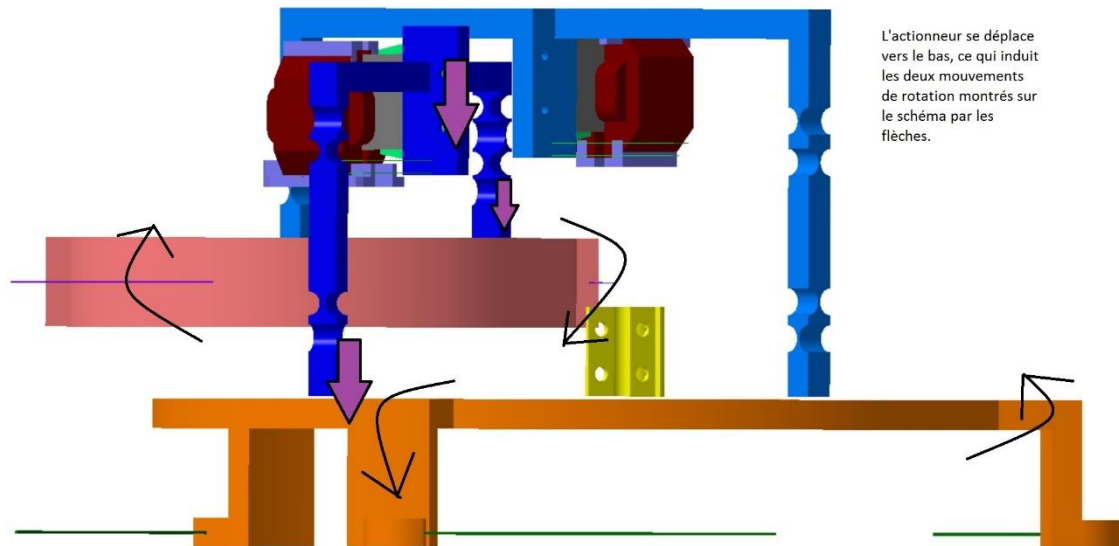
*Fig. 1 schéma de l'actionneur*

Aux extrémités de celle-ci sont fixées deux barres (1), perpendiculairement (flèches). Chacune d'elles sert à transmettre la force fournie par le moteur au support du miroir

et au contrepoids. Elles sont disposées de sorte à ce que le miroir et le contrepoids, ayant la même inertie, aient un mouvement opposé.

Aux emplacements  de la Figure 3, des rotules, utilisées comme des cardans car le degré de liberté en rotation sur elle-même de la barre n'est pas exploité, font office de joints entre les barres.

Les deux degrés de liberté du système sont donc fournis.



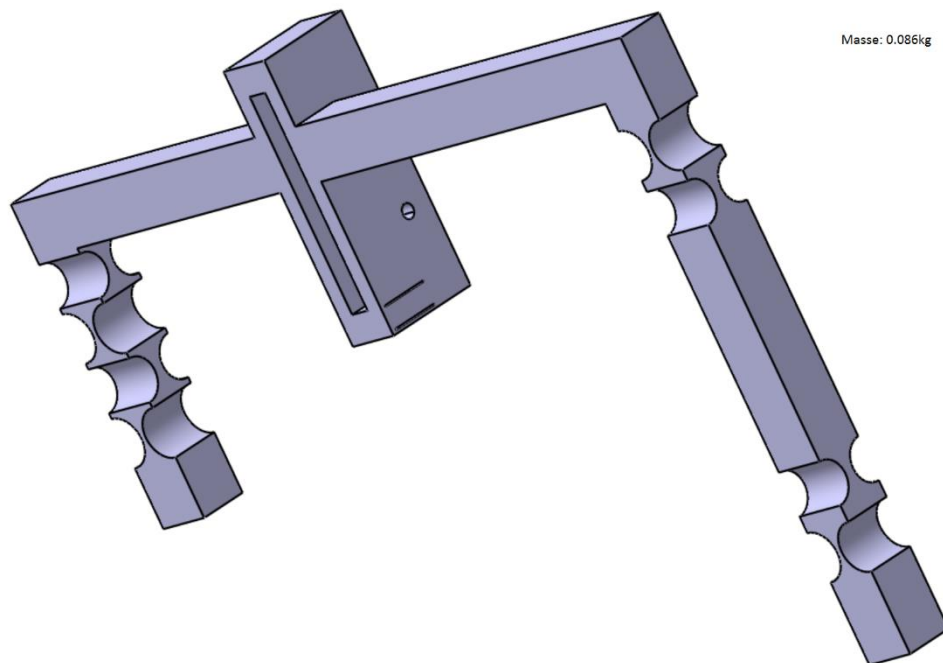
*Fig. 2 Schéma de mouvement, contrepoids en rose, socle en orange*

## 2. Principe de fonctionnement du mécanisme développé

### 2.1 Explication du principe d'équilibrage dynamique

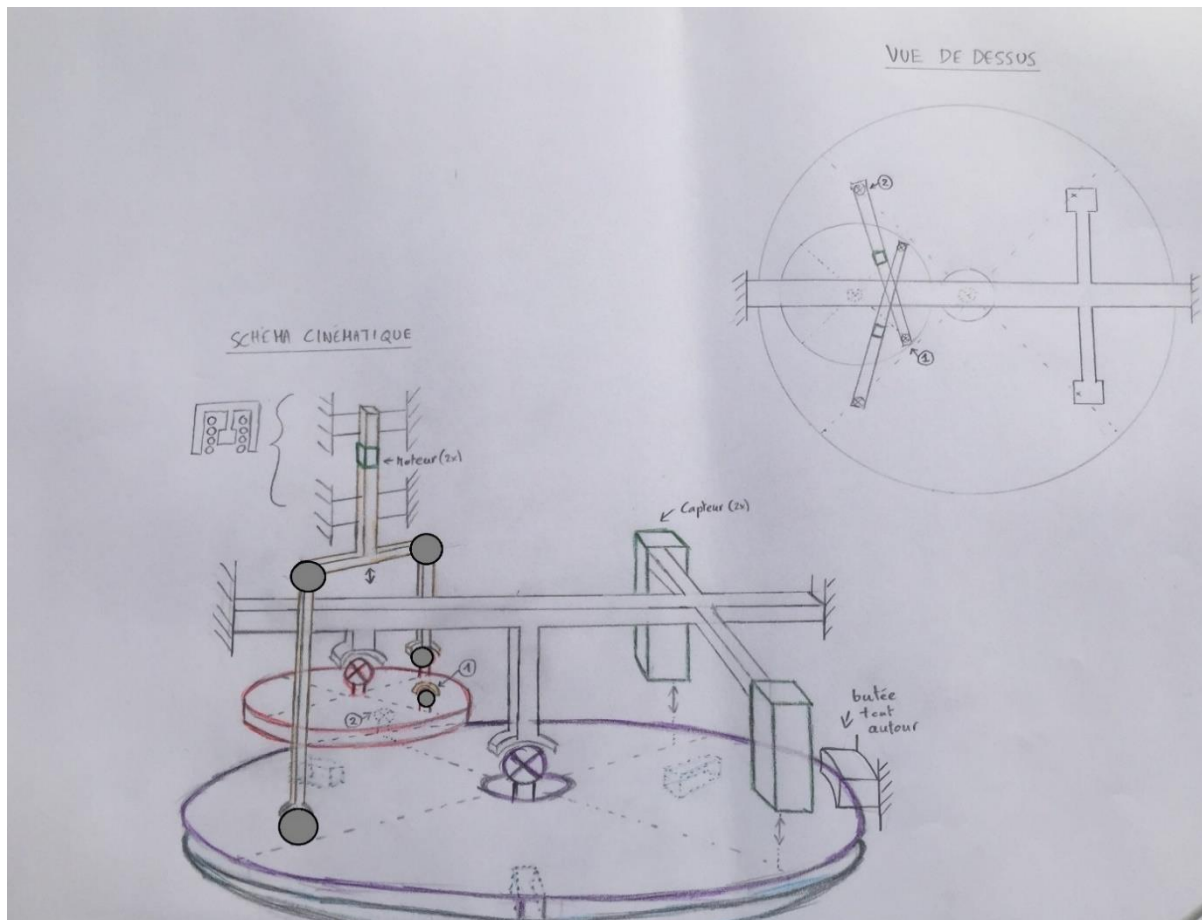
Lorsque que le miroir est actionné selon un de ses axes de rotation, le contrepoids d'équilibrage, placé au-dessus du support du miroir, est actionné dans le sens inverse par un principe de fourche à deux dents (Figure 3) qui permet de répartir la force fournie par le moteur. Ainsi, le moment engendré par le miroir est compensé par le

moment engendré par le contrepoids, à noter que ce dernier doit être plus massif que le système plaque-miroir de par sa petite taille. (Figure 2)



***Fig. 3 fourche à deux dents***

## 2.2 Schéma cinématique du mécanisme



**Fig. 4 Schéma cinématique**

## 2.3 Calcul de la mobilité selon la méthode Grübler

La formule pour le calcul de la mobilité selon Grübler est :

$$M = \sum_{i=1}^k di - 6 \times b$$

$di$ : somme des degrés de liberté internes des joints, ici 5

$b$ : nombre de boucles fermées, ici 3

$k$  : nombre de joints, ici 4

Ce qui nous donne une mobilité de 2, et donc un hyperstatisme de 0.

## 2.4 Implémentation des guidages flexibles

Tout d'abord, sachant que la lentille doit avoir deux degrés de liberté en rotation et connaissant les autres propriétés du mécanisme, nous avons dû choisir les joints en conséquence et les implémenter en guidages flexibles.

L'aimant de l'actionneur requérant un mouvement linéaire, nous avons mis en place un système de table en mouvement rectiligne guidée par deux lames parallèles. Le système présente toutefois un mouvement parasite dans l'axe normal à la table, il nous est néanmoins possible de le négliger car l'espace entre l'aimant et le moteur est beaucoup plus grand que le mouvement parasite. Les joints aux extrémités des fourches à deux dents ont voulu être réalisés avec deux degrés de liberté en rotation et donc de type cardan. Cependant, l'implémentation en guidage flexible a été faite en mettant deux cols circulaires en série et déphasés de  $90^\circ$ . Ce système permet effectivement, par la déformation des cols, d'obtenir ces deux degrés de liberté. Il est néanmoins important de noter que ce type de guidage comporte un degré de liberté interne en rotation sur lui-même que l'on peut tout à fait ne pas exploiter étant donné la nature du mouvement du mécanisme.

La rotation de la plaque sur laquelle est fixé le miroir est contrôlée grâce à un système de type cardan. Cependant, l'implémentation en guidage flexible n'a pas été réalisée de la manière que pour les joints mentionnés précédemment. En effet, nous avons dans ce cas-ci fixé 3 tiges dans le plan du socle, déphasées de  $120^\circ$  et vissées à la plaque et au mur. Pour assurer d'annuler un quelconque déplacement vertical, nous avons également fixé une tige au milieu de la plaque, au centre de gravité du système *plaque-miroir* afin d'avoir le centre de rotation du système au même endroit.

Pour terminer, la rotation du contrepoids est réalisée de manière identique à celle du socle du miroir.

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

Le principal élément original de notre mécanisme repose dans la mise en place du système où le miroir et le contrepoids sont actionnés au même moment. Ceci fait en sorte que ces derniers effectuent le même mouvement et donc les moments exportés par le miroir sont immédiatement compensés par le contrepoids. Mis à part cela, c'est un simple système de fourche à deux dents qui divise la force donnée par les actionneurs entre le miroir et son contrepoids.

## 3. Dimensionnement du mécanisme

### 3.1 Calcul géométrique de la course de l'actionneur

Sachant que la course de l'actionneur est de  $\pm 4\text{ mm}$  et la formule de la force engendrée par le guidage qui est :  $F_{res} = K \times x_{\max}$  avec  $K = \frac{24 \times E \times I}{l^3}$

$E = 196\text{ GPa}$  (Acier Böhrler)  $l = 6\text{ cm}$ ,  $x = 4\text{ mm}$

$$I = \frac{b \times h^3}{12}, b = 1 \text{ cm (largeur de la lame)}, h = 200 \mu\text{m (épaisseur de la lame)}$$

Le calcul nous donne  $F_{res} = 0.58 \text{ N}$ , ce qui est négligeable devant les 40 N fournis par l'actionneur.

En ce qui concerne le déplacement parasite, pour un déplacement  $x$ , la formule est la suivante :  $\lambda = \frac{3 \times x^2}{5 \times l}$ . Le calcul nous donne  $\lambda = 16 \mu\text{m}$ . L'espace dans lequel se trouve l'aimant est de 4.6 mm et l'aimant fait 3.6 mm d'épaisseur. Cela nous laisse avec 500  $\mu\text{m}$  de chaque côté, les 16  $\mu\text{m}$  de mouvement parasite sont donc négligeables.

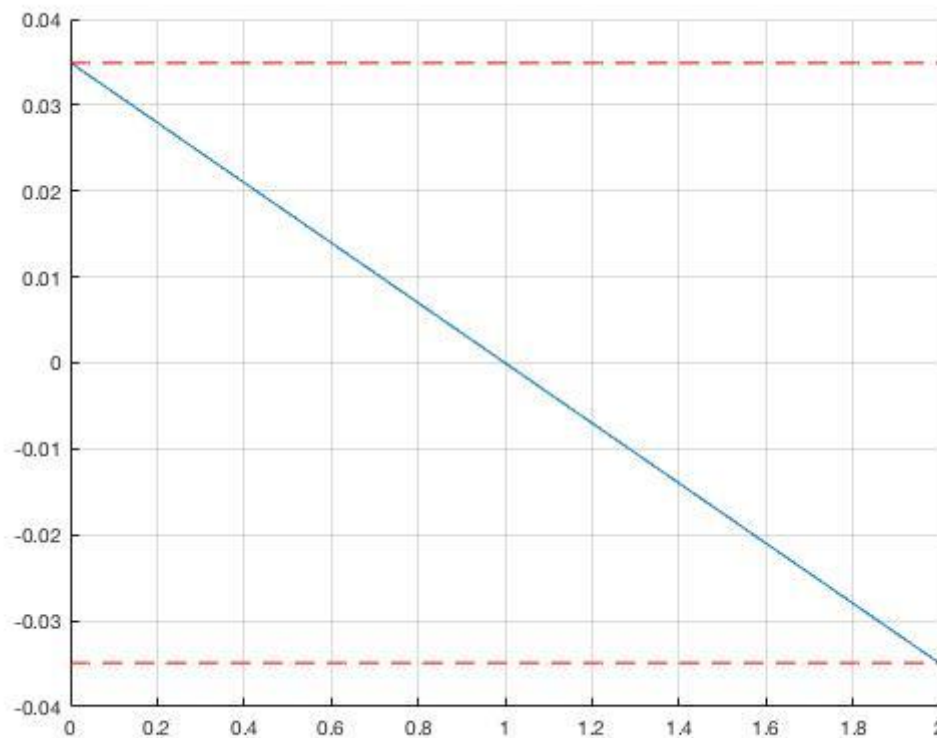
### 3.2 Calcul géométrique de la course de la cible des capteurs et calcul de la résolution angulaire des mouvements du miroir

Pour profiter de la totalité de la plage de mesure des capteurs, nous les avons placés à une distance de 1mm du miroir (lorsque le miroir est à  $0^\circ$ ). La distance  $x$  des capteurs par rapport au centre du miroir se calcule à l'aide de la formule suivante :

$$x = \frac{0.001}{\tan(2^\circ)} \cong 2.86 \text{ cm}$$

L'angle de rotation du miroir se calcule en fonction de la distance  $d$  du miroir par rapport aux capteurs par la formule suivante :

$$\alpha = \arctan\left(\frac{1-d}{0.0286}\right)$$



**Fig. 5 Graphe de la fonction de l'angle  $\alpha$  (rad) en fonction de la distance  $d$  (mm)**



La résolution angulaire nous est donnée par les formules suivantes :

$$R_c = \frac{P_{\max} - P_{\min}}{G_d} = 7.1 \times 10^{-8} \text{ m}$$

Avec  $P_{\max} = 1 \text{ mm}$ ,  $P_{\min} = -1 \text{ mm}$ ,  $G_d = 28 \times 10^3$

$$R_\theta = \arctan\left(\frac{R_c}{R_{\text{contrepois}}}\right) = 2.48 \mu\text{rad}$$

### 3.3 Dimensionnement des articulations flexibles : calcul des rigidités et des contraintes maximales de chaque articulation

Pour commencer, les trois tiges situées qui tiennent le socle et qui réalise la fonction de cardan ont été dimensionnées de manière à avoir une faible force de rappel totale. Les tiges auront différents types de rigidité, selon l'inclinaison du miroir. Elles ont été approximées de la manière suivante : lorsqu'une des tiges se déforme en torsion, une autre se déforme par cisaillement et la rigidité de la dernière peut être définie comme la moyenne des rigidités des deux autres tiges :

$$\begin{aligned} K_{\text{tot\_socle}} &= K_{\text{torsion}} + K_{\text{cisaillement}} + \frac{K_{\text{torsion}} + K_{\text{cisaillement}}}{2} \\ &= \frac{3}{2} \times (K_{\text{torsion}} + K_{\text{cisaillement}}) \\ &= \frac{3 \times E \times h_{\text{tige}}^4}{2 \times l_{\text{tige}}} \times \left(1 + \frac{1}{l^2}\right) \\ K_{\text{tot\_socle}} &= 181.4 \text{ N.m.rad}^{-1} \end{aligned}$$

$$l_{\text{tige\_socle}} = 118 \text{ mm}, h_{\text{tige\_socle}} = 1 \text{ mm}$$

La longueur de la tige a été limitée par l'espace alloué au mécanisme. Nous avons ensuite dimensionné son épaisseur de manière à ne pas avoir un  $K_{\text{tot\_socle}}$  trop grand.

Le calcul pour le dimensionnement des tiges latérales du guidage contrepois suit la même loi que pour le socle. Néanmoins, la longueur des tiges était à nouveau limitée par l'espace alloué. Nous avons posé  $l_{\text{tige\_cp}} = 75 \text{ mm}$ , puis  $h_{\text{tige\_cp}} = 0.5 \text{ mm}$ , avec ces valeurs,  $K_{\text{tot\_cp}} = 43.8 \text{ N.m.rad}^{-1}$ .

Pour la rigidité de la tige centrale :

$$\begin{aligned} K_{\text{tige}} &= \frac{E \times I}{l}, \quad I = \frac{h^4}{12}, \quad h = 2 \text{ mm}, \quad l = 61 \text{ mm} \\ K_{\text{tige}} &= 4.28 \text{ N.m.rad}^{-1} \end{aligned}$$

Elle est donc négligeable devant la rigidité du socle avec les trois tiges.

La force de rappel du système est donc :  $F_{rappel} = K_{tot} \times \alpha_{max} \cong 6.3 \text{ N}$

On obtient donc une valeur pour la force effective fournie au système de :

$$F_{eff,max} = 20 - 6.3 = 13.7 \text{ N}$$

Les formules suivantes nous donnent les contraintes en torsion et en cisaillement dans les articulations :

Pour les tiges :

$$\alpha_{tors}^{\circ} = \frac{1.48 \times \tau \times l}{G \times h}$$

$$\text{où } \tau = \frac{\sigma}{\sqrt{3}}$$

Nous avons donc :

$$\sigma = \frac{\sqrt{3} \times \alpha_{tors}^{\circ} \times G \times h}{1.48 \times l}$$

Avec  $\alpha_{tors}^{\circ} = 2^{\circ}$ ,  $G = 80 \text{ GPa}$ ,  $h = 1 \text{ mm (socle)}, 0.5 \text{ mm (contrepois)}$ ,

$l = 118 \text{ mm (socle)}, 75 \text{ mm (contrepois)}$

$$\sigma_{maximum,torsion}^{socle} \cong 1.6 \text{ GPa}$$

$$\sigma_{maximum,torsion}^{contrepois} \cong 1.2 \text{ GPa}$$

$$f_{cis} = \frac{\sigma \times l^2}{3 \times E \times h}$$

$$\sigma_{maximum,cis}^{socle} = 272 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{maximum,cis}^{contrepois} = 340 \text{ MPa}$$

Avec :  $f_{cis} = 6.43 \text{ mm (socle)}, 6.5 \text{ mm (contrepois)}$

Dans le cas extrême où la tige centrale est en flexion de  $2^{\circ}$ , nous obtenons une contrainte maximale de :

$$\sigma_{maximum}^{tigecentrale} = \frac{\alpha_{max} \times E \times h}{2 \times l} = 56 \text{ MPa}$$

Cependant, nous pouvons dire avec certitude que cet angle ne sera jamais atteint pour la tige centrale, la contrainte est donc nettement inférieure à la contrainte maximale.

Pour les cols, la formule suivante est utilisée :

$$\alpha_{max} \cong \frac{3 \times \pi \times \sigma \times \sqrt{r}}{4 \times E \times \sqrt{e}}$$

Avec :  $r = 4.5 \text{ mm}$ ,  $e = 1 \text{ mm}$ ,  $\alpha_{\max} = 34.9 \text{ mrad (socle)}$ ,  
 $69.8 \text{ mrad (contrepoids)}$ ,  $E = 69 \text{ GPa}$

$$\sigma_{\text{maximum}}^{\text{col}_{\text{socle}}} = 480 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{\text{maximum}}^{\text{col}_{\text{cp}}} = 960 \text{ MPa}$$

La formule suivante est utile pour les lames :

$$f = \frac{\sigma \times l^2}{3 \times E \times h}$$

Avec  $l = 6 \text{ cm}$ ,  $h = 0.2 \text{ mm}$ ,  $f = 4 \text{ mm}$

$$\sigma_{\text{maximum}} \cong 130,7 \text{ MPa}$$

### 3.4 Calcul de l'inertie réduite du mécanisme

Pour les deux actionneurs, on calcule l'inertie réduite au niveau du miroir de la manière suivante :

$$\frac{1}{2} \times J_{\text{eq}} \times \omega_1^2 = \frac{1}{2} \times J_{\text{miroir}} \times \omega_1^2 + \frac{1}{2} \times m_1 v_1^2 + \frac{1}{2} \times m_2 v_2^2$$

$$\text{Où : } v_1 = v_2 = r_1 \times \omega_1$$

Ce qui nous donne :  $J_{\text{eq}} = J_{\text{miroir}} + r_1^2 \times (m_1 + m_2)$

Donc, pour le premier actionneur :  $J_{\text{eq},1} \cong 0.051 \text{ kg.m}^2$

et pour le deuxième, qui pousse sur une fourche plus petite :

$$J_{\text{eq},2} \cong 0.047 \text{ kg.m}^2$$

### 3.5 Basculement : calcul de la durée et du chemin de basculement, de la fréquence de fonctionnement et de l'accélération maximale durant le basculement

Calcul de la durée  $t_b$  de basculement : on considère le mouvement du miroir comme un mouvement accélération en trapèze, on peut donc écrire :

$$a = \frac{16 \times x_0}{3 \times (t_b)^2} = \ddot{x}$$

Et donc grâce à la force, qui est donnée par la loi de Newton en rotation :

$$\sum M = R \times F = I \times \dot{\omega}$$

$$F \times R = I \times \dot{\omega} = \frac{\ddot{x}}{R}$$

$$\ddot{x} = \frac{R^2 \times F_{\text{maximum}}}{I} = \frac{16 \times x_0}{3 \times (t_b)^2}$$

$$t_{b\min} = \sqrt{\frac{16 \times x_0 \times I}{3 \times R^2 \times F_{\text{maximum}}}}$$

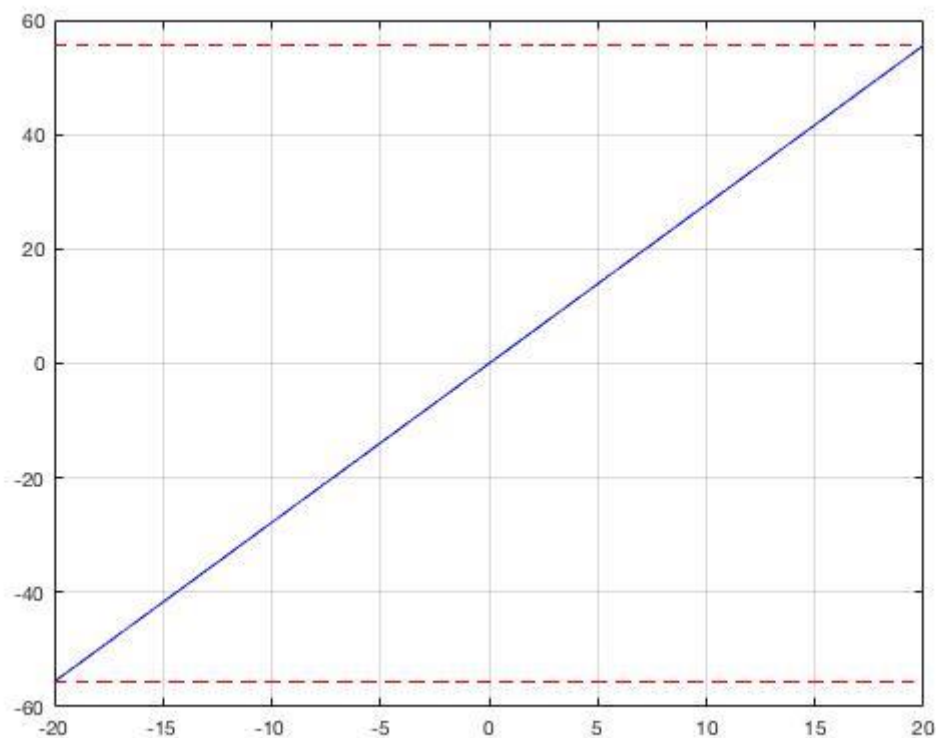
Avec :  $I = 0.0240 \text{ kg.m}^2$ ,  $R = 114 \text{ mm}$ ,  $F_{\text{maximum}} = 20 \text{ N}$ ,  $x_0 = 4 \text{ mm}$

$$t_{b\min} = 58 \text{ ms}$$

Calcul de la fréquence :  $f_{\text{maximum}} = \frac{1}{T} = \frac{1}{2 \times (t_b + t_p)} = 6 \text{ Hz}$  (avec  $t_p = 25 \text{ ms}$ )

Calcul du jerk :  $\text{jerk}_{\text{maximum}} = \frac{128 \times x_0}{3 \times t_b^3} = 7'673 \text{ rad.s}^{-3}$

Calcul de l'accélération :  $a_{\text{maximum}} = \frac{16 \times x_0}{3 \times (t_b)^2} = 55.6 \text{ rad.s}^{-2}$



**Fig. 6 Accélération (m/s<sup>2</sup>) en fonction de la force (N, bornée entre -20 et 20)**

Maintenant, sachant que l'inertie du contrepoids est deux fois plus petite que celle du socle, la force nécessaire pour avoir le même  $t_b$  est deux fois celle requise pour le socle. En d'autres termes,  $F_{\text{contrepoids}} = 2 \times F_{\text{socle}}$ , pour  $F_{\text{contrepoids}} + F_{\text{socle}} = 40 \text{ N}$  on trouve les valeurs suivantes :

$$F_{socle} = 13.3 \text{ N et } F_{contrepoids} = 26.7 \text{ N}$$

On obtient donc, à défaut du cas idéal, pour le socle :

$$a = 37 \text{ rad.s}^{-2}, t_b = 71.1 \text{ ms}, \text{jerk} = 4'165 \text{ rad.s}^{-3}, f = 5.2 \text{ Hz}$$

Les formules d'accélération et de jerk proviennent du formulaire pour un mouvement à accélération en trapèze.

### 3.6 Performances clés et discussion de la conformité avec le cahier des charges

Dans le cas idéal, la fréquence maximale de pivotement du système est de 6 Hz et la durée minimale de basculement est  $t_b = 58 \text{ ms}$ .

L'accélération et le jerk maximaux sont respectivement  $a_{maximum} = 55.6 \text{ rad.s}^{-2}$  et  $\text{jerk}_{maximum} = 7'670 \text{ rad.s}^{-3}$ .

L'inertie de l'ensembles des pièces mobiles réduite au niveau du miroir est de  $J_{eq} \cong 0.050 \text{ kg.m}^2$  pour chaque actionneur.

La résolution angulaire du mouvement du miroir est de  $R_\theta = 2.48 \mu\text{rad}$ .

Les contraintes mécaniques maximales, dans les guidages flexibles lorsque le mécanisme atteint ses butées, sont de :

$$\sigma_{maximum}^{colsocle} = 480 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{maximum}^{colscp} = 960 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{maximum,torsion}^{socle} = 1.6 \text{ GPa}$$

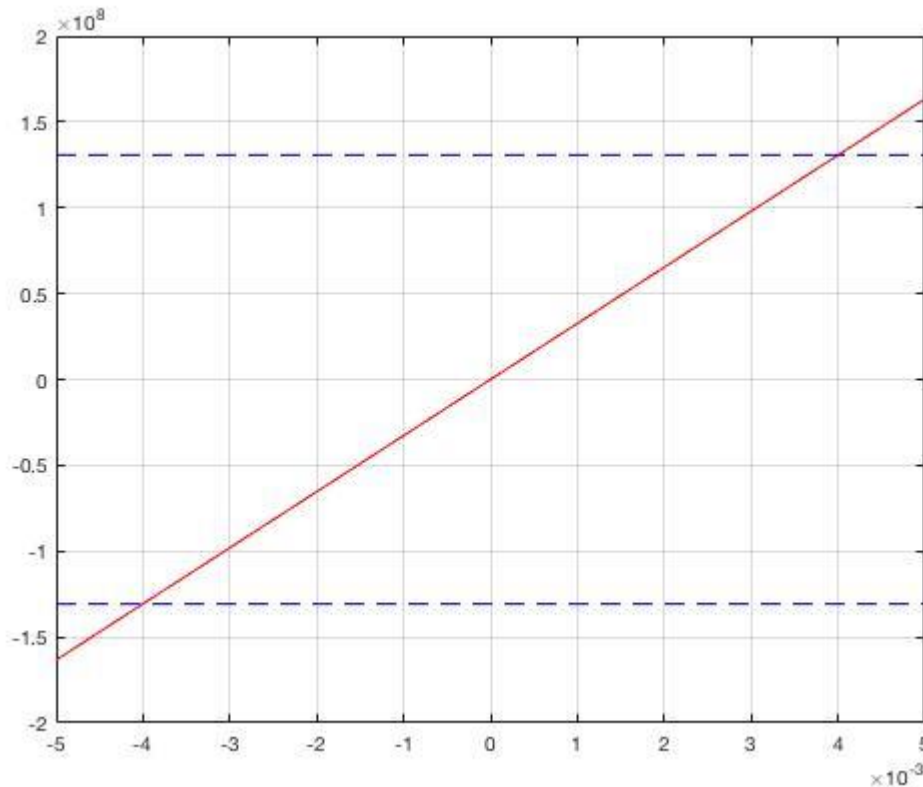
$$\sigma_{maximum,torsion}^{contrepoids} = 1.2 \text{ GPa}$$

$$\sigma_{maximum,cis}^{socle} = 272 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{maximum,cis}^{contrepoids} = 340 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{maximum,flex}^{tigecentrale} = 56 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{maximum}^{lame} = 130.7 \text{ MPa}$$



**Fig. 7** *Contrainte dans les lames du guidage de l'actionneur en fonction de la course*

Bien que toutes ces performances soient en conformité avec le cahier des charges, il est à noter que l'optimisation des temps de basculement, accélération et jerk a été faite au maximum mais que la limite physique de l'inertie du système plaque-miroir l'a rendue difficile. Cela signifie que nous avons réduit l'inertie de la plaque en rotation au maximum mais qu'il nous a été impossible d'aller plus loin afin de respecter l'inertie fixée du *miroir-bipods*. Mis à part cela, les performances sont bien conformes au cahier des charges.

Le système est en rotation autour de son centre de gravité, il n'exporte donc aucune force et la somme des moments est égale à zéro, grâce au contrepoids, il n'y a donc aucun moment exporté.

## 4. Construction

### 4.1 Argumentation des choix faits pour la construction

Tout d'abord, nous avons choisi les dimensions de l'ensemble du système de manière à limiter le poids (~7kg) du mécanisme tout en assurant une certaine rigidité. Les dimensions des guidages flexibles ont été choisies de manière à minimiser les forces de réactions tout en ne cassant pas par flambage.

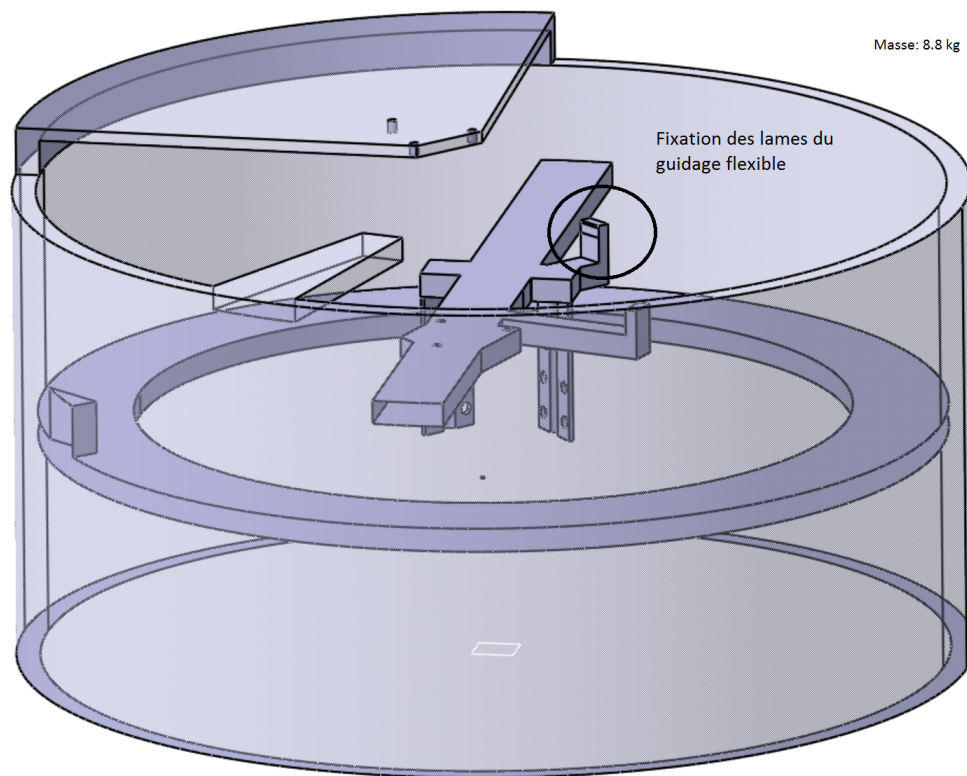
En ce qui concerne les guidages flexibles, les cols en série déphasés de  $90^\circ$  étaient la meilleure solution, car ils permettent deux degrés de liberté selon deux axes perpendiculaires. Ce guidage a un degré de liberté supplémentaire en rotation sur lui-même, mais il n'influe pas le guidage car il est inutilisé.

L'utilisation des guidages flexibles est obligatoire car il faut absolument éviter de quelconques frottements afin d'éliminer toute présence de particules dans le système, c'est pourquoi toutes les articulations ont été réalisées en guidages flexibles.

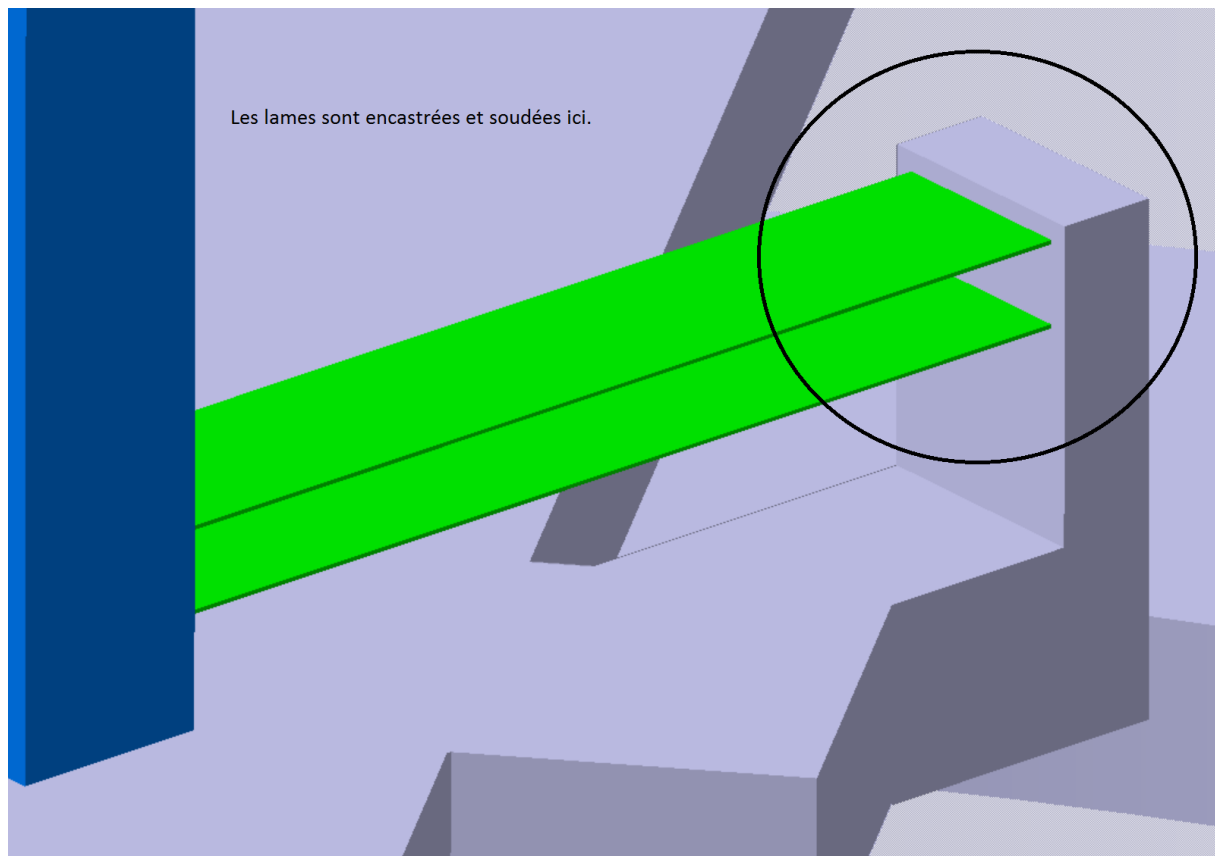
Pour le montage du mécanisme, nous avons choisi deux méthodes : visser et souder.

Nous utilisons tout d'abord des vis pour fixer les moteurs sur le support du système (Figure 8). Sur les aimants du moteur, il faut visser les fourches qui vont transmettre les forces sur le miroir et le contrepoids.

Pour faciliter la réalisation, les guidages flexibles seront soudés. Les lames flexibles pour le moteur sont introduites de part et d'autre dans des cavités et soudées. Nous utilisons le même principe pour les tiges flexibles qui servent de cardan pour le miroir et le contrepoids : D'un côté, on visse les tiges, et de l'autre, on soude la tige dans la cavité prévue.



**Fig. 8 Support du système**



**Fig. 9** Fixation des guidages flexibles de la fourche

**Vis à tête hexagonale ISO 4017**

Système	Nominal (mm)	s (mm)	e (mm)	k1 (mm)	dc (mm)
Moteur - Support (6x)	M4	7	7.66	2.8	-
Capteur - Support (8x)	M5	8	8.79	3.5	11.4
Contrepoids - Barre (2x)	M8	13	14.38	5.3	17
Socle - Barre (2x)	M8	13	14.38	5.3	17
Bipodes - Socle (6x)	M6	10	11.05	4	13.6
Aimant - Barre (4x)	M2,5	5	5.45	1.7	-

**Fig. 10** Dimensions des vis



**Ecrou hexagonal SN EN ISO 4032**

Système	Nominal (mm)	s (mm)	e (mm)	m (mm)	dc (mm)
Bipodes - Socle (6x)	M6	10	11.05	5.2	14.2
Aimant - Barre (4x)	M2,5	5	5.45	2	-
Moteur - Support (6x)	M4	7	7.66	3.2	-
Capteur - Support (8x)	M5	8	8.79	4.7	11.8
Contrepoids - Barre (2x)	M8	13	14.38	6.8	17,9
Socle - Barre (2x)	M8	13	14.38	6.8	17,10

**Fig. 11 Dimension des écrous**

**Rondelle ISO 7089-12-200 HV-A4**

Système	Nominal (mm)	d1 (mm)	d2 (mm)	h (mm)
Bipodes - Socle (6x)	6	6.4	12	1.6
Aimant - Barre (4x)	2,5	2.7	6	0.5
Moteur - Support (6x)	4	4.3	9	0.8
Capteur - Support (8x)	5	5.3	10	1
Contrepoids - Barre (2x)	8	8.4	16	1.6
Socle - Barre (2x)	8	8.4	16	1.6

**Fig. 12 Dimensions des rondelles**

Toutes les tolérances sont  $h13_{-0.18\mu m}^{+0}$  pour les vis, écrous et rondelles d'un diamètre nominal inférieur à 30 mm.

#### 4.2 Argumentation des choix des matériaux

Le matériau principalement utilisé est l'aluminium (*AlMgSi1*) car c'est un métal très résistant, mais qui n'est pas trop lourd, il a une masse volumique de 2,69 kg/m<sup>3</sup>.

Il nous fallait cependant un contrepoids très massif pour compenser l'inertie du miroir, nous avons donc choisi de l'acier, qui a une masse volumique de 8 kg/m<sup>3</sup>.

Les guidages flexibles qui guident l'actionneur sont aussi en acier car ce matériau a une bonne limite d'endurance, cela signifie qu'il est résistant à la fatigue et que les

guidages flexibles ne vont pas se casser à cause de leur haute fréquence de flexion et déflexion.

Les fourches, et par conséquent leurs guidages, sont en aluminium car il fallait un matériau plus léger que l'acier dû au mouvement.

L'acier utilisé est l'Acier Böhler K190 (X220 CrVMo13-4), son prix sur le marché est introuvable, mais les pièces en acier pèsent en tout 130 grammes. Pour une estimation du coût total, le coût de ces pièces est négligeable.

L'aluminium est un alliage AlMgSi1, au prix de 2.56 – 4.22 USD par kilogramme. Pour une masse d'aluminium totale de 10.24 kg, le coût varie entre 26.21 USD et 43.21 USD.

Le plomb a une valeur sur le marché d'environ 2.2 USD par kilogramme, pour un poids total de 5.79 kg, le coût est de 12.74 USD.

Le coût maximum total pour les matériaux de notre mécanisme est d'environ 56 USD.

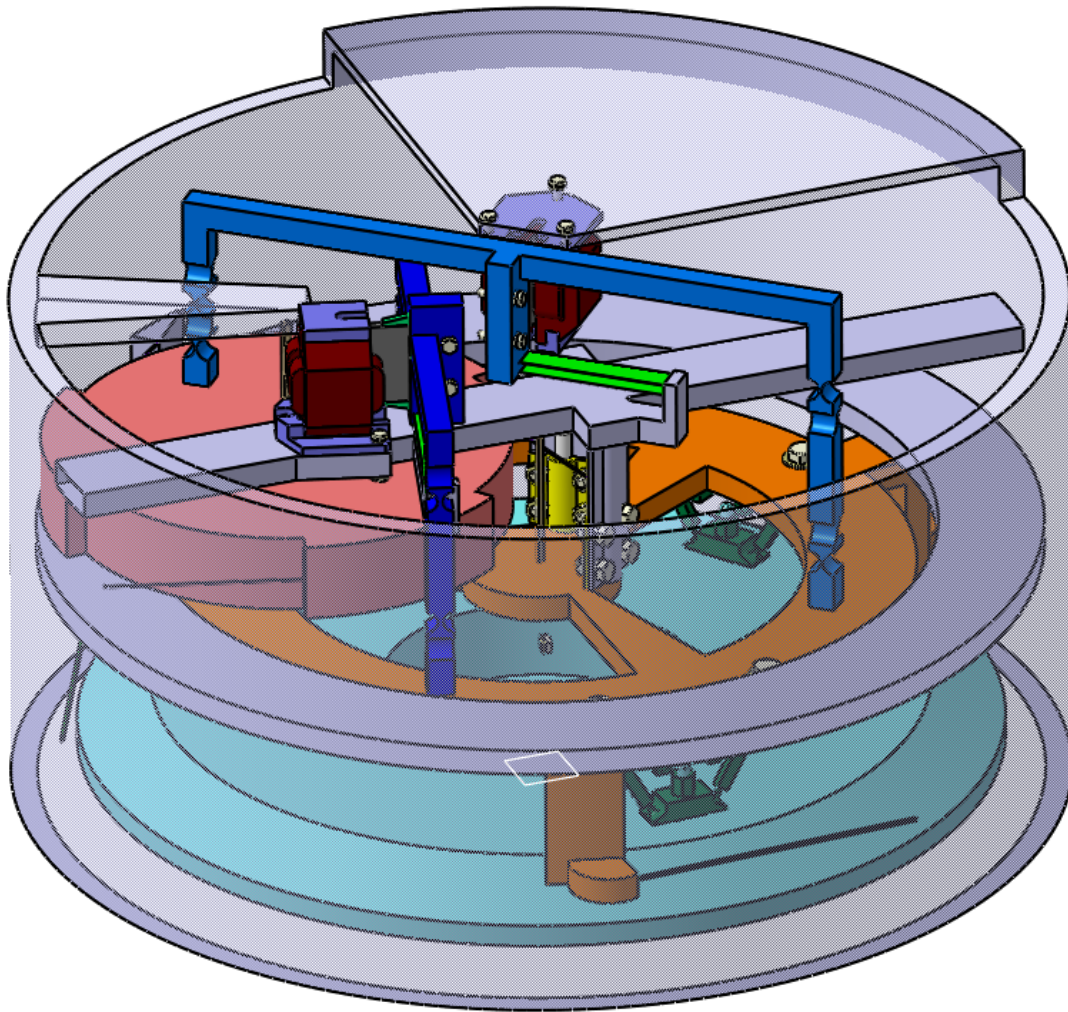
## **5. Conclusion**

La difficulté principale du projet, mais qui fait également son originalité, est la présence d'un contrepoids plus petit, et donc plus volumineux, au-dessus du socle auquel est accroché le miroir. Cela nous a contraint de dépasser de 2 cm la hauteur imposée.

Concernant la fréquence, elle aurait pu tourner autour de 10 Hz, n'eut été de l'inertie du contrepoids qui nous a obligé à répartir les forces de manière inégale, pour respecter le fait que le temps de basculement (limité d'un côté par l'inertie du contrepoids) du miroir et du contrepoids sont les mêmes. Nous avons donc revu la force effective fournie au système et nous avons donc atteint une fréquence de 6 Hz.

Dans l'ensemble, nous sommes satisfaits de notre projet car le mécanisme a été optimisé au maximum tout en respectant les contraintes imposées.

Ce projet nous a permis de travailler avec des contraintes imposées ainsi que de développer notre cohésion dans un travail de groupe.



*Fig. 13 Photo du mécanisme dans son ensemble*

## 6. Annexes

- 6.1 Dessin de construction de l'ensemble du mécanisme avec toutes les pièces
- 6.2 Dessin de détail prêt pour envoi en atelier de fabrication