

# Projet Dynabal

## Conception de mécanisme II 2023

*Benjamin Bahurel* (326888)

*Maksymiliann Wojciech Schoeffel* (330799)

*Nathan Sylvain Kack Kack* (330026)

*Nuno Ricardo Cordeiro Serafim* (315575)

*Samm De Bruyn* (329293)

# Contents

<b>1</b>	<b>Introduction</b>	<b>1</b>
<b>2</b>	<b>Principe de Fonctionnement</b>	<b>1</b>
2.1	Explication du principe de fonctionnement . . . . .	1
2.1.1	Architecture générale du capteur . . . . .	1
2.1.2	Principe de compensation de rigidité . . . . .	2
2.1.3	Principe de l'équilibrage (analyse qualitative uniquement, sans calculs) . . . . .	3
2.1.4	Principe de réglage du zéro . . . . .	3
2.1.5	Principe du système vis-écrou (anti-rotation, rattrapage des jeux, guidage vis, accouplement) . . . . .	3
2.2	Schéma cinématique du corps d'épreuve représenté avec des articulations idéales . . . . .	4
2.3	Calcul de la mobilité du corps d'épreuve (Grübler) et discussion des hyperstatismes . . . . .	4
2.4	Implémentation de la cinématique du corps d'épreuve en guidages flexibles . . . . .	4
2.5	Discussion qualitative de la linéarité du rapport de transmission ( $i \cong$ constante) . . . . .	5
2.6	Mise en évidence des concepts originaux et explications spécifiques à la solution retenue . . . . .	5
<b>3</b>	<b>Dimensionnement du mécanisme</b>	<b>5</b>
<b>4</b>	<b>Discussion</b>	<b>12</b>
4.1	Expliquer la séquence de réglage retenue pour obtenir la meilleure gamme dynamique (rigidité, zéro, fréquence, calibration avec capteur ou tare externes etc.) . . . . .	12
4.2	Lister les non-conformités avec le cahier des charges et discuter leur impact . . . . .	12
4.3	Discuter les effets des tolérances de fabrication (typiquement $\pm 3 \mu\text{m}$ pour l'usinage par électroérosion à fil) sur la performance du capteur . . . . .	13
<b>5</b>	<b>Construction</b>	<b>13</b>
5.1	Argumentation des choix faits pour la construction . . . . .	13
5.2	Argumentation des choix des matériaux . . . . .	14
<b>6</b>	<b>Conclusion</b>	<b>14</b>
<b>7</b>	<b>Annexes</b>	<b>15</b>
7.1	Dessin de construction de l'ensemble du capteur de force . . . . .	15
7.2	Dessin de détail de la vis . . . . .	15
7.3	Paramètres, définitions et valeurs . . . . .	15

# 1 Introduction

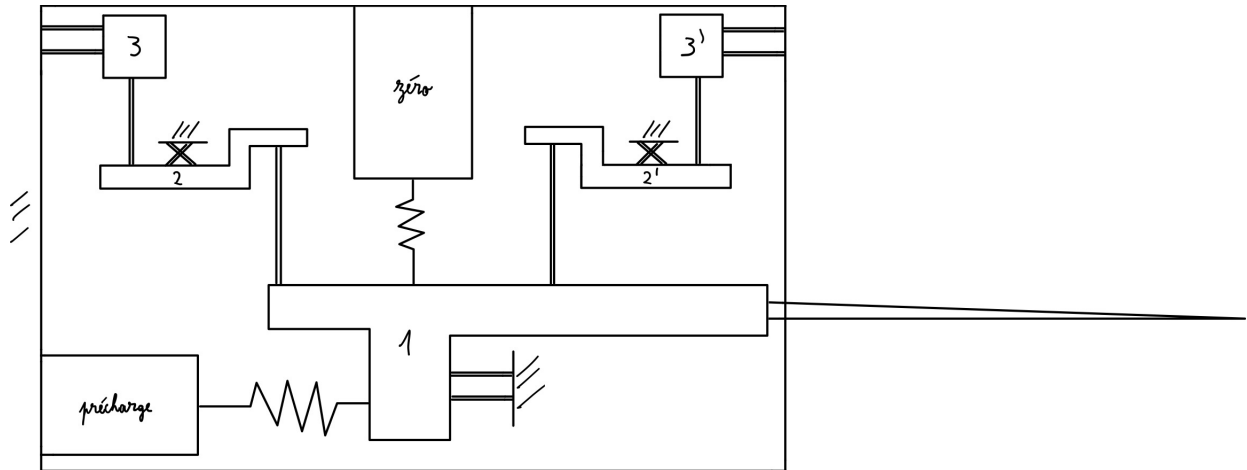
Le but du projet de ce semestre de printemps 2023 était de concevoir un capteur de force, basé sur un corps d'épreuve déformable élastiquement, qui permettrait de convertir une force que l'on cherche à mesurer en déplacement. De plus, d'après le cahier des charges donné, le mécanisme doit posséder une rigidité réglable ainsi qu'être équilibré dynamiquement afin de garantir une précision continue dans les mesures, et ce en toutes circonstances. Dans cette optique, le groupe a donc imaginé et dimensionné un corps d'épreuve en guidages flexibles afin de répondre au mieux aux différentes contraintes présentes dans le cadre du projet. Les différentes étapes de la conception de ce mécanisme, les diverses difficultés rencontrées ainsi que les solutions apportées pour y répondre seront présentées et détaillées dans les différentes parties de ce rapport. Enfin, de nombreux schémas viendront illustrer et expliciter certaines parties du rapport.

## 2 Principe de Fonctionnement

Afin d'alléger l'écriture des formules et des explications, nous utiliserons les abréviations définies dans le cahier des charges, ainsi que des abréviations spécifiques que nous avons créées, qui sont décrites en détail dans l'annexe 7.3.

### 2.1 Explication du principe de fonctionnement

Lorsqu'une force verticale  $F$  est appliquée sur la sonde, un déplacement  $x$  dans le même sens que la force est produit, ce qui va faire monter le bloc 1 de cette même distance. En montant, le bloc 1 va transmettre son déplacement à l'extrémité droite du bloc 2 et l'extrémité gauche du bloc 2'. Ces deux blocs, étant reliés à un pivot situé au centre de chacun des blocs, vont effectuer une rotation, entraînant l'extrémité opposée dans un mouvement  $-x$ . Ce mouvement  $-x$  est ensuite transmis aux blocs 3 et 3', sur lesquels on va venir mesurer les déplacements.



#### 2.1.1 Architecture générale du capteur

Le capteur est composé d'une sonde, de 5 blocs, 3 tables à lames parallèles, 4 lames, 2 pivots, un système de précharge et un système de réglage du zéro.

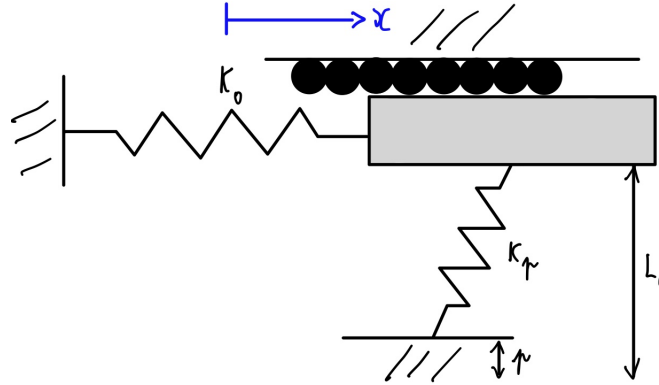
Deux systèmes "lame-table à lames perpendiculaires" sont fixés aux écrous pour empêcher la rotation.

- Sonde d'application de la force: il s'agit de l'endroit où l'on va venir appliquer la force que l'on cherche à mesurer

- Système de précharge: il s'agit d'un système composé d'un système vis-écrou et d'un ressort. Il est préchargé et va venir appuyer sur le bloc 1, qui va ensuite transmettre cette force à la table à lame parallèle de rigidité  $k_1$  afin de réduire sa rigidité.
- Système de mise à zéro: il s'agit d'un système composé d'un système vis-écrou semblable à celui du système de précharge et d'un ressort. Il est préchargé et va venir pousser contre le bloc 1 afin de le déplacer selon l'axe  $x$
- Bloc 1: Le bloc 1 est le premier bloc déplacé par la sonde. Il est celui sur lequel on va venir appliquer la précharge ainsi que la mise à zéro, et il est également celui qui va transmettre le déplacement  $x$  aux blocs 2 et 2'
- Bloc 2 et 2': Les blocs 2 et 2' reçoivent le mouvement du bloc 1 sur leur extrémité intérieure. Cela permet à l'aide des pivots situés en leur centre, d'avoir sur l'extrémité extérieure des blocs 2 et 2' un mouvement dans le sens opposé. Cela sert à équilibrer le système en force. L'existence du bloc 2' assure l'équilibrage en moment étant donné que sa rotation sera dans le sens opposé à celui du bloc 2. Ce mouvement est ensuite transmis aux blocs 3 et 3'
- Bloc 3 et 3': Les blocs 3 et 3' reçoivent le mouvement qui a été inversé par les pivots, des blocs 2 et 2' respectivement. Le fait que le mouvement ait été inversé implique que les blocs 3 et 3' se déplacent dans la direction opposée à celui du bloc 1. La présence du bloc 3' servant à rendre le haut du système symétrique, ainsi que l'ajustement de leur masse pour qu'elle vaille chacune la moitié de celle du bloc 1, permet ainsi un équilibrage en force de notre système. C'est sur ces blocs que l'on va mesurer le déplacement final

### 2.1.2 Principe de compensation de rigidité

Le système idéal est équivalent à deux ressorts perpendiculaires.



Le ressort de réglage de rigidité est préchargé et agit comme s'il avait une rigidité négative, car il se décharge avec le mouvement principal, alors que le ressort du réglage du zéro se charge. En ajustant la précharge, il est possible de réduire la rigidité de manière à la rendre pratiquement nulle.

L'énergie est donnée par  $E_{\text{idéal}}(x) = \frac{1}{2}k_p(L_0 - \sqrt{(L_0 - p)^2 + x^2})^2$

La force est obtenue en dérivant une fois l'énergie par rapport au déplacement et la rigidité en dérivant deux fois:

- $F_{\text{idéal}}(x) = k_p \left( 1 - \frac{L_0}{\sqrt{(L_0 - p)^2 + x^2}} \right) x$

- $K_{\text{idéal}}(x) = k_p \left( 1 - \frac{L_0(L_0 - p)^2}{((L_0 - p)^2 + x^2)^{3/2}} \right)$

En implémentant ce système de réglage de rigidité, nous préchargeons aussi la table à lames parallèles liée au bloc 1. Ceci nous permet de réduire encore plus la rigidité de notre système, puisque celle de la table concernée passe en négatif.

### 2.1.3 Principe de l'équilibrage (analyse qualitative uniquement, sans calculs)

Le haut de notre mécanisme est symétrique selon un axe vertical. La majorité du système se déplace grâce à des tables à lames parallèles, qui n'imposent aucun moment. Les pivots se meuvent en opposition de phase, ce qui permet l'équilibrage en moment.

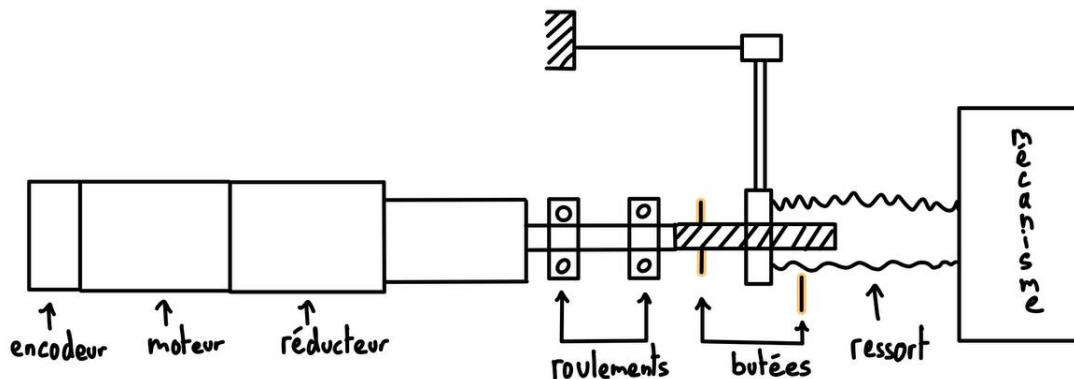
Qui plus est, lorsque le bloc 1 va monter, les blocs 2 et 2' vont pivoter et les blocs 3 et 3' vont descendre. Ainsi, afin d'équilibrer notre système en force, il faut que chaque masse des blocs 3 et 3' soit la moitié de la masse du bloc 1. De plus, la symétrie de part et d'autre des pivots garantit la constance de leurs centres de masse respectifs, ainsi, le centre de masse total est immuable, même lors du déplacement de la sonde.

### 2.1.4 Principe de réglage du zéro

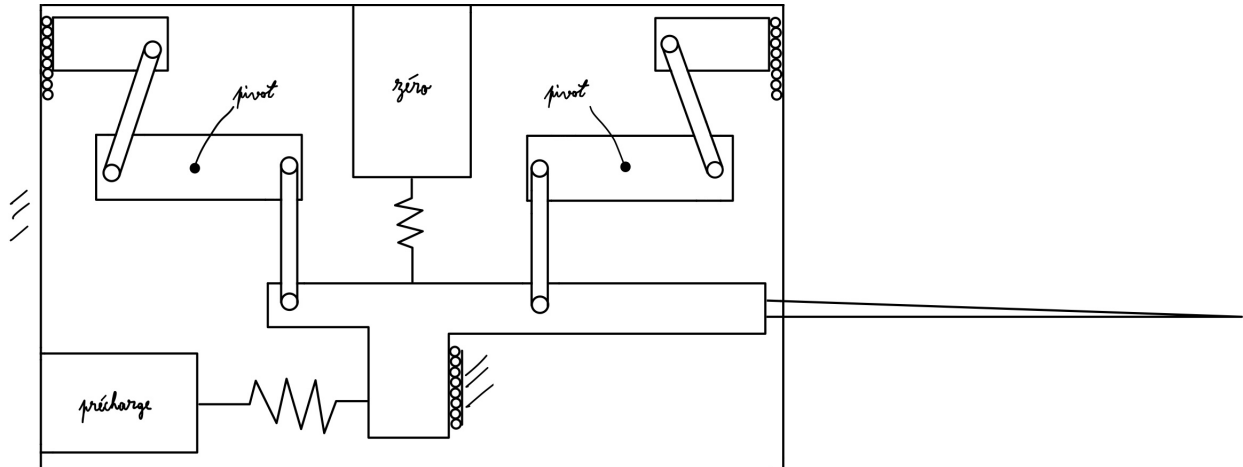
Notre réglage du zéro repose sur un système vis-écrou. Sur ce dernier est attaché un ressort dont l'autre extrémité est relié au bloc 1. En déplaçant l'écrou, le ressort va se comprimer ou s'étirer en fonction du sens du mouvement, ce qui va créer une force permettant de compenser une force parasite appliquée sur la sonde.

### 2.1.5 Principe du système vis-écrou (anti-rotation, rattrapage des jeux, guidage vis, accouplement)

Le système vis-écrou, l'encodeur, le moteur et le réducteur ont été spécifiés conformément aux exigences du cahier des charges. Pour assurer une liaison entre la sortie du réducteur et notre système vis-écrou, nous avons utilisé un soufflet MK1.1 pour garantir un bon accouplement entre les deux arbres. À la sortie du soufflet, un arbre de diamètre 4 mm a été monté avec deux roulements. Au-delà des roulements se trouve la vis filetée sur laquelle un écrou est fixé. Un ressort est attaché à l'écrou pour précharger et ajuster le zéro du système. Cette configuration permet de résoudre le problème du jeu entre la vis et l'écrou, en plus de leur fonction de base, car elle assure que l'écrou reste toujours du même côté du filetage. Pour contrôler la course possible de l'écrou, des butées seront installées à une distance qui sera définie ultérieurement. De plus, une table à lames parallèles est fixée à l'écrou afin de limiter le degré de liberté au mouvement de translation. L'autre extrémité de la table n'est pas directement reliée à un support rigide, mais à une autre lame. Cette configuration garantit que les mouvements parasites n'affectent pas le mouvement de translation de la vis.



## 2.2 Schéma cinématique du corps d'épreuve représenté avec des articulations idéales



## 2.3 Calcul de la mobilité du corps d'épreuve (Grübler) et discussion des hyperstatismes

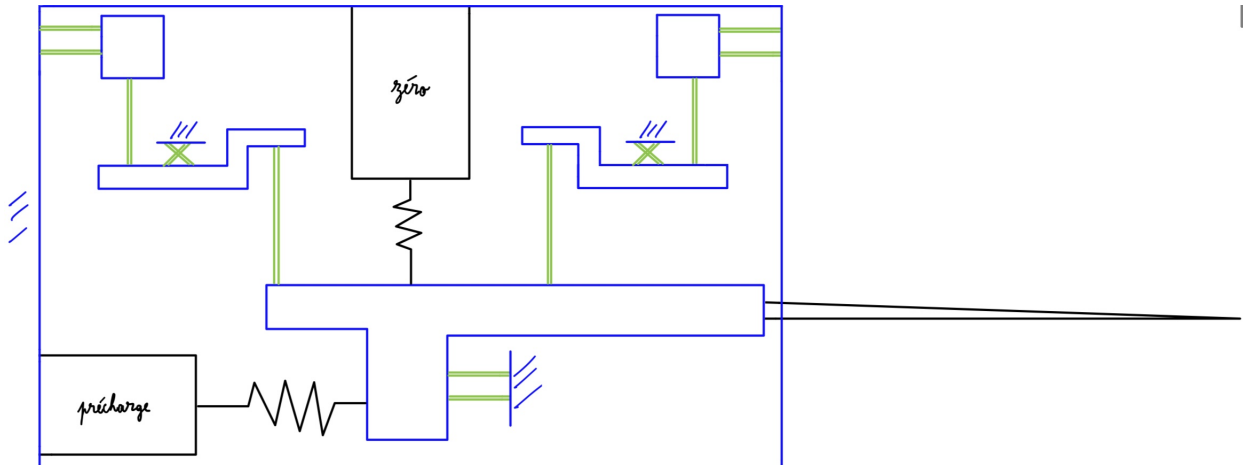
Notre mécanisme étant en 2D, un simple calcul de Grübler en 2D est suffisant. Qui plus est, lors de l'implémentation en guidage flexibles de notre mécanisme, il n'y aura aucun hyperstatisme car il ne peut y en avoir par définition que lors de l'assemblage de pièces, et notre mécanisme est monolithique.

2D:

- |            |                                    |
|------------|------------------------------------|
| – $n = 6$  | – $M = 14 \cdot 2 - 3 \cdot 9 = 1$ |
| – $k = 14$ | – $DOF = 1$                        |
| – $b = 9$  | – $DOH = 0$                        |

Il n'y a aucun hyperstatisme.

## 2.4 Implémentation de la cinématique du corps d'épreuve en guidages flexibles



Les conversions suivantes ont été effectuées:

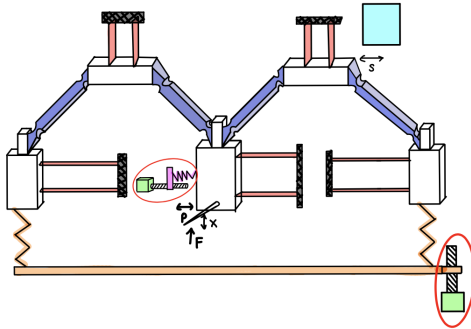
- glissières → tables à lames parallèles
- pivots → tables à lames croisées
- tiges rigides → lames

## 2.5 Discussion qualitative de la linéarité du rapport de transmission ( $i \cong \text{constante}$ )

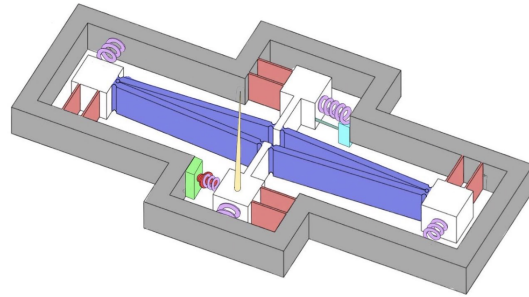
Les seuls rapport de transmission que l'on pourrait avoir dans notre mécanisme se trouvent au niveau des pivots. Mais étant donné que notre axe de rotation se trouve au centre des ces derniers, le rapport de transmission  $i$  est constant et vaut 1, ce qui signifie qu'il n'y a pas de réduction de mouvement à travers notre mécanisme.

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

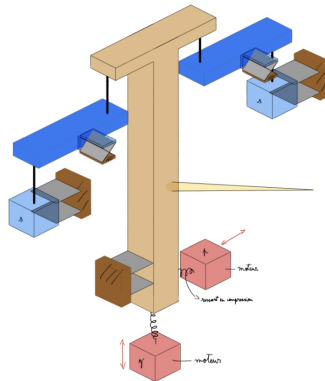
1) M-system



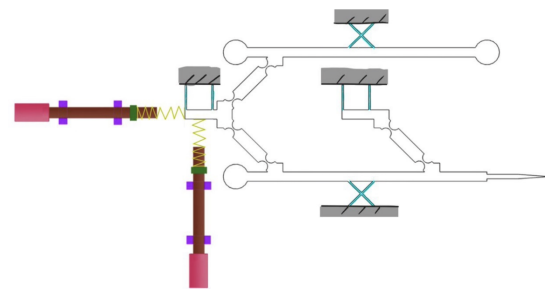
2) Ressorts à gogo



3) Le robinet



4) Pendulame



Nous avons retenu la solution numéro 3, intitulée: “Le robinet”. Nous avons choisi cette solution car il s’agit de celle qui nous paraissait la plus robuste. En effet, c’est une pièce dont l’usinage est relativement facile puisque tous nos guidages flexibles sont sur le même plan. Elle était également la plus flexible au niveau du rapport entre les déplacements  $x$  et  $s$  grâce à ses leviers. Finalement, elle est également partiellement équilibrée en inertie.

## 3 Dimensionnement du mécanisme

1. Réglage de la rigidité: détermination de  $q_p$ ,  $d_p$ ,  $R_{ap}$ ,  $R_p$

Pour notre système vis-écrou du réglage de la rigidité, nous avons choisi d'utiliser une vis M4 filetée en pas fin. Cela veut dire que le pas de la vis est de 0.5mm =  $q_d$ , et que son diamètre  $d_p = 4$ mm.

La résolution angulaire  $R_{\alpha p}$ , exprimant le plus petit angle de rotation que le système peut effectuer avec précision, est obtenue en divisant  $360^\circ$  par le produit du nombre de mesures par tours du moteur et du rapport de réduction. Le fournisseur indique que le moteur fait  $m = 514$  mesures par tour, puis que le réducteur a un rapport  $r$  de 29:1.

$$R_{\alpha p} = \frac{360^\circ}{m \cdot r}$$

La résolution du réglage de la précharge  $R_p$ , exprimant le plus petit déplacement linéaire possible lors du réglage, peut être calculé en multipliant la résolution angulaire par le pas, puis en divisant le tout par  $360^\circ$ .

$$R_p = \frac{R_{\alpha p} \cdot q_p}{360^\circ}$$

Nous obtenons donc une résolution angulaire de  $R_{\alpha p} = 0.0242^\circ$  et une résolution linéaire de  $R_p = 3.35 \times 10^{-8}$ m. Ces valeurs nous permettent d'assurer un réglage suffisamment précis pour la précharge.

## 2. Réglage du zéro: $q_z$ , $d_z$ , $R_{\alpha z}$ , $R_z$ et résolution en force au point A : $R_{F_z}$ [N]

Puisqu'il a été décidé d'utiliser les mêmes composants pour les deux systèmes vis-écrous, les formules ainsi que les valeurs obtenues restent les mêmes que pour le système de précharge. Même si la compensation du zéro nécessite une précision plus grande, puisque la plage de forces à compenser est de 2mN, nous avons conclu que la précision était suffisamment grande pour garder les mêmes dimensions.

Donc, pour un  $R_p = 3.35 \times 10^{-8}$ m, et une rigidité du ressort du zéro  $k_0 = 112$ N/m, nous avons:  $R_{F_z} = R_p k_0 = 3.35 \times 10^{-8} \cdot 112 = 3.75 \mu\text{N}$ .

## 3. Calcul des débattements de toutes les articulations flexibles en fonction de $x$ , $p$ et $z$

Puisque notre mécanisme est composé d'une table à lames parallèles préchargée, de deux tables à lames parallèles non préchargées et de deux pivots à lames croisées. Les formules suivantes ont été utilisées pour calculer leurs courses admissibles.

- les pivots:  $x_{\text{adm}} = l \sin\left(\frac{\sigma_{\text{adm}} L_\alpha}{2Eh}\right) \cong 2.792 \text{ mm}$
- les tables à lames non préchargées:  $x_{\text{adm}} = \frac{\sigma_{\text{adm}} L_2^2}{3Eh} = 4 \text{ mm}$
- la table à lames préchargée:  $x_{\text{adm}} > \frac{\sigma_{\text{adm}} L_1^2}{3Eh} = 4 \text{ mm}$

La même formule est utilisée pour les tables à lames parallèles préchargées et non préchargées. Cette décision est justifiée par le fait que cette formule nous fournit la limite inférieure de la course admissible de la table. Étant donné que l'application d'une charge augmente la course admissible, nous avons l'assurance de respecter cette limite.

Nous pouvons observer que les courses admissibles sont largement respectées, car le déplacement maximal pour lequel le système a été conçu est de  $500 \mu\text{m}$ .

Quant au système vis-écrou, pour faire le système anti-rotatif, des tables à lames reliées par une troisième lame au support rigide ont été utilisées. Connaissant la course voulue pour faire les



réglages, la longueur de lames nécessaire pour obtenir cette course + 1mm comme course admissible a été calculée. Pour la table liée au système vis-écrou de précharge, nous avons en plus considéré que  $F_{\text{adm}}$  était le déplacement horizontal de la table possible dans une direction. Nous sommes partis du principe que l'on pouvait prendre la moitié de la course de l'écrou de précharge + 0.5mm.

Nous avons alors

$$L_{\text{précharge}} = \sqrt{\frac{0.018Eh}{\sigma_{\text{adm}}}}$$

$$L_0 = \sqrt{\frac{0.006Eh}{\sigma_{\text{adm}}}}$$

et donc nos longueurs de lames pour les tables liées à l'écrou de précharge sont de  $\sim 36.7\text{mm}$  (valeur arrondie à 38mm) et celle pour le réglage de zéro est de 21.2mm (arrondi à 22mm).

4. Vérification que pour toutes les articulations flexibles, les contraintes maximales ne dépassent pas les contraintes admissibles sur toute la plage de fonctionnement

Puisque toutes les courses admissibles sont respectées, nous partons du principe que les contraintes admissibles sont respectées. Toutefois, la table à lames 1 est préchargée par une force induite par le ressort  $k_p$ .

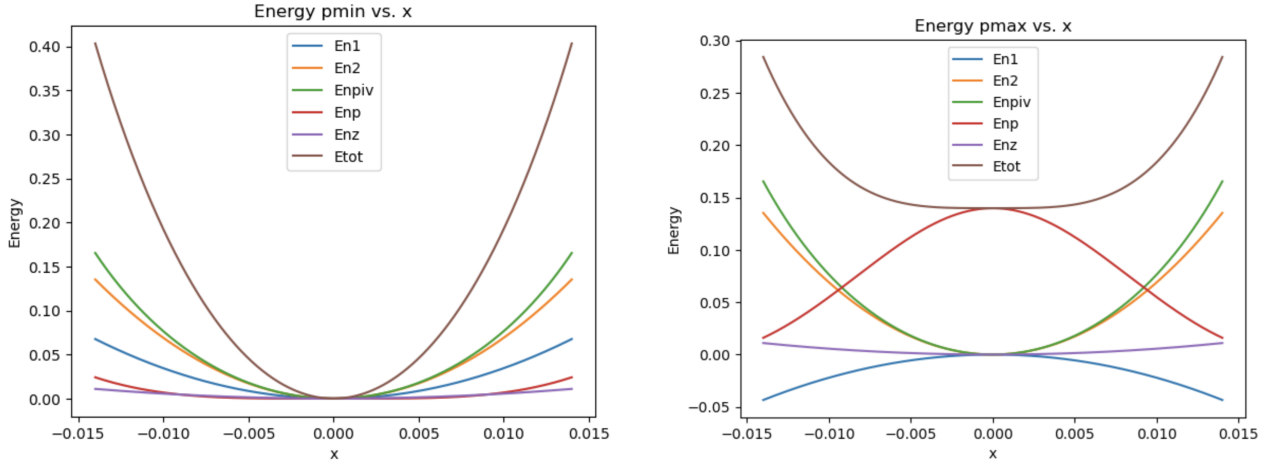
5. Calcul des couples moteur  $M_p$  et  $M_z$  maximaux requis pour couvrir toutes les plages de réglage
6. Calcul de  $E(x) = E_1(x) + E_2(x) + \dots + E_n(x)$  et graphique montrant chaque terme ainsi que la somme  $E(x)$  en fonction de  $x$  pour les réglages extrêmes  $p_{\min}$  et  $p_{\max}$

Pour calculer l'énergie totale de notre système, nous avons commencé par considérer chaque élément séparément, afin de calculer chaque terme indépendamment. Cela fait, nous les avons tous additionnés, puis nous avons tracé le graphique avec le graphe de chaque terme.

- $E_1(x) = \frac{1}{2}k_1x^2$
- $E_2(x) = k_2 \left( \left(1 - \frac{L}{l}\right) x \right)^2$
- $E_{\text{piv}}(x) = k_\alpha \left( \arcsin \left( \frac{x}{l} \right) \right)^2$
- $E_p = \frac{1}{2}k_p(L_0 - \sqrt{(L_0 - p)^2 + x^2})^2$
- $E_z = \frac{1}{2}k_0x^2$

Ce qui nous donne une énergie totale de :

$$E(x) = \frac{1}{2}k_0x^2 + \frac{1}{2}k_p(L_0 - \sqrt{(L_0 - p)^2 + x^2})^2 + \frac{1}{2}k_1x^2 + k_\alpha\alpha^2 + k_2x_2^2$$



Les graphiques représentent l'énergie en fonction de  $x$ . Celui de gauche est pour  $p_{\min}$ , et celui de droite de droite pour  $p_{\max}$ .

Sur le graphique de pmax, nous pouvons observer que le graphe de l'énergie totale possède un plateau pour  $x$  entre  $-0.005\text{m}$  et  $0.005\text{m}$ , ce qui est dans notre plage de valeur étant donné que cette dernière est de 0 à  $0.0005\text{m}$ . Ce plat est dû à la précharge, qui va venir compenser les autres énergies. Plus le graphe est plat, plus les forces et les rigidités seront linéaires, ce qui est arrangeant.

#### 7. Calcul numérique de la dérivée $F(x) = dE(x)/dx$ pour $p_{\min}$ et $p_{\max}$

L'énergie a été dérivée afin de trouver la force:

$$F(x) = (k_0 + k_1)x + k_\alpha \cdot \frac{2}{l} \cdot \frac{\arcsin\left(\frac{x}{l}\right)}{\sqrt{1 - \left(\frac{x}{l}\right)^2}} + k_2 \cdot 2 \left(1 - \frac{L}{l}\right)^2 x + k_p \left(1 - \frac{L_0}{\sqrt{(L_0 - p)^2 + x^2}}\right) x$$

Une fois cela fait, la force a été approximée par un polynôme de degré 3 à l'aide des développements de Taylor:

$$F_{\text{poly3}}(x) = \left[ k_0 + k_1 + k_2 \cdot 2 \left(1 - \frac{L}{l}\right)^2 + \frac{2k_\alpha}{l^2} - \frac{k_p p}{L_0 - p} \right] x + \left[ \frac{4k_\alpha}{3l^4} + \frac{k_p L_0}{2(L_0 - p)^3} \right] x^3$$

L'approximation de degré 1 est ce qu'on appelle

$$F_{\text{lin}} = \left[ k_0 + k_1 + k_2 \cdot 2 \left(1 - \frac{L}{l}\right)^2 + \frac{2k_\alpha}{l^2} - \frac{k_p p}{L_0 - p} \right] x$$

#### 8. Détermination numérique des coefficients $a_1$ et $a_3$ des polynômes approximant $F(x)$ pour $p_{\min}$ et $p_{\max}$

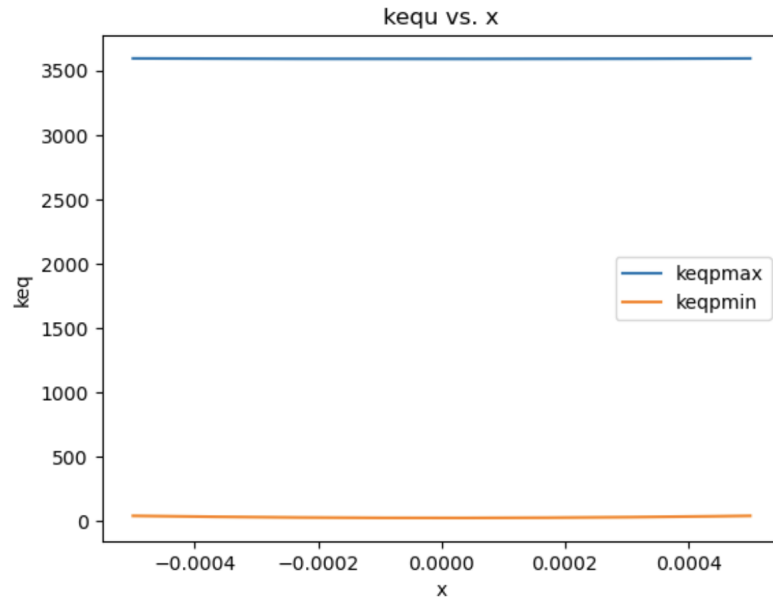
- $p_{\min} = 0$ :
  - $a_1 \cong 3590.163$
  - $a_3 \cong 5151998.467$
- $p_{\max} = 10\text{mm}$ :
  - $a_1 \cong 26.958$
  - $a_3 \cong 21884639.752$

#### 9. Détermination de la plage de réglage de rigidité du mécanisme $k_{\text{eq},\min} \leq k_{\text{eq}} \leq k_{\text{eq},\max}$ correspondants aux réglages $p_{\max}$ , respectivement $p_{\min}$

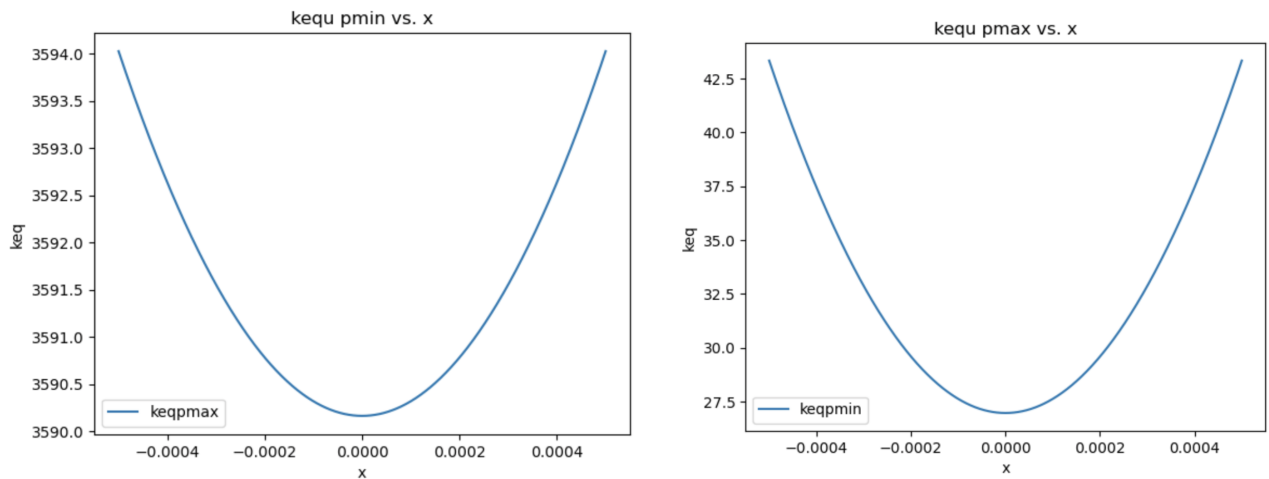
On commence par dériver l'équation approximée de la force afin d'obtenir la rigidité équivalente de notre système.

$$K(x) = k_0 + k_1 + 2k_2 \left(1 - \frac{L}{l}\right)^2 + \frac{2k_\alpha}{l^2 \left(1 - \left(\frac{x}{l}\right)^2\right)} \left(1 + \frac{x \arcsin\left(\frac{x}{l}\right)}{l \sqrt{1 - \left(\frac{x}{l}\right)^2}}\right) + k_p \left(1 - \frac{L_0(L_0 - p)^2}{((L_0 - p)^2 + x^2)^{3/2}}\right)$$

Voici les graphiques pour  $p_{\min}$  et  $p_{\max}$ :



Au travers de ce graphe, nous nous rendons compte que nos rigidités n'ont pas de fortes variations dans la plage de déplacement, qui est de 0 à 0.0005m. Pour observer plus précisément notre plage de rigidité, il faut tracer les fonctions sur des graphes séparés.



On voit que notre plage de rigidité est très variable, ce qui nous laisse un grand contrôle sur la précision des forces que l'on cherche à mesurer. On peut observer que notre rigidité minimale est d'environ 27Nm, ce qui est plus grand que 0, mais quand même relativement proche de celui-ci. Quant à notre rigidité maximale, elle vaut 3594Nm. Notre plage de rigidité est donc entre 27 et 3594 Nm.

#### 10. Calcul de la non-linéarité relative $\mu_r$ pour $p_{\min}$ et $p_{\max}$

Pour calculer la non-linéarité relative  $\mu_r$  pour  $p_{\min}$  et  $p_{\max}$  nous avons utilisé la formule du cahier des charges  $\mu_r = \frac{a_3}{a_1}$ . Les valeurs obtenues sont alors les suivantes:

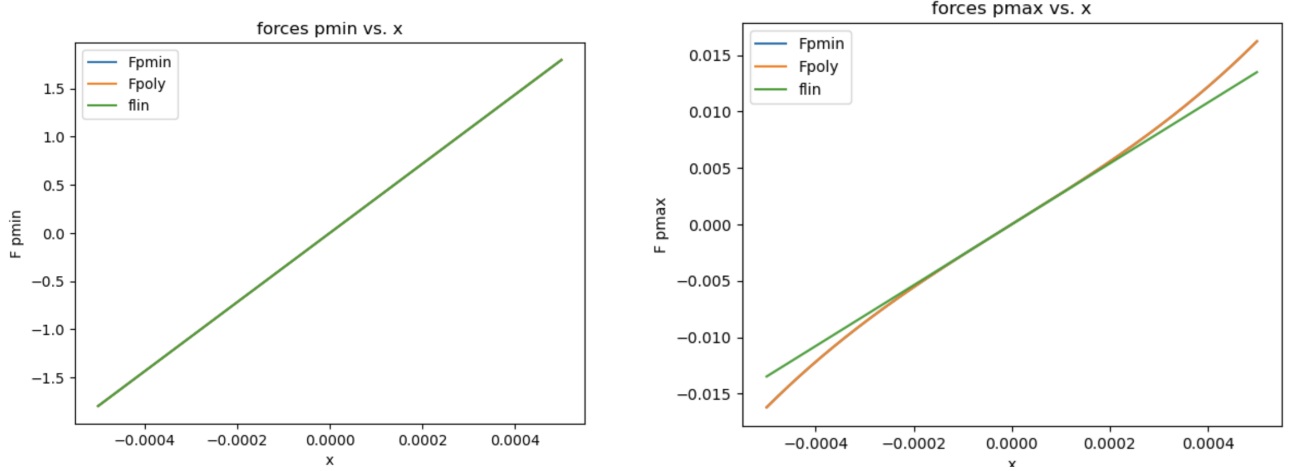
- $\mu_{\min} \cong 1435.032$

- $\mu_{\max} \cong 811815.574$

Les valeurs obtenues montrent une non linéarité gigantesque, ce qui semble normal si nous observons la non-linéarité sur une grande échelle. Cependant, puisque nos déplacements sont très petits, la différence entre  $a_1$  et  $a_3$  est compensée par la différence entre  $x$  et  $x^3$  les graphes paraissent donc confondus proche de 0.

#### 11. Visualisation des fonctions $F(x)$ , $F_{\text{poly}3}(x)$ et $F_{\text{lin}}(x)$ : non-linéarité pour $p_{\min}$ et $p_{\max}$

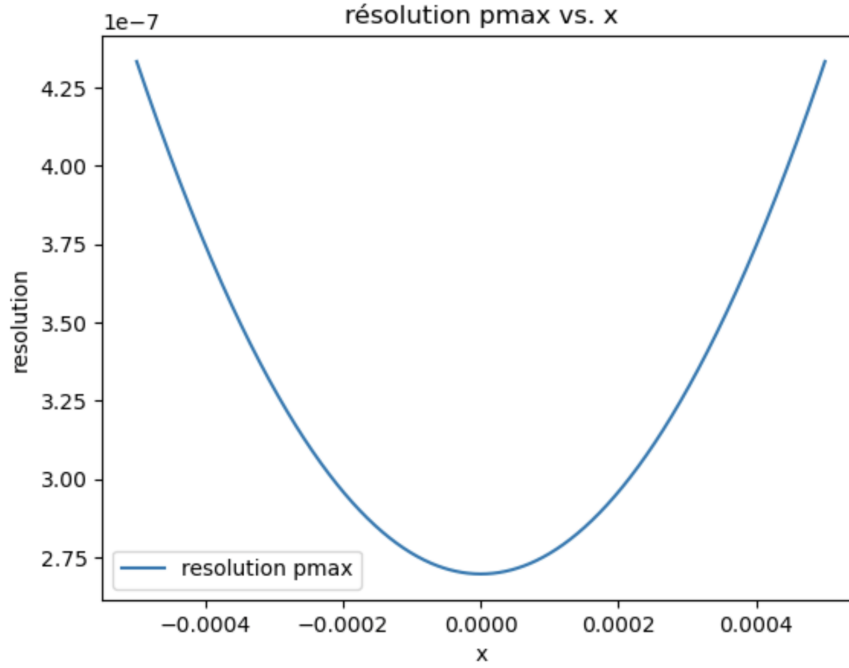
Voici les graphiques de la force, son approximation par polynôme de degré trois et son approximation linéaire pour  $p_{\min}$  et  $p_{\max}$ :



Ce qui peut être observé sur ce graphique est que l'approximation de notre force par un polynôme de degré trois et l'approximation linéaire sont valides, puisque pour  $p_{\min}$ , toutes nos fonctions de forces sont confondues, puis celles pour  $p_{\max}$  sont très similaires aussi. Nous pouvons donc en conclure que, malgré les facteurs de non-linéarités très grands obtenus précédemment, notre approximation linéaire pour la force décrit bien cette dernière. Les graphiques montrent aussi que pour le réglage  $p_{\max}$ , les forces mesurables sont beaucoup plus petites que celles pour le réglage  $p_{\min}$ , ce qui est cohérent avec notre plage de rigidité.

#### 12. Calcul de la résolution de mesure $R_F$ du capteur pour $p_{\min}$ et $p_{\max}$

Pour calculer notre résolution de mesure  $R_F$  du capteur, nous avons utilisé la formule  $R_F = KR_s$ . En appliquant cette formule, la meilleure résolution obtenue est de  $2.7 \times 10^{-7}\text{N}$  et la plus faible est de  $3.59 \times 10^{-5}\text{N}$ . Nous pouvons constater que la plage de résolution entre le réglage  $p_{\min}$  et  $p_{\max}$  est relativement grande, ce qui est normal puisque cela dépend de la plage de  $K$ , qui elle aussi est grande. Pour mieux pouvoir comprendre comment varie la résolution, il est judicieux de montrer le graphique illustrant la meilleure résolution par rapport au déplacement de la sonde. Ceci donne:



Le graphique nous montre que la résolution n'est pas constante selon le déplacement  $x$ . Ceci est dû au fait que la rigidité n'est pas constante par rapport au déplacement. Puisque la résolution exigée par le cahier des charges est  $R_F \leq 500\text{nN}$ , nous pouvons observer que pour le réglage de rigidité le plus faible de notre système, cette condition est respectée pour toutes les positions possibles de notre capteur.

13. Calcul de la plus grande force que peut mesurer le capteur  $F_{\max}$  pour  $p_{\min}$  et  $p_{\max}$

La force maximale mesurable est obtenue par le produit de la plus grande rigidité avec le plus grand déplacement  $x$  possible. formule:  $F_{\max} = Kx_{\max}$  Nous obtenons donc les forces maximales suivantes pour les réglages:  $p_{\min}$  et  $p_{\max}$ :

- pour  $p_{\min}$ :  $F_{\max} = 1.8\text{N}$
- pour  $p_{\max}$ :  $F_{\max} = 0.0217\text{N}$

Etant donné que le cahier des charges exige une force maximale  $F_{\max} \geq 50\text{mN}$ , notre mécanisme respecte largement ce critère.

14. Calcul de la gamme dynamique virtuelle du capteur  $D_{Fv}$

La gamme dynamique est l'étendue des valeurs de force que le capteur peut mesurer.

Gamme dynamique:  $D_F = F_{\max}/R_F = 1.8/3.59 \times 10^{-5} = 50000$

La gamme virtuelle correspond à tous les points de mesure possibles par le système.

Gamme dynamique virtuelle:

$$D_{Fv} = F_{\max}(K_{\max})/R_F(K, \min) = 1.8/2.7 \times 10^{-7} = 6'648'148$$

Notre force maximale étant élevée, et la résolution minimale précise, nous atteignons une gamme dynamique virtuelle considérable.

---

## 4 Discussion

### 4.1 Expliquer la séquence de réglage retenue pour obtenir la meilleure gamme dynamique (rigidité, zéro, fréquence, calibration avec capteur ou tare externes etc.)

Premièrement, nous avons fixé les caractéristiques de toutes nos lames. Sachant que notre corps d'épreuve est en aluminium 6061, nous avons pu calculer toutes les rigidités partielles. Nous avons ensuite recherché des ressorts à rigidité élevée pour le réglage de la rigidité, et à rigidité faible pour celui du zéro, pour que toutes les exigences du cahier des charges soient respectées. Ceci ayant un impact important sur la rigidité équivalente, nous avons dû les changer plusieurs fois avant de trouver les ressorts actuels. Puisque la rigidité des tables à lames est élevée, il a fallu faire en sorte que notre fonction de précharge puisse compenser celle-ci. Ceci fait en sorte que notre plage de rigidité est grande. Cela implique que notre plage de force mesurable est grande aussi. En ce qui concerne la gamme dynamique, puisqu'il faut régler considérablement  $p$  (10mm) et que la résolution pour ce réglage est très petite, ce système nous en donne une très grande. De plus, la position d'équilibre générale est facilement réglée grâce au ressort du zéro. C'est pourquoi, ce réglage des paramètres nous paraît idéal

### 4.2 Lister les non-conformités avec le cahier des charges et discuter leur impact

Voici le cahier des charges:

#### A Composants imposés :

1. Capteur de position capacitif: ✓
2. Sonde de mesure à monter sur le bloc mobile du corps d'épreuve. ✓
3. Actionneurs pour le réglage de la rigidité et le réglage du zéro: ✓
4. Ensembles vis-écrou pour la conversion des mouvement des moteurs en mouvements de translation: ✓
5. Roulements pour le guidage des vis à choisir dans le catalogue SKF mis à disposition: ✓
6. Accouplements entre moteurs et vis à trouver dans le commerce: ✓
7. Aucun autre composant commercial: ✓

#### A Encombrement :

8. Le capteur de force doit idéalement s'inscrire à l'intérieur d'un parallélépipède avec  $l = 150$  mm,  $h = 100$  mm et  $b = 50$  mm. Des excroissances sont autorisées pour autant que le volume total reste inférieur à  $l \times h \times b$ . ✓✗
9. Orientation de la sonde: ✓
10. Dégagement de la sonde: ✓

#### A Equilibrage :

11. Capteur insensible à l'orientation de la gravité: ✓
12. Capteur insensible aux accélérations en translation dans toutes les directions: ✓
13. Capteur insensible aux accélérations en rotation dans toutes les directions: ✓
14. (Equilibrage inertiel : insensibilité du capteur aux vitesses angulaires de son référentiel): ✓✗

#### A Performance :

15. Plage de mesure :  $F_{\max} \geq 50$  mN: ✓

#### 4.3 Discuter les effets des tolérances de fabrication (typiquement $\pm 3 \mu\text{m}$ pour l'usinage par électroérosion à fil) sur la performance du capteur

---

- 16. Résolution de mesure :  $R_F \leq 500 \text{ nN}$ :      ✓
- 17. Correction du zéro (correction:  $-1 \text{ mN} \leq F_{\text{Parasite}} \leq 1 \text{ mN}$ ):      ✓
- 18. Corps d'épreuve réalisé dans des matériaux électriquement conducteurs pour permettre des mesures électriques:      ✓
- 19. Corps d'épreuve réalisé dans des matériaux amagnétiques pour éviter les forces parasites:      ✓
- 20. (Le système doit supporter des forces parasites dans toutes les directions autres que  $X$  allant jusqu'à  $\pm 2 \text{ N}$  sans dommage irréversible):      ✓
- 21. (Nombre de cycles indicatif : 1000 cycles par jour, durant 10 ans):      ✓
- 22. (Prix de fabrication indicatif inférieure à 8000.- CHF pour petites séries  $\simeq 100$  par année):  
✓
- 23. (Température de fonctionnement :  $T_{\text{fonc}} = 20 \pm 30^\circ\text{C}$ ):      ✓✗

Le point 8 n'est que partiellement respecté. En effet, nous ne respectons pas les dimensions du capteur pour qu'il s'inscrive dans un parallélépipède donné. Cependant, le volume, lui, reste dans la plage donnée. Nous volume vaut ... ce qui est inférieur aux  $0,00075 \text{ m}^3$ . Il n'y a donc que peu d'impact étant donné que le volume final reste inférieur à la limite donnée.

Le point 14 sur l'équilibrage inertiel n'est pas non plus entièrement respecté. Il est équilibré en inertie selon 1 seul axe uniquement, et pas selon tous. Ce n'est pas non plus important étant donné qu'il s'agit d'un élément facultatif.

Le point 23 n'est également pas entièrement respecté. En effet, pour notre mécanisme, nous avons calculé qu'il nous faut un  $K_{\text{min}} < 50 \text{ Nm}$  afin de satisfaire le cahier des charges. Pour cela, la température ne peut pas aller au-dessus d'environ  $47^\circ\text{C}$ , sinon la dilatation de notre mécanisme empêche le bon fonctionnement de ce dernier. À l'inverse, il faut que notre rigidité reste au-dessus de 0, et pour cela la température doit être au-dessus de ... $^\circ\text{C}$ . Une solution est d'implémenter un système permettant de déplacer notre écrou au niveau de la précharge, cela permet d'augmenter le  $p_{\text{max}}$  et d'ainsi réduire encore plus la rigidité de notre système réglant le problème de la température trop élevée. Pour la température la plus basse, il suffit de réduire la précharge afin d'augmenter la rigidité et d'ainsi la faire passer au-dessus de 0.

#### 4.3 Discuter les effets des tolérances de fabrication (typiquement $\pm 3 \mu\text{m}$ pour l'usinage par électroérosion à fil) sur la performance du capteur

Malheureusement, les effets de tolérances de fabrication influent fortement sur la performance du capteur.  $3 \mu\text{m}$  correspond à 1% sur nos dimensions les plus petites, qui sont les épaisseurs des lames de  $300 \mu\text{m}$ . Cette variation d'épaisseur fait passer à elle seule la rigidité minimale de notre système de  $30 \text{ Nm}$  à  $100 \text{ Nm}$ . Comme dit dans le point précédent sur les températures, notre rigidité doit être inférieure à  $50 \text{ Nm}$  afin de satisfaire le cahier des charges. Et comme dans le point précédent, une solution consiste à implémenter un système permettant de déplacer notre écrou au niveau de la précharge, cela permet de changer la valeur de  $p_{\text{max}}$  et d'ainsi réduire encore plus la rigidité de notre système, ce qui compense les effets de tolérances de fabrication.

## 5 Construction

### 5.1 Argumentation des choix faits pour la construction

On a fait un mécanisme en 2D afin de simplifier l'usinage. Cependant, l'ajout des moteurs nécessite certaines formes en 3 dimensions ce qui complique l'usinage. Certains de ces attributs ne semblent pas usinables, notamment les trous des vis du système anti rotatif. De plus, l'utilisation de l'électroérosion comme technique d'usinage nous limite sur les tailles et rapports de tailles des différentes parties de notre

mécanisme. Nous avons par exemple la largeur des lames, dont l'usinage devient difficile et coûteux à partir de  $60\text{ }\mu\text{m}$ . Nous avons donc opté pour une taille bien supérieure, valant  $300\text{ }\mu\text{m}$ , afin de faciliter l'usinage et de réduire fortement le coût. Nous avons également un rapport avec l'élancement (longueur/épaisseur) à respecter. Ce rapport vaut environ 60, alors que nous nous situons entre 40 pour les meilleurs rapports des lames, jusqu'à 100 pour certaines tables à lames. Nous devons donc faire un usinage par tronçons pour ces dernières.

## 5.2 Argumentation des choix des matériaux

Dans le cahier des charges, il est spécifié que l'on doit avoir un matériel amagnétique, conducteur d'électricité. Tout en considérant ces spécificités, nous avons cherché à minimiser le module de young sans pour autant prendre des matériaux chers nécessitant des conditions spéciales, telles que des températures faibles. Nous avons donc choisi un alliage d'aluminium appelé aluminium 6061.

La raison pour laquelle nous n'avons pas pris d'aluminium pur, est que l'aluminium, bien qu'il soit conducteur d'électricité, amagnétique et possède un module de young qui nous satisfait, à une résistance mécanique relativement faible.

Quant aux raisons qui nous ont poussé à choisir l'aluminium 6061 spécifiquement sont nombreuses.

Tout d'abord, tout comme l'aluminium, il est amagnétique, et bien qu'il soit légèrement moins bon conducteur d'électricité que sous sa forme pure, cette différence est négligeable.

L'aluminium 6061 possède également une bonne déformabilité élastique, ce qui est bénéfique pour nos ressorts, nos tables à lames parallèles, et nos pivots qui vont avoir besoin de se déformer. Ces deux éléments permettent à notre mécanisme d'avoir une bonne durée de vie, ce qui est cohérent avec le cahier des charges.

Il a également une bonne résistance mécanique, ce qui va lui permettre de résister plus facilement à des contraintes, comme celles que vont subir les parties les plus fines des articulations flexibles.

Qui plus est, c'est un matériau à faible densité, facile à usiner, et qui a une bonne résistance à la corrosion.

Finalement, il est moins coûteux que des métaux tels que l'acier inoxydable ou le titane et également facilement accessible sur le marché.

L'aluminium 6061 est donc un matériau remplissant parfaitement tous nos besoins, accessible et peu coûteux.

## 6 Conclusion

Nous sommes parvenus à atteindre l'objectif principal de ce projet, qui était de concevoir un capteur de force équilibré dynamiquement capable de mesurer de petites forces avec une grande résolution. Notre système a été développé en prenant en compte de nombreux paramètres, et nous avons mis en place un programme en Python qui nous a permis de modifier ces paramètres en temps réel. Cela nous a permis de comprendre en détail le fonctionnement de notre mécanisme et d'optimiser les réglages afin de répondre aux exigences du cahier des charges.

Nous avons constaté que notre système offre une plage de rigidité équivalente très étendue, ce qui se traduit par une plage de forces mesurables étendue. Grâce à la précision de notre moteur et à la faible rigidité du système, nous avons obtenu une résolution de mesure de force extrêmement fine, atteignant jusqu'à  $2.7\text{ e-}7\text{ N}$ , ce qui était l'objectif principal de notre projet.

Cependant, nous avons identifié certaines limites liées à l'usinage, car de légères variations dans les épaisseurs des lames pourraient compromettre le respect du cahier des charges. Nous envisageons une solution potentielle en permettant un ajustement des butées pour compenser une augmentation de rigidité.

De plus, il est essentiel que la somme des masses du bloc 3 soit égale à la masse du bloc 1 afin de garantir l'équilibre des forces, ce qui pourrait ne pas être tout à fait respecté. Si cela est le cas, il serait possible de lester les masses pour que l'équilibre soit parfait.



---

En ce qui concerne les mouvements parasites négligés lors de nos calculs, il est important de noter qu'ils pourraient avoir un impact sur certains paramètres et réduire la précision de notre capteur de force.

Malgré ces limitations, nous sommes convaincus que notre mécanisme répond aux exigences du cahier des charges et constitue une solution efficace pour ce projet. Nous sommes confiants dans les paramètres retenus et dans les performances globales de notre système.

En conclusion, notre capteur de force équilibré dynamiquement répond aux critères établis, offrant une résolution de mesure de force extrêmement fine. Nous sommes satisfaits des résultats obtenus et considérons notre projet comme une réussite, ouvrant ainsi de nouvelles perspectives pour des applications nécessitant des mesures précises de forces.

## 7 Annexes

### 7.1 Dessin de construction de l'ensemble du capteur de force

### 7.2 Dessin de détail de la vis

### 7.3 Paramètres, définitions et valeurs

- contrainte admissible/module de Young:
  - $E = 69 \text{ GPa}$
  - $\sigma_{\text{adm}} = 276 \text{ MPa}$
- longueurs:
  - $L_1 = 30 \text{ mm}$ : longueur des lames de la table à lames préchargée
  - $L_2 = 30 \text{ mm}$ : longueur des lames des tables à lames non-préchargées
  - $L_\alpha = 20 \text{ mm}$ : longueur des lames des pivots (tables à lames croisées)
  - $b = 5 \text{ mm}$ : largeur des lames
  - $h = 0.3 \text{ mm}$
  - $L = 42 \text{ mm}$ : longueur des blocs rotatifs (liés aux pivots)
  - $l = 21 \text{ mm}$ : distance horizontale entre pivot et point d'application de la force
  - $L_0 = 21.5 \text{ mm}$ : longueur d'équilibre du ressort de précharge
  - $L_{z0} = 10 \text{ mm}$ : longueur d'équilibre du ressort du zéro
  - $p$ : précharge
  - $p_{\text{min}} = 0$
  - $p_{\text{max}} = 10 \text{ mm}$
  - $q_p = 0.5 \text{ mm}$ : pas de la vis de réglage de précharge
  - $d_p = 4 \text{ mm}$ : diamètre de la vis de réglage de précharge
  - $q_z = 0.5 \text{ mm}$ : pas de la vis de réglage de zéro
  - $d_z = 4 \text{ mm}$ : diamètre de la vis de réglage de zéro
  - $x_{\text{max}} = 0.5 \text{ mm}$ : course maximale

- moment d'inertie quadratique:  $I = \frac{bh^3}{12}$

- rigidités:

Lors du calcul de la rigidité, les approximations suivantes ont été faites:

- Les mouvements parasites sont négligés:
  - \* Les tables à lames ont un mouvement de translation pur
  - \* Les pivots ont un mouvement de rotation pur
- La rigidité des lames verticales (qui relie le bloc 1 au 2 et 2') n'a pas été prise en compte (on considère qu'elles ne se tordent pas)
- $k_1 = \frac{24EI}{L_1^3} - \frac{12}{\pi^2 L_1} k_{pp}$ : rigidité de la table à lames préchargée
- $k_2 = \frac{24EI}{L_2^3}$ : rigidité des tables à lames non-préchargées
- $k_\alpha = \frac{8EI}{L_\alpha}$ : rigidité des pivots (tables à lames croisées)
- $k_p = 2795 \text{ N/m}$
- $k_z = 112 \text{ N/m}$