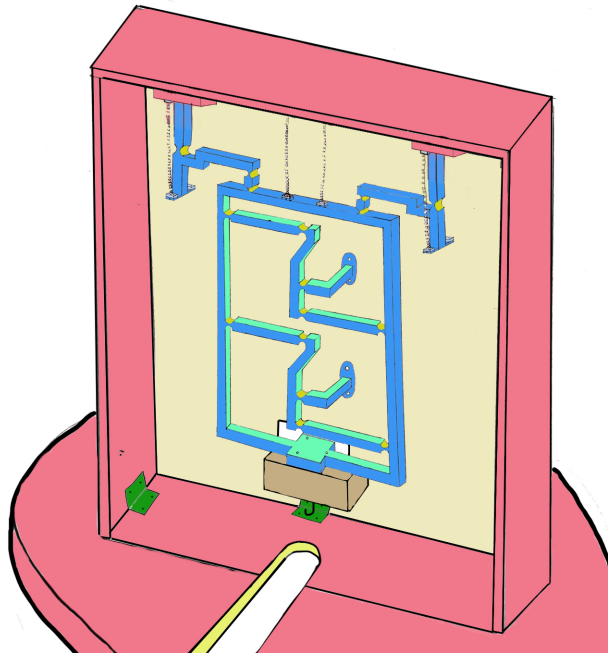




PROJET DE CONCEPTION DE MÉCANISMES II

MICROTECHNIQUE BACHELOR SEMESTRE IV

Axe motorisé rectiligne équilibré statiquement dédié à une balance de Kibble

Alexandre de Montleau
Julian Donevsky
Ambrine Douhane
Oscar Keren
Karim Zahra

Groupe 5

Table des matières

1	Introduction	1
2	Principe de fonctionnement du mécanisme développé	2
2.1	Explication du principe de fonctionnement	2
2.1.1	Principe général de la balance	2
2.1.2	Principe du guidage rectiligne	3
2.1.3	Principe de l'équilibrage statique	4
2.2	Schéma cinématique du mécanisme représenté avec des articulations idéales	4
2.3	Calcul de la mobilité selon la méthode de Grübler et discussion des éventuels hyperstatismes	5
2.4	Implémentation des guidages flexibles	5
2.4.1	Articulations flexible du guidage en Z	5
2.4.2	Articulations flexible du mécanisme d'équilibrage statique	5
2.5	Mise en évidence des concepts originaux et explications spécifiques à la solution retenue	6
3	Dimensionnement du mécanismes	7
3.1	Cinématique	7
3.1.1	Cinématique de Watt	7
3.1.2	Mécanisme de compensation	8
3.2	Mouvements parasites	9
3.2.1	Mouvements parasites en guidages idéaux	10
3.2.2	Mouvements parasites en guidages flexibles	10
3.3	Contraintes mécaniques	12
3.3.1	Cols circulaires du guidage	13
3.3.2	Flambage des cols	13
3.3.3	Ressorts du mécanisme de compensation	14
3.4	Équilibrage statique	15
3.4.1	Compensation de rigidité	15
3.4.2	Compensation de gravité	16
3.4.3	Energie totale	16
3.5	Force résistive résiduelle	17
3.6	Rigidité tangentielle résiduelle	17
3.7	Masse équivalente	17
3.7.1	Moments d'inertie des barres	17
3.7.2	Masse réduite	18
3.7.3	Masse du cadre	19
3.8	Distance et temps de rebroussement	20
3.9	Calcul du jerk maximum pour un mouvement cycloïdal	21
3.10	Période de fonctionnement	22
3.11	Encombrement	22

4	Construction	23
4.1	Argumentation des choix faits pour la construction	23
4.1.1	Procédés d'usinage	23
4.1.2	Assemblage	23
4.2	Argumentation des choix faits pour les matériaux	25
5	Conclusion	26
6	Annexes	27
6.1	Courbes Matlab	27
6.2	Dessin de construction de l'ensemble du mécanisme et liste des pièces	29
6.2.1	Pièces créées	29
6.2.2	Pièces achetées	34
6.3	Dessin de détail de pièce d'interface avec la cellule de pesée	38
6.4	Autres annexes	38

1 Introduction

Le présent projet s'intègre dans le cadre du cours *Conception de mécanismes II*. L'objectif est de concevoir un axe motorisé rectiligne équilibré statiquement dédié à une balance de Kibble, dans le but de permettre la mesure extrêmement précise du kilogramme.



FIGURE 1 – Kilogramme étalon au Bureau International des Poids et Mesures (BIPM)

On comprend que c'est un sujet d'actualité quand on sait que le 20 mai 2019, au cours de la Conférence générale des poids et mesures, on a décidé que le kilogramme ne serait officiellement plus défini par l'étalon physique qui résidait sous cloche dans un coffre-fort à Sèvres (Hauts de Seine, France) depuis 1889, rendant ainsi les unités du système international déconnectées de tout artefact physique.

2 Principe de fonctionnement du mécanisme développé

2.1 Explication du principe de fonctionnement

2.1.1 Principe général de la balance

La balance de Kibble est un appareil de pesée de très haute précision. Elle nécessite deux pesées successives : l'une statique et l'autre dynamique.

i. Mesure statique :

Elle consiste à équilibrer le poids de la masse à étalonner par une force de Laplace pour que l'équation suivante soit satisfaite :

$$m \cdot g = B \cdot l \cdot I \quad (1)$$

Où :

m : masse de la masse à étalonner en mm

g : accélération de pesenteur en m s^{-2}

B : champ magnétique en T

l : longueur du fil de la bobine principale en m

I : courant dans le fil de la bobine principale en A

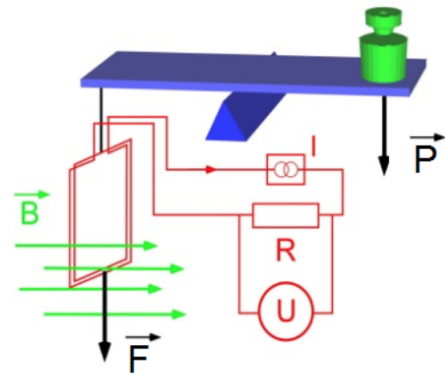


FIGURE 2 – Schéma de la mesure statique

Afin d'éviter d'utiliser un fléau pour comparer ces deux forces, une cellule de pesée est utilisée en deux étapes.

Première étape : un courant i est appliqué à la bobine principale de telle sorte que le poids de la masse à étalonner soit compensé par une force de Laplace égale à $\frac{m \cdot g}{2}$ dirigée vers le haut. La masse des différents éléments suspendus à la cellule est telle que la force agissant sur la cellule de pesée est alors dans sa plage de mesure.

Seconde étape : la masse à étalonner est retirée de la balance et le courant i est inversé, ce qui produit une force de Laplace rigoureusement égale à celle de la première étape, mais dirigée vers le bas. Si la force mesurée par la cellule est identique (à la résolution de mesure près) durant ces deux étapes, alors nous savons que $I = 2 \cdot i$. Pour déterminer d'après (1) la masse m , il ne reste alors plus qu'à déterminer la valeur du produit $B \cdot l$.

ii. Mesure dynamique :

La seconde mesure, qui est celle qui fait l'objet du présent projet, est dynamique : elle consiste à déterminer précisément le produit $B \cdot l$ en mesurant la tension $U = B \cdot l \cdot v$ aux bornes de la bobine lorsque celle-ci est déplacée à vitesse constante v dans le champ magnétique. Cette expérience permet

de déterminer précisément le produit $B \cdot l$ sans connaître individuellement les paramètres B et l , qui sont difficilement mesurables en pratique avec la précision requise.

$$B \cdot l = \frac{U}{v}. \quad (2)$$

Nous pouvons alors déterminer la masse à étalonner d'après (1) :

$$m = \frac{U \cdot I}{g \cdot v}. \quad (3)$$

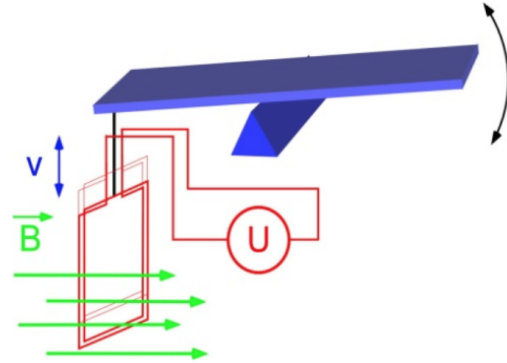


FIGURE 3 – Schéma de la mesure dynamique

Les valeurs de g , U , v et I sont mesurables avec suffisamment de précision pour déterminer le kilogramme avec neuf chiffres significatifs.

2.1.2 Principe du guidage rectiligne

Le déplacement en translation verticale doit être parcouru avec une grande rectitude afin de s'assurer que la bobine reste dans un champ magnétique B uniforme. La course du guidage rectiligne doit être de 30 mm. L'erreur de rectitude admissible du point d'accroche de la cellule de pesée par rapport à l'axe vertical z sur la course doit être compris entre $-1 \mu\text{m} \leq \epsilon_{X,Y} \leq 1 \mu\text{m}$ ainsi les rotations parasites du chariot mobile admissibles sur la course sont : $-50 \mu\text{rad} \leq \theta_{X,Y} \leq 50 \mu\text{rad}$ ainsi que $-1 \mu\text{rad} \leq \theta_Z \leq 1 \mu\text{rad}$.

Notre guidage rectiligne ressemble à un mécanisme de Watt avec ceci de particulier qu'à la place d'utiliser la lame centrale libre de bouger, nous fixons le centre de la lame centrale à un pivot relié au bâti. Nous accrochons ensuite les deux extrémités à un cadre bleu mobile qui suit une course verticale et en bas duquel nous accrochons la masse.

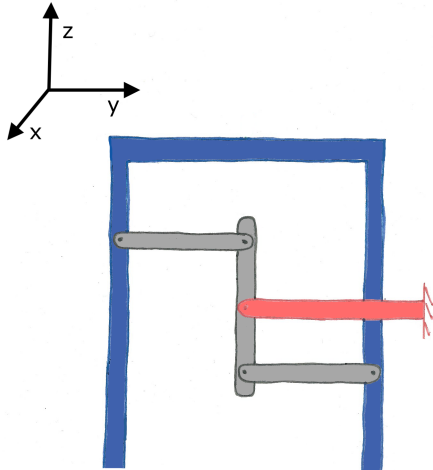


FIGURE 4 – Principe du guidage rectiligne

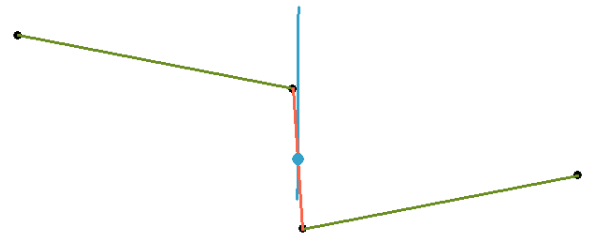


FIGURE 5 – Mécanisme de Watt

2.1.3 Principe de l'équilibrage statique

Un mécanisme articulé est dit équilibré statiquement s'il est à l'équilibre sur toute sa course de fonctionnement. Cette définition est équivalente à dire que son énergie potentielle totale est constante dans tout son espace de travail. Dans le cas de ce projet, l'axe z est vertical dirigé vers le bas et l'énergie potentielle totale du mécanisme est la somme de l'énergie potentielle de gravité et de l'énergie potentielle élastique. Afin d'équilibrer statiquement notre mécanisme, nous avons utilisé deux ressorts à constante positive prechargés que nous accrochons en haut du cadre bleu, ainsi que ces deux mécanismes identiques à rigidité négative placé en parallèle à droite et à gauche.

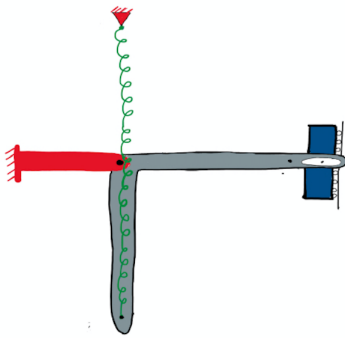


FIGURE 6 – Principe du mécanisme de compensation

En effet, lorsque le cadre bleu se déplace vers le bas ou vers le haut, les éléments flexibles du mécanisme se chargent, et l'énergie potentielle varie proportionnellement à la position. Au même moment et afin de compenser ces gains d'énergies, les ressorts en vert chargés (droite et gauche) se détendent et donc perdent de l'énergie. À noter que la symétrie de notre mécanisme de rigidité statique permet d'éviter les problèmes hors-plan.

2.2 Schéma cinématique du mécanisme représenté avec des articulations idéales

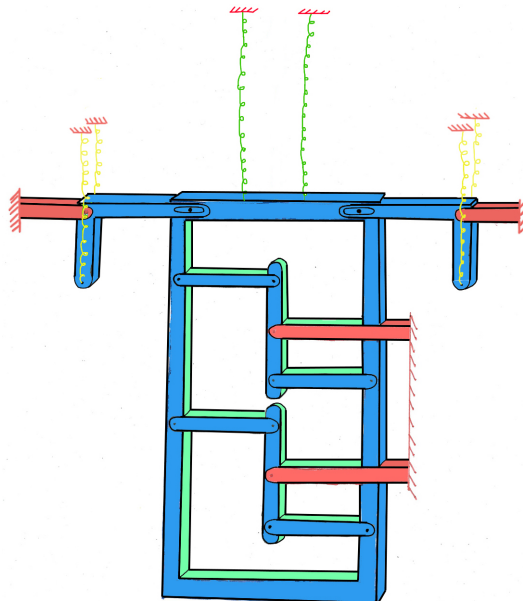


FIGURE 7 – Mécanisme en cinématique idéale

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

Le problème du mécanisme de la figure 4, c'est qu'il possède 2 degrés de liberté : 1 en z , 1 en rx et un hyperstatisme rz . En effet, le pivot central accroché au bâti, laisse libre la rotation.

x	y	z	rx	ry	rz
1	1	F	F	1	2

Pour bloquer la rotation selon x nous avons donc décidé d'utiliser 2 fois ce mécanisme et de l'accrocher en série au même câble bleu. Ainsi, seule la course z est autorisée. D'après la méthode de Grübler en 2 dimensions nous n'avons donc pas d'hyperstatisme dans le plan.

Calcul de Grübler :

$$b = 10 - 8 + 1 = 3$$

$$M = 10 - 3 \cdot 3 = 1$$

$$\text{DOH} = \text{DOF} - M = 0$$

x	y	z	rx	ry	rz
1	1	F	1	1	3

Les hyperstatismes en rz ne sont pas préoccupants dans la mesure où notre mécanisme est usiné dans un même bloc par électro-érosion.

2.4 Implémentation des guidages flexibles

2.4.1 Articulations flexible du guidage en Z

Au début, nous avons pensé à traduire les barres horizontales par des lames flexibles, mais elles présentent plusieurs inconvénients. En effet, elles possèdent une faible rigidité latérale, c'est à dire qu'une force parasite dirigée selon y (voir figure 4 pour les axes) aurait pu causer un mouvement parasite horizontal incompatible avec le cahier des charges. De plus, leur mouvement parasite est difficilement simulable sur géogébra, ce qui pose des soucis quant à la quantification de l'erreur de rectitude explicitée à la section 3.2.1. Nous avons donc décidé de traduire les pivots par des cols circulaires. Ce sont des éléments simples à usiner dont leur mouvement se rapproche énormément d'un pivot idéal, ce qui nous assurent une grande précision pour déterminer le mouvement parasite du cadre. En outre, la rigidité latérale n'est plus préoccupante. Cependant, leur course angulaire admissible est plutôt faible, nous avons donc dû nous pencher sur la question à la section 3.3.1.

2.4.2 Articulations flexible du mécanisme d'équilibrage statique

Pour traduire l'oblong en guidages flexibles, nous avons décidé d'utiliser une lame rigide avec deux cols circulaires aux extrémités. Ce choix s'explique simplement par le fait que les cols circulaires sont très rigides en traction et en compression, et supportent donc une force critique assez grande par rapport aux lames simples qui risquent de partir en flambage.

Les pivots du mécanisme de compensation sont également remplacés par des cols circulaires car leur grande rigidité en compression nous intéresse pour supporter la force appliquée par le ressort.

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

Nous pensons que notre idée est plutôt originale. En effet, plutôt que de nous contenter d'adopter un système de Watt standard, nous avons choisi d'inverser son fonctionnement et de faire translater le contour plutôt que le point central.

De plus, notre mécanisme s'inscrit dans un plan, ce qui le rend plus simple à usiner, diminue l'encombrement et nous permet ainsi de mieux apprivoiser les éventuels hyperstatismes.

Anecdote : lors de sa conception, nous ne nous sommes pas du tout inspirés du mécanisme de Watt, c'est seulement lorsque nous avons mis notre idée sur papier pour la première fois que l'on s'est rendu compte qu'il s'agissait en fait d'un système de Watt inversé !

3 Dimensionnement du mécanismes

Toutes les dimensions du mécanisme sont explicitées en section 6.2.1.

3.1 Cinématique

Dans cette sous-partie, on s'intéresse aux angles que font les différents éléments composant notre mécanisme lorsque celui-ci effectue une descente/montée (attention ce n'est pas toujours symétrique).

3.1.1 Cinématique de Watt

Toutes les variables utilisées ci-dessous sont illustrées en figure 8.

Avant d'effectuer les calculs d'angles, il convient de préciser que pour la suite du développement, on négligera la longueur parasite verticale z_0 . En effet, grâce à une approximation de Taylor et sachant que β est très petit :

$$z_0 = 1 - \cos(\beta_z) \approx \frac{\beta_z^2}{4} \approx 0 \quad (4)$$

En négligeant z_0 on obtient alors la valeur de α_z suivante :

$$\sin(\alpha_z) = \frac{z}{l_z} \quad (5)$$

$$\alpha_z = \arcsin\left(\frac{z}{l_z}\right) \quad (6)$$

Notons que $z/l_z \approx 0.15$ donc l'approximation $\sin(x) = x$ n'est pas utilisée.

On cherche désormais à obtenir β_z , pour cela, on étudie la figure formée en figure 9. On déduit d'abord le déplacement parasite horizontal x_0 :

$$l' = \sqrt{z^2 - l_z^2} = l_z - x_0 \quad (7)$$

$$x_0 = l_z - \sqrt{z^2 - l_z^2} \quad (8)$$

En découle la valeur de β_z (très petite, donc pouvant être approximée) :

$$\sin(\beta_z) = \frac{x_0}{\frac{L_z}{2}} = \frac{2x_0}{L_z} \quad (9)$$

$$\beta_z \approx \frac{2}{L_z}(l_z - \sqrt{z^2 - l_z^2}) \quad (10)$$

Note : lors d'une montée selon z , les angles $(\alpha_z - \beta_z)$ et $(\alpha_z + \beta_z)$ sont inversés.

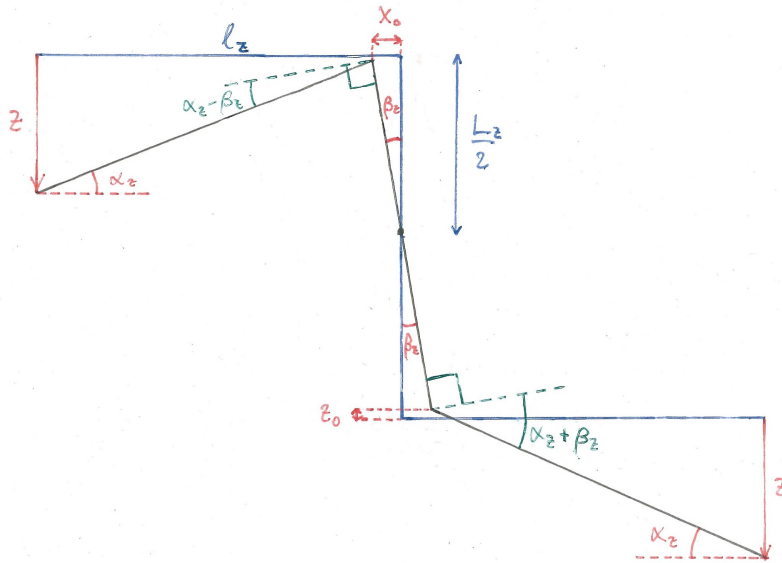


FIGURE 8 – Cinématique de Watt

3.1.2 Mécanisme de compensation

Les variables utilisées ci-dessous se rapportent aux figures 10 et 11.
On a la relation suivante pour α_c , où z est connu :

$$\alpha_c = \arcsin\left(\frac{z}{L_c}\right) \quad (11)$$

De cela, on trouve le déplacement parasite y_0 :

$$y_0 = L_c(1 - \cos(\alpha_c)) \quad (12)$$

Enfin :

$$\beta \approx \frac{y_0}{l_c} \quad (13)$$

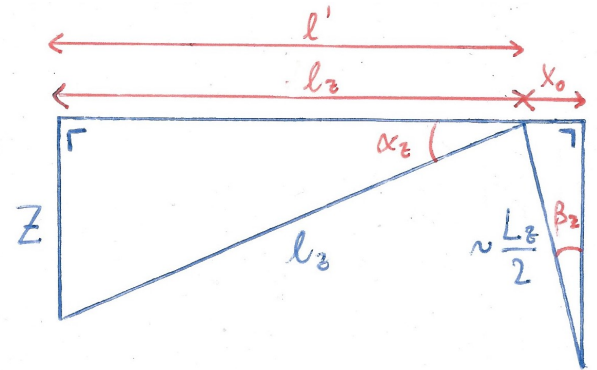


FIGURE 9 – Partie supérieure du mécanisme de Watt

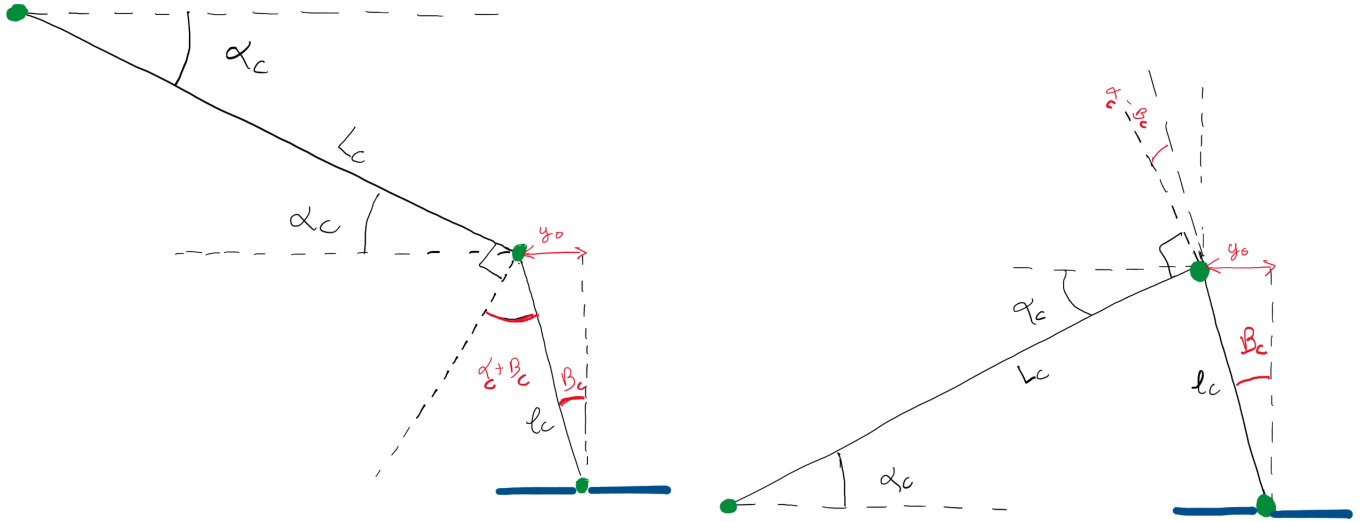


FIGURE 10 – Bielle en descente : le trait bleu correspond au haut du cadre.

FIGURE 11 – Bielle en montée : les longueurs L_c et l_c représentent la bielle.

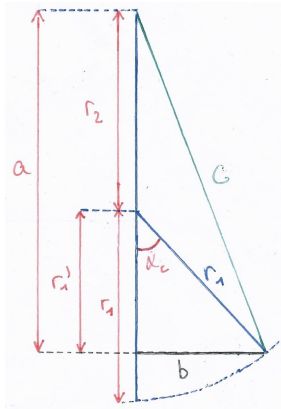


FIGURE 12 – Ressorts de compensation de rigidité

On cherche désormais à obtenir c la longueur du ressort de compensation pour tout déplacement vertical z de notre mécanisme.

On se réfère à la figure 12 pour les valeurs suivantes calculées :

$$r'_1 = r_1 \cos(\alpha_c) \quad (14)$$

$$a = r_2 + r'_1 \quad (15)$$

$$b = r_1 \sin(\alpha_c) \quad (16)$$

$$c = \sqrt{a^2 + b^2} = \sqrt{(r_2 + r'_1)^2 + (r_1 \sin(\alpha_c))^2} \quad (17)$$

Note : On note la distance au repos du ressort $l_0 = 0.8(r_1 + r_2)$. La différence d'élongation du ressort à l'état initial, notée d s'exprime donc comme étant $r_1 + r_2 - l_0 = 0.2(r_1 + r_2)$.

3.2 Mouvements parasites

Dans le cadre de notre mécanisme de type double Watt, nous avons à considérer non seulement les mouvements parasites liés aux pivots flexibles mais aussi le mouvement parasite de notre mécanisme selon l'axe x . En effet, le mécanisme de Watt ne parcourt pas un mouvement parfaitement rectiligne.

3.2.1 Mouvements parasites en guidages idéaux

Pour réduire ceux-ci au maximum, nous avons fait une analyse d'un mécanisme de Watt par le logiciel Geogebra. Sur la figure 11, les points E et F sont forcés à se déplacer verticalement. Le point M par contre est libre. C'est donc par le déplacement en x de M que nous allons étudier l'erreur de rectitude du mécanisme Watt en translatant verticalement E et F de $z = 1.5$ cm.

On peut exprimer le mouvement parasite (ou erreur de rectitude) P en fonction de 3 paramètres : a , c , z (largeur, hauteur et course). On a pu déterminer que $P(a, c, z)$ est en $\sim O(a^{-3.3})$ et en $O(c^{-1})$, c'est-à-dire qu'en doublant a , on divise P par 10, alors qu'en doublant c , on ne divise P que par 2. Nous avons donc tout intérêt à choisir a le plus grand possible ! C'est pourquoi nous avons voulu exploité au mieux la largeur que nous avons à disposition en choisissant $c = 15$ cm et $a = 20$ cm. Ces valeurs nous assurent une erreur de rectitude de l'ordre de $0.3 \mu\text{m}$. Sur le schéma, le point M s'est déplacé de $0.3 \mu\text{m}$ après avoir translaté le point E et F de 1.5 cm.

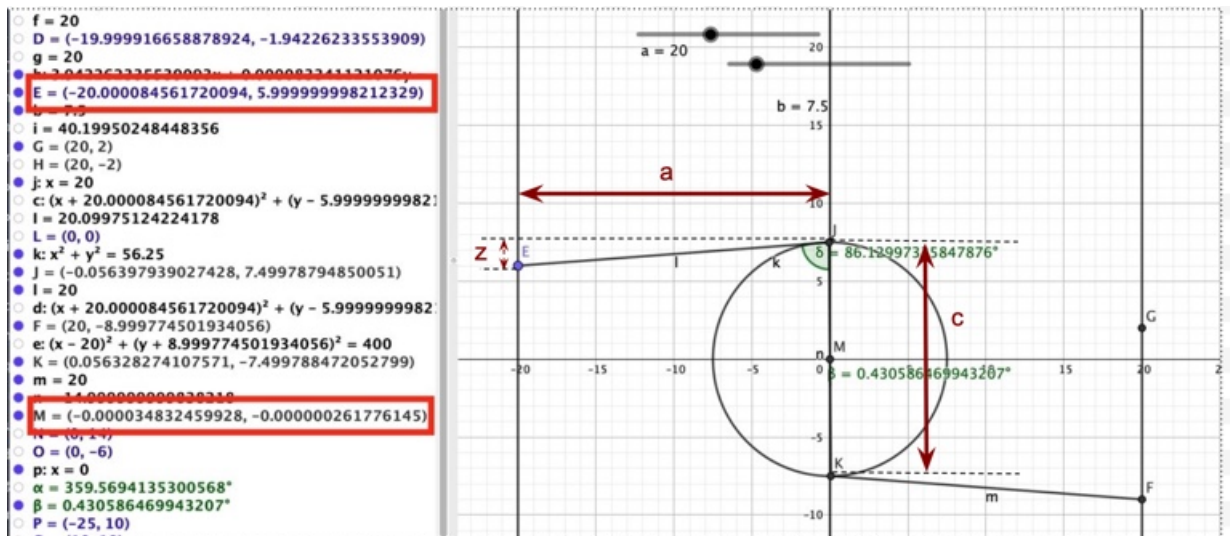


FIGURE 13 – Mécanisme de watt reproduit sur Geogebra en position $z = +1.5$ cm

3.2.2 Mouvements parasites en guidages flexibles

Nous étudions ici les pivots aux points E, J, K, F du mécanisme de Watt de la figure 13 car c'est par eux que la translation verticale de notre mécanisme se fait. Dans cette partie, nous nous sommes posés deux questions :

- Nos pivots étant à cols circulaires, quel est l'impact sur la rectitude de notre mécanisme ?
- Que se passe-t-il si un pivot est usiné légèrement différemment que les autres ?

Réponse à la question a) :

La figure 14 issue du cours nous donne le décalage de l'axe de rotation du pivot (longueur PP') pour un angle de 5° en fonction de l'usinage du col. Tous les pivots qui sont impliqués dans la translation verticale de notre mécanisme sont à cols circulaires. On suppose que tous les pivots ont exactement le même usinage. Par symétrie, nous allons nous concentrer uniquement sur le comportement des

points E et J du mécanisme de Watt. Nous négligeons la rotation de la barre verticale KJ ici car son angle est très petit ($\approx 0.5^\circ$). Les points E et J font un angle maximum d'environ 5° .

Négligeant la rotation de la barre verticale, nous pouvons dire que l'angle que fait le segment EJ par rapport aux droites horizontales i et j est le même : $\alpha \approx 5^\circ$ (figure 15). Nos cols sont circulaires mais nous allons prendre le pire des cas que nous donne la figure 14 : $6 \times 10^{-4} = PP'/L$.

Ce implique que $PP' = 6 \times 10^{-4} \times 20 \times 10^{-3} = 1.2 \times 10^{-5}$ m. Donc comme l'illustre la figure 16, de chaque coté du segment, le centre de rotation de chaque pivot initialement en E et J s'est déplacé le long de la barre de 1.2×10^{-5} m, ce qui est équivalent à dire que le segment EJ s'est raccourci de 2.4×10^{-5} m. On en déduit qu'usiner les cols de manière perpendiculaire revient à raccourcir les barres horizontales du mécanisme de Watt de 2.4×10^{-5} m. En prenant une valeur bien supérieure, 0.5 cm, l'erreur de rectitude mesurée au point M est de $0.3 \mu\text{m}$ (figure 17).

Si on réduit exactement la barre de 2.4×10^{-5} m on trouve aussi une erreur de rectitude de environ $0.3 \mu\text{m}$.

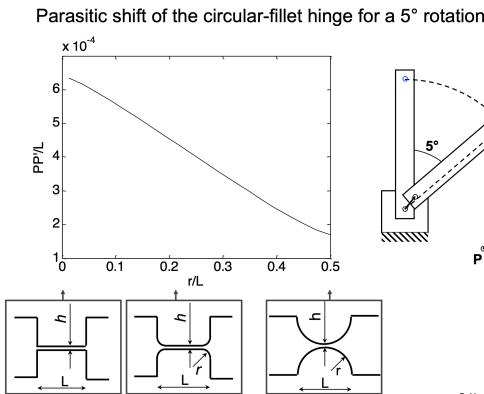


FIGURE 14

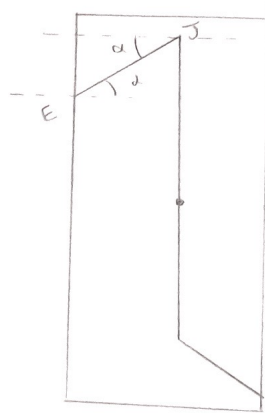


FIGURE 15 – Mécanisme de Watt en position + 1.5 cm

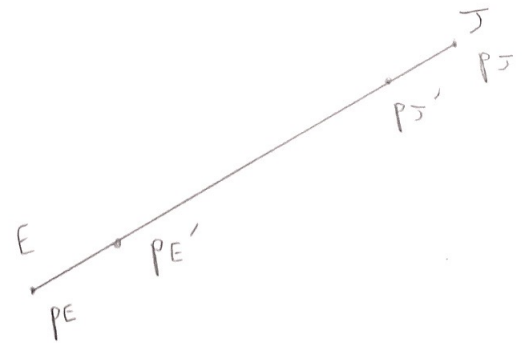


FIGURE 16 – Nouveau placement des centres de rotation des pivots en PE' et PJ'

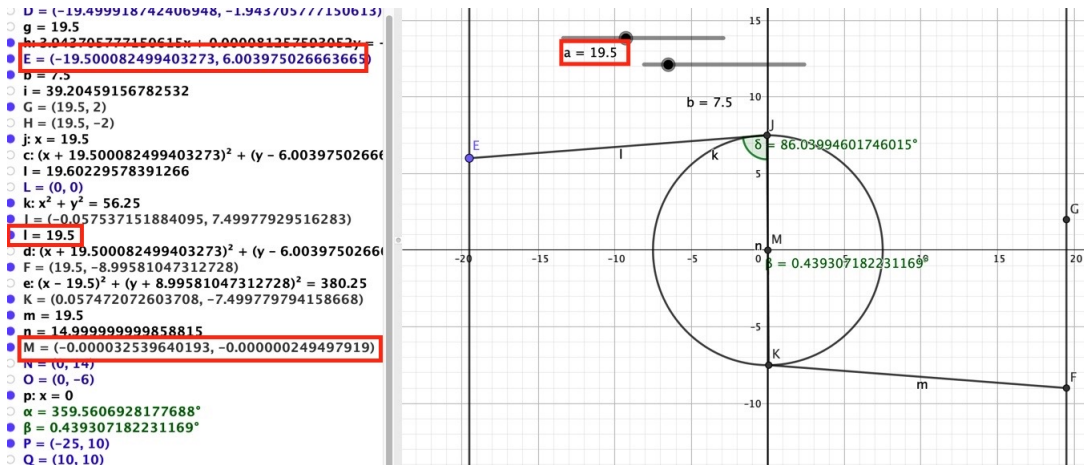


FIGURE 17 – Mécanisme de Watt en position +1.5 cm avec longueur a de 19.5 cm

Réponse à la question b) :

Notre mécanisme de Watt est toujours en position maximale dans notre étude (+1.5 cm) comme sur la figure 13. Dans cette partie, nous déplaçons que le centre de rotation du pivot en E le long du segment EJ d'une longueur x ce qui est équivalent à dire qu'il est usiné de manière différente par rapport aux autres. Nous remarquons avec le logiciel Geogebra que nous avons une erreur de rectitude inférieure à $1\text{ }\mu\text{m}$ si x est inférieur ou égal à $1.4 \times 10^{-6}\text{ m}$ comme le montre la figure 18. Donc pour que notre mécanisme fonctionne dans les contraintes du cahier des charges, il faut que nos pivots soient usinés exactement de la même manière.

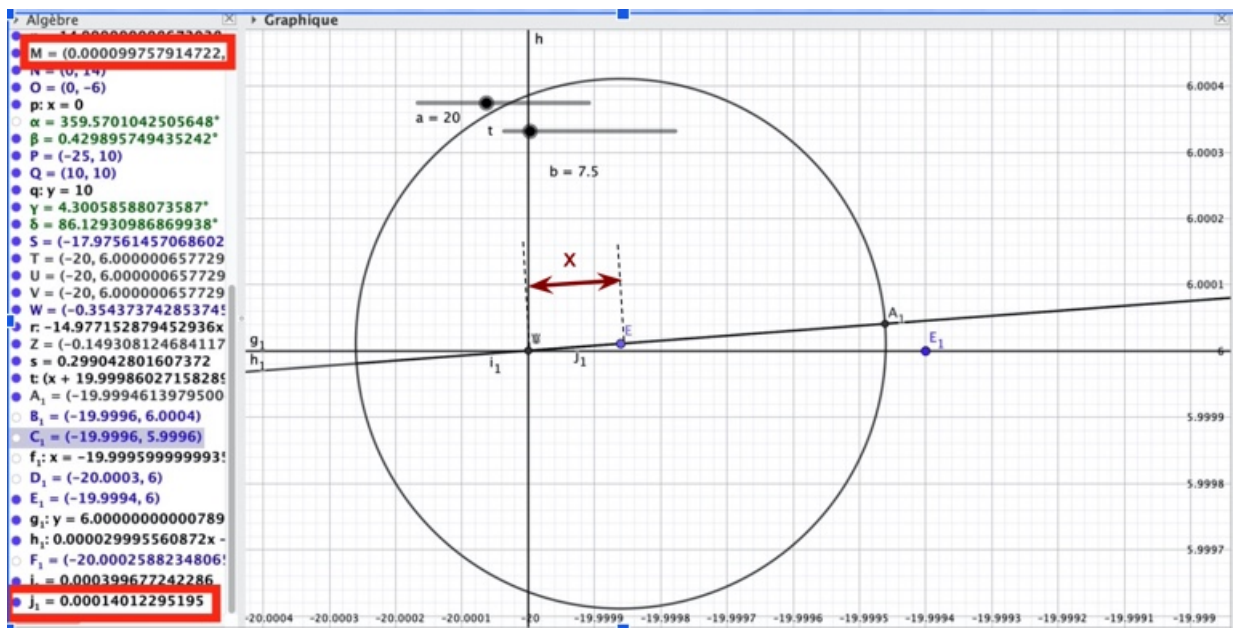


FIGURE 18 – Déplacement du centre de rotation du pivot en E de x le long du segment EJ

3.3 Contraintes mécaniques

Dans cette section, on s'intéresse aux contraintes présentes dans les éléments flexibles de notre mécanisme. Ils sont usinés dans Titane 6Al-4V de module de Young $E = 114\text{ GPa}$ et de module de cisaillement $G = 41\text{ GPa}$. Par ailleurs, on décide de poser $\sigma_{adm} = \sigma_d = 500\text{ MPa}$ pour 10^7 cycles. On part du principe que les éléments rigides sont infiniment rigides et donc qu'ils ne fléchissent pas. Les illustrations et les formules qui sont utilisées ici sont issues du livre *Conception de guidages flexibles* de Simon Henein.

3.3.1 Cols circulaires du guidage

L'angle maximal α_M d'un col circulaire est donné par :

$$\alpha_M = \frac{3 \cdot \pi \cdot \sigma_{adm} \cdot \sqrt{r}}{4 \cdot E \cdot \sqrt{e}} \quad (18)$$

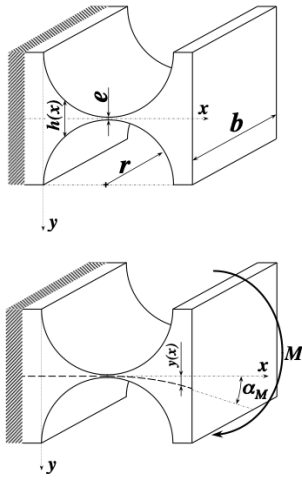


FIGURE 19 – Schéma d'un col circulaire

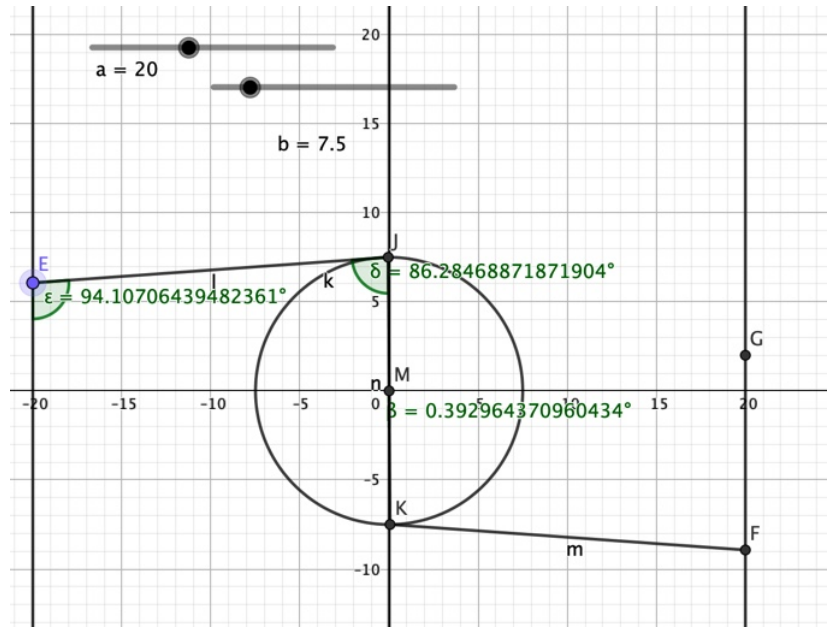


FIGURE 20 – Simulation Geogebra angle maximal

Où :

$$\begin{aligned} r &= 10 \text{ mm} \\ e &= 100 \text{ } \mu\text{m} \\ \sigma_{adm} &= 500 \text{ MPa} \\ E &= 114 \text{ GPa} \end{aligned}$$

Application numérique : $\alpha_{adm} = 0.103 \text{ rad} \approx 6^\circ$.

Les cols dont l'angle est le plus grand sont ceux de la lame-biellette du mécanisme de compensation de rigidité dont l'angle maximum atteint est d'environ 6° . Nous atteignons donc juste leur limite d'usure sans la dépasser.

3.3.2 Flambage des cols

Vu que les cols circulaires et les cols circulaires tronqués sont pratiquement équivalents, comme hypothèse on considère que la partie la plus fine du col est une poutre d'épaisseur $a = 4e$, de largeur égale à l'épaisseur de la plaque, $b = 10 \text{ mm}$ et de longueur $L = 2 \cdot r_{col}$. Avec cette hypothèse plutôt

pessimiste, on ne considère que la force axiale de compression appliquée par les deux ressorts lorsque le col est à sa position de repos, donc on néglige le moment.

La force maximale qui marque la défaillance du matériaux, noté $F_{max,mat}$, avec A l'aire de la section de la poutre, est donnée par :

$$F_{max,mat} = A \cdot \sigma_{adm} = 2000 \text{ N} \quad (19)$$

La force maximale qui marque la défaillance structurelle, avec $I = \min(I_z = \frac{ab^3}{12}, I_y = \frac{a^3b}{12})$, est donnée par :

$$F_{max,flambage} = \frac{4 \cdot \pi^2 \cdot E \cdot I}{L^2} = 600 \text{ N} \quad (20)$$

La force maximale de compression, notée $F_{max,app}$, appliquée par les deux ressorts identiques en parallèle de rigidité $K_{res,cf}$, avec d la distance de précharge, est donnée par :

$$F_{max,app} = 2 \cdot K_{res,cf} \cdot d = 96 \text{ N} \quad (21)$$

Cette force étant largement plus petite que la force qui marque la défaillance du matériau, on peut conclure que cette force ne pose pas de problème.

3.3.3 Ressorts du mécanisme de compensation

La course maximale f_M d'un ressort hélicoïdal est donnée par :

$$f_M = \frac{n \cdot \tau_{adm} \cdot \pi \cdot D^2}{G \cdot d} \quad (22)$$

Où :

n : nombre de spires sans unité

d : petit diamètre du fil en m

D : diamètre du ressort en m

$\tau_{adm} = \frac{\sigma_{adm}}{\sqrt{3}}$: contrainte de cisaillement en Pa

$G = \frac{\sigma_{adm}}{\sqrt{3}}$: module de cisaillement de l'aluminium de 27 GPa

Pour le ressort de compensation de gravité, on a :

$$R_1 = D_1/d_1 = 15$$

$$K_1 = 200 \text{ N/m}$$

$$n_1 = 20$$

Pour les ressorts de compensation de rigidité :

$$R_2 = D_2/d_2 = 10$$

$$K_2 = 1200 \text{ N/m}$$

$$n_2 = 15$$

On peut alors déduire le diamètre d par :

$$d = \frac{8 \cdot K \cdot n \cdot R^3}{G} \quad (23)$$

Application numérique : $d_1 = 4 \text{ mm}$, $D_1 = 60 \text{ mm}$, $d_2 = 5.3 \text{ mm}$ et $D_2 = 53 \text{ mm}$.

Le ressort de compensation de gravité fera une course de $11.61 \text{ cm} < f_M^{grav} = 11.7 \text{ cm}$.

Les ressorts de compensation de rigidité feront une course de $4 \text{ cm} < f_M^{rig} = 5.1 \text{ cm}$.

3.4 Équilibrage statique

Dans le but d'obtenir un mécanisme équilibré statiquement, nous avons fait recours à une stratégie simple et efficace. Au total, il y a 4 ressorts qui participent à la compensation de rigidité. Pour des raisons de symétrie, ces 4 ressorts doivent être identiques. Cependant, pour simplifier les calculs et améliorer leur clarté, nous avons séparé le problème en 2 : 2 des 4 ressorts sont utilisés afin de compenser la rigidité de tous les cols de notre mécanismes, et le 2 autres ressorts servent à compenser uniquement les 2 ressort de compensation de gravité. Ils apparaîtront dans les calculs comme étant des ressorts avec des rigidités différentes mais, dû au fait qu'il parcourent tous la même course, nous pourrions ensuite faire la moyenne des rigidités obtenue et l'attribuer aux 4 ressorts.

3.4.1 Compensation de rigidité

Afin de calculer l'énergie potentielle élastique, nous avons exprimé la course angulaire de tous les cols du mécanisme en fonction de z , ensuite nous avons calculé l'énergie de chacun, et enfin nous avons sommé toutes ces énergies. Pour compenser cette énergie, nous avons utilisé deux de nos quatre ressorts ayant une rigidité négative, en réservant les deux autres pour le calcul de la compensation de l'énergie potentielle gravitationnelle.

L'énergie totale d'un seul mécanisme en Z, notée $E_{tot,z}$, où K_{col} la rigidité d'un col, et α_z et β_z sont les angles exprimés dans la partie (3.1.1), est donnée par :

$$E_{tot,z} = \frac{1}{2} \cdot K_{col} \cdot \beta_z^2 + \frac{1}{2} \cdot K_{col} \cdot (\alpha_z - \beta_z)^2 + \frac{1}{2} \cdot K_{col} \cdot (\alpha_z + \beta_z)^2 + \frac{1}{2} \cdot K_{col} \cdot \alpha_z^2 \quad (24)$$

L'énergie $E_{res,c}$ de notre premier ressort à rigidité negative, avec $K_{res,c1}$ sa rigidité, c et l_0 exprimés dans la partie (3.1.1), est donnée par :

$$E_{res,c} = \frac{1}{2} \cdot K_{res,c1} \cdot (c - l_0)^2 \quad (25)$$

L'énergie $E_{lam,c}$ de notre lame biellette, avec α_c et β_c , les angles exprimés dans la partie (3.1.1), est donnée par :

$$E_{lam,c} = \frac{1}{2} \cdot K_{col} \cdot (\alpha_c + \beta_c)^2 + 0.5 \cdot K_{col} \cdot \beta_c^2 \quad (26)$$

L'énergie $E_{piv,c}$ gagnée par le pivot de notre mécanisme de compensation est donnée par :

$$E_{piv,c} = \frac{1}{2} \cdot K_{col} \cdot \alpha_c^2 \quad (27)$$

L'énergie totale après compensation de rigidité, notée $E_{tot,rig}$, est donnée par :

$$E_{tot,rig} = 2 \cdot E_{tot,z} + 2 \cdot E_{res,c} + 2 \cdot E_{piv,c} + 2 \cdot E_{lam,c} \quad (28)$$

Voir la courbe en Annexe à la figure 37.

3.4.2 Compensation de gravité

Afin de compenser l'énergie potentielle gravitationnelle, nous avons utilisé les deux autres ressorts à rigidité négative, ainsi que les deux ressorts à rigidité positive prechargés. Le but est de sommer les courbes représentant les forces appliquées par chacun des ressorts afin d'obtenir une courbe linéaire constante égale à l'opposé du poids de notre mécanisme.

Finalement, en sommant la force totale obtenue et le poids du mécanisme, on obtient une force nulle. L'intégrale de cette force nous donne finalement une énergie constante (voir Annexe Figure 29), comme indiqué dans le cahier des charges.

Le poids total du mécanisme en mouvement, noté F_{poids} , avec m_r la masse réduite, est donné par :

$$F_{poids} = (m + m_r) \cdot g \quad (29)$$

La force du ressort de compensation, notée $F_{res,c}$, est donnée par :

$$F_{res,c} = \frac{1}{2} \cdot K_{res,g} \cdot \left(z + \frac{F_{poids}}{2k_{res,g}} \right) \quad (30)$$

La force du ressort de gravité, notée $F_{res,g}$, est donnée par :

$$F_{res,g} = \frac{1}{2} \cdot K_{res,c2} \cdot (c - l_0) \quad (31)$$

Avec z dirigé vers le bas, la force totale, notée F_{tot} , est donnée par :

$$F_{tot} = -2 \cdot F_{res,c2} - 2 \cdot F_{res,g} + F_{poids} \quad (32)$$

L'énergie totale après compensation de gravité, notée $E_{tot,g}$, est donnée par :

$$E_{tot,g} = 2 \cdot E_{res,c2} + 2 \cdot E_{res,g} + E_{pot} \quad (33)$$

Voir les courbes en Annexe aux figures 35 et 36.

3.4.3 Energie totale

Comme expliqué précédemment, pour éviter tout problème d'asymétrie et d'hors-plan dû au fait que nous avons deux types de ressorts à rigidité négative différents de part et d'autre de notre mécanisme, nous avons décidé de calculer leur rigidité équivalente et ensuite de la diviser par quatre pour obtenir un seul type.

Comme tous nos ressorts sont en parallèle, la rigidité équivalente des quatre ressorts, notée $K_{res,eq}$, est donnée par :

$$K_{res,eq} = 2 \cdot K_{res,c1} + 2 \cdot K_{res,c2} \quad (34)$$

La rigidité d'un seul ressort est donc donnée par :

$$K_{res,cf} = \frac{K_{res,eq}}{4} \quad (35)$$

et son énergie, notée $E_{res,cf}$, est donnée par :

$$E_{res,cf} = \frac{1}{2} \cdot K_{res,cf} \cdot (c - l_0)^2 \quad (36)$$

Finalement, l'énergie totale est donnée par :

$$E_{tot} = 4 \cdot E_{res,cf} + 2 \cdot E_{res,g} + E_{pot} + E_{tot,z} \quad (37)$$

Voir la courbe en Annexe à la figure 29.

3.5 Force résistive résiduelle

Notre mécanisme est équilibré statiquement au moyen de ressorts de telle sorte que la force motrice requise pour déplacer le chariot à vitesse constante, en tout point de sa course s , reste comprise entre les valeurs suivantes : $-0.8 \text{ N} \leq F_{mot} \leq 0.8 \text{ N}$.

Voir la courbe en Annexe à la figure 30.

3.6 Rigidité tangentielle résiduelle

La rigidité tangentielle résiduelle est la dérivée de la force résiduelle par rapport à z .

Voir la courbe en Annexe à la figure 31.

3.7 Masse équivalente

3.7.1 Moments d'inertie des barres

Avant de calculer les différentes masses relatives à notre mécanisme, nous avons besoin de connaître la valeur du moment d'inertie J de nos barres situées entre les cols. Toutes les variables utilisées se rapportent à la figure 21.

Ces barres effectuent une rotation autour d'une de leurs extrémités (les bornes d'intégration sont donc de 0 à l).

On considère que la section de la barre est négligeable devant la longueur de celle-ci. C'est pourquoi nous travaillons en une dimension et utilisons donc la masse linéique du Titane, notée λ telle que $\lambda = \rho_{titane} \cdot c \cdot h$.

De plus, on approxime l'extrémité de la barre comme étant homogène avec le reste de la barre (et non comme étant le début du col). Cette approximation est convenable car la partie du col concernée

est relativement petite.

Enfin, la forme des barres du mécanisme de compensation est simplifiée en une droite.

$$J \approx \int_0^l x^2 \lambda dx = \frac{\lambda l^3}{3} \quad (38)$$

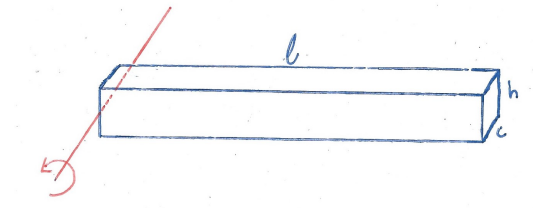


FIGURE 21 – Inertie des barres

3.7.2 Masse réduite

Afin de calculer la masse réduite équivalente m_r telle que vue par l'actionneur, nous décomposons chaque partie de notre mécanisme et calculons chaque énergie cinétique. Soient v la vitesse de translation et ω_i la vitesse angulaire des barres d'indice i .

L'énergie du cadre bleu de masse m_1 s'écrit :

$$E_1 = \frac{1}{2} m_1 v^2 \quad (39)$$

L'énergie des quatre barres horizontales du système de Watt, d'inertie J_2 s'écrit :

$$E_2 = 4 \cdot \frac{1}{2} J_2 \omega_2^2 = 2 J_2 \omega_2^2 \quad (40)$$

L'énergie des barres horizontales du système de compensation de chaque côté, d'inertie J_3 s'écrit :

$$E_3 = 2 \cdot \frac{1}{2} J_3 \omega_3^2 = J_3 \omega_3^2 \quad (41)$$

L'énergie des barres verticales du système de compensation de chaque côté, d'inertie J_4 s'écrit :

$$E_4 = 2 \cdot \frac{1}{2} J_4 \omega_4^2 = J_4 \omega_4^2 \quad (42)$$

Remarquons toutefois que l'énergie des barres verticales des 2 mécanismes de Watt est négligée, étant donné le faible déplacement angulaire de celles-ci. Soient z le déplacement vertical, l_i la longueur d'une barre et α_i l'angle de rotation de la barre correspondante. L'expression de α_i en fonction des paramètres est donnée par :

$$\sin(\alpha_i) = \frac{z}{l_i} \quad (43)$$

$$\alpha_i = \arcsin\left(\frac{z}{l_i}\right) \quad (44)$$

Exprimons la vitesse angulaire ω_i en fonction de la vitesse de translation v (en considérant $z \ll l_i$) :

$$\omega_i = \dot{\alpha}_i = \frac{v}{l_i \sqrt{1 - \frac{z^2}{l_i^2}}} = \frac{v}{\sqrt{l_i^2 - z^2}} \approx \frac{v}{l_i} \quad (45)$$

Comme le système se compose de guidages flexibles uniquement qui permettent une absence de perte d'énergie due au frottement, l'énergie totale s'écrit :

$$\frac{1}{2}m_r v^2 = \frac{1}{2}m_1 v^2 + 2J_2 \omega_2^2 + J_3 \omega_3^2 + J_4 \omega_4^2 \quad (46)$$

$$\frac{1}{2}m_r v^2 = \frac{1}{2}m_1 v^2 + 2J_2 \frac{v^2}{l_2^2} + J_3 \frac{v^2}{l_3^2} + J_4 \frac{v^2}{l_4^2} \quad (47)$$

$$\iff m_r = m_1 + 4 \frac{J_2}{l_2^2} + 2 \frac{J_3}{l_3^2} + 2 \frac{J_4}{l_4^2} \quad (48)$$

On peut alors utiliser la masse réduite obtenue pour calculer les paramètres de rebroussement de notre mécanisme.

Application numérique : $m_r = 1.122 \text{ kg}$.

3.7.3 Masse du cadre

Calculons la masse du cadre bleu supportant notre mécanisme.

$$M_{cadre} = \rho \cdot V = \rho \cdot (H \cdot L - h \cdot l) \cdot e \quad (49)$$

Où :

H : hauteur extérieure de 405 mm

L : largeur extérieure de 440 mm

h : hauteur intérieure de 385 mm

l : largeur intérieure de 420 mm

e : épaisseur de 10 mm

On obtient donc $M_{cadre} = 734 \text{ g}$.

3.8 Distance et temps de rebroussement

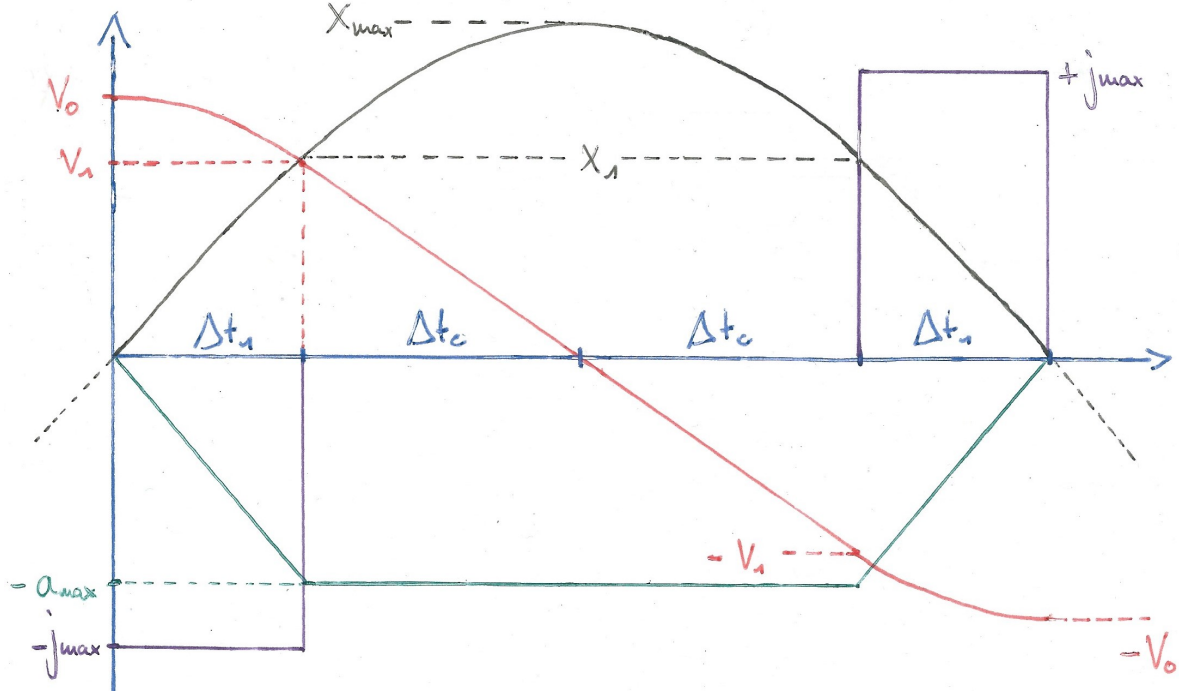


FIGURE 22 – Graphe du rebroussement

Pour calculer la distance et le temps de rebroussement, il faut s'assurer de connaître la vitesse au temps $t = 0$ notée v_0 , l'accélération maximum a_{max} ainsi que le jerk maximum autorisé j_{max} :

- $v_0 = 2 \text{ mm/s}$ (voir cahier des charges)
- $a_{max} = F/m_{eq}$ où F désigne la force du pusher et m_{eq} la masse équivalente du système (en tenant compte de la masse réduite)
- $j_{max} = 5 \cdot j_{max,cycloïde}$ où $j_{max,cycloïde}$ correspond au jerk maximum qu'on aurait eu en utilisant un mouvement cycloïdal pour les mêmes valeurs de v_0 et a_{max} . Comme le j_{max} n'est pas explicité dans le cahier des charges, il faut le choisir nous même de sorte qu'il soit aussi grand que possible mais aussi petit que nécessaire pour minimiser le temps de rebroussement tout en évitant à notre mécanisme de subir un choc trop violent. Le calcul est détaillé à la section 3.9.

En connaissant maintenant ces valeurs, on peut donc facilement déduire Δt_1 :

$$\Delta t_1 = \frac{a_{max}}{j_{max}} \quad (50)$$

L'équation de mouvement pour $0 \leq t \leq \Delta t_1$ nous permet de déterminer x_1 :

$$x_1 = -\frac{1}{6}j_{max}\Delta t_1^3 + v_0\Delta t_1 \quad (51)$$

En dérivant, on trouve :

$$v_1 = \dot{x}_1 = -\frac{1}{2}j_{max}\Delta t_1^2 + v_0 \quad (52)$$

Δt_c et x_{max} peuvent être obtenus à partir des lois de mouvement et de vitesse pour $\Delta t_1 \leq t \leq \Delta t_1 + 2\Delta t_c$:

$$v(\Delta t_1 + \Delta t_c) = 0 \iff -a_{max}\Delta t_c + v_1 = 0 \iff \Delta t_c = \frac{v_1}{a_{max}} \quad (53)$$

$$x_{max} = x(\Delta t_1 + \Delta t_c) = -\frac{1}{2}a_{max}\Delta t_c^2 + v_1\Delta t_c + x_1 \quad (54)$$

Le temps de rebroussement total t_r peut donc s'écrire :

$$t_r = 2(\Delta t_1 + \Delta t_c) \quad (55)$$

Application numérique :

$$\begin{cases} a_{max} = 0.485 \text{ ms}^{-2} \text{ (} m_{eq} = 4.122 \text{ kg)} \\ j_{max} = 588 \text{ ms}^{-3} \\ x_{max} = 5 \text{ }\mu\text{m} \\ t_r = 9 \text{ ms} \end{cases} \quad (56)$$

3.9 Calcul du jerk maximum pour un mouvement cycloïdal

La loi de mouvement d'une cycloïde peut s'écrire :

$$x(t) = X \sin(2\pi f t) \quad (57)$$

En dérivant, on peut calculer les équations de la vitesse, de l'accélération et du jerk en fonction du temps.

$$v(t) = \dot{x}(t) = 2\pi f X \cos(2\pi f t) \quad (58)$$

$$a(t) = \ddot{x}(t) = -(2\pi f)^2 X \sin(2\pi f t) \quad (59)$$

$$j(t) = \ddot{\dot{x}}(t) = -(2\pi f)^3 X \cos(2\pi f t) \quad (60)$$

$j_{max,cycloïde}$ est donc donné par :

$$j_{max,cycloïde} = (2\pi f)^3 X \quad (61)$$

Les conditions sur la vitesse et l'accélération nous permettent de déterminer f et X :

$$\begin{cases} v(0) = v_0 = 2\pi f X \\ a(\frac{T}{4}) = -a_{max} = -(2\pi f)^2 X \end{cases} \quad (62)$$

En résolvant le système, on trouve :

$$\begin{cases} X = \frac{v_0^2}{a_{max}} \\ f = \frac{a_{max}}{2\pi v_0} \end{cases} \quad (63)$$

En réinjectant dans l'équation (61), on trouve finalement :

$$\dot{j}_{max,cycloide} = \frac{a_{max}^2}{v_0} \quad (64)$$

3.10 Période de fonctionnement

Déterminons la période de fonctionnement T de notre système. Soit t_v le temps où notre mécanisme est à vitesse constante, on a :

$$t_v = \frac{x}{v} = \frac{0.5s + s + 0.5s}{v} = \frac{2s}{v} \quad (65)$$

On a donc, selon la figure 3 de la donnée du projet :

$$T = 2t_r + t_v = 2t_r + \frac{2s}{v} \quad (66)$$

Application numérique : $T = 15.018s$.

3.11 Encombrement

L'encombrement du mécanisme doit être inclus dans un cylindre de diamètre 600 mm et de hauteur 800 mm. Cette contrainte est respectée, avec l'encombrement d'un pavé droit de dimensions 800 mm · 590 mm · 70 mm, le bâti dont les dimensions sont les plus grandes de notre mécanisme s'intègre précisément dans le cylindre imposé comme mentionné dans l'Autre annexe 1 de la section 6.4.

Par ailleurs, on a pris soin de vérifier qu'aux conditions maximales, c'est à dire, lorsque le chariot est aux positions extrêmes, les barres rigides du mécanisme ne se collisionnent pas entre elles (voir figures annexe 6.4) Les deux endroits où le risque de collision existe, sont les bas de nos mécanismes de compensations de rigidité et l'extérieur du cadre ; et entre les deux Z de notre mécanisme. La partie Autre Annexe 2 et 3 de la section 6.4 montre que ces collisions n'adviennent pas avec le dimensionnement choisi.

4 Construction

4.1 Argumentation des choix faits pour la construction

4.1.1 Procédés d'usinage

Le découpage par électroérosion à fil est le procédé d'usinage qui convient le mieux à nos contraintes : il propose une précision de coupe optimale et peut s'opérer sur des plaques de titane d'épaisseur de quelques dizaines de millimètres sans problème.

4.1.2 Assemblage

i. Montage du bâti :

Le bâti est constitué de la plaque circulaire en aluminium imposée par la donnée du projet, de deux plaques latérales, d'une plaque frontale et d'une plaque supérieure en aluminium (cf Pièces 1, 2 et 3 de la section 6.2.1). Elles se montent toutes au moyen des équerres et des vis respectivement les Pièces 6 et 7 de la section 6.2.2, à part la plaque du haut qui vient se déposer sur les plaques latérales. Ces pièces sont liées au moyen des vis en Pièce 8 de la section 8.2.2. On taraude ces plaques afin d'obtenir un montage vis-plaque serré $\phi 6 \text{ H}7_0^{+12}/\text{p}6_{+8}^{+16}$.

À noter que l'intrusion dans la plaque de derrière joue le rôle de butée. En effet, l'interface avec la cellule de pesée possède une épaisseur selon l'arrière du mécanisme, elle sera donc capable de buter contre l'intérieur de la fenêtre dans le cas où le chariot fait un mouvement hors champ selon z.

ii. Fixation du cadre au bâti :

Nous allons fixer notre cadre électroérodé à un bâti fixe via un assemblage à vis. L'enjeu principal est d'éviter le phénomène de tassement qui peut s'effectuer dans un montage à force de sollicitations des vis.

a. Ajustement :

Pour fixer notre mécanisme au bâti, il nous faut utiliser un assemblage à vis ajustées avec du serrage à celui-ci.

Pour cela nous décidons d'utiliser un alésage normal H7 (plutôt qu'un arbre normal) car cela permet d'éviter une éventuelle multiplication du nombre de calibres de vérification et d'outils dans les ateliers. Nos vis qui joueront le rôle d'arbres ici seront des tolérances p6. En effet, pour des cotes nominales de $\phi 10$, on a $\text{H}7_0^{+15}/\text{p}6_{+15}^{+24}$ qui génère un assemblage serré (selon la norme SN EN ISO 286-2) qu'il convient de monter par frettage.

b. Dispositif anti-dévisage :

On l'a dit, la viabilité de notre mécanisme nécessite que les montages restent parfaitement alignés au fil des cycles d'utilisation. Pour éviter le phénomène de tassement, nous voulons réduire des pressions superficielles en faisant un trou de passage fin M10 H12 de 10,5mm de diamètre (selon la norme ISO 273) et en utilisant des rondelles plates d'une classe de sûreté élevée ; mais nous voulons également avoir une longueur de serrage importante.

Aussi, comme notre système est vis soumis à des sollicitations dynamiques latérales, nous faisons usage de dispositifs d'arrêt anti-perte composé d'un écrou auto-freiné (selon la norme SN EN ISO

7040) pour empêcher le dévissage involontaire.

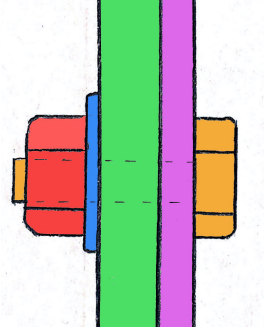


FIGURE 23 – Fixation

iii. Encastrement des ressorts :

Pour fixer les ressorts, nous demandons au fournisseur de prolonger aux extrémités de manière longitudinale la partie hélicoïdale. Cela va nous permettre de le coincer entre deux plaques.

Une plaque en titane en bleu (Pièce 4 section 6.2.1) vient s'insérer sur notre cadre électroérodé ou notre bâti selon l'extrémité du ressort considérée. Conscients de l'impossibilité d'usiner par électroérosion à fil la partie basse et plate du mécanisme de compensation de rigidité, nous avons décidé de fixer deux plaques en titane en les soudant par fusion perpendiculairement à la partie verticale de ce mécanisme. La soudure d'angle aura pour épaisseur du cordon 5 mm selon la norme SN EN ISO 5817. À l'endroit de la fixation, la plaque verte aura été intrudée pour laisser de la place à la partie rectiligne de l'extrémité du ressort. La forme d'intrusion est triangulaire pour qu'il y ait le minimum de points de contact possible entre le ressort et les plaques.

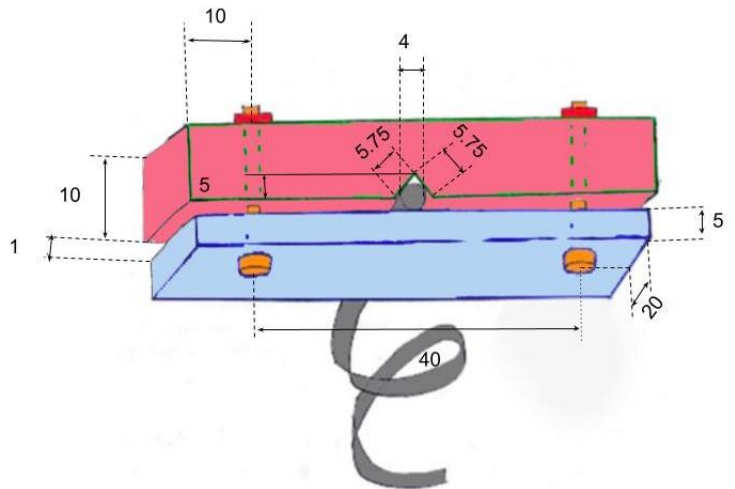


FIGURE 24 – Encastrement des ressorts

Cette méthode d'encastrement permet d'éviter les frottements et donc les pertes d'énergie dans le système. Ici le montage est également serré $\phi 6 \text{ } H7_0^{+12}/p6_{+8}^{+16}$. Nous utilisons des vis de la Pièce 4 et l'écrou de la Pièce 5 en section 6.2.2. On taraude la plaque de titane supérieure et on fait un trou de passage non taraudé dans la plaque inférieure.

4.2 Argumentation des choix faits pour les matériaux

Le choix des matériaux se fait selon des critères tels que la légèreté, la dureté, l'usinabilité, le prix et l'aimantation. Dans cette étude, on négligera la corrosion car notre système n'est pas soumis à de l'humidité, mais aussi la thermostabilité car on fait l'hypothèse que la température d'utilisation est $T_{fonc} = 20 \pm 0.01^\circ\text{C}$

i. Facilité à usiner :

Notre mécanisme exige une extrême précision dans les usinages c'est pour cela qu'ici on privilégiera des métaux pour les pièces avec précision.

ii. Prix :

Ici aucune contrainte n'implique l'utilisation d'un matériau particulièrement précieux et donc cher. Les 30 000 CHF prévus comme coût maximal des matériaux et de leur usinage par le cahier des charges ne pose pas de problème. Par ailleurs, il faut compter sur 1.- CHF par minute pour la découpe avec ce procédé qui usine à une vitesse d'avance de 1 mm par minute. On estime donc le coût de l'usinage à 5000CHF et donc le coût total du mécanisme à 6000CHF.

iii. Ferromagnétisme :

Afin de ne pas altérer la direction et la valeur du champ magnétique créé par la bobine d'induction, il convient d'utiliser des matériaux non-ferromagnétiques : l'usage de l'acier ou encore le fer est proscrit.

iv. Légèreté :

La contrainte de légèreté imposée par le cahier des charges doit être d'autant plus considérée qu'une des faiblesses de notre guidage est que de nombreux éléments massifs sont en mouvement pendant la mesure rendant l'inertie du système importante. Cette inertie peut porter atteinte à la précision de la mesure c'est pourquoi il faut s'arranger pour que les masses des objets qui bougent soient les plus faibles possible.

v. Résistance :

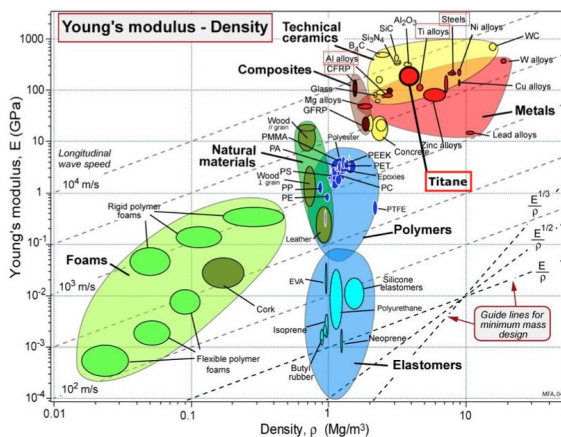


FIGURE 25 – Raideur spécifique

La majorité des éléments du mécanisme sera donc en titane qui, comme l'indique le graphe ci-dessous, est un matériau ayant un rapport $\frac{E}{\rho}$ très élevé, c'est à dire, une résistance intéressante. Il est aussi non-ferromagnétique.

5 Conclusion

Voyons point par point si le cahier des charges a été respecté en comparant les valeurs théoriques auxquelles ont mené nos calculs et celles qui nous sont imposées. Ici on fait l'hypothèse que l'usinage est parfait.

	Cahier des charges	Notre mécanisme
Course verticale constante	30 mm	30 mm
Erreur de rectitude maximale	$-1\ \mu\text{m} \leq \epsilon_{X,Y} \leq 1\ \mu\text{m}$	$-0.3\ \mu\text{m} \leq \epsilon_{X,Y} \leq 0.3\ \mu\text{m}$
Rotations parasites	$-50\ \mu\text{rad} \leq \theta_{X,Y} \leq 50\ \mu\text{rad}$ $-1\ \mu\text{rad} \leq \theta_Z \leq 1\ \mu\text{rad}$	$-50\ \mu\text{rad} \leq \theta_{X,Y} \leq 50\ \mu\text{rad}$ $-1\ \mu\text{rad} \leq \theta_Z \leq 1\ \mu\text{rad}$
Force motrice	$-0.8\ \text{N} \leq F_{mot} \leq 0.8\ \text{N}$	$-0.8\ \text{N} \leq F_{mot} \leq 0.8\ \text{N}$
Encombrement	cylindre $\phi = 60\ \text{mm}$ $h = 800\ \text{mm}$	pavé droit $800 \cdot 70 \cdot 590$
Distance point P à l'axe du cylindre	$d \leq 200\ \text{mm}$	10 mm
Frottements	absence	absence
Rigidités transverses	$K_{X,Y} \geq 0.1\ \text{N}\mu\text{m}^{-1}$	$K_{X,Y} \geq 0.1\ \text{N}\mu\text{m}^{-1}$

6 Annexes

6.1 Courbes Matlab

Compensation de rigidité :

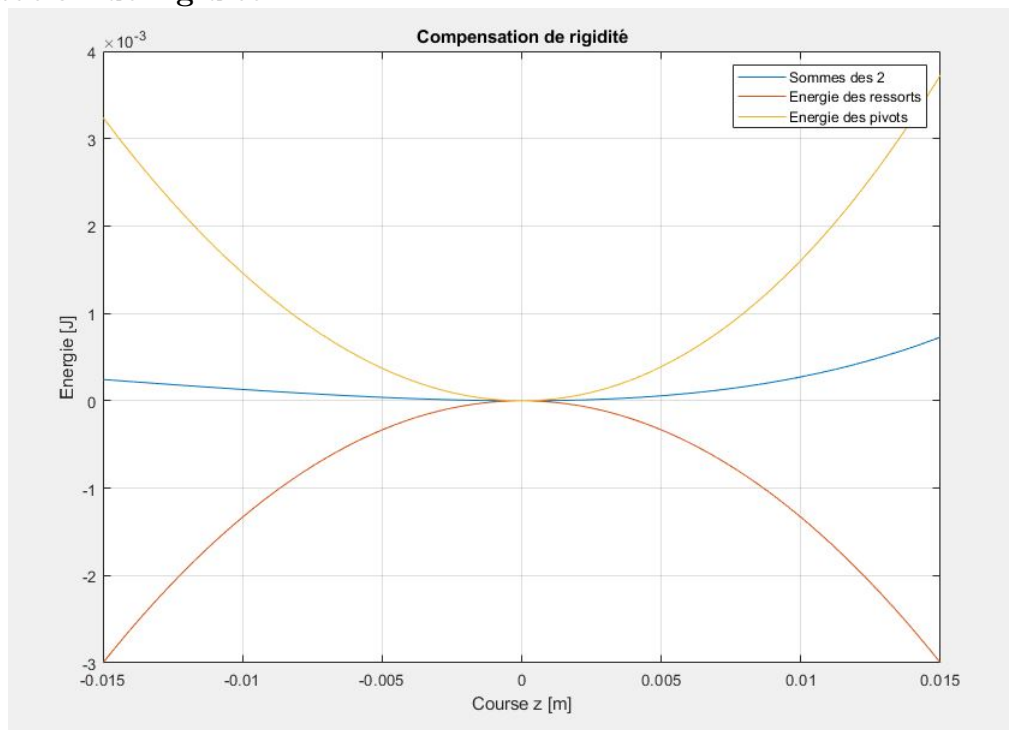


FIGURE 26 – Energie de rigidité

Compensation de gravité :

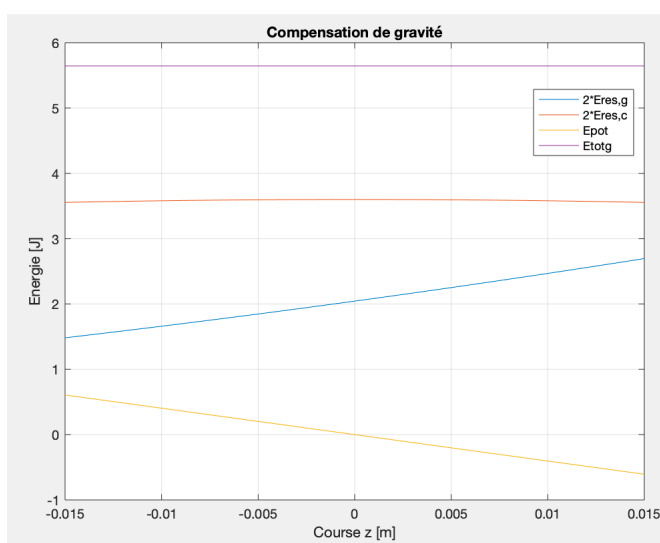


FIGURE 27 – Energie de gravité
Energie totale :

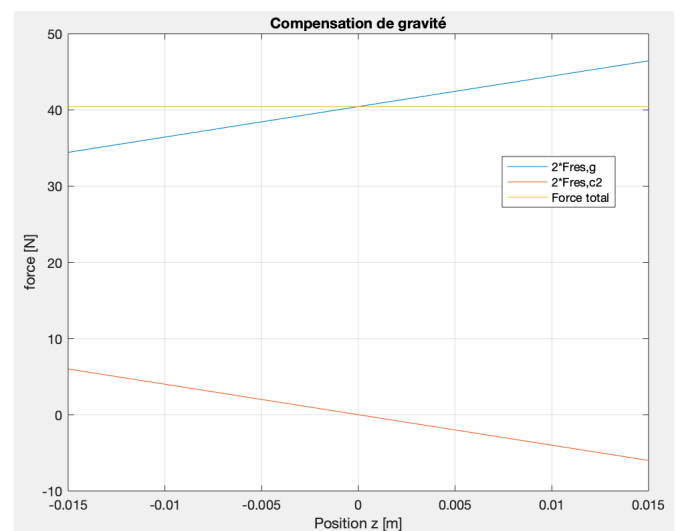


FIGURE 28 – Forces

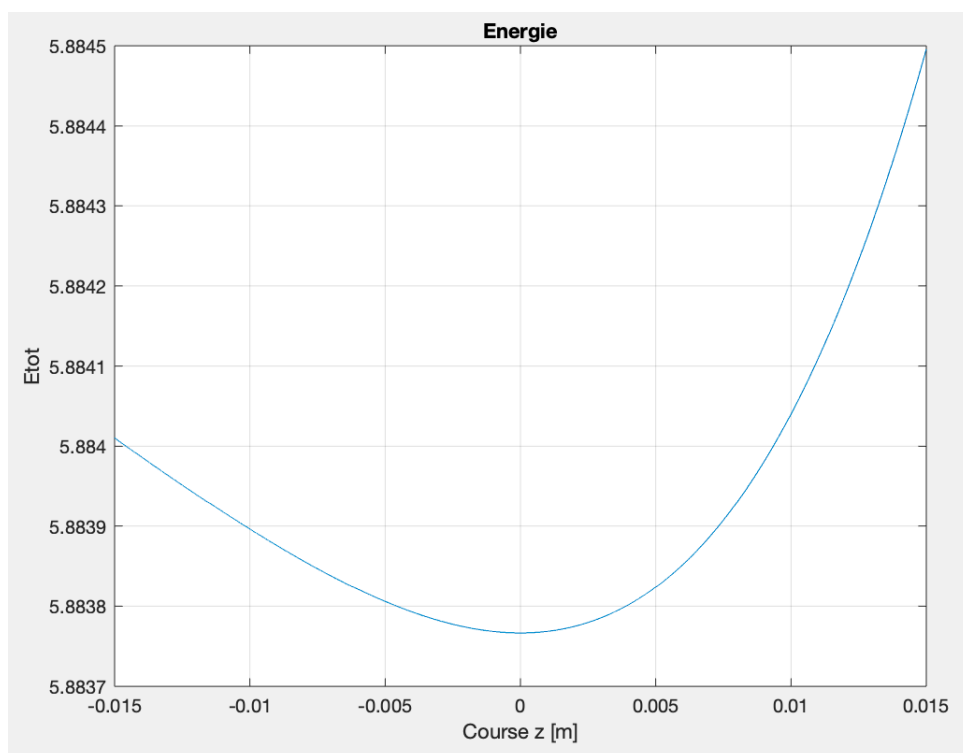


FIGURE 29 – Energie totale du système

Force résiduelle :

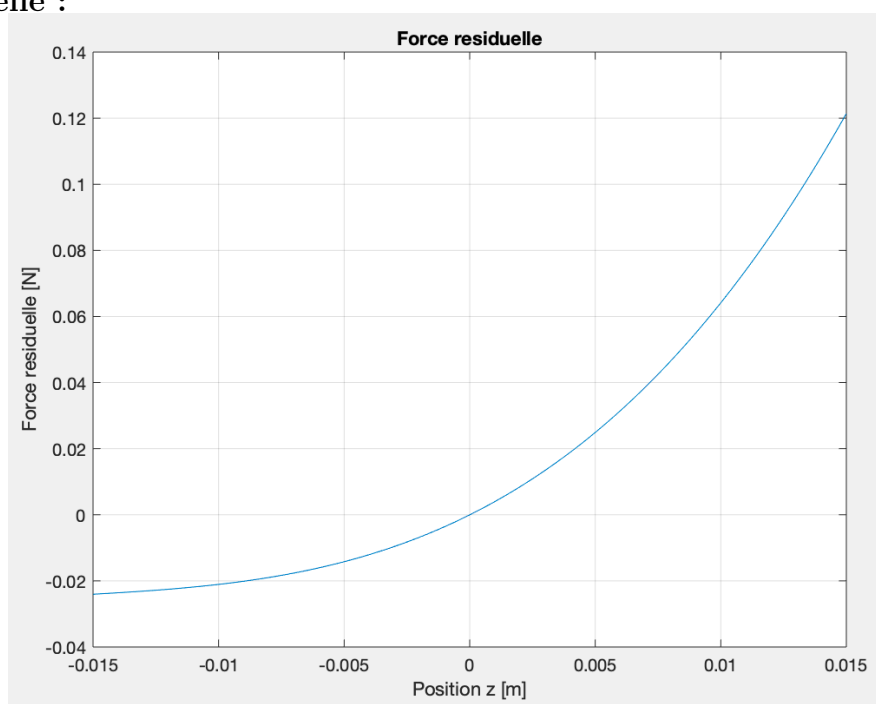


FIGURE 30 – Force résiduelle

Rigidité résiduelle :

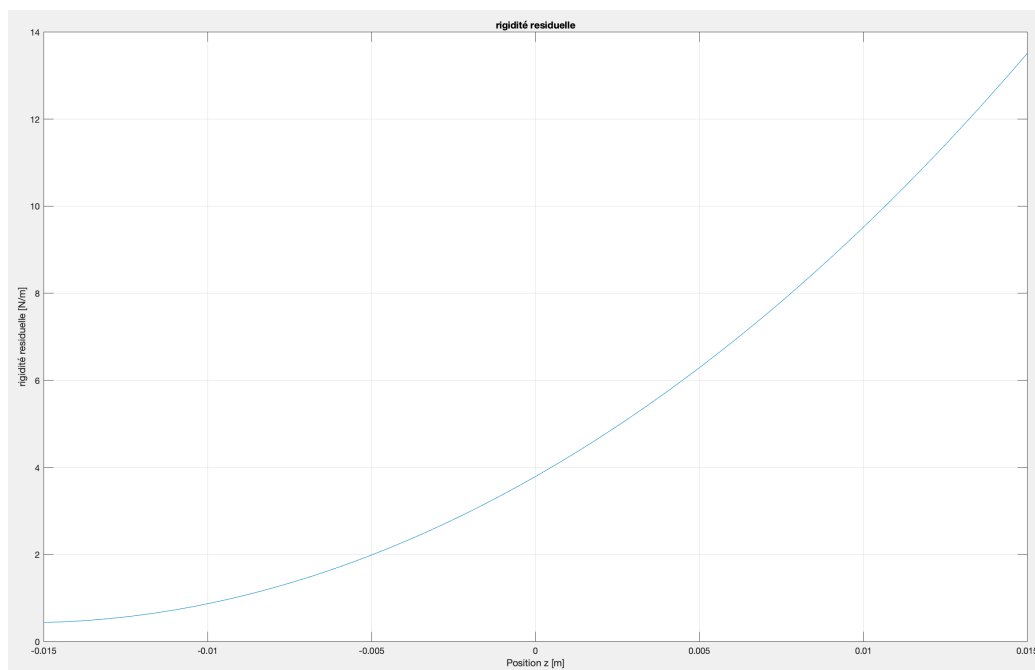


FIGURE 31 – Rigidité résiduelle

6.2 Dessin de construction de l'ensemble du mécanisme et liste des pièces

6.2.1 Pièces créées

Pièces créées 1, 2 et 3 :

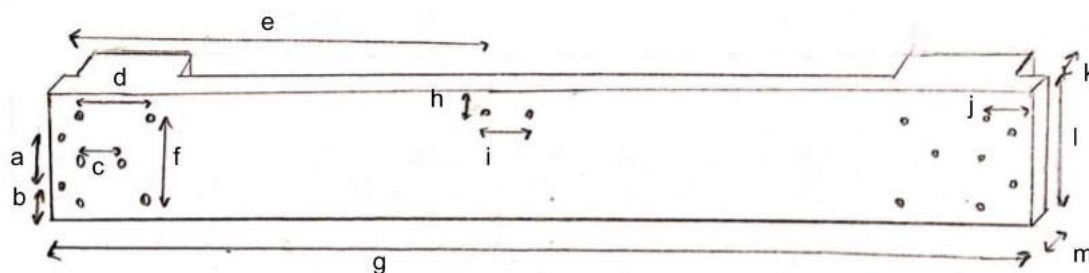


FIGURE 32 – Cotations plaque du haut

segment	a	b	c	d	e	f	g	h	i	j	k	l	m
longueur en mm	50	10	40	40	265	20	590	30	35	15	20	70	10

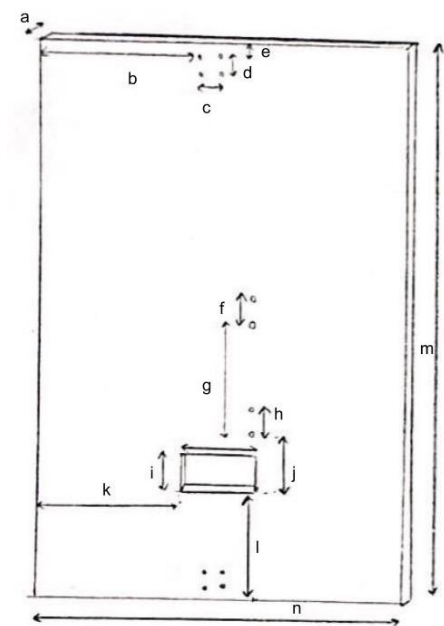


FIGURE 33 – Cotations plaque de derrière

segment	longueur en mm
a	10
b	267,5
c	35
d	25
e	30
f	40
g	170
h	40
i	50
j	110
k	210
l	155
m	790
n	570

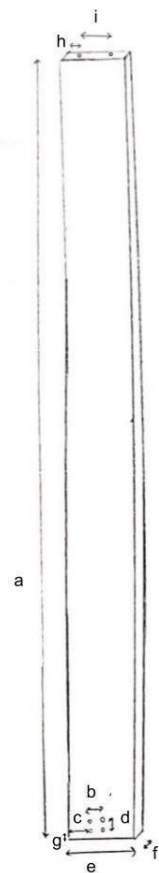


FIGURE 34 – Cotations plaques des côtés

segment	longueur en mm
a	790
b	35
c	12,5
d	25
e	70
f	10
g	30
h	10
i	50

En somme, le montage du bâti à est effectué ainsi (les traitillés sont les emplacements des vis). La fixation de la plaque du haut ne requiert pas d'équerre, contrairement aux deux autres.

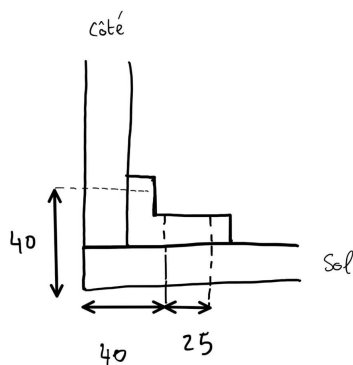


FIGURE 35 – Fixation des plaques de côté à la plaque du sol

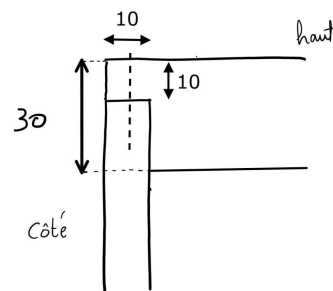


FIGURE 36 – Fixation des plaques de côté à la plaque du haut

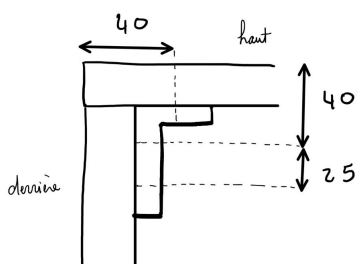


FIGURE 37 – Fixation de la plaque de derrière à la plaque du haut

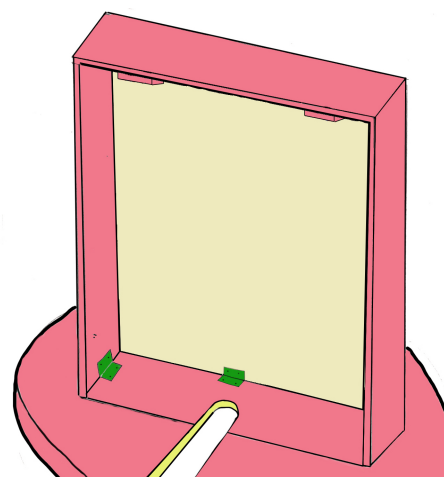


FIGURE 38 – Aspect global du bâti

Pièce créée 4 :

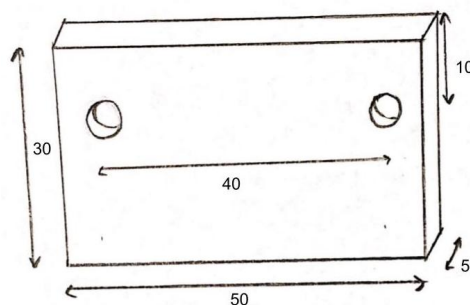


FIGURE 39 – Pièce pour fixation des ressorts

Pièce créée 5 :

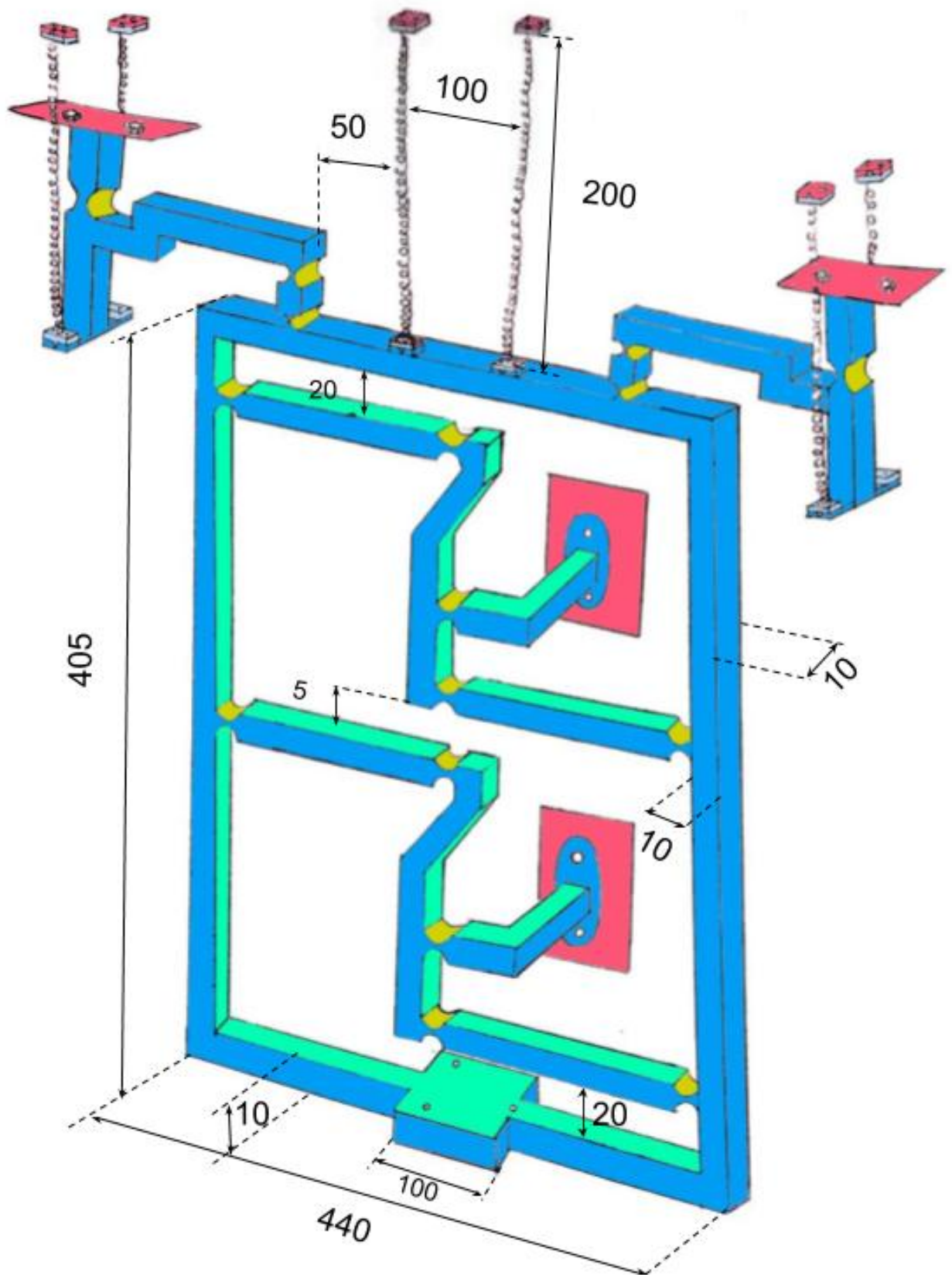


FIGURE 40 – Mécanisme sans bâti

Pièce créée 6 :

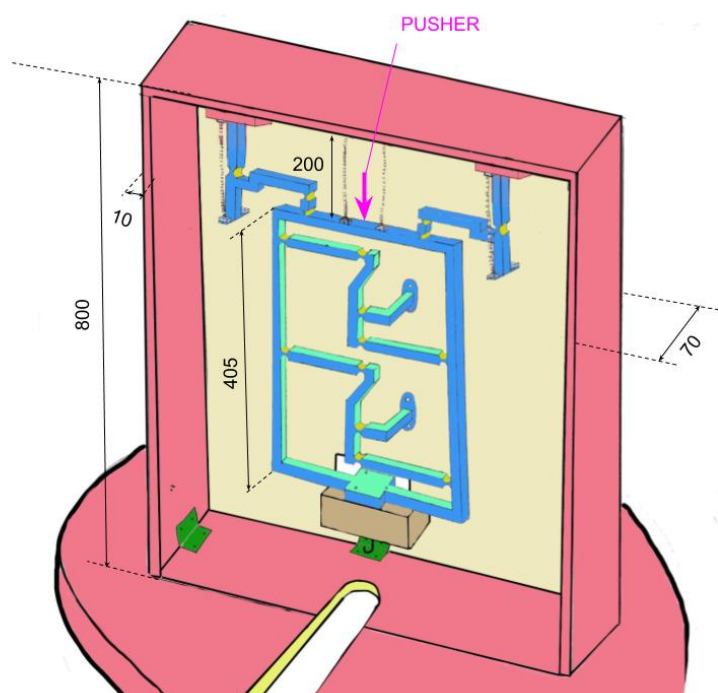


FIGURE 41 – Schéma général

Pièce créée 7 :

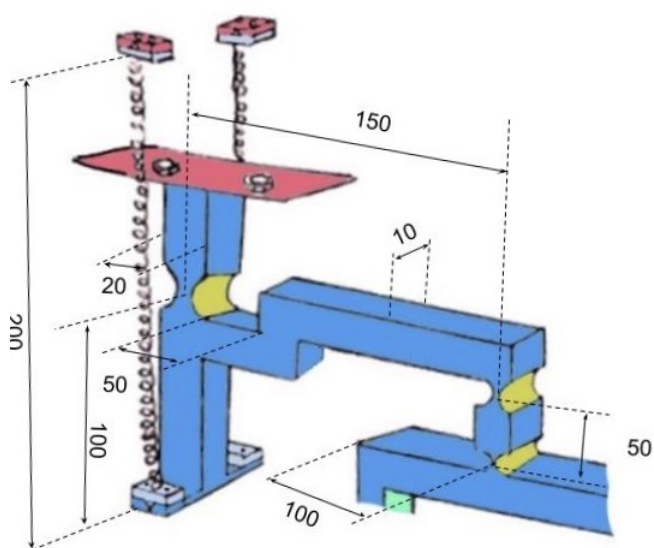


FIGURE 42 – Mécanisme de compensation de rigidité

Pièce créée 8 :

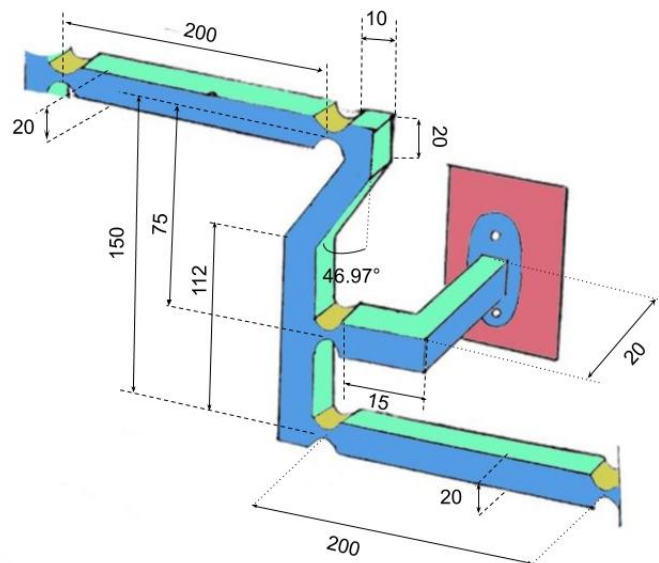


FIGURE 43 – Simple Watt

Pièce créée 9 :

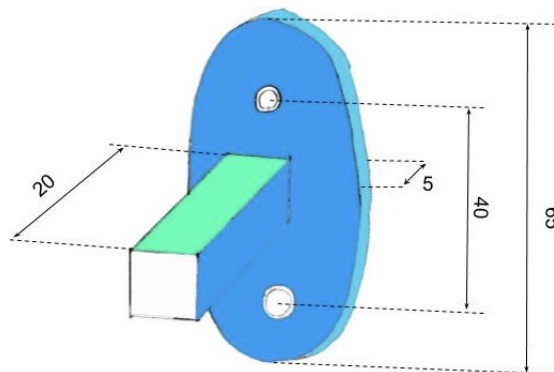


FIGURE 44 – Fixation de Watt au bâti

6.2.2 Pièces achetées

Toutes les pièces achetées sont faites de matériaux non-ferromagnétiques : de l'aluminium ou de l'acier inoxydable austénitique. On fait aussi attention à trouser les vis pour éviter les poches d'air fatales pour un mécanisme utiliser sous vide.

Pièce achetée 1 :

	Boulons hexagonaux_Boulons hexagonaux entièrement filetés		
	Référence pièce 00002000-M10X30-304		20200519233752
Forme détaillée	Standard	Vis nominale (M)	10
Longueur L ou l (mm)	30	Matériau	[Acier inoxydable] Acier inoxydable (EN 1.4301 équiv.)
Traitement de surface	NA	Forme du trou de montage	NA
Pas (mm)	1.5	Forme supplémentaire	Standard
Type de filetage	Métrique, gros filet	Application	Standard

FIGURE 45 – Pièce 1 achetée chez Misumi

Pièce achetée 2 :

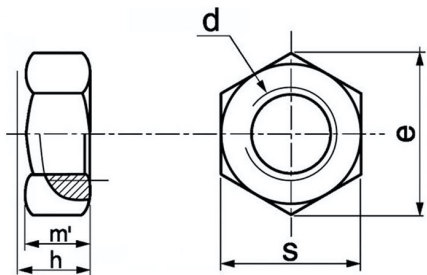
		Norme	DIN 980 V
		Diamètre en mm	10
		Composition	Inox A2
		Empreinte	Hexagonale Hu
		Catégorie	Ecrous Boulons
		Code Barre	3604880067596
		Pas	Métrique
d	M10		
Pas	1.5		
e	18.9		
m min	8		
h max	10		
s	17		

FIGURE 46 – Pièce 2 achetée chez Lavisserie

Pièce achetée 3 :

	Métalliques_Rondelles plates		 20200519224227
	Référence pièce SPWF10		
Type (application)	Rondelles ordinaires	Type	Rondelles ordinaires
Matériau	Acier inoxydable	Traitement de surface	Non fourni
Vis nominale (M)	10	Unité de vente	Faible quantité (disponible à partir de 1 pièce)
Matériau : acier	-	Matériau : acier inoxydable	[EN 1.4301 Équiv.] EN 1.4301 Equiv.
Traitement de surface (détaillé)	Non fourni	-	-

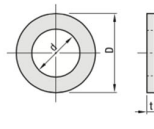
Rondelles/Rondelles à trou fendu/Rondelles métalliques

Vente en article unique- -paquet Vente

Les rondelles plates et élastiques peuvent être commandées par boîtes économiques P236



Rondelle plate



PWF
SPWF




Référence pièce	d	D	t	PWF	SPWF
Type					
2	2.2	4.3	5	0.3	
2.5	2.7	5	6.5	0.5	
2.6	2.8	6.0	7.0	0.5	
3	3.2	8.0	9.0	0.8	
4	4.3	10.0	10.0	0.5	
5	5.3	12.5	12.5	0.5	
6	6.4	15.5	17.0	1.6	
8	8.4	18.0	21.0	2.0	
10	10.5	21.0	24.0	2.0	
12	13.0	28.0	30.0	3.5	
16	17.0	34.0	37.0	2.0	
20	21.0	39.0	44.0	4.0	
24	25.0	44.0	4.0		

PWF	SPWF
Remise sur volume	Remise sur volume
à 24 pièces (24 x 100 pièces) à 100 pièces	à 24 pièces (24 x 100 pièces) à 100 pièces




M Matériau EN 1.6330 Équivalent EN 1.4301 Équivalent.

T Traitement de surface Chrome trivalent

RoHS 10

JS B 1256

FIGURE 47 – Pièce 3 achetée chez Misumi

Pièce achetée 4 :

	Boulons hexagonaux_Boulons hexagonaux entièrement filetés		 20200526231141
	Référence pièce HXN-SUSD-M6-25		
Forme détaillée	[Standard] Standard	Vis nominale (M)	6
Longueur L (mm)	25	Matériau	[Acier inoxydable] Acier inoxydable
Traitement de surface	Dacrotized	Forme du trou de montage	[Non fourni] N/A
Pas(mm)	1	Forme supplémentaire	Standard
Type de filetage	Métrique, gros filet	Unité de vente	Quantité faible (achat possible à partir d'une pièce)
Application	Standard	Type à vis	Filet complet

FIGURE 48 – Pièce 4 achetée chez Misumi

Pièce achetée 5 :

Ecrans		(JIS Classe 1) LBNR (Filetage à pas à droite) SLBNR (Filetage à pas droit en acier inoxydable) LBNL (Filetage à pas à gauche) SLBNL (Filetage à pas gauche en acier inoxydable)	(JIS Classe 3) KNTR (Filetage à pas à droite) SKNTR (Filetage à pas droit en acier inoxydable) KNL (Filetage à pas à gauche) SKNTR (Filetage à pas gauche en acier inoxydable)	ANN (Filetage fin à pas à droite) SANN (Filetage fin à pas droit en acier inoxydable) TNTR (Filetage fin à pas à gauche) STNTR (Filetage fin à pas droit fin en acier inoxydable)	M	(normal) Pas	B	(e)	T	T ₁
					2	0.4	4	4.6	1.6	1.2
					2.5	0.45	5	5.8	2	1.6
					2.6	0.45	5	5.8	2	1.6
					3	0.5	5.5	6.4	2.4	1.8
					4	0.7	7	8.1	3.2	2.4
					5	0.8	8	9.2	4	3.2
					6	1.0	10	11.5	5	3.6
					8	1.25	13	15	6.5	5
					10	1.5	17	19.6	8	6
					12	1.75	19	21.9	10	7
					16	2.0	24	27.7	13	10
					20	2.5	30	34.6	16	12
					24	3.0	36	41.6	19	14

ANN (M) Matériau : EN 1.0038 Équiv.
(S) Traitement de surface : placage au chrome trivalent

LBNR, LBNL, KNTR, KNL, TNTR (M) Matériau : JIS-SWCH Équiv.
(S) Traitement de surface : placage au chrome trivalent

SLBNR, SLBNL, SANN, SKNTR, STNTR (M) Matériau : EN 1.4301 Équiv.

FIGURE 49 – Pièce 5 achetée chez Misumi

Pièce achetée 6 :

■ Sélection de l'usinage des trous **D** (Trous traversants)

AIKD

Lorsque A=70 ou inf.

Lorsque A≥100

⊥ 0.02/100 X

Référence pièce		Corps de l'équerre			Trou traversant					Prix unitaire		
Type	H	A	W	T	T ₁	d	B	X	F	Y	G	
Trous traversants AIKD	60									25		
	70	60	60	10	10	6.5	35	30	-	30		25
	80											30
	90									35		35
	100	50	100	15	14	11	70	35	-	45		
		60	60	10	10	6.5	35	30	-	40		40
		100	100	15	14	11	70	45	40	45		
	150	70	100	15	14	11	70	40	-	45	75	60
		100										
	200	120	100	15	14	11	70	50	50	110	70	
	250	120	100	18	15	11	70	50	50	140	90	
	300									190	90	
	350	150	100	18	15	11	70	40	90	230	100	
	400									260	120	

⚠ Les parties du schéma sans dimensions spécifiques sont les mêmes que pour AIKFB (Type sans trou).

FIGURE 50 – Pièce 6 achetée chez Misumi

Pièce achetée 7 :

	Boulons hexagonaux_Boulons hexagonaux entièrement filetés		
	Référence pièce HXNA-SUS-M6-18		
Forme détaillée	[Standard] Standard	Vis nominale (M)	6
Longueur L (mm)	18	Matériau	[Acier inoxydable] Acier inoxydable
Traitement de surface	[Non fourni] N/A	Forme du trou de montage	[Non fourni] N/A
Pas(mm)	1	Forme supplémentaire	Standard
Type de filetage	Métrique, gros filet	Unité de vente	Quantité faible (achat possible à partir d'une pièce)
Application	Standard	Type à vis	Filet complet

FIGURE 51 – Pièce 7 achetée chez Misumi

Pièce achetée 8 :

	Vis à tête cylindrique_Vis d'assemblage à tête ronde, aluminium / A-0000		
	Référence pièce A-0625		20200528230631
Forme détaillée	Cylindrique	Vis nominale (M)	6
Longueur L (mm)(mm)	25	Matériau	Aluminium
Traitement de surface	NA	Forme du trou de montage	Tête à empreinte cruciforme
Pas(mm)	1	FORME D'EMBOUT	Extrémité plate
Forme supplémentaire	Standard	Type de filetage	Métrique, gros filet
Forme de base	Standard (rond)	Unité de vente	Boîte / paquet
Application	Standard	Type à vis	Filet complet

FIGURE 52 – Pièce 8 achetée chez Misumi

6.3 Dessin de détail de pièce d'interface avec la cellule de pesée

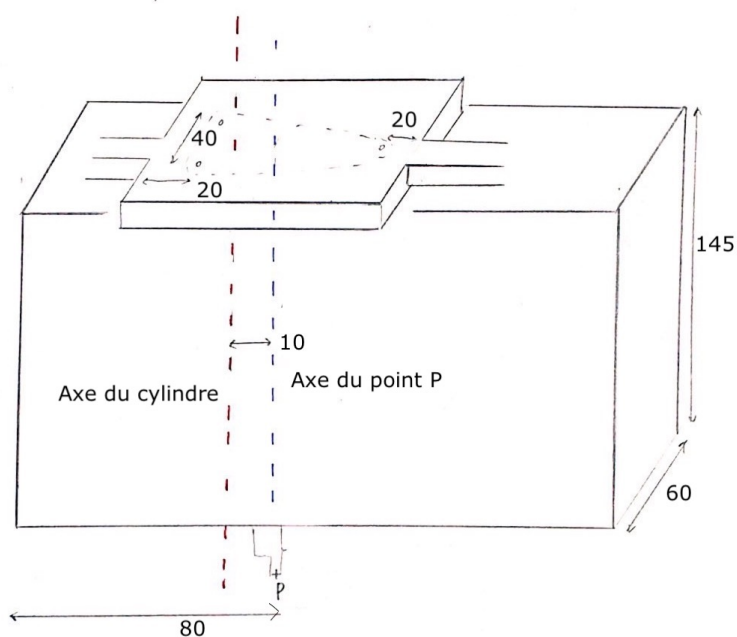


FIGURE 53 – Distance du point P à l'axe du cylindre

6.4 Autres annexes

Autre annexe 1 :

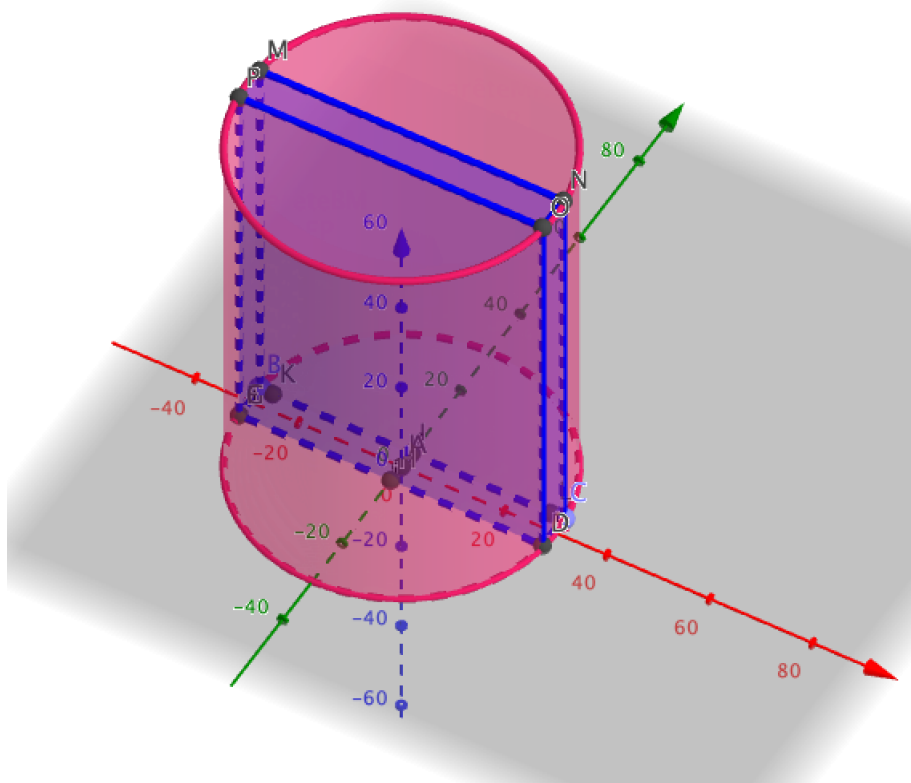


FIGURE 54 – Encombrement du mécanisme et encadrement limite

Autre annexe 2 :

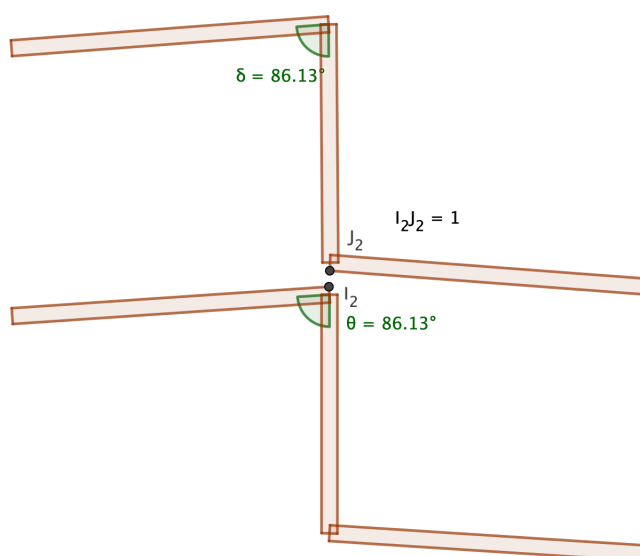


FIGURE 55 – Risque de collision ?

Autre annexe 3 :

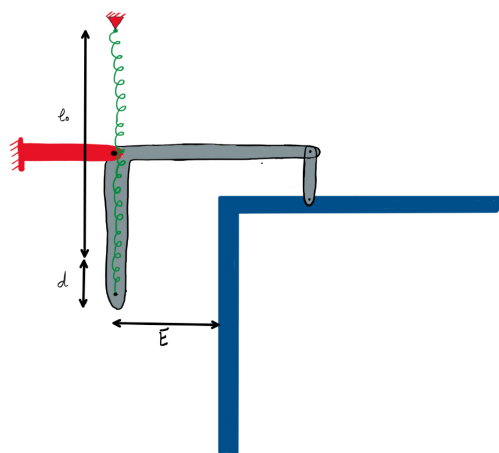


FIGURE 56 – Mécanisme de compensation au repos où $E = 50 \text{ mm}$

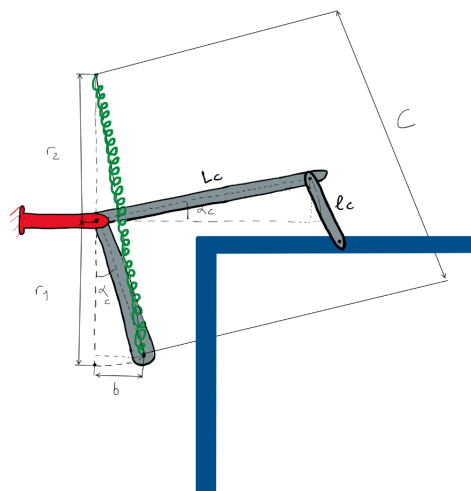


FIGURE 57 – Mécanisme de compensation dans sa position maximale où $b_{max} = 10 \text{ mm}$