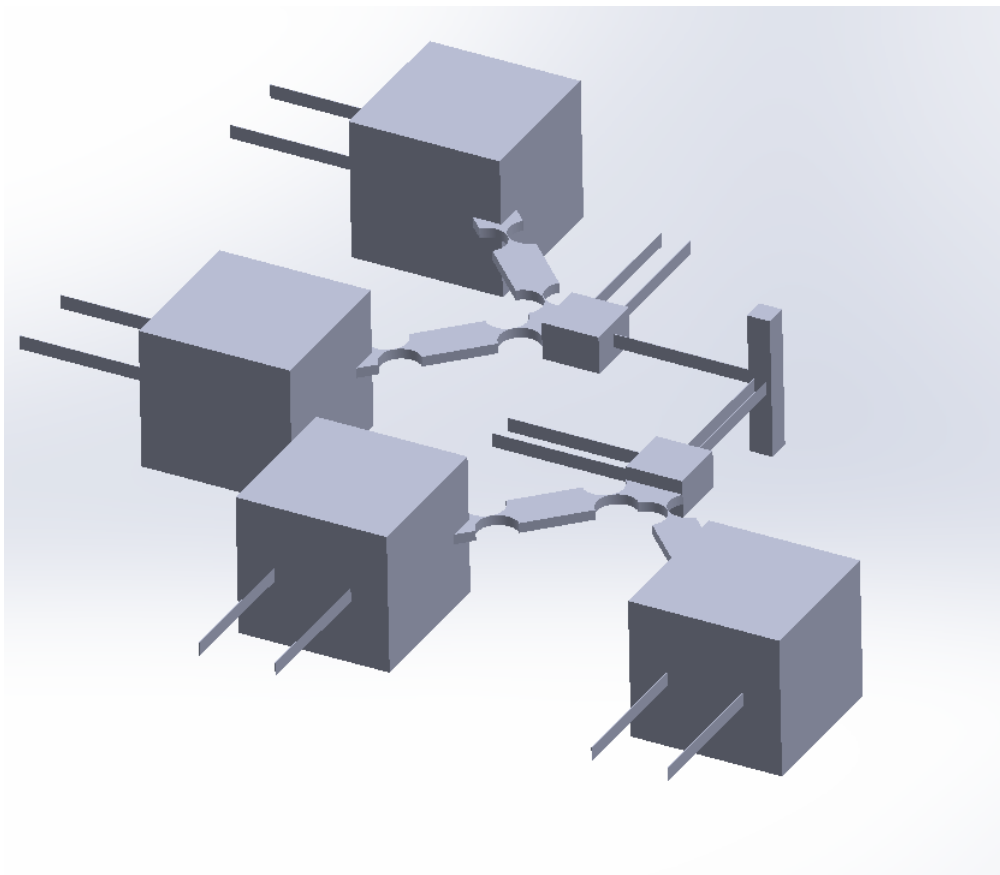




Projet de conception de mécanismes II

Balenced IsoSpring

Groupe 20

Imane Jennane

Oussama Jaffal

Mehdi Mekki Berrada

Enrique Bosch Tamayo

Cedric Alain Fournier

23 mai 2022

Table des matières

1	Introduction	3
2	Principe de fonctionnement	4
2.1	Explication du principe de fonctionnement	4
2.1.1	Architecture générale de la pendulette	4
2.1.2	Principe de l'oscillateur	4
2.1.3	Principe de l'équilibrage en force et en moment	5
2.2	Schéma cinématique de l'oscillateur représenté avec des articulations idéales . . .	5
2.3	Calcul de la mobilité selon la méthode de Grübler et discussion des éventuels hyperstatismes	6
2.4	Implémentation de la cinématique de l'oscillateur en guidages flexibles	6
2.5	Discussion qualitative de l'isotropie de la rigidité et de masse	7
2.5.1	Rigidité équivalente du système	7
2.5.2	Masse réduite du système	9
2.6	Mise en évidence des concepts originaux et explications spécifiques à la solution retenue	10
3	Dimensionnement du mécanisme	11
3.1	Valeur maximale des contraintes dans les guidages flexibles	11
3.2	Fréquence f de l'oscillateur	11
3.3	Rouage du système	12
3.4	Couple C_{max} du barillet	13
3.5	Puissance P_{Bmax} du barillet	13
3.6	Puissance P_{Omax} dissipée par l'oscillateur	13
3.7	Rayon de l'orbite R_{max} de l'oscillateur	13
3.8	Puissance P_{Omin} dissipée par l'oscillateur	14
3.9	Couple C_{min} et puissance P_{Bmin} délivrés par le barillet	14
3.10	Nombre de tours N et réserve de marche H de la pendulette	14
3.11	Étude des mouvements parasites du système	15
3.12	Tableau récapitulatif du dimensionnement du système	16
3.13	Mesures des lames et cols circulaires	17
3.14	Masses utilisés dans le mécanisme	18
4	Construction	19
4.1	Argumenter les choix faits pour la construction	19
4.2	Argumenter les choix des matériaux	20
4.3	Évaluation du prix	21
4.4	Calcul du cycle de vie	21
5	Conclusion	22
6	Annexes	25
6.1	Dessin de construction de la pendulette avec liste de toutes les pièces	25
6.2	Dessin de détail de la manivelle	27

Chapitre 1

Introduction

De par les limitations techniques des montres actuelles présentées dans l'énoncé de ce projet, nous nous sommes penchés sur la conception d'un mécanisme basé sur le concept d'Isospring dans le but d'implémenter l'oscillateur créé dans un module transportable.

Pour rappel l'Isospring est un concept qui a été inventé en 2014 par le Laboratoire de conception micromécanique et horlogère (Instant-Lab) et qui a pour but d'augmenter le facteur de qualité de manière conséquente en supprimant l'échappement dans le système oscillatoire. Tout cela est possible grâce aux guidages flexibles qui apportent une toute nouvelle dimension à l'horlogerie.

C'est pourquoi lors de ce projet nous serons au plus près de la recherche actuelle pour comprendre le fonctionnement des oscillations unidirectionnelles. Grâce à cela nous serons ensuite dans la capacité à produire une petite horloge à l'aide d'une oscillation à base de guidages flexibles. Nous montrerons ensuite comment se passe la transition entre la tige oscillante et le barillet grâce à un système d'engrenage. Puis le but final de ce projet est que l'oscillateur devra respecter le cahier des charges.

Le cahier des charges se compose en deux parties [1] :

La première partie s'applique à la base du projet, c'est à dire à la recherche et au choix de l'oscillateur. En effet notre mécanisme doit respecter les points suivants :

- Doit produire une force de rappel élastique linéaire et isotrope
- Doit posséder un centre de force indépendant de 0
- Avoir une masse en orbite se comportant comme une masse ponctuelle
- Que cette masse soit constante
- Etre insensible à la force de gravité (amplitude et direction)
- Etre insensible aux accélérations en translation
- Etre insensible aux accélérations en rotation

La deuxième partie va s'appliquer sur la partie du dimensionnement. Ainsi les contraintes suivantes doivent être respectées :

- Utiliser un barillet imposé
- Facteur de qualité Q imposé ainsi que les rendements manivelle-oscillateur et transmission par engrenages
- Avoir une fréquence de l'oscillateur compris entre $[0,15][\text{Hz}]$
- Avoir le rayon des orbites maximum et minimum compris entre $[0.3,4][\text{mm}]$
- Posséder une réserve de marche du garde temps supérieur à 8 jours
- La taille de la pendulette doit être au maximum de $70 \times 70 \times 140 [\text{mm}]$
- Un mécanisme supportant une durée de vie plus grande à 50 ans

A cela s'ajoute deux contraintes non obligatoires telles que :

- Avoir une température de fonctionnement de $20 \pm 10^\circ\text{C}$
- Avoir un coût maximum de fabrication de 7000 CHF

Chapitre 2

Principe de fonctionnement

2.1 Explication du principe de fonctionnement

2.1.1 Architecture générale de la pendulette

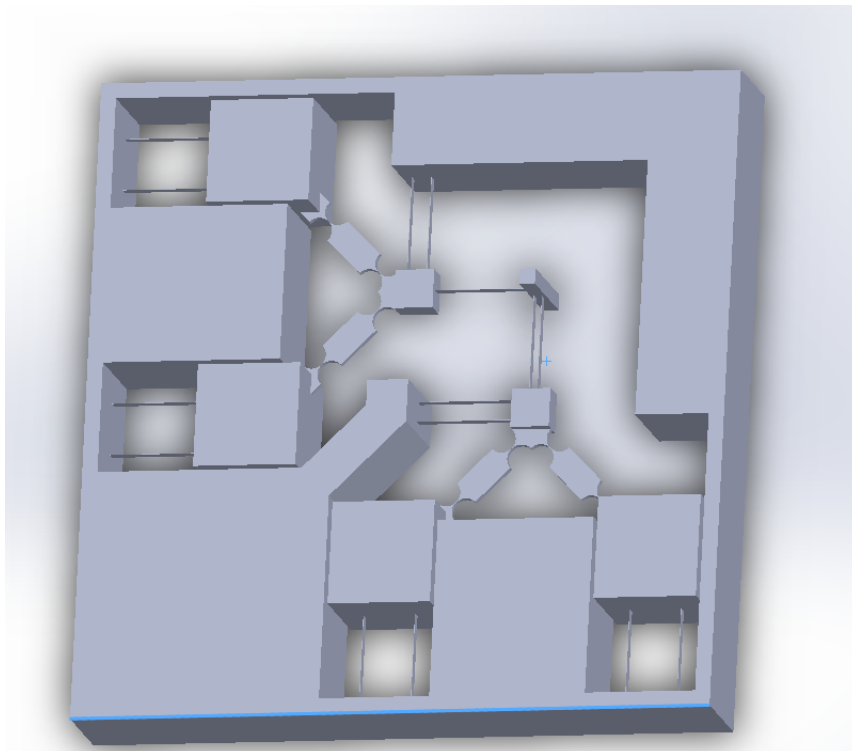


FIGURE 2.1 – Structure finale de notre pendulette

2.1.2 Principe de l'oscillateur

Le fonctionnement de notre oscillateur a la particularité d'être simple et efficace. Pour l'étudier nous pouvons négliger la moitié car il est symétrique selon l'axe x et l'axe y . Ainsi le mouvement ne se fait que dans un seul sens sur leurs axes respectifs. Si nous nous concentrons sur la partie de droite, nous remarquons facilement qu'il est composé de 2 grandes masses qui bougent selon x (en se référant sur la figure 2.1) et servent à donner l'impulsion, cette fois-ci selon l'axe y (ref 2.1) à la 3ème masse un peu plus petite qui se trouve au centre. Ainsi la dernière masse, qui se trouve être la tige oscillante, va suivre une course selon y . Par symétrie nous pouvons donc reproduire la même logique à la partie de gauche et nous nous retrouvons avec une tige d'oscillation qui effectuera une ellipse dans le plan x - y . Pour y voir plus clair, nous avons représenté le mécanisme en guidage idéal à la figure 2.2. Comme dit auparavant, le mécanisme est quasi symétrique. Cependant la masse M_C est fixé à 2 lames selon l'axe y et seulement 1 lame selon l'axe x . Cette différence est nécessaire pour empêcher un mouvement parasite de la masse autour de z (axe perpendiculaire au plan x - y).

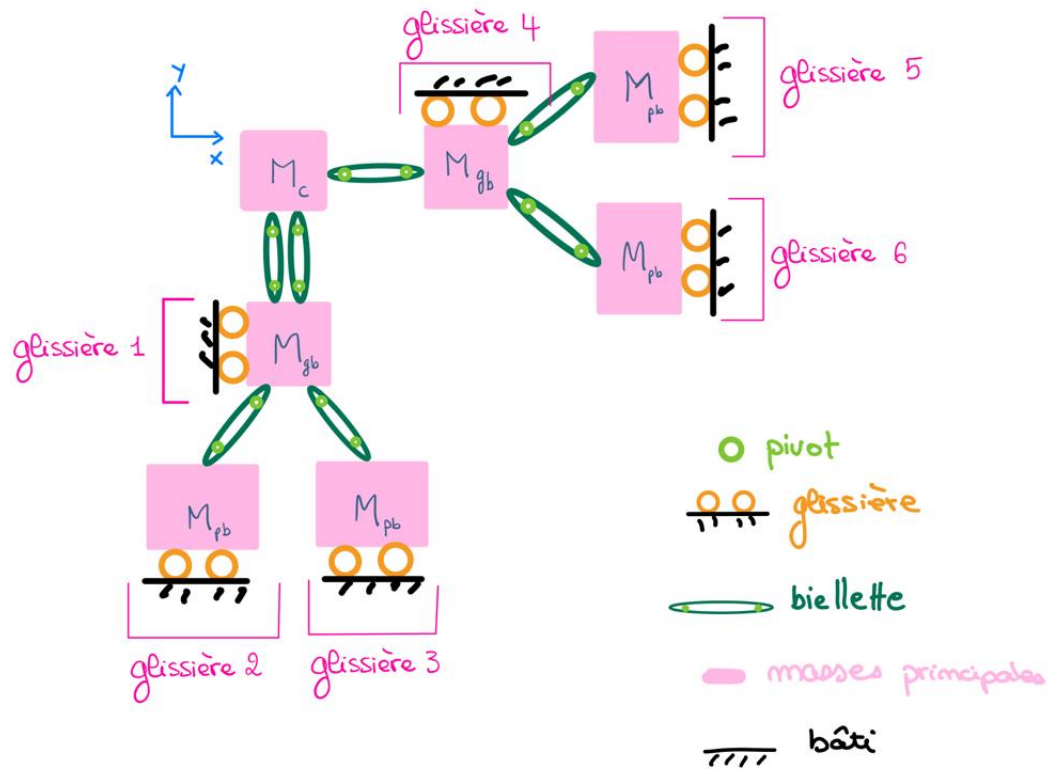


FIGURE 2.2 – Cinématique en guidages idéaux avec masses montrées

De plus nous pouvons aussi observer que si les masses M_{rb} s'éloignent entre elles, la masse M_{gb} ainsi que la tige d'oscillation vont descendre selon $-y$ ou x . A l'opposé si l'on rapproche les deux masses, le reste du mécanisme ira selon y ou $-x$.

2.1.3 Principe de l'équilibrage en force et en moment

Comme expliqué dans nos vidéos lors du premier rendu, l'équilibrage dynamique de notre système est obtenu grâce au fait que nos masses, situées aux extrémités, ont des mouvements opposés pour une même impulsion donnée au point d'oscillation.

De plus pour l'équilibrage en moment, nous avons conçu un système en 2D pour bloquer 2 rotations parmi les 3, ainsi, la rotation qui reste est bloquée par les 3 lames qui sont attachées à la tige d'oscillation.

Pour une question de simplicité, nous avons décidé de considérer que les 4 masses aux extrémités sont au minimum 10 fois supérieures aux autres masses afin de négliger l'impact des déplacements des blocs intermédiaires ainsi que ceux de la tige d'oscillation sur la position du centre de masse.

2.2 Schéma cinématique de l'oscillateur représenté avec des articulations idéales

Après de longues réflexions, nous avons optés sur l'oscillateur Isospring qui est représenté en articulation idéale ci-dessous :

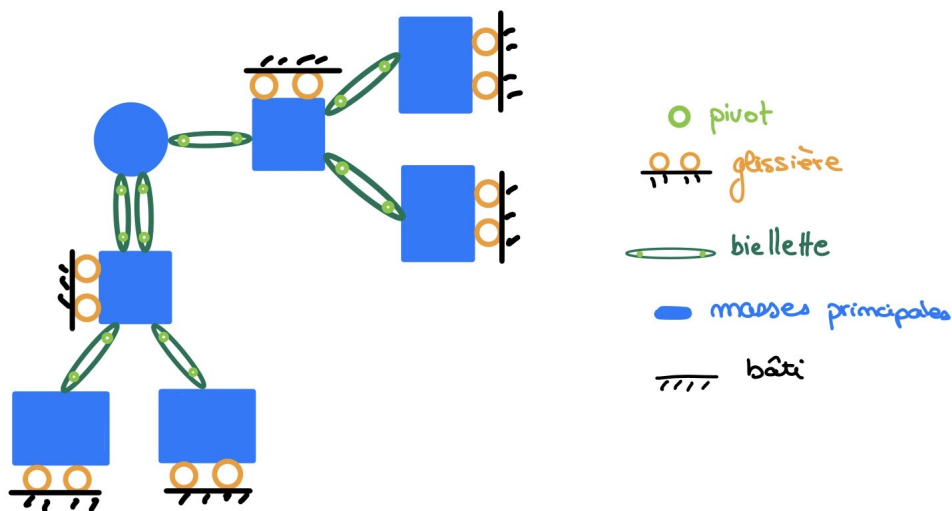


FIGURE 2.3 – Cinématique en articulations idéales

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

Le calcul de la mobilité de notre système est basé sur le schéma en guidages idéaux 2D. Nous avons :

Nombre de segments : $n = 7_{masse} + 7_{biellette} + 1_{bati} = 15$

Nombre d'articulations : $k = 6_{glissiere} + 14_{pivot}$ avec chacun un degré de liberté

On obtient alors un nombre de boucles $b = k - n + 1 = 6$

Ainsi, $M = \sum d_i - 3b$. Étant donné que notre système est constitué uniquement d'articulations avec 1 degré de liberté, on obtient $\sum d_i = 20 \times 1 = 20$. Donc :

$$M = 20 - 3 \times 6 = 2$$

Sachant que le mécanisme a deux degrés de liberté externes, que le déplacement de la pendulette se fait sur les axes X et Y, et qu'il n'y a aucun degré de liberté interne, il n'y a pas d'hyperstatisme : $DOH = DOF - M = 2 - 2 = 0$.

2.4 Implémentation de la cinématique de l'oscillateur en guides flexibles

Pour l'implémentation de notre oscillateur en guidages flexibles, nous avons décidé de remplacer chaque système masse+glissière par un système de tables à lames parallèles.

Nos bielles permettant le contact entre les tables à lames aux extrémités ont été remplacées par un système composé d'une masse connectée à nos tables via des cols flexibles. Les bielles en contact avec la masse oscillante, quant à elles, ont été remplacées par des lames pour éviter tout degré de liberté non désiré telle qu'une rotation du point d'oscillation par exemple.

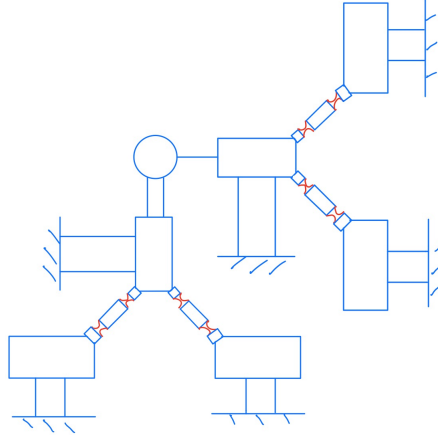


FIGURE 2.4 – Implémentation en guidage flexibles

2.5 Discussion qualitative de l'isotropie de la rigidité et de masse

2.5.1 Rigidité équivalente du système

Pour faciliter le calcul de notre rigidité équivalente de notre système, nous avons considéré un mouvement uni-axial d'amplitude 3 mm et nous avons ainsi appliqué ce que nous avons vu à travers le cours pour obtenir K_{eq} et M_{eq} .

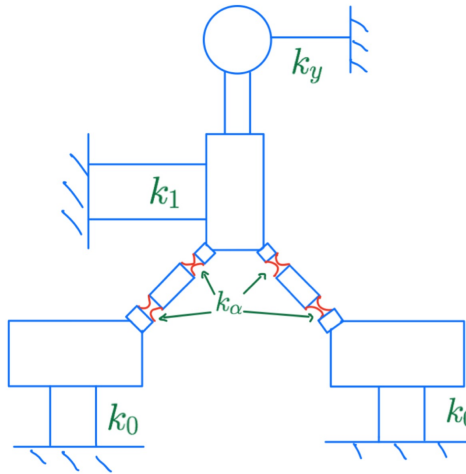


FIGURE 2.5 – Implémentation en guidages flexibles

$$\frac{1}{2}k_{eqx}x_d^2 = 4\left(\frac{1}{2}k_\alpha\alpha_d^2\right) + 2\left(\frac{1}{2}k_0x_d^2\right) + \frac{1}{2}k_1x_d^2 + \frac{1}{2}k_yx_d^2$$

$$\frac{1}{2}k_{eqx}x_d^2 = 2k_\alpha\frac{x_d^2}{4L^2} + k_0x_d^2 + \frac{1}{2}k_1x_d^2 + \frac{1}{2}k_yx_d^2$$

$$k_{eqx} = \frac{k_\alpha}{L^2} + 2k_0 + k_1 + k_y$$

Or d'après le formulaire des guidages flexibles [2] :

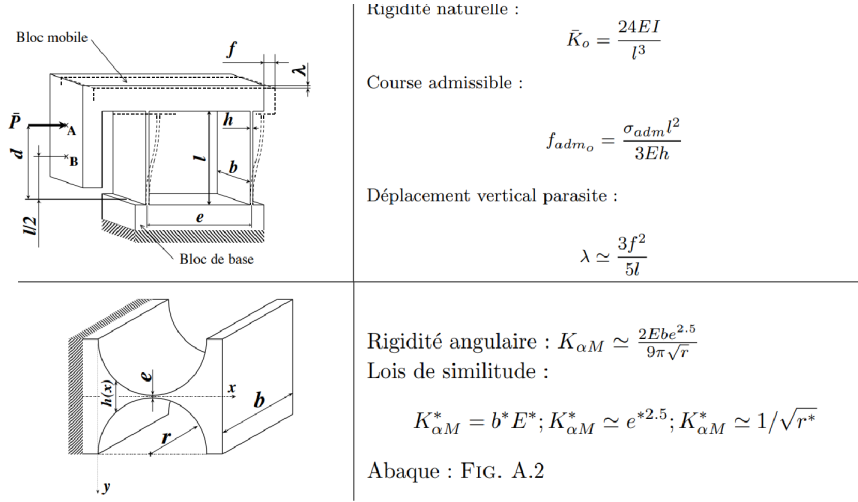


FIGURE 2.6 – Extrait du formulaire des guidages flexibles [2]

$$k_{\alpha} = \frac{2E \cdot b \cdot e^{2.5}}{9\pi\sqrt{r}}$$

$$k_0 = \frac{24E \cdot I_0}{l_0^3}$$

$$k_1 = \frac{24E \cdot I_0}{l_0^3}$$

$$k_y = \frac{12E \cdot I_1}{l_0^3}$$

Alors :

$$k_{eqx} = \frac{2E \cdot b \cdot e^{2.5}}{9\pi\sqrt{r}L^2} + \frac{48E \cdot I_0}{l_0^3} + \frac{24E \cdot I_0}{l_0^3} + \frac{12E \cdot I_1}{l_0^3}$$

$$k_{eqy} = \frac{2E \cdot b \cdot e^{2.5}}{9\pi\sqrt{r}L^2} + \frac{72E \cdot I_0}{l_0^3} + \frac{12E \cdot I_1}{l_0^3}$$

Avec :

$$I_0 = \frac{bh^3}{12}$$

$$I_1 = \frac{2bh^3}{12}$$

Le k_{eqy} de la deuxième partie du système :

$$\frac{1}{2}k_{eqy}x_d^2 = 4\left(\frac{1}{2}k_{\alpha}\alpha_d^2\right) + 2\left(\frac{1}{2}k_0x_d^2\right) + \frac{1}{2}k_1x_d^2 + \frac{1}{2}k_x x_d^2$$

$$\frac{1}{2}k_{eqy}x_d^2 = 2k_{\alpha}\frac{x_d^2}{4L^2} + k_0x_d^2 + \frac{1}{2}k_1x_d^2 + \frac{1}{2}k_x x_d^2$$

$$k_{eqy} = \frac{k_{\alpha}}{L^2} + 2k_0 + k_1 + k_x$$

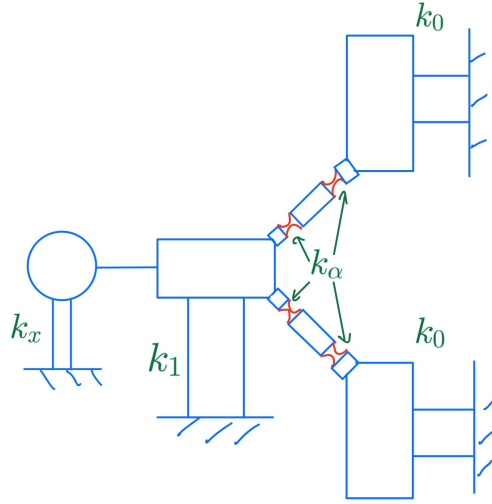


FIGURE 2.7 – Implémentation en guidages flexibles

Or selon le formulaire [2] :

$$k_\alpha = \frac{2E \cdot b \cdot e^{2.5}}{9\pi\sqrt{r}}$$

$$k_0 = \frac{24E \cdot I_0}{l_0^3}$$

$$k_1 = \frac{24E \cdot I_0}{l_0^3}$$

$$k_x = \frac{24E \cdot I_0}{l_0^3}$$

Alors :

$$k_{eqy} = \frac{2E \cdot b \cdot e^{2.5}}{9\pi\sqrt{r}L^2} + \frac{48E \cdot I_0}{l_0^3} + \frac{24E \cdot I_0}{l_0^3} + \frac{24E \cdot I_0}{l_0^3}$$

$$k_{eqy} = \frac{2E \cdot b \cdot e^{2.5}}{9\pi\sqrt{r}L^2} + \frac{96E \cdot I_0}{l_0^3}$$

Et nous avons que : $K_{eqx} = K_{eqy}$

Alors K_{eq} du système est égal à K_{eqx} et K_{eqy}

On obtient ainsi $K_{eq} = 197.4N \cdot m^{-1}$.

2.5.2 Masse réduite du système

Le calcul de la masse isotrope est effectué de manière similaire. De plus, pour plus de simplicité, nous avons choisi de poser que la vitesse v de l'objet oscillant serait égale à la vitesse v pour les modules de masses M_{bp} et M_{gp} . En premier lieu, nous avons calculé la vitesse angulaire w des modules de masse m pour ensuite poser l'équation permettant d'obtenir m_r :

Soit v_T la vitesse de déplacement de l'un des blocs rectangulaires. Alors la vitesse du centre de la masse m est :

$$v = \frac{\sqrt{2}v_T}{2}$$

Après mûres réflexions, nous avons décidé de choisir un $m_r = 0.05kg$

$$\frac{1}{2}m_r v^2 = 2 \cdot \frac{1}{2}M_{pb}v^2 + 2 \cdot \frac{1}{2}m \left(\sqrt{2}v \right)^2 + 2 \cdot \frac{I}{2} \cdot \left(\frac{\sqrt{2}v}{L} \right)^2 + \frac{1}{2} (M_{gb} + M_c) v^2$$

$$m_r = 2M_{pb} + 4m + \frac{bh^3}{3L^2} + \frac{1}{2} (M_{gb} + M_c)$$

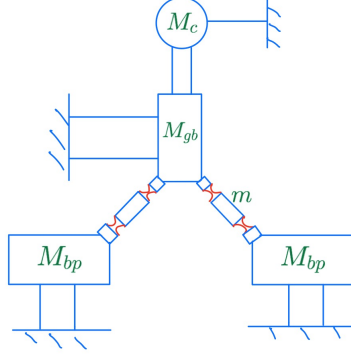


FIGURE 2.8 – Masses du système

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

Le concept le plus original dans notre oscillateur est le placement des masses de longueurs L dans notre schéma en articulations idéales (système masse + col en guidages flexibles) a été façonné afin de faciliter nos calculs pour K_{eq} et m_r .

En effet, après avoir discuté avec M.Henein ainsi qu'avec nos assistants, nous avons obtenus que si l'angle α entre la masse m ainsi que nos blocs mobiles était de 45 degrés, alors nous pourrions considérer qu'un déplacement d'amplitude x_0 sur l'axe X donné à l'oscillateur via le point d'oscillation reviendrait à un déplacement d'amplitude x_0 sur l'axe Y .

De plus, c'est ce choix qui nous a permis d'obtenir de façon rapide et efficace les expressions ci-dessus pour nos rigidités et masses équivalentes.

Chapitre 3

Dimensionnement du mécanisme

3.1 Valeur maximale des contraintes dans les guidages flexibles

Dans cette section, nous négligeons le mouvement parasite des lames et cols circulaires qui relient les masses au squelette du châssis de la pendulette. Nous négligeons aussi tout changement de la constante de rigidité des lames dû à une charge rajoutée par le poids du bloc posé sur la table.

Course maximale des tables à deux lames parallèles

Dans le système, toutes les tables à lames parallèles sont usinées avec les mêmes dimensions h , b , et l . Donc, nous admettons qu'elles ont la même course admissible :

$$f_{admT} = \frac{\sigma_{adm} l_0^2}{3Eh_0}$$

Nous obtenons une valeur f_{admT} qui est égale à : $5.64 \cdot 10^{-3}m$

Forces appliquées sur les tables à deux lames

Comme expliqué avant, nous aurons à calculer une seule charge critique pour toutes les lames. L'objectif de cette étude est de voir si la table peut supporter le poids du bloc fixé sur le haut. D'après le formulaire [] :

$$N_0 = \frac{8\pi EI}{l_0^2}$$

Ce qui donne une valeur $N_0 = 1,92N$

Course maximale des lames attachées à l'oscillateur

Dans cette partie, nous allons calculé la course maximale que peut admettre chaque lame qui est attachée à l'oscillateur avant rupture, avec la relation obtenue depuis le formulaire [] :

$$f_{admL} = \frac{2\sigma_{adm} l^2}{3Eh}$$

3.2 Fréquence f de l'oscillateur

Afin de calculer la fréquence de notre oscillateur, nous avons posé l'équation ci-contre :

$$f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K_{eq}}{m_r}}$$

en y incorporant les résultats de K_{eq} et m_r obtenus plus haut. On avait obtenu un $m_r = 0.05kg$ ainsi qu'un $K_{eq} = 197.4N \cdot m^{-1}$. Ainsi la formule nous donne une fréquence d'environ 10 Hz, ce qui respecte le cahier des charges.

3.3 Rouage du système

Engrenages								
N° du module	Barillet	M7	M6 [1tr/h]	M5	M4 [1tr/mn]	M3	M2	Manivelle
Nbr de dents roues	80	30	120	50	120	100	50	0
Roues diamètre primitif [mm]	32.8	12.3	49.2	20.5	49.2	41	20.5	0
Pignons nb de dents	0	10	10	10	10	10	10	10
Pignons diamètre pri- mitif [mm]	0	4.1	4.1	4.1	4.1	4.1	4.1	4.1
Vitesse angu- laire [rad.s ⁻¹]	$7.27 \cdot 10^{-5}$	$5.82 \cdot 10^{-4}$	$1.75 \cdot 10^{-3}$	$2.09 \cdot 10^{-2}$	$1.05 \cdot 10^{-1}$	1.26	12.57	62.83
Rapport i	8	3	12	5	12	10	5	— — —
Rendement [%]	100	98	96.04	94.12	92.24	90.39	88.58	53.15
Module [mm/dent]	$4.1 \cdot 10^{-1}$							
i_{tot}	864000							

En partant de la fréquence trouvée, à savoir $10Hz$ soit un $w = 2\pi f = 62.83$ pour la manivelle, On a recherché par tâtonnement un $w_{barillet}$ de grandeur 10^{-5} . Pour cela on a calculé qu'il nous fallait un i_{tot} d'environ 800000. C'est pourquoi nous avons choisi un $i_{tot} = 864000$, ce qui nous permet de diviser en un total de 6 roues avec en plus 1 barillet et 1 manivelle ($8 \cdot 3 \cdot 12 \cdot 5 \cdot 12 \cdot 10 \cdot 5$) pour un rendement total de 53.15 %. De plus, le rapport de transmission est donné par la formule : $i = w_{roue}/w_{pignon}$, ainsi les valeurs des vitesses angulaires des roues intermédiaires sont trouvées.

Ensuite pour avoir le nombre de dents par roues, nous avons : $i = d_{roue}/d_{pignon}$. Ainsi, en partant du nombre de dents du barillet, il est possible de déterminer les dents des roues et des pignons restants pour un i donné.

Une seule dimension pour tous les pignons est gardée pour faciliter les calculs. À cela s'ajoute le calcul pour trouver le diamètre primitif des roues et des pignons via la formule : $d = mz$ avec m le module donné dans le cahier des charges d'une valeur de $0,41 \text{ mm/dent}$ et z le nombre de dents précédemment calculé.

Finalement, par la division du i total, nous retrouvons le module M4 qui a une fréquence

d'exactement $1\text{tour}/\text{min}$, le module M6 qui a une fréquence de $1\text{tour}/\text{heure}$, et le barillet qui a une fréquence de 1 tour chaque 24h.

3.4 Couple C_{max} du barillet

Afin de trouver le couple C_{max} , nous avons utilisé la Fig 3 de la donnée, ce qui donne :

$$C_{max} = 110N \cdot mm = 0,11N \cdot m$$

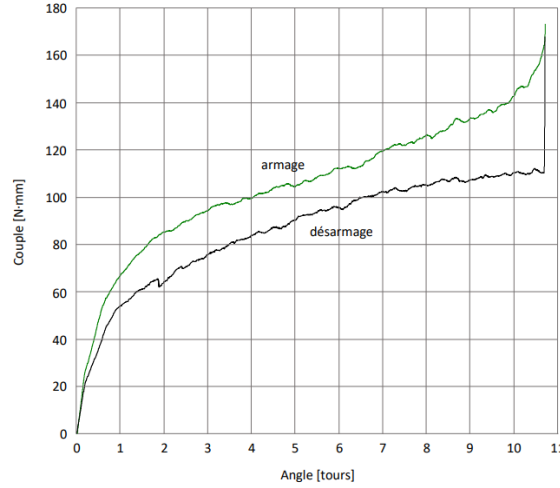


FIGURE 3.1 – Couple d'armage et de désarmage du barillet en [N.mm] en fonction du nombre de tours [tours]

3.5 Puissance P_{Bmax} du barillet

Afin d'obtenir la puissance maximale délivrée par le barillet, nous avons utilisé la formule suivante : $P(\text{Watt}) = C_{max} \cdot w_{\text{barillet}}$. Avec les valeurs obtenues auparavant un $w_{\text{barillet}} = 7,27 \cdot 10^{-5} \text{rad/s}$, et un couple $C_{max} = 0,11N \cdot m$. Ce qui nous donne ainsi un P_{Bmax} de $8 \mu W$.

$$P_{Bmax} = 8 \mu W$$

3.6 Puissance P_{Omax} dissipée par l'oscillateur

Étant donné que nous avons déjà posé tous les engrenages nécessaires à notre système, nous arrivons à trouver un rendement total de notre système de 0,5315. Ayant comme puissance initiale notre P_{Bmax} précédemment calculé et la relation du rendement $R = P_{\text{final}}/P_{\text{initial}}$.

Alors :

$$P_{Omax} = 0,5315 \cdot P_{Bmax} = 0,5315 \cdot 8 \cdot 10^{-6} = 4,2 \cdot 10^{-6} W$$

3.7 Rayon de l'orbite R_{max} de l'oscillateur

En utilisant la formule figurant dans la donnée du projet

$$P = \frac{8\pi^3 f^3 m r^2}{Q}$$

et les valeurs trouvées précédemment.

Alors :

$$R_{max} = 0,00056m = 0,56mm$$

.

3.8 Puissance P_{Omin} dissipée par l'oscillateur

Tout d'abord, afin d'obtenir notre rayon minimum, nous avons décidé de choisir une valeur $r = 0,3mm$ ce qui nous permet d'obtenir :

$$P_{Omin} = 1,24 \cdot 10^{-6}W$$

3.9 Couple C_{min} et puissance P_{Bmin} délivrés par le barillet

Pour faire ce calcul, nous faisons une approche similaire à celle expliquée au point 3.6 mais désormais dans l'autre sens étant donné que nous avons maintenant la puissance finale et non la puissance initiale. Alors :

$$P_{Omin} = \frac{P_{Bmin}}{0,5315} = 2,33 \cdot 10^{-6}W$$

Via la relation vue au point 3.5, C_{min} est :

$$C_{min} = 0,032N \cdot m = 32N \cdot mm$$

3.10 Nombre de tours N et réserve de marche H de la pendulette

D'après le graphe ci-dessous, le nombre de tours N qu'effectue le barillet entre son niveau d'armage maximum et son niveau d'armage correspondant à C_{min} est égal à 10 tours.

Grâce à la formule :

$$H = \frac{2\pi N}{w_{barillet}}$$

et ayant déjà toutes les valeurs nécessaires, nous arrivons à $H = 864000$ secondes.

$$H = \frac{864000}{60 \cdot 60 \cdot 24} = 10j$$

Ce qui respecte ainsi la condition posée sur la durée de la réserve de marche.

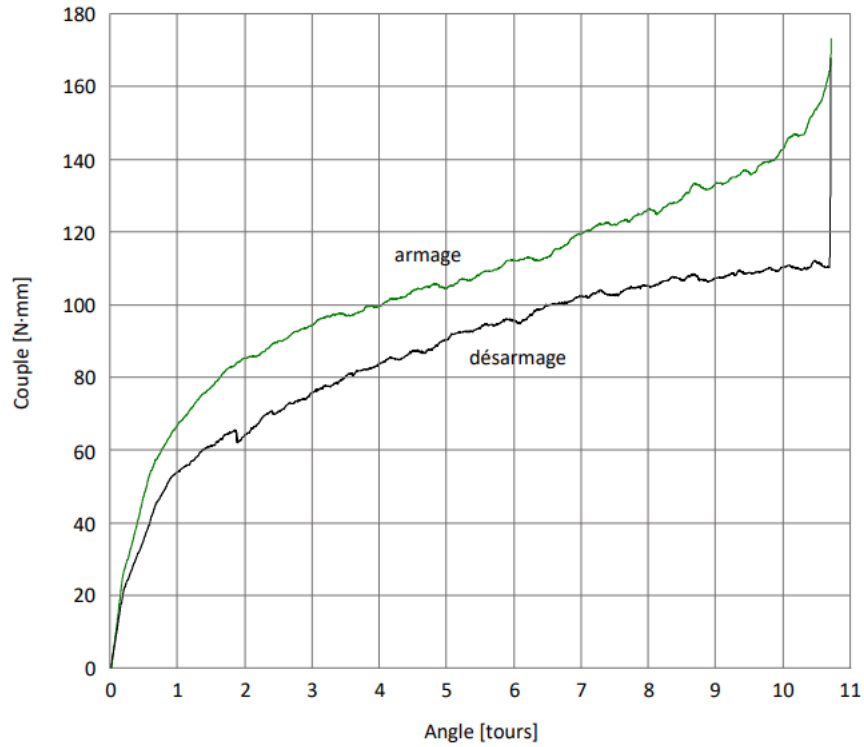


FIGURE 3.2 – Couple d’armage et de désarmage du barillet en [N.mm] en fonction du nombre de tours [tours]

3.11 Étude des mouvements parasites du système

En faisant une étude des mouvements parasites de notre système, nous remarquons qu’ils sont assez négligeables dans la cinématique du système. Nous remarquons aussi que cela a un avantage par rapport à l’équilibrage en force du mécanisme, puisque le déplacement en un sens des blocs les plus massifs M_{bp} en mouvement est compensé par le déplacement dans l’autre sens des petites masses M_{gb} et M_c .

3.12 Tableau récapitulatif du dimensionnement du système

Tableau récapitulatif	
R_{Omin} [mm]	0.3
R_{Omax} [mm]	0.555
Q	900
P_{Bmax} [W]	$8 \cdot 10^{-6}$
P_{Bmin} [W]	$2.33 \cdot 10^{-6}$
P_{Omax} [W]	$4.25 \cdot 10^{-6}$
P_{Omin} [W]	$1.24 \cdot 10^{-6}$
C_{max} [N * mm]	110
C_{min} [N * mm]	32.08
N [tours]	10
H [s]	864000
H [j]	10
M_{eq} [Kg]	0.05
K_{eq} [N/m]	197.38
f [Hz]	10

Alors d'après les conditions retrouvées au 3.1, nous constatons que tous les critères du système sont remplis.

3.13 Mesures des lames et cols circulaires

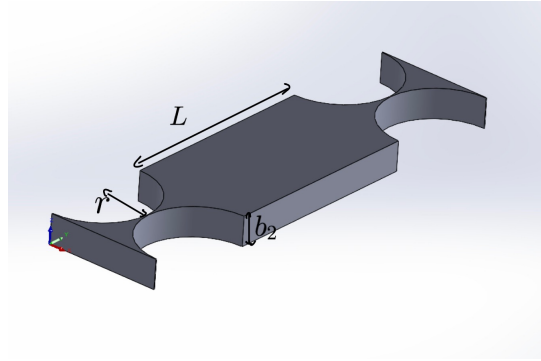


FIGURE 3.3 – Manivelle conque

r [mm]	1.99
b_2 [mm]	1
L [mm]	7

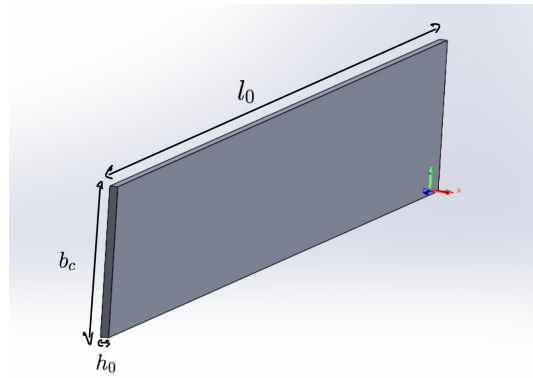


FIGURE 3.4 – Manivelle conque

h_0 [mm]	0.06
b_c [mm]	1.37
l_0 [mm]	14

Remarque :

Nous avons essayé de garder le rapport $r/e > 5$ comme expliqué dans la thèse du Professeur Henein [4] pour les cols circulaires dans la figure 3.3, et avons aussi calculé pour une charge critique donnée, sa force appliquée sur la table des lames, et pour les dimensions des masses utilisées, nous constatons que ces lames supportent bien la charge, et peuvent atteindre jusqu'au double de la charge qu'elles supportent dans notre système.

Pour ce qui est des constantes de rigidité : K_{eqx} et K_{eqy} , la valeur de $h_{0x} = 2^{1/3}h_{0y}$ pour avoir $K_{eqx} = K_{eqy}$.

3.14 Masses utilisés dans le mécanisme

$M_{bb} [Kg]$	0.024
$M_{gb} [Kg]$	$9.1 \cdot 10^{-4}$
$M_c [Kg]$	$1.09 \cdot 10^{-3}$

Chapitre 4

Construction

4.1 Argumenter les choix faits pour la construction

Comme nous travaillons sur un projet en guidages flexibles où les pièces mécaniques peuvent approcher des tailles en millimètre voir, au micromètre certaines fois, comme par exemple pour l'épaisseur d'une lame d'environ $60\text{ }\mu\text{m}$. De ce fait, une technologie d'usinage assez pointue est nécessaire.

C'est pourquoi notre choix s'était, au début, vite penché vers la technique de l'électroérosion à fil. Mais étant donné que cette méthode ne peut être utilisée uniquement dans le cas où le rapport d'élancement est inférieur à 60 et que nous obtenons avec nos mesures un rapport d'élancement beaucoup plus grand, nous avons décidé de nous orienter vers 2 autres méthodes.

En effet, l'une d'entre elle a été présentée par M.Henein et s'intitule usinage en tronçons. Cette méthode nous permettrait de fabriquer des lames dont l'élancement est supérieur à 60 en mettant plusieurs lames dont l'élancement est inférieur à 60 bout à bout et en libérant leurs ponts.

Le deuxième choix est plus axé vers l'avenir. Effectivement, nous nous sommes penchés sur une nouvelle technologie qui est la gravure ionique réactive profonde (DRIE) par plasma à couplage inductif (ICP)[3], qui est devenue un pilier du développement et de la production de dispositifs micro et nano structure, surtout en silicium. Bien que cette technologie ne soit pas encore développée à grand échelle, ou pour des matériaux plus résistants que le silicium, il peut être intéressant de s'y pencher de plus près et ainsi, pourquoi pas dans un futur proche, pouvoir effectuer un éventuel usinage de pièce en aluminium de plus en plus petite.

Pour la partie manivelle, nous utilisons l'électroérosion, car elle est composée du même acier que le mécanisme d'oscillation et la longueur de celle-ci reste inférieure au centimètre. Comme on peut le voir sur la photo ci-dessous, c'est une pièce facilement usinable grâce à ce procédé.

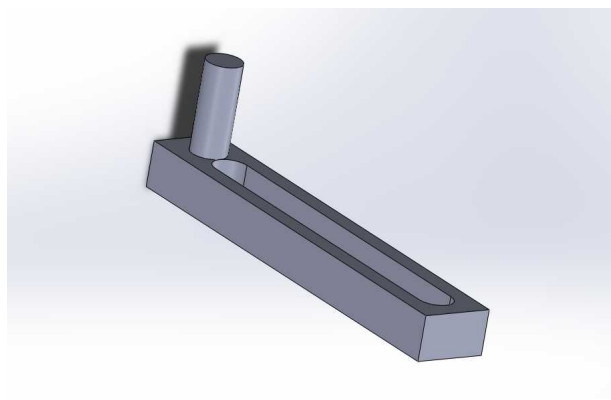


FIGURE 4.1 – Manivelle conçue

L'extension circulaire de la pièce est connectée à un roulement à billes qui lui permet d'avoir une rotation autour de l'axe z . La cavité dans la partie rectangulaire, sert à ce que la tige se trouvant sur le bloc oscillateur puisse se déplacer le long de la pièce en fonction de r_{Omax} ou r_{Omin} . Ainsi, la tige peut osciller selon un mouvement circulaire ou elliptique, ce qui va permettre à l'extension circulaire de tourner sur elle-même autour de z . C'est comme cela que le mouvement

d'oscillation sera transmis au premier pignon qui va se trouver justement sur cette extension.

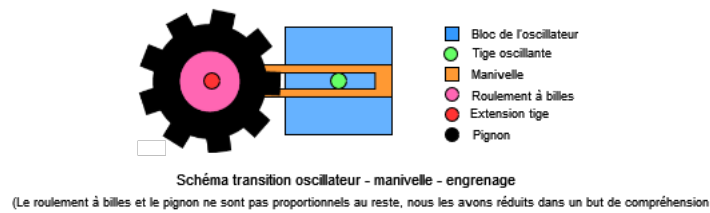


FIGURE 4.2 – Schéma vu du dessus de notre transmission Manivelle/Roues dentées

Pour finir, on a les engrenages dont le premier module M2 se connecte au 1er pignon qui se trouve sur l'extension. Pour faciliter l'assemblage, on a choisi de prendre un seul type de pignon à 10 dents, de rayon primitif de 4,1mm. On peut retrouver ce genre de pièce directement chez un fournisseur. Pour les roues, nous avons :

- 1 roue de 30 dents (z), d'un diamètre primitif (dp) de 12,3 mm
- 2 roues de 50 z, d'un dp de 20,5 mm
- 1 roue de 100 z, d'un dp de 41 mm
- 2 roues de 120 z, d'un dp de 49,2 mm

Toutes les roues peuvent être directement commandées chez des fournisseurs. L'avantage d'avoir peu de roues différentes permet une importation moins complexe et plus facile avec les fournisseurs. Le mécanisme d'engrenage est monté de la manière suivante schématiquement :

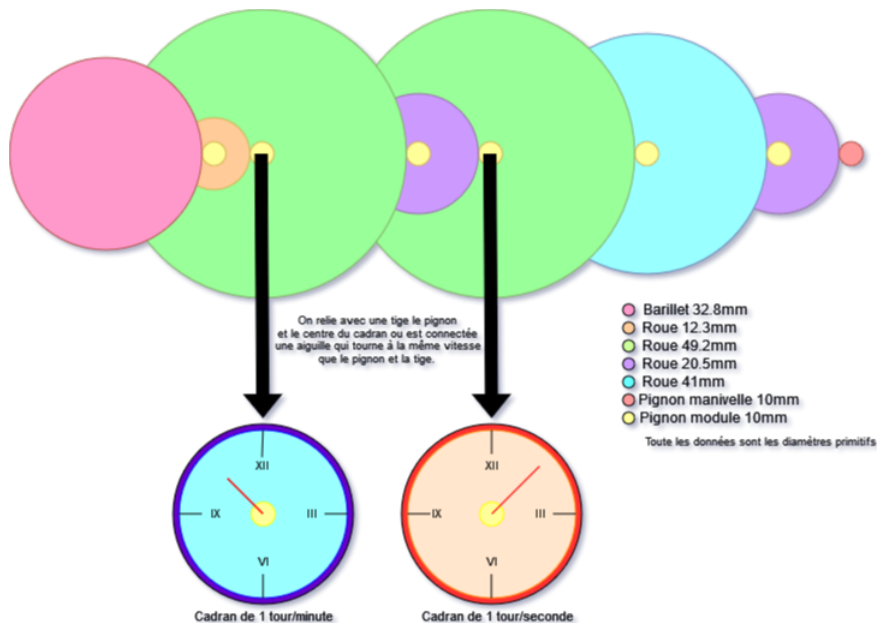


FIGURE 4.3 – Schéma de notre transmission à roues dentées + cadran de montre

4.2 Argumenter les choix des matériaux

Le choix des matériaux est un point crucial pour le développement de notre mécanisme car il a un impact sur beaucoup de variables. Pour cela il nous a fallu regarder tous les matériaux susceptibles de correspondre à notre cahier des charges et nous sommes rapidement tombés sur l'Aluminium Avional 660-662 qui a un module de Young raisonnable pour les cols, ainsi que la masse qui y est liée, et l'Acier pour le reste du mécanisme.

Nous avons vite remarqué que le fait d'utiliser un autre matériau allait nous causer des problèmes au niveau de l'usinage de nos pièces dû à leurs tailles, puisque même le collage ne sera pas une bonne alternative pour assembler l'Aluminium et l'Acier. Pour ces raisons d'usinage, nous avons décidé de tout unifier et d'utiliser l'Acier Maraging W70, et ne pas alterner avec l'Alu Avional 660-662. Ce type d'Acier a la particularité d'être très rigide grâce à son module de Young qui est assez élevé, environ 193 GPa, et a l'avantage d'avoir une bonne endurance matérielle $\sigma = 100 \text{ Mpa}$.

4.3 Évaluation du prix

En ce qui concerne les prix, il a été difficile de trouver les chiffres facturés par les fournisseurs. C'est pourquoi pour la technique d'électroérosion, le professeur S.Henein nous a donné une valeur approximative du coût de 1CHF/mm. Ainsi, nous avons calculé la distance parcourue pour former chaque pièce et nous sommes arrivés à un total de 6431 CHF. Malheureusement, avec cette technique, il est difficile d'estimer le prix de fabrication de toute petite pièce comme des cols, ou lame, c'est pour cela qu'on a dû estimer de grandes valeurs pour toute la manœuvre nécessaire à ce genre d'opération. Toutes les valeurs ont été reportées sur le tableau ci-dessous :

	Unité [CHF]	Total [CHF]
CALCUL PRIX [CHF/MM]		
Grande masse	86.088	688.704
Petite masse	26.278	105.112
Bloc oscillateur	60.536	60.536
Prix matière		0.22
Lame	0.03086	0.33946
Col	0.022471755	0.17977404
Lame travaille manuelle	(ESTIMATION)	2000
Col travaille manuelle	(ESTIMATION)	3000
Bâti	100	100
Pignon	5	35
Roue	15	105
Barillet	60	60
Manivelle	26.4	26.4
Manivelle manuelle	(ESTIMATION)	250
Total		6431.49

FIGURE 4.4 – Liste des prix

4.4 Calcul du cycle de vie

Pour le calcul de la durée de vie, une fréquence initiale de 10Hz a été utilisée. Cela veut dire qu'en une seconde, l'oscillateur fera 10 tours d'orbite. De plus, en un tour d'orbite, l'oscillateur effectuera un aller-retour, soit deux flexions par tour. En combinant les 2 premières équations, nous trouvons qu'il y a 20 flexions par seconde. Sachant que dans une année de 365 jours il y a $3,1 \cdot 10^7$ secondes, il est possible de calculer le nombre de flexions maximum que fera l'oscillateur sur 50 ans. Le calcul nous donne $50 \cdot 3,1 \cdot 10^7 \cdot 20 = 3,15 \cdot 10^{10}$. Alors, il est nécessaire de déterminer si le nombre de cycles permet une durée de vie de plus de 50 ans. Pour cela, nous ne pouvons qu'extrapoler étant donné que nous n'avons pas la possibilité de faire des tests expérimentaux. Cependant, comme nous avons choisi un facteur de sécurité de 2, qui convient à un nombre de cycle de grandeur 10^{10} , sans parler du fait que le mécanisme ne fait que 1/10 de sa course maximale possible, ce qui impactera positivement la longévité du système, alors nous pouvons conclure que la durée de vie du mécanisme sera supérieure à 50 ans.

Chapitre 5

Conclusion

Pour commencer, le principal point positif de ce projet a été qu'il nous a permis de plonger dans un cas concret d'application de la théorie vue en cours pendant cette année. Avec l'aide de mes camarades, nous avons pu nous rendre compte, ne serait-ce qu'un peu, à quoi ressemble un vrai projet de recherche en ingénierie mécanique avec au début une partie plus amusante et créative qui consistait à rechercher des idées de fonctionnement d'un oscillateur Isospring, puis à une seconde partie plus crue et mathématique pour calculer le dimensionnement de notre oscillateur. Ce projet a permis aussi de réunir 5 individus différents autour d'un même projet et de mettre à toute épreuve nos compétences ainsi que notre capacité à communiquer pour mettre nos idées en commun.

En ce qui concerne les problèmes que nous avons rencontrés (beaucoup), il y en a un qui nous a particulièrement ralenti et c'est celui du dimensionnement. En effet, nous avons dû modifier une centaine de fois le tableau de dimensionnement pour que toutes les valeurs coïncident entre elles pour respecter toutes les demandes du cahier des charges. Malgré tout nos efforts, nous avons finalement réussi à produire un mécanisme qui répond à quasiment toutes les exigences du cahier des charges. En effet, nous obtenons un système un peu plus grand que les limites qui nous ont été données. De plus, nous n'avons pas pris en compte la température dans nos calculs car elle n'était pas nécessaire dans le cahier de charge.

La comparaison avec ce dernier est donnée dans le tableau ci-dessous :

Conformités au cahier des charges	
Fréquence nominale $1 < f < 15$ [Hz]	10Hz
Rayon orbite maximum $0.3 < r < 4$ [mm]	0.55
Rayon orbite minimum $0.3 < r < 4$ [mm]	0.3
$H > 8j$	10j
Encombrement maximum 70x70x140 [mm ⁴]	89x89x140
Durée de vie supérieure à 50ans	Oui
Prix de fabrication inférieur à 7000 CHF [CHF]	6431 CHF
Masse réduite constante, indépendante de r et θ	50 g
Insensibilité à l'amplitude et à la direction de la gravité	Oui
Insensibilité aux accélérations en translations et en rotations	Oui
Force de rappel élastique linéaire et isotrope	Oui
Centre de force indépendant de θ	Oui
Masse ponctuelle se comporte comme masse réduite	Oui

Bibliographie

- [1] Cahier des charges du projet Biso
- [2] Formulaire des guidages flexibles de Simon Henein
- [3] <https://123dok.net/article/gravure-ionique-r%C3%A9active-profonde-drie-gravure-plasma.6zkexl4z>
- [4] Simon HENEIN. « Conception des structures articulées à guidages flexibles de haute précision ». In : (jan. 2000). DOI : 10.5075/epfl-thesis-2194.

Chapitre 6

Annexes

- 6.1 Dessin de construction de la pendulette avec liste de toutes les pièces

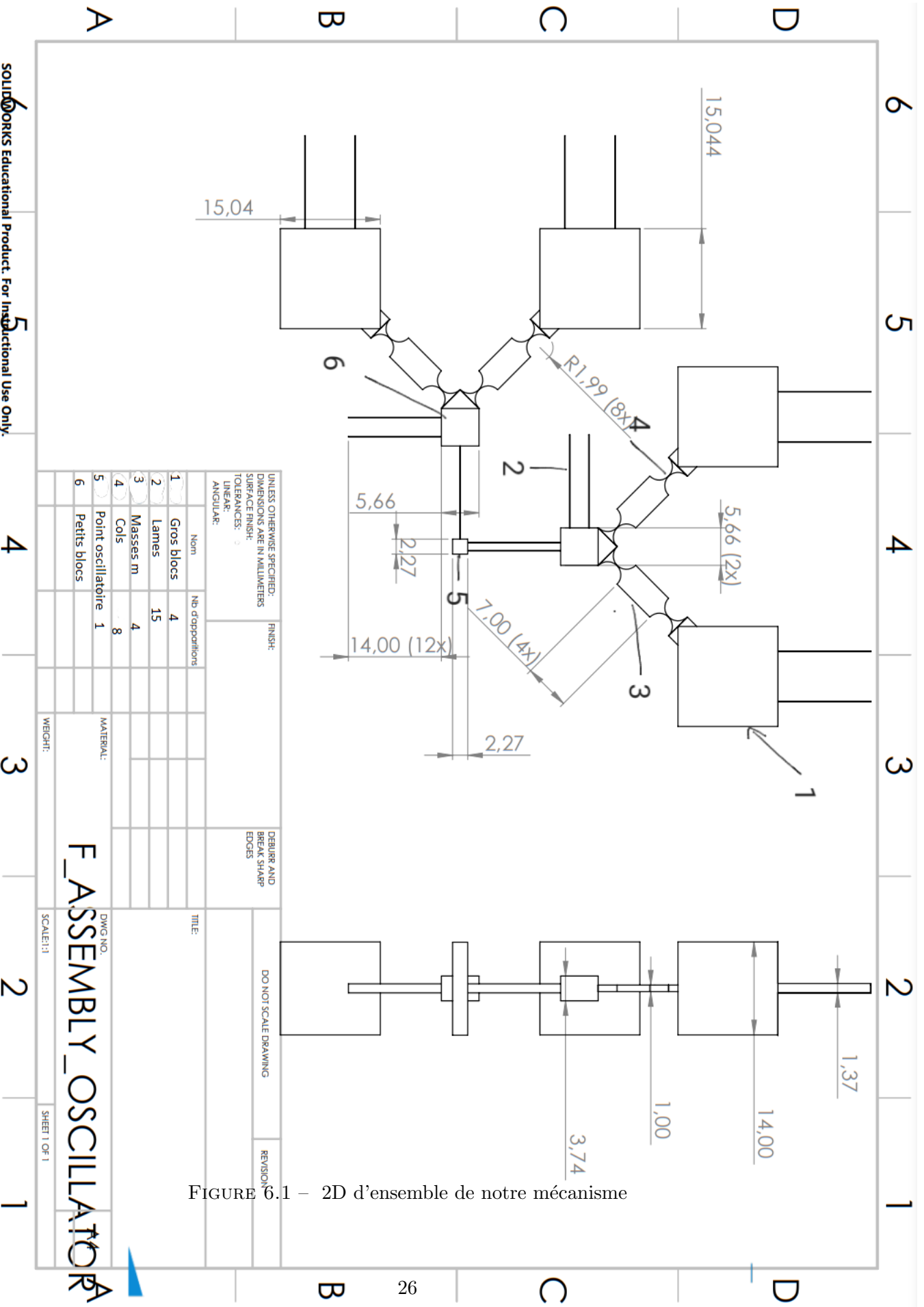


FIGURE 6.1 – 2D d'ensemble de notre mécanisme

6.2 Dessin de détail de la manivelle

