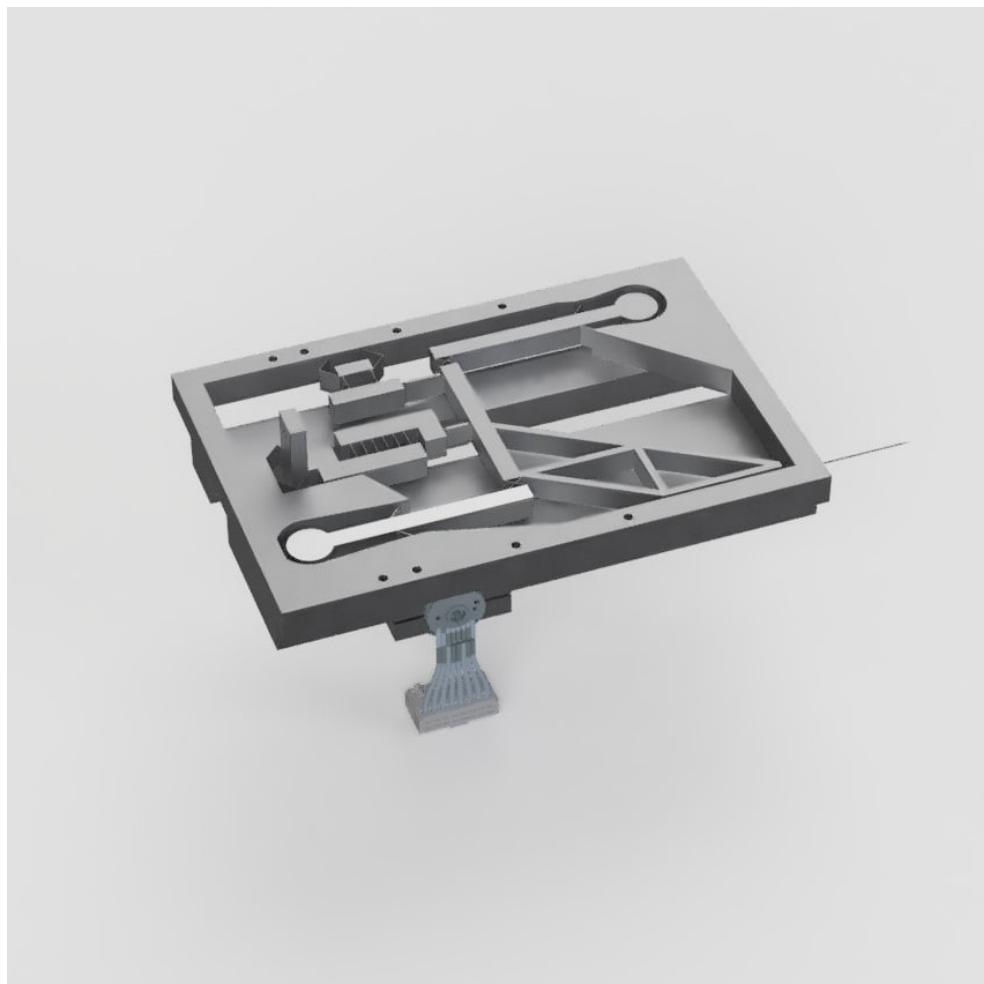


EPFL

DYNABAL : BALANCED-DYNAMOMETER

CAPTEUR DE FORCE À RIGIDITÉ RÉGLABLE INSENSIBLE
AUX ACCÉLÉRATIONS EN TRANSLATION ET ROTATION



SECTION MICROMECHANIQUE - GROUPE 4

CHALUT Clément	326251
BUSSET Olivia	345020
DUFOUR Romain	327283
ROBSON Nicolas	325334
KLEIN Romain	327078

Table des matières

1	Introduction	3
2	Principe de Fonctionnement	4
2.1	Explication du principe de fonctionnement	4
2.1.1	Architecture générale du capteur	4
2.1.2	Principe de compensation de rigidité	4
2.1.3	Principe de l'équilibrage (analyse qualitative)	5
2.1.4	Principe de réglage du zéro	6
2.1.5	Principe du système vis-écrou	6
2.2	Schéma cinématique du corps d'épreuve (articulations idéales)	7
2.3	Mobilité du corps d'épreuve (Grübler)	7
2.4	Schéma cinématique du corps d'épreuve (guidages flexibles)	8
2.5	Discussion qualitative de la linéarité du rapport de transmission (i constante).	8
2.6	Concepts originaux et solution retenue	9
3	Dimensionnement du mécanisme	10
3.1	Étude générale du système	10
3.1.1	Présentation du protocole de l'étude	10
3.1.2	Étude empirique du système	10
3.1.3	Étude des résultats	12
3.2	Mesures et valeurs demandées	12
3.2.1	Débattements des articulations flexibles	12
3.2.2	Contraintes maximales et admissibles de chaque articulation	13
3.2.3	Réglage de la rigidité ($q_p, d_p, R_{\alpha p}, R_p$)	15
3.2.4	Réglage du zéro	15
3.2.5	Couples moteur M_p et M_z maximaux	15
3.2.6	Énergies potentielles élastiques des guidages	17
3.2.7	Énergie potentielle élastique totale du corps d'épreuve	19
3.2.8	Coefficients des polynômes approximant $F(x)$	20
3.2.9	Plage de réglage de rigidité du mécanisme et non linéarité relative	21
3.2.10	Résolution de mesure R_F du capteur	22
3.2.11	Force maximale mesurable	22
3.2.12	Gamme dynamique virtuelle du capteur D_{F_v}	22
4	Discussion	23
4.1	Validation et corroboration du Modèle MATLAB via Simulation 3D	23
4.2	Séquence de réglage	23
4.3	Conformité avec le cahier des charges	25
4.4	Effets des tolérances de fabrication	25
4.5	Performance	25

4.5.1	Fatigue	25
4.5.2	Force de $\pm 2N$ sans dommage irréversible	26
4.5.3	Température de fonctionnement : $T_{fonc} = 20 \pm 30^\circ\text{C}$	26
4.5.4	Prix de fabrication indicatif inférieure à 8000.- CHF	26
5	Construction	27
5.1	Assemblage	27
5.2	Choix des matériaux	27
6	Conclusion	28
7	Annexes	29

1. Introduction

La miniaturisation effrénée des composants électroniques au cours des dernières décennies a entraîné la nécessité de développer des outils toujours plus performants. Dans ce contexte, le projet DYNABAL se concentre sur la conception d'un capteur de force à résolution nanométrique utilisant des guidages flexibles. La réalisation de ce projet repose sur un équilibrage dynamique du corps d'épreuve ainsi que sur des procédés d'usinage de pointe permettant de relier la vision conceptuelle à la réalité pratique. L'utilisation d'outils numériques tels que Fusion, Matlab et Geogebra a joué un rôle essentiel dans le déroulement du projet, permettant de vérifier les hypothèses et d'évaluer les performances réelles. L'importance primordiale accordée au développement d'une précision extrême, ainsi qu'à une large plage et linéarité de mesure, vise à refléter les besoins du secteur industriel ciblé et la pertinence même du capteur pour ce dernier.

Dans ce rapport, les références aux différentes sections du texte en bleu, ainsi que les numéros de pages dans les annexes et la table des matières sont clickables.

2. Principe de Fonctionnement

2.1 EXPLICATION DU PRINCIPE DE FONCTIONNEMENT

2.1.1 ARCHITECTURE GÉNÉRALE DU CAPTEUR

Le corps d'épreuve est conçu selon le principe d'un mécanisme de Watt. La trajectoire de la barre de Watt est considérée rectiligne pour de petits déplacements (par rapport à son centre), conformément aux simulations dynamiques Geogebra réalisées (3.1.2).

Cette architecture permet d'obtenir l'équilibrage en force et en moment (FM) avec un minimum de complexité, par des masses rattachées aux extrémités des poutres.

La sonde est encastrée dans la barre de Watt et suit donc une translation verticale. La force appliquée est directement proportionnelle au déplacement vertical de celle-ci, dans l'approximation des petits angles de déplacement avéré extrêmement fiable (3.1.2). Le rapport de transmission final du système est donc de un.

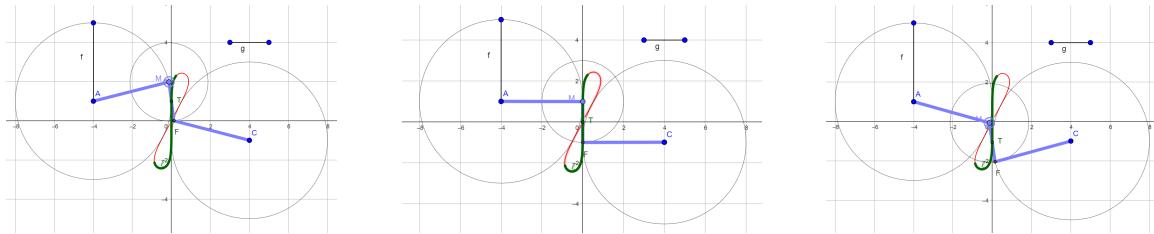


FIGURE 2.1 – Mouvement de la barre de Watt

2.1.2 PRINCIPE DE COMPENSATION DE RIGIDITÉ

La compensation de la rigidité est contrôlée à l'aide de l'ensemble du bloc moteur et du module de transmission, le bloc jaune. Celui-ci se déplace horizontalement dans la figure ci-dessous (figure 2.2) et met sous tension les lames entre les blocs violet et bleu. Le bloc bleu appuie ensuite sur la lame horizontale, qui se charge en énergie potentielle élastique. La position de l'application des forces sur le bloc violet ainsi que le bloc bleu est importante afin d'éviter la création de mouvement parasites, c'est pour cela que les deux points d'application sont alignés avec le centre des lames verticales.

La rigidité est compensée à travers un apport d'énergie mécanique par un moteur, faisant ainsi approcher le mécanisme du régime bistable, sans jamais l'atteindre. La force générée par le moteur, indirectement reliée à la barre de Watt, via un module de transmission, une table à six lames et une lame de précharge (figure 2.2) sera entièrement responsable de la précharge. L'approche d'une rigidité faible dépendra de la précision du moteur et de son système de transmission. Cette table à multiples lames ainsi que la lame de précharge constituent notre module de compensation de rigidité (2.3).

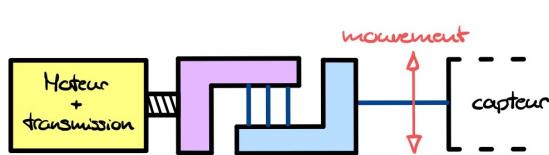


FIGURE 2.2 – K réglable, ressorts repos

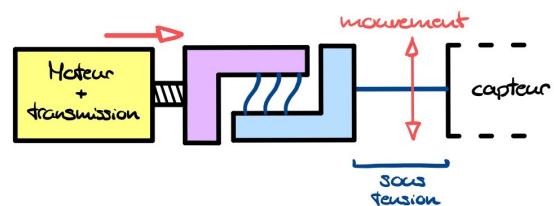


FIGURE 2.3 – K réglable, ressorts chargés

2.1.3 PRINCIPE DE L'ÉQUILIBRAGE (ANALYSE QUALITATIVE)

Lors de la conception du mécanisme final, un choix initial a été fait en utilisant une glissière matérialisée par une bielle (mécanisme de Watt) équilibré en moment mais pas en force (figure 2.4). Lorsque cette bielle est accélérée verticalement, la sonde peut se déplacer librement sur la glissière, ce qui signifie qu'elle n'est pas immobile par rapport au reste du système. Pour équilibrer le système en force, les lames du mécanisme de Watt ont été remplacées par un pivot. Ce pivot est relié d'un côté à une masse et de l'autre à une biellette, qui est à son tour reliée à la sonde. Avec ce pivot asymétrique (2.5), le mécanisme n'est plus équilibré en moment. Par conséquent, par souci de symétrie, il est nécessaire de dupliquer le module pivot+masse. Lorsque les masses sont égales, les deux pivots tournent dans des sens opposés.

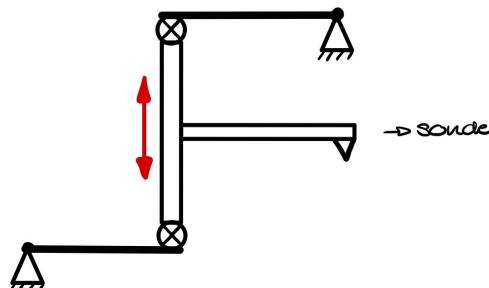


FIGURE 2.4 – Équilibrage en moment

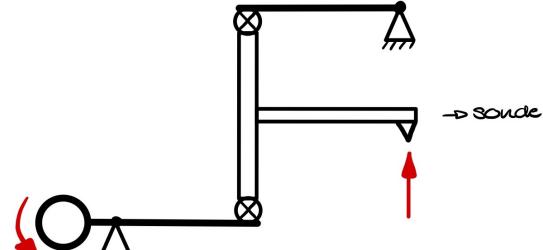


FIGURE 2.5 – Équilibrage en force

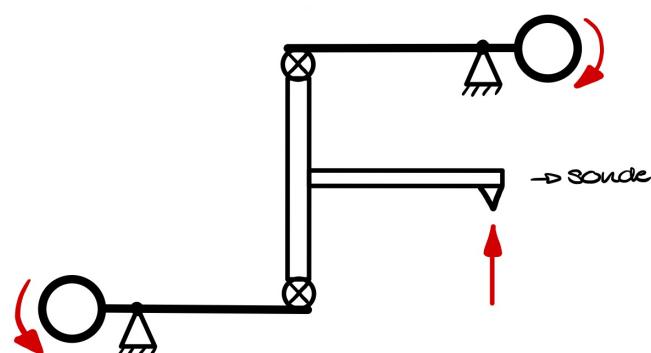


FIGURE 2.6 – Schéma guidages idéaux final (FM)

Avec ces 2 modules, le mécanisme est équilibré en force et en moment.

2.1.4 PRINCIPE DE RÉGLAGE DU ZÉRO

Le réglage du zéro fonctionne de manière analogue à un ressort dont la pré-tension/pré-compression serait réglable. Dans notre cas, nous agissons sur une lame en cisaillement. Ce module est également contrôlé par un moteur couplé à un module de transmission. Celui-ci met sous tension la première lame entre les blocs violet et bleu, la force résultante induit un déplacement du capteur attaché à la sonde en rose. La table à lames entre les blocs bleu et vert permet d'enlever un degré d'hyperstatisme créé par le mouvement parasite de la première lame et du mécanisme de watt (le bloc se déplace légèrement vers la droite dans la figure 2.7).

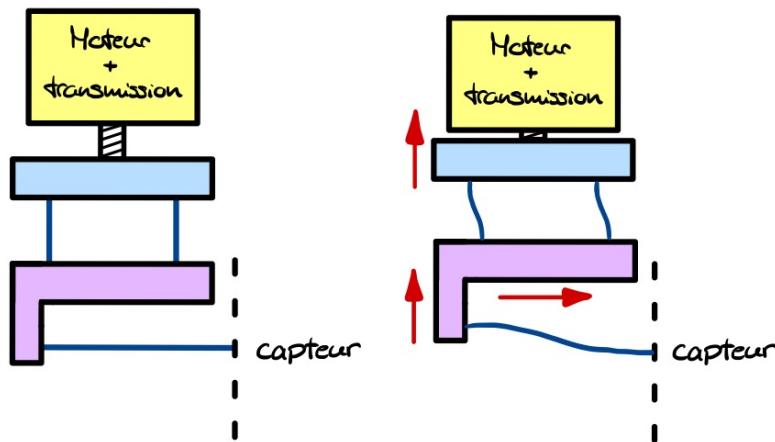


FIGURE 2.7 – Concept réglage du zéro

2.1.5 PRINCIPE DU SYSTÈME VIS-ÉCROU

Deux concepts furent avancés lors du rendu préliminaire, utilisant chacun un réducteur, un soufflet ainsi qu'une lame afin de bloquer la rotation de l'écrou. Ce dernier transmet une force ainsi qu'un déplacement de précharge, respectivement p (précharge compensation de rigidité) et z (précharge compensation en force).

Le concept utilisant des lames en coude est jugé préférable pour sa simplicité et efficacité présumée. De plus, celui-ci est réalisable en même temps que le corps d'épreuve, dans une volonté de conception monolithique.

Les lames en coude permettent dans un premier temps de plaquer l'écrou (rélié au système de rigidité variable) contre le pas du filet de l'arbre. Elles viennent ensuite empêcher la rotation de l'écrou sur lui-même.

Le moteur et le réducteur sont fixés dans une cage, elle-même vissée sur le dessus/dessous du bâti selon le moteur. L'arbre du réducteur est assemblé à l'arbre principal par un soufflet de précision. Les roulements sont encastrés dans un deuxième module également vissé sur le bâti.

Nous avons choisi un montage des paliers en O avec des roulements à gorge profonde. Ce montage permet d'augmenter la rigidité, et de limiter les mouvements parasites du système de rigidité variable. Le montage fonctionnera avec bague intérieure tournante avec un ajustement serré autour de l'arbre (js5), et une bague extérieure fixe. Les bagues extérieures et intérieures seront fixées par des circlips. Un circlip de précharge, sera installé du côté moteur, pour faire pression sur une des bagues extérieures.

Le montage complet du système de transmission vis-écrou est décrit ci-dessous et dans la section dessin 2D.

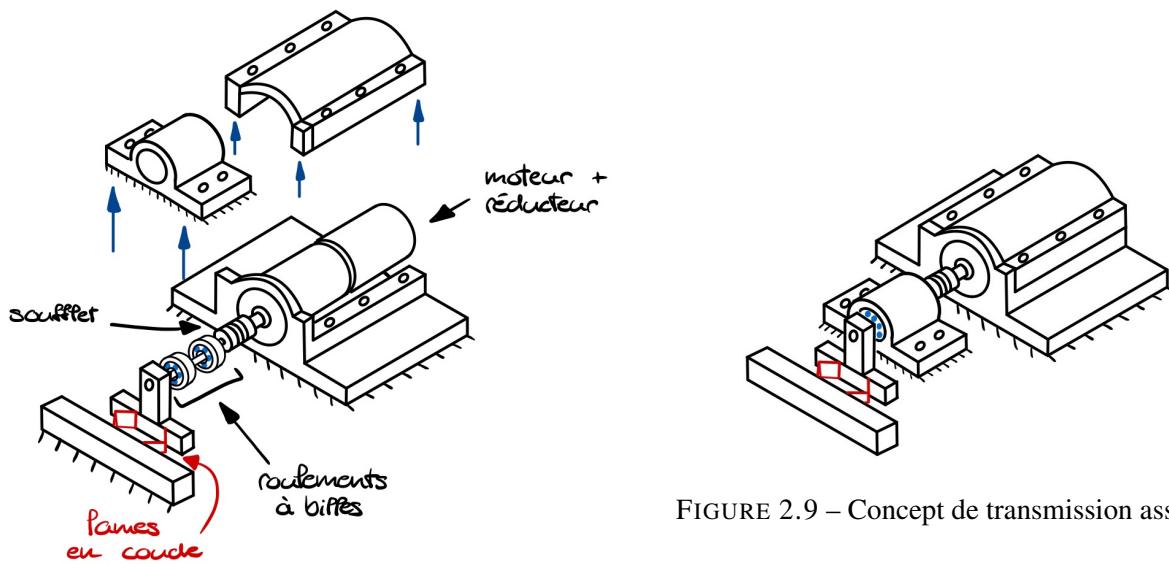


FIGURE 2.8 – Concept de transmission désassemblé

FIGURE 2.9 – Concept de transmission assemblé

2.2 SCHÉMA CINÉMATIQUE DU CORPS D'ÉPREUVE (ARTICULATIONS IDÉALES)

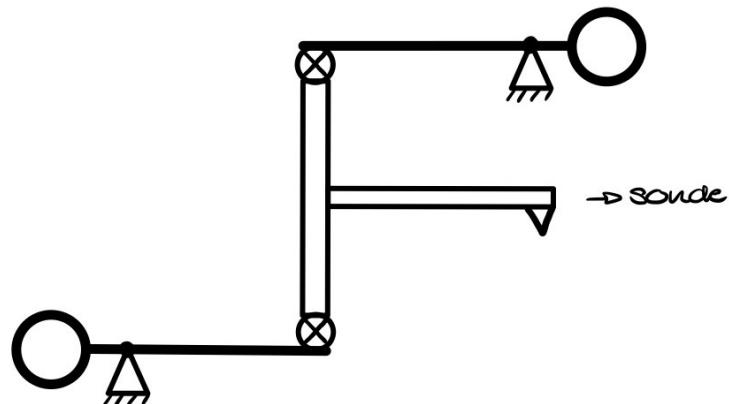


FIGURE 2.10 – Schéma avec articulations idéales

2.3 MOBILITÉ DU CORPS D'ÉPREUVE (GRÜBLER)

$$n = 4$$

$$k = 4$$

$$b = k - n + 1 = 4 - 4 + 1 = 1$$

$$\sum d_i - 3 \cdot b = 4 \cdot 1 - 3 \cdot 1 = 1$$

$$DOF = 1$$

$$DOH = DOF - M = 0$$

Le système de base possède un degré de liberté dédié à la mesure et aucun degré d'hyperstatisme. Lors de l'ajout de module externe comme le système de réglage de 0, des articulations ont été ajoutées pour empêcher les hyperstatismes.

2.4 SCHÉMA CINÉMATIQUE DU CORPS D'ÉPREUVE (GUIDAGES FLEXIBLES)

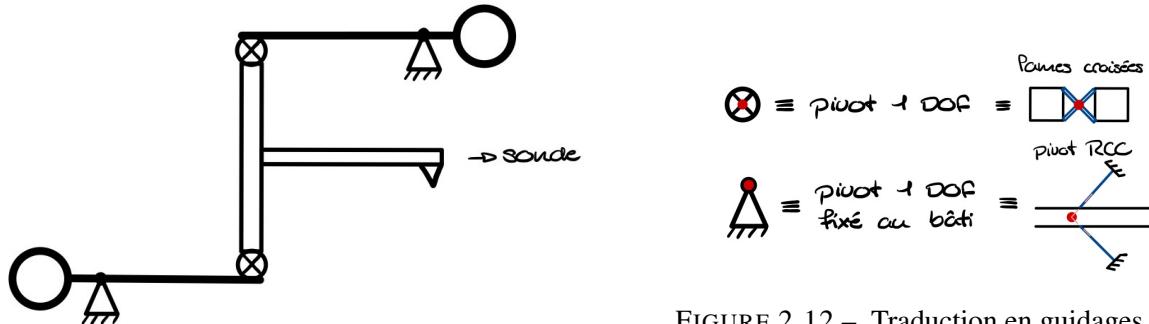


FIGURE 2.11 – Schéma idéal

FIGURE 2.12 – Traduction en guidages idéal

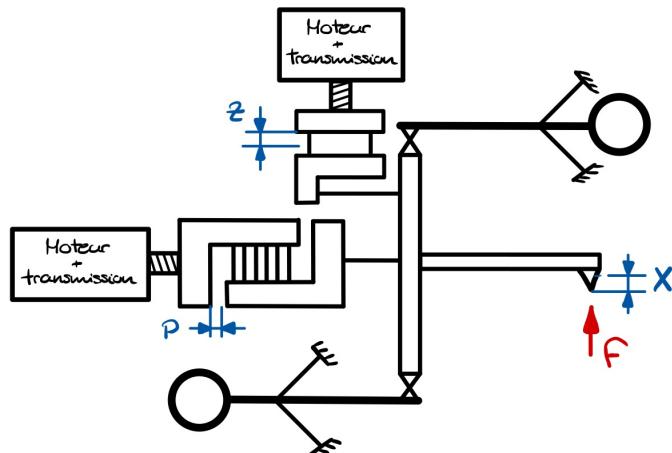


FIGURE 2.13 – Schéma guidages flexibles

2.5 DISCUSSION QUALITATIVE DE LA LINÉARITÉ DU RAPPORT DE TRANSMISSION (I CONSTANTE).

Comme précisé au point 2.1.1, dans les petits mouvements, l'omission volontaire du mouvement parasite de rotation de la barre centrale est raisonnable. Il découle de ce postulat que la barre centrale translate linéairement pour un intervalle d'angle suffisamment petit. Dans l'étude du dimensionnement, une attention toute particulière sera accordée sur la plage d'angles utilisables par le capteur. Du fait que le capteur est en liaison directe avec la tige, le rapport de transmission est donc égal ($i = 1 : 1$).

2.6 CONCEPTS ORIGINAUX ET SOLUTION RETENUE

Au terme du premier rendu, nous sommes parvenus à 4 concepts différents :

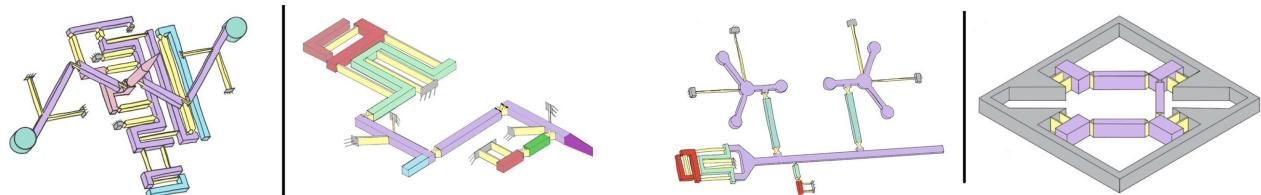


FIGURE 2.14 – 4 concepts retenues

La solution 1 a été retenue pour ses nombreux avantages :

- Meilleure précision
- Système de rigidité réglable et offset efficaces et compacts
- Peu de rigidité dans la structure principale

La première option a été privilégiée en raison de son caractère original, de la compacité des modules à rigidité réglable et décalée. Toutefois, il a été décidé de simplifier ce concept en le combinant avec la solution N°2. Cette approche permet de supprimer le module de glissière parfaite du plan inférieur, ce qui simplifie l'usinage et l'assemblage. Ainsi, la sonde peut être placée dans le même plan que le mécanisme lui-même (voir 2.13). L'enjeu du dimensionnement consistera donc à minimiser la rigidité du corps d'épreuve lors de l'incorporation des différents modules, tout en garantissant des débattements admissibles grâce aux articulations flexibles.

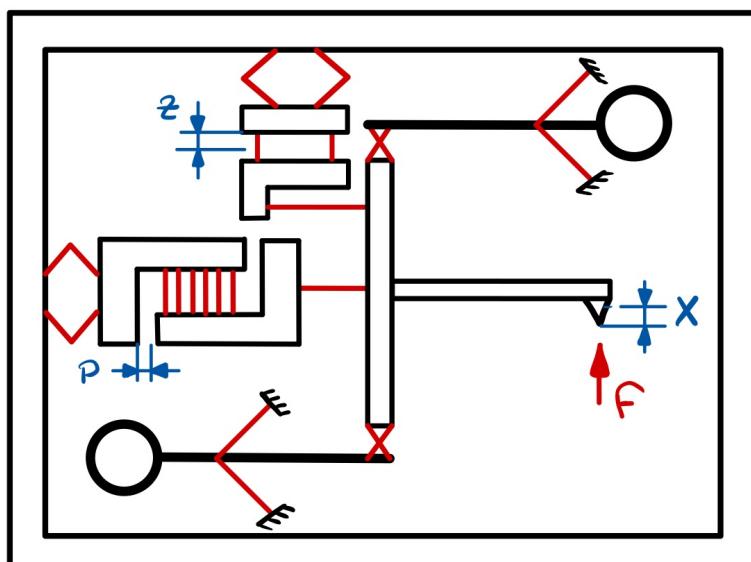


FIGURE 2.15 – Schéma final

3. Dimensionnement du mécanisme

3.1 ÉTUDE GÉNÉRALE DU SYSTÈME

Pour déterminer les dimensions du système, une étude empirique à l'aide d'une simulation 2D (en utilisant GeoGebra) a été réalisée. Cette simulation, en parallèle avec des calculs MATLAB et combinée à des simulations par éléments finis, a permis de dimensionner précisément notre mécanisme.

3.1.1 PRÉSENTATION DU PROTOCOLE DE L'ÉTUDE

Question de recherche : **Quel est l'impact des rapports de longueur entre les poutres du mécanisme sur les mouvements parasites ?** (voir schéma 3.1)

Pour simplifier et préciser le problème, des dimensions relatives ont été utilisées. Nous avons réalisé trois tests distincts :

- Test (1 : 1) - Rapport de un pour un entre les poutres A,C et B (L_A et $L_B = 1 \cdot L_C$).
- Test (1 : 2) - Rapport de un pour deux entre les poutres A,C et B (L_A et $L_B = \frac{1}{2} \cdot L_C$).
- Test (2 : 1) - Rapport de deux pour un entre les poutres A,C et B (L_A et $L_B = 2 \cdot L_C$).

3.1.2 ÉTUDE EMPIRIQUE DU SYSTÈME

Sont définies ci-dessous les paramètres que nous cherchons à étudier et exploiter pour parfaire le dimensionnement du corps d'épreuve.

Ces paramètres sont en fonctions de α , définit par l'angle entre l'horizontal et l'axe de la poutre B :

Nom	Fonction
β	Angle entre la position initiale et actuelle (mouvement parasite)
A_s	Distance entre le centre de la barre et la verticale (mouvement parasite)
Δx	Déplacement verticale (mesure de notre capteur)

TABLE 3.1 – Tableau des définitions

Les unités de Δx et A_s sont relative à $L_C = 5\text{cm}$, donc en cm, comme nous étudions un rapport de longueur; on pourra utiliser ses valeurs pour l'étude des résultats en les comparant.

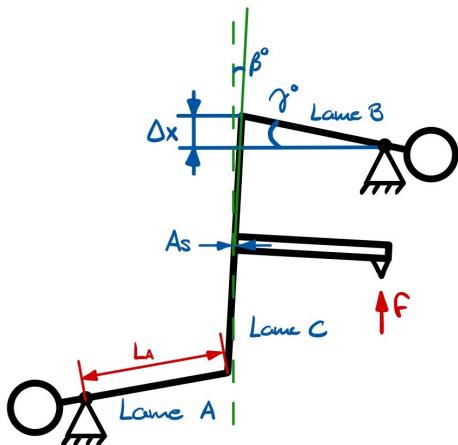


FIGURE 3.1 – Définition des angles

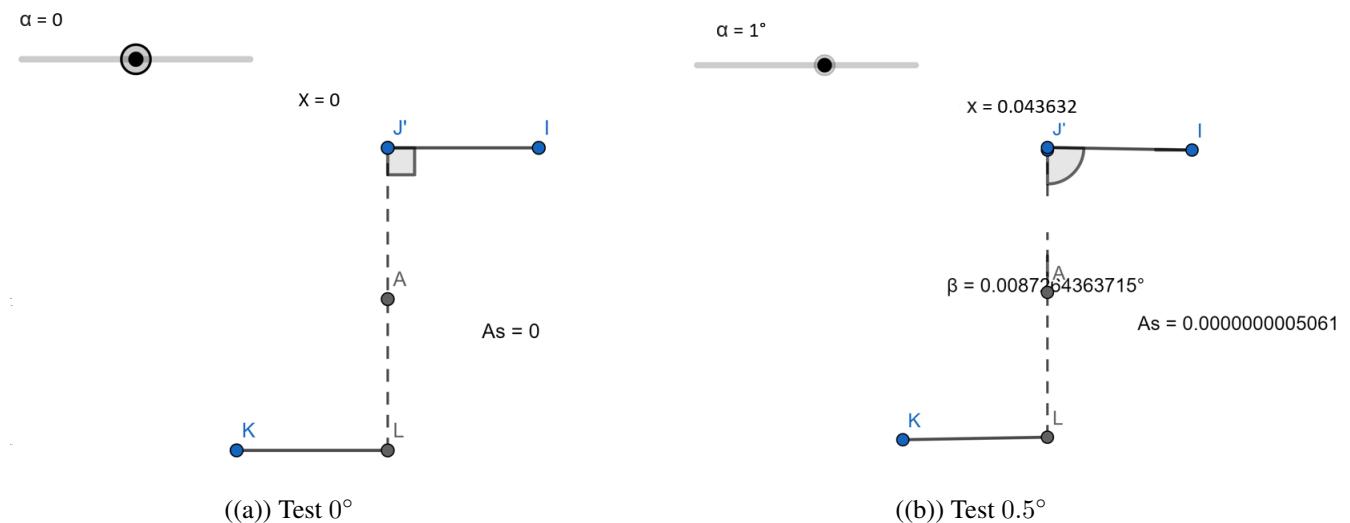


FIGURE 3.2 – Exemples de simulations

α	β (en $^\circ$)	A_s	Δx
0.5°	$4.36 \cdot 10^{-3}$	$6.33 \cdot 10^{-11}$	$4.36 \cdot 10^{-2}$
1°	$1.75 \cdot 10^{-2}$	$2.02 \cdot 10^{-9}$	$8.73 \cdot 10^{-2}$
2°	$6.98 \cdot 10^{-2}$	$6.48 \cdot 10^{-8}$	$1.74 \cdot 10^{-1}$
5°	$4.36 \cdot 10^{-1}$	$6.34 \cdot 10^{-6}$	$4.36 \cdot 10^{-1}$

TABLE 3.2 – Test 1 : 1

α	β (en $^\circ$)	A_s	Δx
0.5°	$2.18 \cdot 10^{-3}$	$1.58 \cdot 10^{-11}$	$2.18 \cdot 10^{-2}$
1°	$8.72 \cdot 10^{-3}$	$5.06 \cdot 10^{-10}$	$4.36 \cdot 10^{-2}$
2°	$2.34 \cdot 10^{-2}$	$1.62 \cdot 10^{-8}$	$8.73 \cdot 10^{-2}$
5°	$2.18 \cdot 10^{-1}$	$1.58 \cdot 10^{-6}$	$2.18 \cdot 10^{-1}$

TABLE 3.3 – Test 1 : 2

α	β (en $^\circ$)	A_s	Δx
0.5°	$8.27 \cdot 10^{-3}$	$2.58 \cdot 10^{-11}$	$8.27 \cdot 10^{-2}$
1°	$3.48 \cdot 10^{-2}$	$8.06 \cdot 10^{-9}$	$1.74 \cdot 10^{-1}$
2°	$1.34 \cdot 10^{-1}$	$2.63 \cdot 10^{-8}$	$3.35 \cdot 10^{-1}$
5°	$9.36 \cdot 10^{-1}$	$3.4 \cdot 10^{-6}$	$9.04 \cdot 10^{-1}$

TABLE 3.4 – Test 2 : 1

3.1.3 ÉTUDE DES RÉSULTATS

Nous pouvons poser plusieurs hypothèses qui découlent des résultats de la page précédente :

1. Le lien entre le rapport de dimension des barres impacte les déplacements parasites mais aussi le déplacement utile.
2. Plus L_C est petite en comparaison de L_A et L_B , plus grands sont les déplacements.

Comme ce mécanisme vise à minimiser les mouvements parasites, il semblerait logique de diminuer le rapport au maximum. Cependant, les contraintes de dimensions imposées par les contraintes admissibles des guidages ainsi que l'encombrement du système et la rigidité seront des facteurs limitants. Nous nous baserons donc sur les résultats obtenus pour ensuite affiner les dimensions par les calculs.

De plus, cette étude révèle une autre information clé : avec les résultats obtenus, si la plage de l'angle α reste entre $[0, 2^\circ]$, **l'angle β et le déplacement A_s peuvent être négligés**, car leurs ordres de grandeur sont très faibles lorsque Δx est dans la plage de mesure recherchée. Avec cette approximation, le système correspond à un mécanisme de bielle idéale. Nous considérerons ce modèle afin de simplifier les équations d'énergie.

3.2 MESURES ET VALEURS DEMANDÉES

3.2.1 DÉBATTEMENTS DES ARTICULATIONS FLEXIBLES

On note $f(x, z, p)$ le débattement de chaque guidage flexible. Dans notre étude du dimensionnement, la barre de Watt sera considérée comme une bielle parfaite à la trajectoire rectiligne. Le rapport transmission i sera égal à 1. Ainsi :

$$x = s$$

Système de réglage z	$f(x, z) = x + z$
Pivot RCC	$f(x) \approx \frac{x}{l_{ps}}$
Pivot lames croisées	$f(x) \approx \frac{x}{l_{ps}}$
Lames en coude	$f(p) = p$
Mécanisme de rigidité k_{lk}	$f(x, p) = p - \frac{3}{5} \frac{x^2}{l_{lp}}$
Lame de précharge l_{lp}	$f(x) = x$ (on néglige sa compression due au mécanisme de précharge)
Table à lames (annule l'hyperstatisme lié à la rotation de la barre de Watt)	$f(x, z) = \frac{3(x+z)^2}{5l_0}$

3.2.2 CONTRAINTES MAXIMALES ET ADMISSIBLES DE CHAQUE ARTICULATION

La matériau choisi pour le calcul des contraintes maximum est l’Aluminium Contal (EN AW-7010) dont la limite apparente d’élasticité est $\sigma = 520 MPa$ (cf. Thèse Simon Henein page 196). Dans chaque cas, X_{adm} correspond respectivement aux contraintes ou déplacements admis par **les propriétés du matériau selon le type de contrainte**. Y_{max} correspond aux contraintes ou déplacements maximum **de notre système**.

Lame réglage du zéro	$f(x, z)_{max} = 10^{-3}m$ $f_{adm} = \frac{\xi_1(3-3\xi_1+\xi_1^2)l_{l0}^2 \cdot \sigma_{adm}}{3Eh_{l0}} = 4 \cdot 10^{-3}m$
Pivot RCC	$\alpha_{max} = \frac{x}{l_{bras}} = 0.7^\circ$ $\alpha_{adm} = \frac{\sigma_{adm}l_{lp}^2}{E(2hl_{lp}+3h_{plp})} = 7.1^\circ$
Pivot lames croisées	$\alpha_{max} \approx \frac{x_{max}}{l_{bras}} = 0.7^\circ$ $\alpha_{adm} = \frac{\sigma_{adm}L}{2Eh} = 12.2^\circ$
Lames en coude	$p_{max} = 1.14 \cdot 10^{-4}m$ $p_{adm} > 5mm$ (Von Mises)
Bloc de précharge k	$m_{max}(x, p) = 1 \cdot 10^{-5}m$ $m_{adm} = \frac{\sigma_{adm}l_{lk}^3}{3E \cdot h_{lk}} = 8.72 \cdot 10^{-4}m$
Lame de précharge k	$f_{max,cis} = 5 \cdot 10^{-4}m$ $f_{adm} = \frac{\xi_2(3-3\xi_2+\xi_2^2)l_{lp}^2 \cdot \sigma_{adm}}{3Eh_{lp}} = 1.49 \cdot 10^{-3}m$ $f_{max,comp} = \frac{k_{moteur}p_{max}l_{lp}}{b_{lp}h_{lp}E} = 1.8 \cdot 10^{-7}m$ $f_{adm,comp} = \frac{\sigma_{adm}l_{lp}}{E} = 3 \cdot 10^{-5}$ $F_{precharge} = k_{moteur}p_{max} = 5.34N$ $F_{flambage} = \frac{4\pi^2 EI_{lp}}{l_{lp}} = 358N$
Table à lames, module de réglage z	$f_{a3,max} = 1.07 \cdot 10^{-5}m$ $f_{a3,adm} = 8.72 \cdot 10^{-4}m$

$$\xi_1 = \frac{1}{3} \text{ et } \xi_2 = \frac{1}{4}$$

3.2.3 RÉGLAGE DE LA RIGIDITÉ ($q_p, d_p, R_{\alpha p}, R_p$)

La vis choisie est M3x0.35 (voir dessin de détail)

- $q_p = 0.35mm$.
- $d_p = 3mm$.

La résolution angulaire peut être calculée en utilisant la formule suivante :

$$R_{\alpha p} = \frac{360}{\text{tick/tour}}$$

Le rapport de réduction est 729/25 et le nombre de ticks par tour de l'encodeur est 512. Donc :

- Nombre total de pas par tour = $\frac{729}{25} * 512 = 14917.12$
- Résolution angulaire = $R_{\alpha p} = \frac{360}{14917.12} = 0.0241^\circ$

Cela signifie que chaque pas du moteur correspond à un changement d'angle de $0.0241^\circ = 0.0004$ rad.

Notez que ce calcul suppose que le mouvement du moteur est parfaitement lisse or le réducteur a un contrecoup (backlash) de $1.6^\circ = 0.02792$ rad. Ce contrecoup n'est pas à prendre en compte dans la résolution de la vis car il n'arrive que lors de changement de direction. En estimant que lors d'une mesure, le moteur tourne toujours dans le même sens, la résolution de la vis est de 0.0004 rad.

Résolution de la vis

$$R_p = R_{\alpha p} \cdot q_p = \frac{0.0004}{2\pi} \cdot 0.35 \cdot 10^{-3} = 23.44\text{nm}$$
 (3.2.7)

3.2.4 RÉGLAGE DU ZÉRO

La vis et le moteur sont les mêmes que pour la précharge (3.2.3), donc :

- $q_z = 0.35mm$.
- $d_z = 3mm$.
- $R_{\alpha z} = 0.0004rad$
- $R_z = 23.44nm$.
- $R_{F_z} = k_0 \cdot R_s = 1.49\mu m$ (résolution en force au point A pour la correction du 0)

3.2.5 COUPLES MOTEUR M_p ET M_z MAXIMAUX

Commençons d'abord par calculer le couple maximum délivrable à la sortie du réducteur.

- $\tau_{max} = 5.85Nmm$: couple max du moteur
- $\tau_{nominal} = 3.33Nmm$: couple nominal du moteur
- $r = \frac{729}{25}$: rapport de réduction
- $\eta = 81\%$: efficacité de la réduction

Le couple moteur est donné par la formule suivante : $M = \tau \cdot r \cdot \eta$

Par application numérique les couples maximaux et nominaux valent respectivement :

$$\boxed{\begin{aligned} M_{\max} &= 137.4 \text{ Nmm} \\ M_{\text{nominale}} &= 78.2 \text{ Nmm} \end{aligned}}$$

Le couple max M_p est calculé grâce au déplacement p_{\max} que doit fournir le moteur afin d'obtenir une rigidité totale k_{eq} aussi proche de 0 que possible.

Nous avons :

$$x = p \cdot \frac{\sigma(\text{rad})}{2\pi}$$

- M : couple [Nm]
- θ : Angle de rotation appliqué à la vis
- α : Angle d'hélice
- μ : Coefficient de frottement
- $\phi = \arctan(\mu)$: Angle de frottement
- $\eta_{\text{frot}} = \frac{\tan(\alpha)}{\tan(\alpha+\phi)} = 31\%$: Rendement

Calcul de la rigidité du module de transmission en série avec le module de rigidité variable (k_{lk}) :

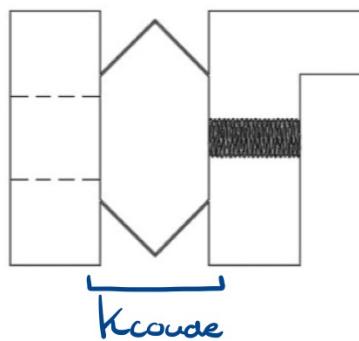


FIGURE 3.3 – Lames en coude pour la transmission du couple moteur

Le couple moteur M_p vaut donc :

$$\boxed{M_p = \frac{q_p \cdot k_{\text{moteur}} \cdot p_{\max}}{\eta_{\text{frot}} \cdot 2\pi} = 0.968 \text{ Nmm}}$$

Ceci est bien inférieur au couple max que peut fournir le moteur calculé plus haut.

parasite maximale F . Étant donné la force parasite maximale $F_p = |1| \text{ mN}$ à compenser par le module de réglage de zéro. Le couple moteur maximal à fournir est :

$$M_z = q_z \cdot \frac{F_p}{2\pi\eta_{frot}} = 1.79 \cdot 10^{-4} \text{ Nmm}$$

Les valeurs ci-dessus ont été calculées avec $p_{\max} = 0.1929 \text{ mm}$ (voir 3.2.8)

3.2.6 ÉNERGIES POTENTIELLES ÉLASTIQUES DES GUIDAGES

L'étude (3.1) permet de négliger les déplacements parasites, pour la suite de la simulation MATLAB, nous utiliserons ces simplifications pour nos calculs.

Les différents guidages flexibles du système sont étudiés séparément dans un premier temps.

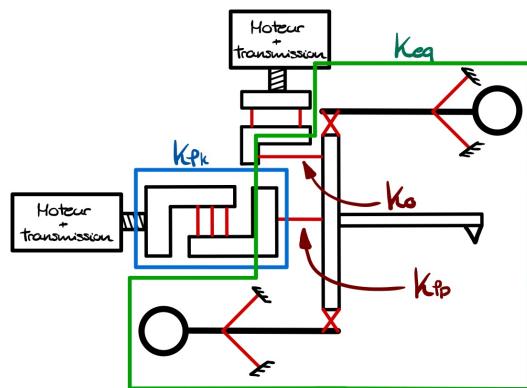


FIGURE 3.4 – Nomenclature de rigidité du système

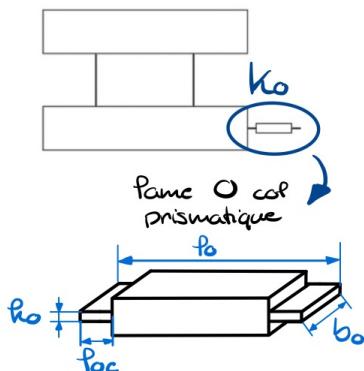


FIGURE 3.5 – Lame de zéro

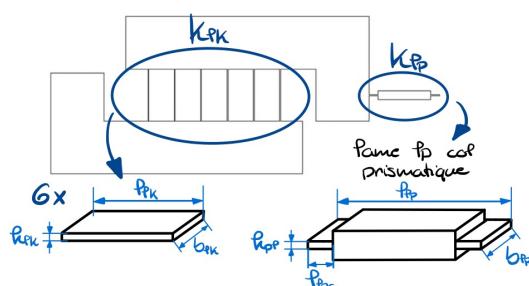


FIGURE 3.6 – Ressort de précharge

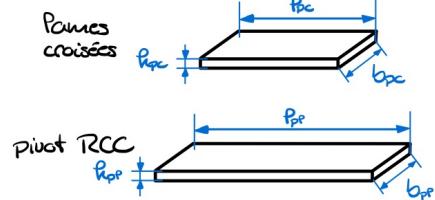
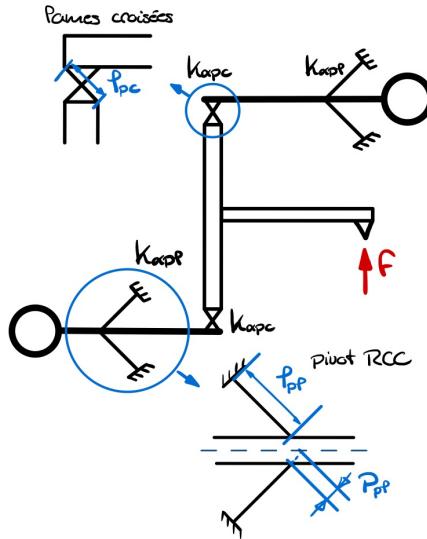


FIGURE 3.8 – Dimensions des lames

FIGURE 3.7 – Pivots

Pivot RCC à deux lames	Pivot à lames croisées
$E_{pl} = \frac{1}{2}k_{\alpha pl} \cdot \alpha^2$	$E_{pc} = \frac{1}{2}k_{\alpha pc} \cdot \alpha^2$
$I_{pl} = \frac{B_{pl}h_{pl}^3}{12}$	$I_{pc} = \frac{B_{pc}h_{pc}^3}{12}$
$k_{\alpha pl} = 8EI_{pl} \frac{l_{pl}^2 + 3p_{pl} \cdot l_{pl} + 3p_{pl}^2}{l_{pl}^3}$	$k_{\alpha pc} = \frac{8EI_{pc}}{l_{pc}}$

Lame réglage 0	Lame préchargée	Lames de ressort de précharge
$E_0 = \frac{1}{2}k_0 \cdot x^2$ $k_0 = \frac{b_0 \cdot h_0^3 \cdot E}{\xi_0(3-3\xi_0+\xi_0^2)l_0^3}$ $\xi_0 = \frac{2l_{lc0}}{l_0}$	$E_{lp} = \frac{1}{2}k_{lp} \cdot x^2$ $k_{lp} = \frac{b_{lp} \cdot h_{lp}^3 \cdot E}{\xi_{lp}(3-3\xi_{lp}+\xi_{lp}^2)l_{lp}^3}$ $\xi_{lp} = \frac{2l_{lp}}{l_{lp}}$	$E_{lk} = \frac{1}{2}k_{lk} \cdot x^2$ $k_{lk} = \frac{72EI_{lk}}{l_{lk}^3}$ $I_{lk} = \frac{b_{lk} \cdot h_{lk}^3}{12}$

TABLE 3.5 – Tableau des définitions

On pose :

$$\alpha \approx \Delta x / l_S \text{ car } \alpha \leq 0.5^\circ \text{ (voir schéma 3.1)}$$

Le mouvement parasite de la lame préchargée s'écrit :

$$\lambda = \frac{3x^2}{5l_{lp}}$$

Le mouvement parasite des pivots RCC est volontairement négligé. Sa valeur numérique pour le débattement maximum est 2 ordres inférieurs à celui de la lame préchargée.

$$\lambda_{lp}(x_{max}) = 0.025\text{mm}.$$

$$\lambda_{RCC}(x_{max}) = 6.85 \cdot 10^{-4}\text{mm}.$$

3.2.7 ÉNERGIE POTENTIELLE ÉLASTIQUE TOTALE DU CORPS D'ÉPREUVE

Pour continuer le dimensionnement, il faut définir les variables pour la préchagr.

Énergie du ressort de guidage :

$$E_{keq} = E_{pl} + E_{pc} + E_{l0} + E_{lp} \quad (3.1)$$

$$k_{eq} = \frac{d^2 E_{keq}}{dx^2} \quad (3.2)$$

$$= k_{apl} + k_{apc} + k_{l0} + k_{lp} \quad (3.3)$$

Énergie du ressort de préchagr :

$$E_{lk} = \frac{1}{2} k_{lk} (p - \lambda)^2 \quad (3.4)$$

$$= \frac{1}{2} k_{lk} \left(p^2 - \frac{6x^2}{5l_{lp}} + \frac{9x^4}{15l_{lp}^2} \right) \quad (3.5)$$

Énergie totale et rigidité :

$$E(x) = \frac{1}{2} k_{lk} p^2 + \left(\frac{1}{2} k_{eq} - \frac{3}{5} \frac{pk_{lk}}{l_{lp}} \right) x^2 + \frac{9}{50} \frac{k_{lk}}{l_{lk}^2} x^4 \quad (3.6)$$

$$F(x) = \frac{\partial E_{tot}}{\partial x} = \left(k_{eq} - \frac{6}{5} \frac{pk_{lk}}{l_{lp}} \right) x + \frac{18}{15} \frac{k_{lk}}{l_{lp}^2} x^3 \quad (3.7)$$

$$k(x) = \frac{\partial F}{\partial x} = \left(k_{keq} - \frac{6}{5} \frac{pk_{lk}}{l_{lp}} \right) + \frac{54}{25} \frac{k_{lk}}{l_{lp}^2} x^2 \quad (3.8)$$

Ce dernier terme est négligeable pour le calcul du k_{min} car il s'agit du changement de rigidité en fonction du déplacement, notre déplacement x étant très faible, nous pouvons négliger ce terme.

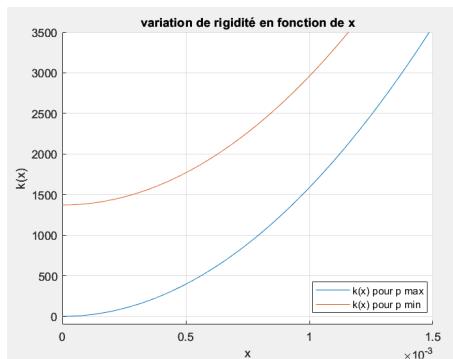


FIGURE 3.9 – Variations de k en fonction de x

Le déplacement p_{max} du module de rigidité variable correspond à la rigidité la plus faible atteignable par le corps d'épreuve :

$$p_{max} > \frac{5l_{lp}k_{eq}}{6k_{lk}}$$

Il faut soustraire à cette valeur, la plus petite indentation du moteur combiné au module de rigidité variable (voir 3.2.3). Dans le pire des cas, $p_{max} = \frac{5l_{lp}k_{eq}}{6k_{lk}} - R_p = 0.1145\text{mm}$

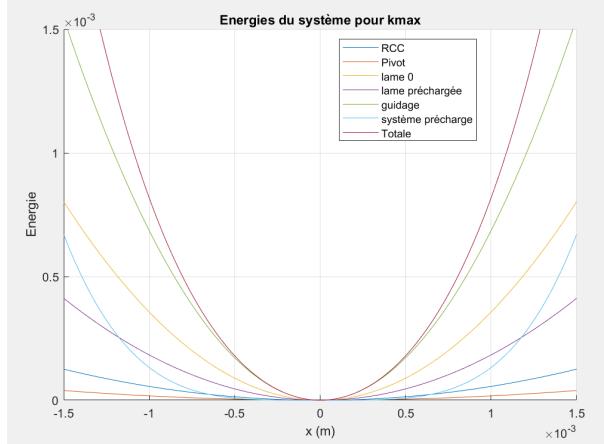


FIGURE 3.10 – Énergie totale pour k_{max}

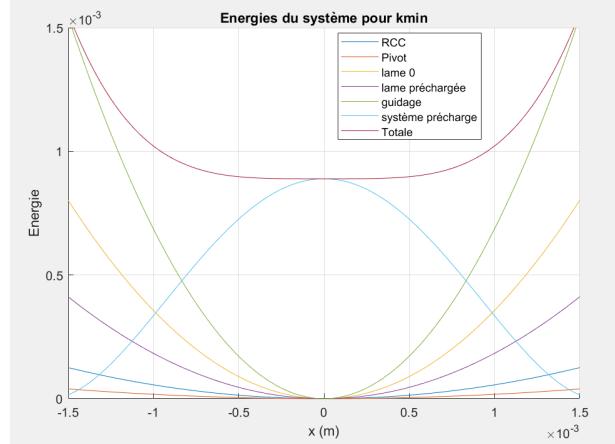


FIGURE 3.11 – Énergie totale pour k_{min}

3.2.8 COEFFICIENTS DES POLYNÔMES APPROXIMANT $F(x)$

$$F(x, p) = \frac{dE_{tot}(x, p)}{dx} = (K_{gui} - \frac{6}{5} \frac{p \cdot K_{lk}}{l_{lp}}) \cdot x + \frac{18}{25} \frac{k_{lk}}{l_{lp}^2} \cdot x^3$$

$$a_1(p) = k_{eq} - \frac{6}{5} \cdot p \cdot \frac{K_{lk}}{l_{lp}}$$

$$a_1(p_{max}) = 0.1655$$

$$a_1(p_{min}) = 807.96$$

$$a_3 = \frac{18}{25} \cdot \frac{K_{lk}}{(l_{lp})^2} = 529347656$$

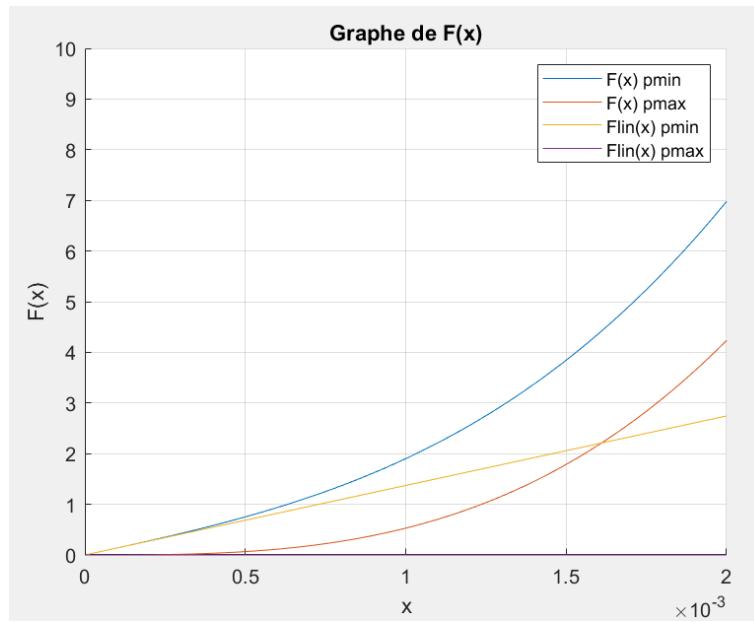


FIGURE 3.12 – Force et approximation dérivant de l'énergie

$$F_{lin}(x, p) = \left(k_{eq} - \frac{6}{5} \cdot p \cdot \frac{k_{lk}}{l_{lp}} \right) \cdot x$$

$$F(x, p) = a_1(p) \cdot x + a_3 \cdot x^2 = F_{poly3}(x, p)$$

On peut noter que les graphes de $F(x)$ et leur approximation pour p_{min} et p_{max} se suivent de très près tant que $0 < x < 0.5 \cdot 10^{-3}$. Étant donné que $x_{max} = 0.5 \cdot 10^{-3}$, $F(x)$ peut être considéré comme linéaire dans notre plage de mesure.

3.2.9 PLAGE DE RÉGLAGE DE RIGIDITÉ DU MÉCANISME ET NON LINÉARITÉ RELATIVE

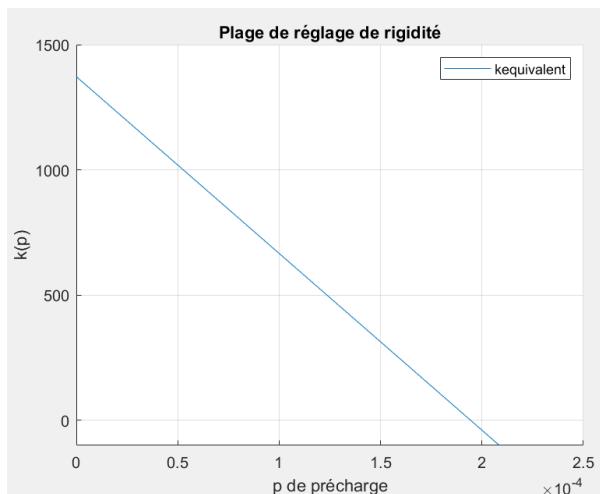


FIGURE 3.13 – Rigidité en fonction de l'avancement du moteur z

La plage de rigidité du capteur est la suivante :

$$0.1655 \leq k \leq 807.96\text{N/m}$$

Pour respectivement p_{max} et p_{min} le facteur de non-linéarité :

$$\begin{aligned}\mu_r(p_{max}) &= \frac{a_3}{a_1} = 3'199'268'571 \\ \mu_r(p_{min}) &= \frac{a_3}{a_1} = 655'169\end{aligned}$$

3.2.10 RÉSOLUTION DE MESURE R_F DU CAPTEUR

Étant donnée la résolution $R_d = 10\text{nm}$ du capteur de position capacitif Micro-Epsilon CSH05FL :

$$\begin{aligned}R_F(P_{min}) &= k_{eq}(p_{min}) \cdot R_s = 8.07\mu\text{N} \\ R_F(P_{max}) &= k_{eq}(p_{max}) \cdot R_s = 0.0017\mu\text{N}\end{aligned}$$

3.2.11 FORCE MAXIMALE MESURABLE

Force maximale mesurable par le capteur sans dérigidification :

$$F_{max} = k_{eq}(p_{min}) \cdot x_{max} = 403.98m\text{N}$$

Force maximale mesurable par le capteur avec dérigidification :

$$F_{max} = k_{eq}(p_{max}) \cdot x_{max} = 0.0827m\text{N} = 83\mu\text{N}$$

3.2.12 GAMME DYNAMIQUE VIRTUELLE DU CAPTEUR D_{F_v}

$$D_{fv} = \frac{F_{max}(p_{min})}{R_F(p_{max})} = 403 \cdot 10^6$$

4. Discussion

4.1 VALIDATION ET CORROBORATION DU MODÈLE MATLAB VIA SIMULATION 3D

En entrant les équations dans MATLAB et en les combinant avec nos contraintes (plage de mesure, rapport largeur/hauteur des lames etc...), la création d'un cadre de test devient possible. Suite à de multiples itérations afin d'aligner précisément le modèle avec les spécifications du cahier des charges, une confrontation finale a été réalisée avec les simulations CAO. Comme précisé au point 3.1.3, l'adoption de diverses approximations a permis l'élaboration d'un modèle mathématique représentatif de notre mécanisme. La comparaison avec les résultats CAO permet une sécurité et une confirmation de la fiabilité de notre modèle mathématique.

Les différents type d'articulations que notre système intègre ont d'abord été testées indépendamment. Les valeurs calculés divergent avec la simulation d'en moyenne 15 %.

En simulant le système complet, les erreurs s'additionnent et la divergence augmente. Cependant les valeurs calculés sont du même ordre de grandeur.

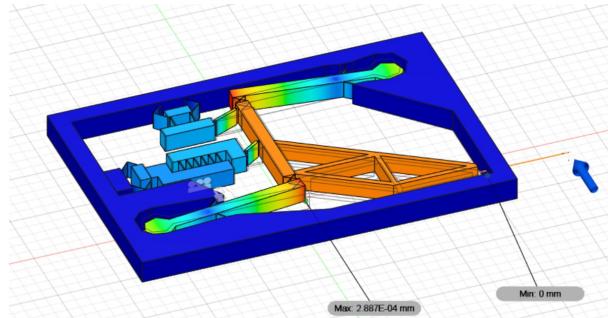


FIGURE 4.1 – Simulation 1

4.2 SÉQUENCE DE RÉGLAGE

Démonstration de l'utilisation du capteur pour une force de $1 \mu\text{N}$, parasité par une force de $115 \mu\text{N}$.

La séquence de réglage pour obtenir la meilleure gamme dynamique est la suivante :

- Évaluation de la force à mesurer et réglage préalable de la rigidité pour être dans cette gamme de mesure. Dans notre cas, la force est trop petite pour utiliser le capteur sans dérigidification $x = 10^{-6}/808 = 1.24 \cdot 10^{-9}\text{m}$ La force étant dans la gamme capturable, on choisit d'utiliser la rigidité minimale pour obtenir la meilleure résolution : $x = 10^{-6}/0.1655 = 6\mu\text{m}$
- Mise à zéro du système. Il faut compenser la force parasite de $115 \mu\text{N}$ Donc il faut appliquer un déplacement $z = 2x = 12\mu\text{m}$

- Test de la force à mesurer.
- Affiner la résolution et le réglage du zéro pour obtenir le meilleur résultat.

4.3 CONFORMITÉ AVEC LE CAHIER DES CHARGES

Critère	Spécifications	Performance
A1. Capteur de position	Micro-Epsilon CSH05FL	Validé
A2. Sonde de mesure	À monter sur le bloc mobile	Validé
A3. Actionneurs	Deux moteurs Maxon ECmax 16	Validé
A4. Vis-écrou	Conversion mouvement moteurs	Validé
A5. Roulements	Guidage des vis, catalogue SKF	Validé
A6. Accouplements	Commerciaux à trouver	Spécifiés
B1. Dimension	$l=150, h=100, b=50$ mm	$l=150, h=100, b=50$ mm
B2. Volume	Inférieur à 750cm^3	750 cm^3
B3. Orientation sonde	Parallèle à l'horizon	Validé
B4. Dégagement sonde	$lp=28, hp10$ mm	Validé
C1. Equilibrage	Dynamique (FM)	Validé
C2. Equilibrage	Inertielle (I) (opt.)	Non détaillé
D1. Plage de mesure	$F_{\max} > 50$ mN	$F_{\max} = 686$ mN
D2. Résolution de mesure		$RF(k\min) = 1.7n\text{N}$ $RF(k\max) = 8.07m\text{N}$
D3. Correction du zéro	Régler forces parasites	-1mN à 1mN
D4. Matériaux épreuve	Conducteurs, amagnétiques	Validé (Aluminium)
D5. Résistance forces parasites	Jusqu'à ± 2 N sans dommage (opt.)	Validé
D6. Nombre de cycles	1000/jour, 10 ans (opt.)	Validé
D7. Prix de fabrication	< 8000 CHF/100 par année (opt.)	Estimé à 4800 CHF/U
D8. Température fonctionnement	$T_{fonc} = 20 \pm 30^\circ\text{C}$ (opt.)	Validé

TABLE 4.1 – Tableau de comparaison des Performances par rapport aux Exigences du Cahier des Charges

4.4 EFFETS DES TOLÉRANCES DE FABRICATION

L'effet de cette tolérance impactera directement la rigidité et donc la précision du capteur. Pour résoudre ce problème, il faudrait trouver un moyen de calibrer le capteur, pour trouver sa rigidité réel.

4.5 PERFORMANCE

4.5.1 FATIGUE

La courbe S-N de l'aluminium Contal nous donne $\sigma_{adm} = 150[\text{MPa}]$ pour $3.6525 \cdot 10^6$ cycles (1000 cycles par jour pendant 10 ans), donc réduite d'un facteur 3.5. Dans nos équations de contraintes maximales 3.2.1, on voit que toutes les articulations résisteront à ce changement de résistance, car le facteur de sécurité minimal est de 4.

4.5.2 FORCE DE $\pm 2N$ SANS DOMMAGE IRRÉVERSIBLE

Le scénario le plus critique est celui d'une force appliquée perpendiculairement au plan du corps d'épreuve, en son point le plus fragile (lames à cols prismatiques). La course résultante est extrêmement inférieure à la course admissible. $F_y = 2N, K_{cis} = \frac{12EI}{l_{lk}^3}, K_{cis} = \frac{F_y}{f_{cis}}$ donc $f_{cis,max} = \frac{F_y}{K_{cis}} = 2.201 \times 10^{-10}m.$

$f_{cis,adm} = \frac{\sigma_{adm,3 \cdot 10^6 \text{cycles}} l_{lk}^2}{3Eh} = 6.25 \times 10^{-5}m$. Le mécanisme est donc bien résistant à une telle épreuve, même après 10 ans d'utilisation.

4.5.3 TEMPÉRATURE DE FONCTIONNEMENT : $T_{fonc} = 20 \pm 30^\circ\text{C}$

Le facteur de sécurité est au minimum 4 et que la variation du module de Young de l'aluminium est de l'ordre de 10%, pas de risque de casse (la variation de dimension est négligeable pour la résistance des pièces, avec ces échelles de tailles et de variations de températures). Cependant, la rigidité changera suffisamment pour devoir changer les résultats de mesure en re-calibrant le système.

4.5.4 PRIX DE FABRICATION INDICATIF INFÉRIEURE À 8000.- CHF

Après recherche auprès de différents usineurs EDM, le prix est un facteur compliqué à évaluer, car il dépend de beaucoup de paramètres. En première estimation :

- Coût matière première : entre 0.6 et 1 CHF le Kg, donc négligeable.
- Coût EDM par heure en fil 0.05mm : 80 – 120 CHF.
- Vitesse EDM : environ 0.4mm par minutes.
- Périmètre de notre mécanisme : 2m .

L'estimation moyenne du coût s'élève à 4800 CHF. En implémentant une série de 100 par an, il serait envisageable de réduire ce coût en négociant avec l'usine et en modifiant la méthode d'usinage. Par exemple, seule une partie spécifique du mécanisme requiert une précision EDM de 0,05 mm. Il serait donc possible d'adopter une approche d'usinage en plusieurs étapes, en utilisant des méthodes différentes et moins coûteuses telles que le CNC ou l'EDM avec un fil de diamètre supérieur. Cette optimisation pourrait entraîner une réduction du prix jusqu'à un facteur de 3 à 4, la limite étant le coût d'usinage des lames.

5. Construction

5.1 ASSEMBLAGE

L'usinage de notre pièce est complexe et nécessite l'utilisation de plusieurs machines, une fraiseuse CNC 5-axes (limite le nombre de setups à effectuer) ainsi qu'une machine wire EDM. L'usinage du corps d'épreuve est réalisé en 2 étapes principales :

- à l'aide de la CNC nous allons percer puis tarauder les différents trous présents sur les côtés de notre mécanisme.
- Nous utilisons la machine EDM afin de découper perpendiculairement au plan notre mécanisme.

Pour ce qui est de l'usinage des cages moteur, des paliers ou de la vis, ils sont tous réalisables en usinage 5-axes classique soit sur un tour soit par fraisage.

L'assemblage consiste en :

- Glisser les roulements autour de l'arbre, serrer les circlips autour des bagues intérieurs
- Visser le palier sur le bâti
- Chasser l'arbre et les roulements à l'intérieur du palier
- Visser la cage moteur sur la bâti
- Placer le moteur dans le réceptacle et lier le soufflet à l'arbre moteur et la vis
- Visser la haut de la cage moteur

Afin de maximiser la cohésion de la sonde avec le corps d'épreuve, il est nécessaire de fixer la sonde par serrage fort. Il est possible d'assembler la sonde à basse Température fixer la sonde par dilatation thermique.

5.2 CHOIX DES MATERIAUX

Afin de maximiser les performances de notre système il nous fallait trouver un alliage avec un rapport $\sigma_{0.2}/E$ important tout en limitant la taille du module de Young. Pour cela nous avons choisi d'utiliser le logiciel "Ansys Granta EduPack" afin d'obtenir une présélection de matériaux maximisant $\sigma_{0.2}/E$. Les alliages aluminium se sont dégagés du lot et nous avons après plus de recherches et de comparaisons choisi l'alliage 7075 qui présente un excellent rapport $\sigma_{0.2}/E$ tout en gardant une rigidité raisonnable. Plus tard en lisant la thèse du professeur Henein Simon nous avons trouvé grâce au tableau p196 que l'alliage Alu Contal présente un $\sigma_{0.2}$ près de 10 pourcent plus grand sans pour autant augmenter la rigidité. Nous avons donc finalement opté pour cet alliage. Bien que certains aciers présentent des rapport $\sigma_{0.2}/E$ intéressants, leurs propriétés sont proche de celles des alliages d'aluminium avec un poids bien supérieur.

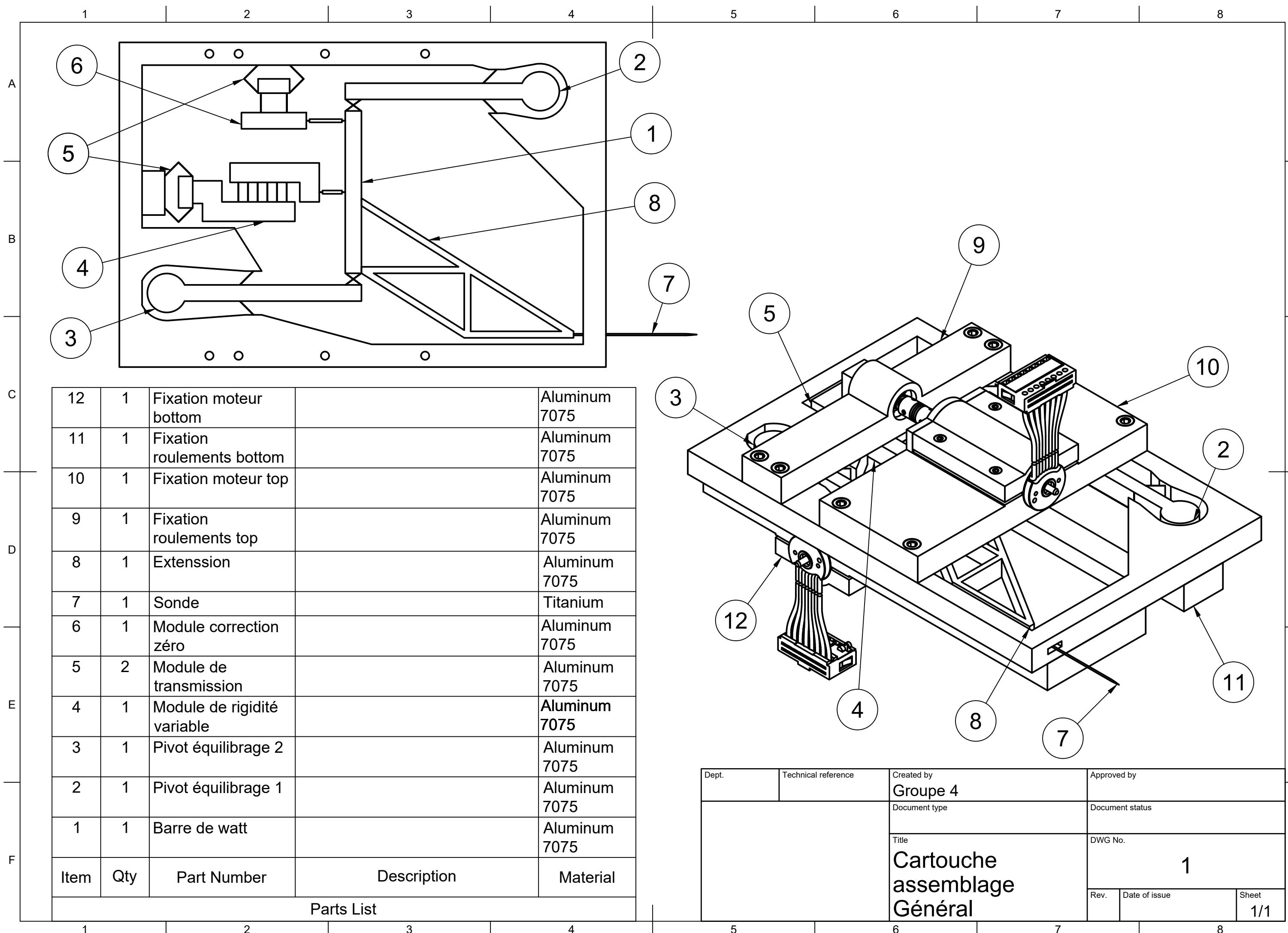
6. Conclusion

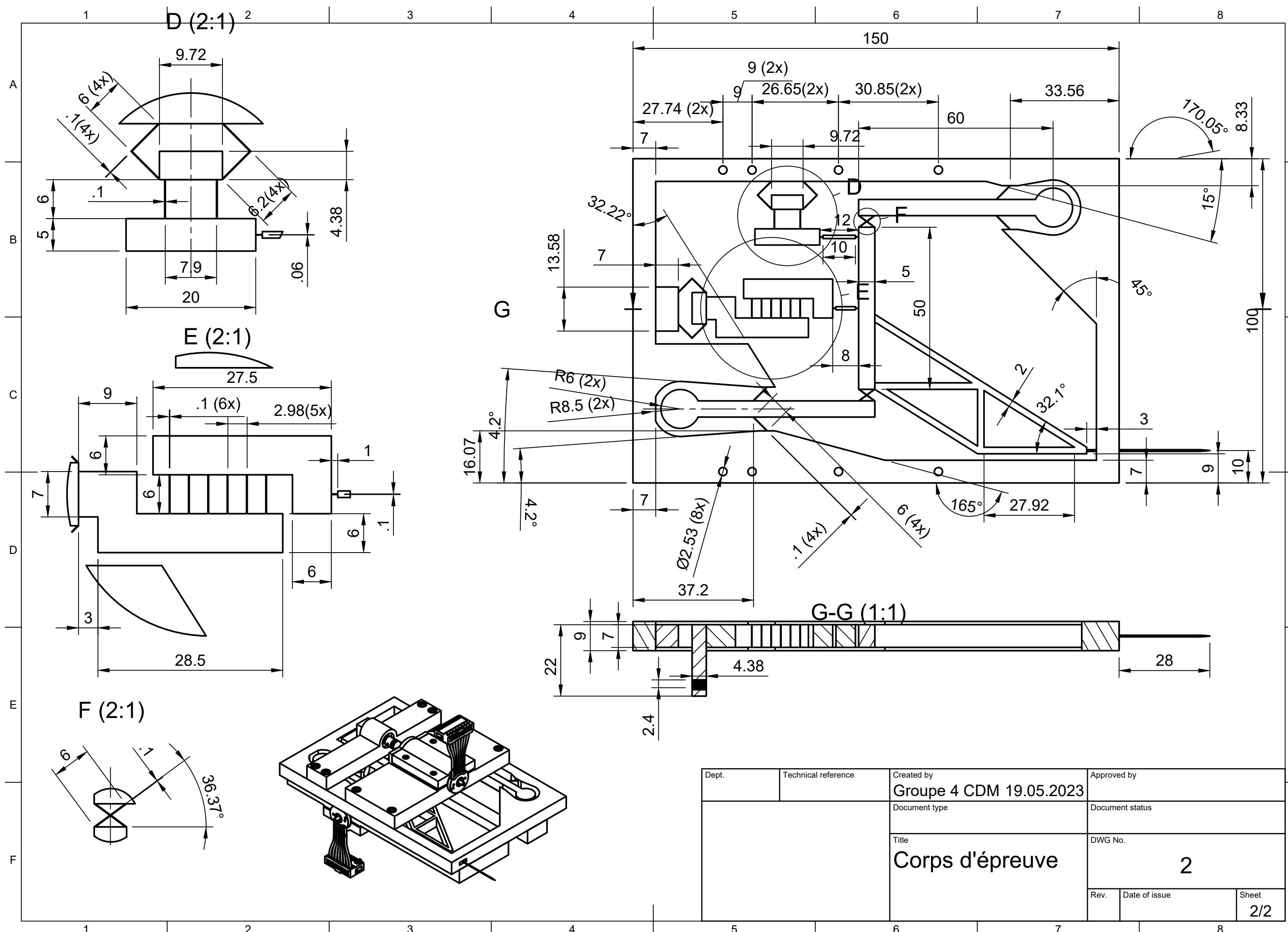
Le capteur de force présenté répond à l'ensemble des critères obligatoires du cahier des charges. Les résultats obtenus de plusieurs manières indépendantes, tant sur le plan théorique que par le biais de simulations par éléments finis, confirment les valeurs numériques de performance présentées dans ce rapport.

Les critères principaux établis sont traités avec des performances de mesure largement supérieures aux exigences, ce qui pourrait conduire à une optimisation poussée de l'équilibrage du mécanisme pour en tirer pleinement parti. Cependant, cette étape dépasse le cadre du projet DYNABAL.

Enfin, les performances du capteur présenté, associées à l'accessibilité financière, de production et d'utilisation facilitent grandement son implémentation industrielle. À long terme, compte tenu de la large plage de mesure, celui-ci demeurerait pertinent pour de nombreuses générations de circuits intégrés malgré leurs différences d'ordre de grandeur.

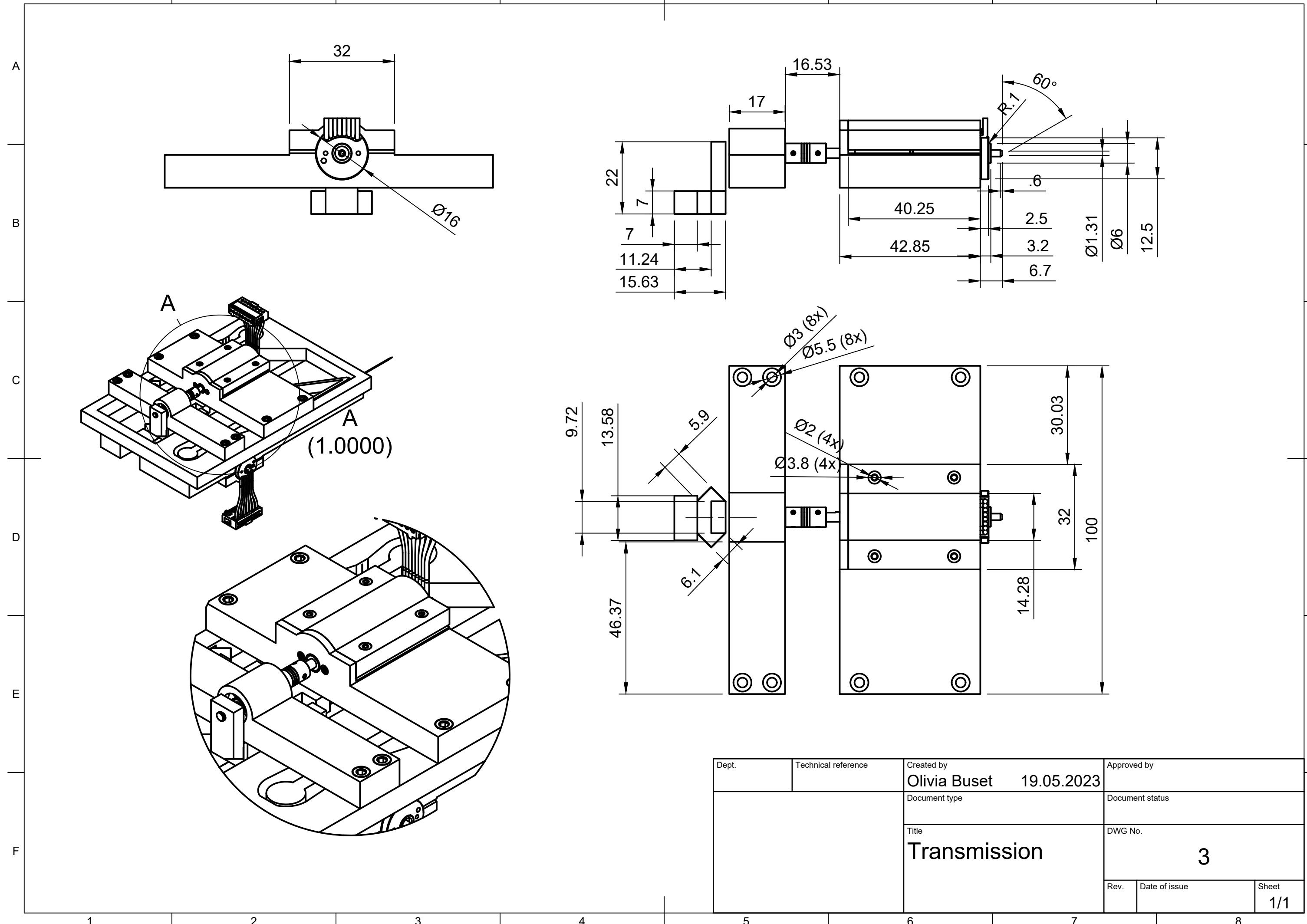
7. Annexes

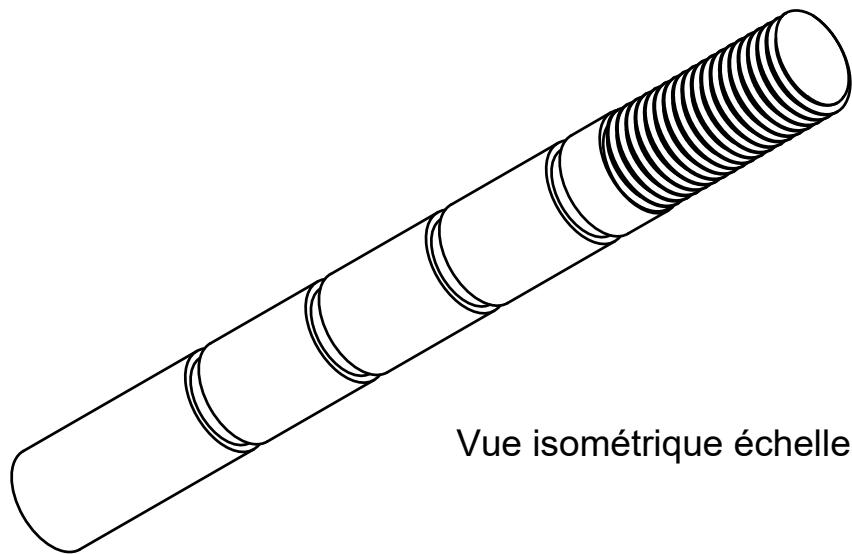




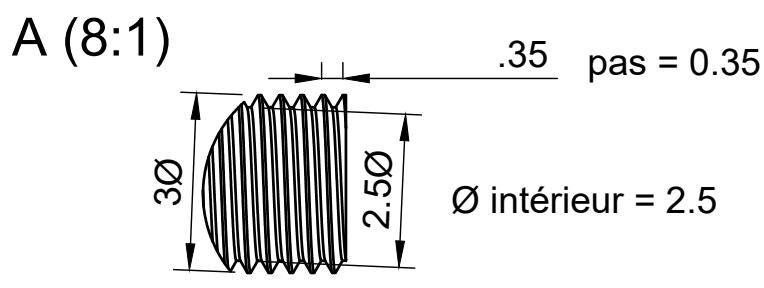
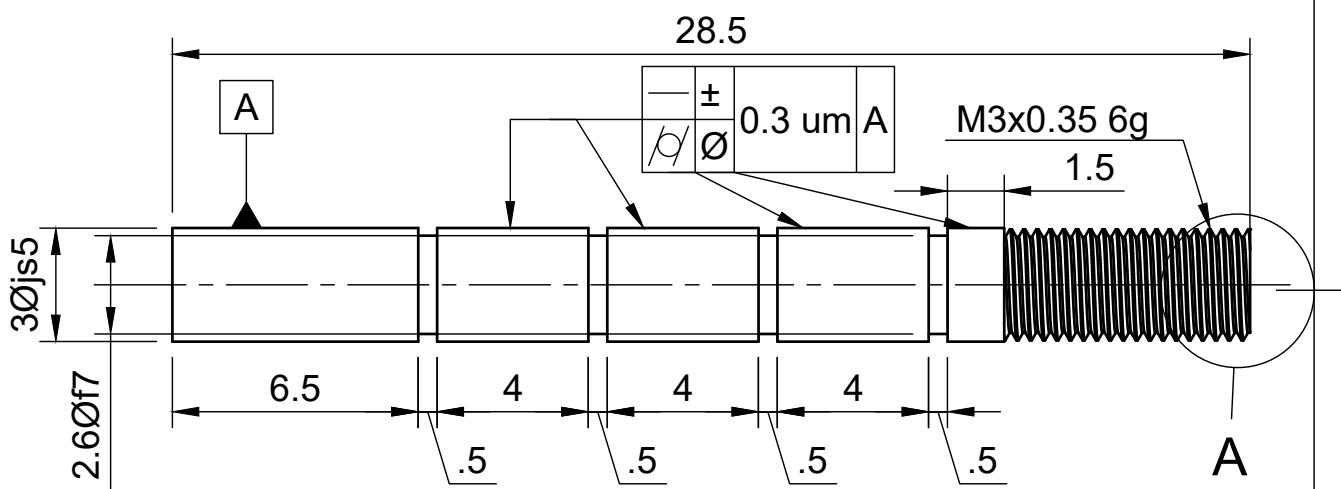
Dept.	Technical reference	Created by Groupe 4 CDM 19.05.2023	Approved by
		Document type	Document status
		Title Corps d'épreuve	DWG No. 2
		Rev.	Date of issue
			Sheet 2/2

1 2 3 4 5 6 7 8





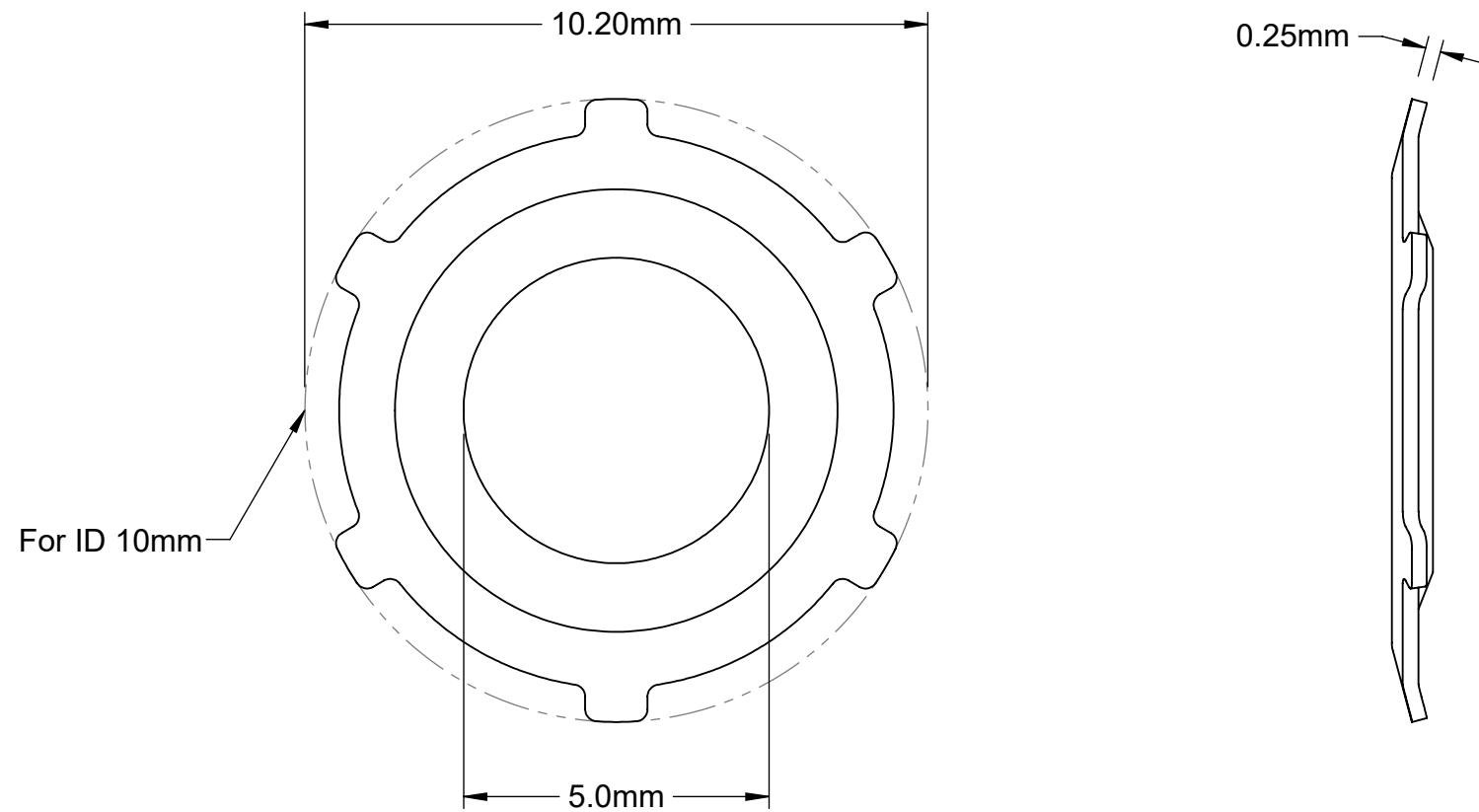
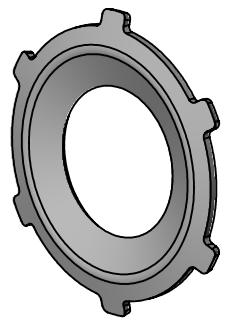
Vue isométrique échelle 5:1



Tolérance générale
ISO : ISO 2768 - mK
Précision : f
Géométrique : H

Ra 0.025

Dept.	Technical reference	Created by Groupe 4 CDM 18/05/2023	Approved by
Echelle 5:1		Document type	Document status
A4		Title Vis fileté Transmission	DWG No. 4
Rev.	Date of issue	Sheet 1/1	



Minimum Installation Depth 2.00mm

McMASTER-CARR® CAD

<http://www.mcmaster.com>

© 2022 McMaster-Carr Supply Company

Information in this drawing is provided for reference only.

PART
NUMBER

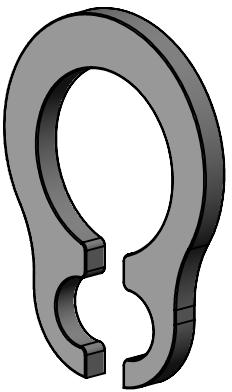
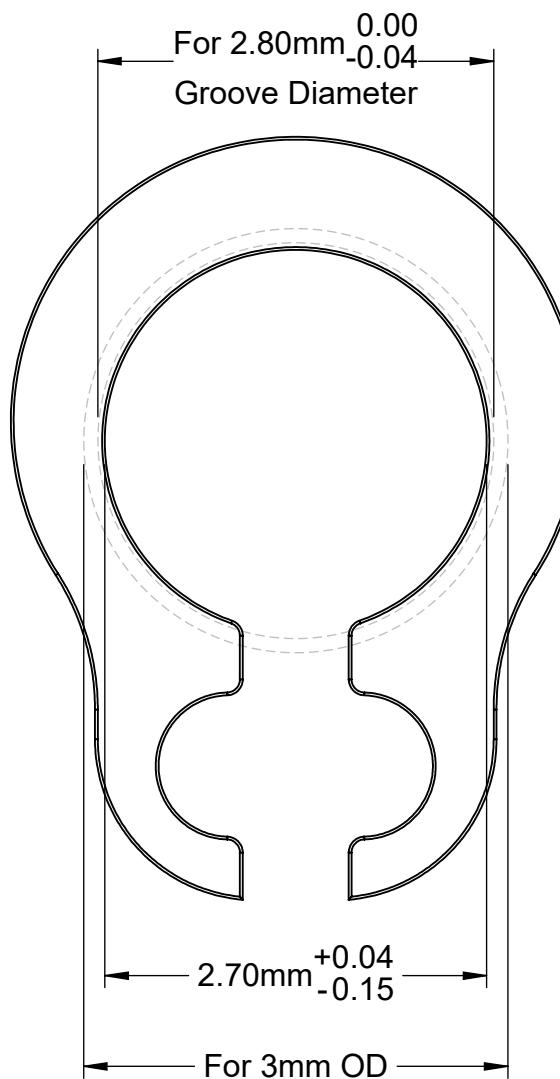
90635A124

Push-on Internal
Retaining Rings



For 0.50mm
Groove Width

0.40mm ^{0.00}
_{-0.05}



McMASTER-CARR® CAD

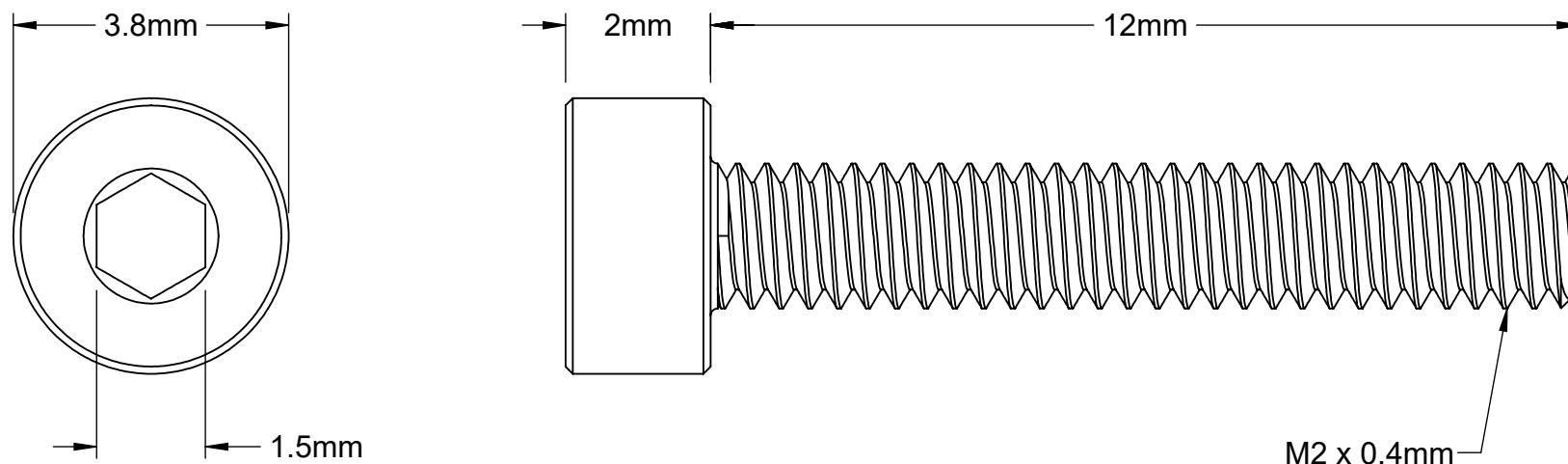
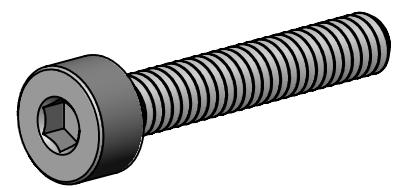
<http://www.mcmaster.com>
© 2023 McMaster-Carr Supply Company

Information in this drawing is provided for reference only.

PART
NUMBER

98541A111

External
Retaining Ring



McMASTER-CARR ↑CAD

<http://www.mcmaster.com>

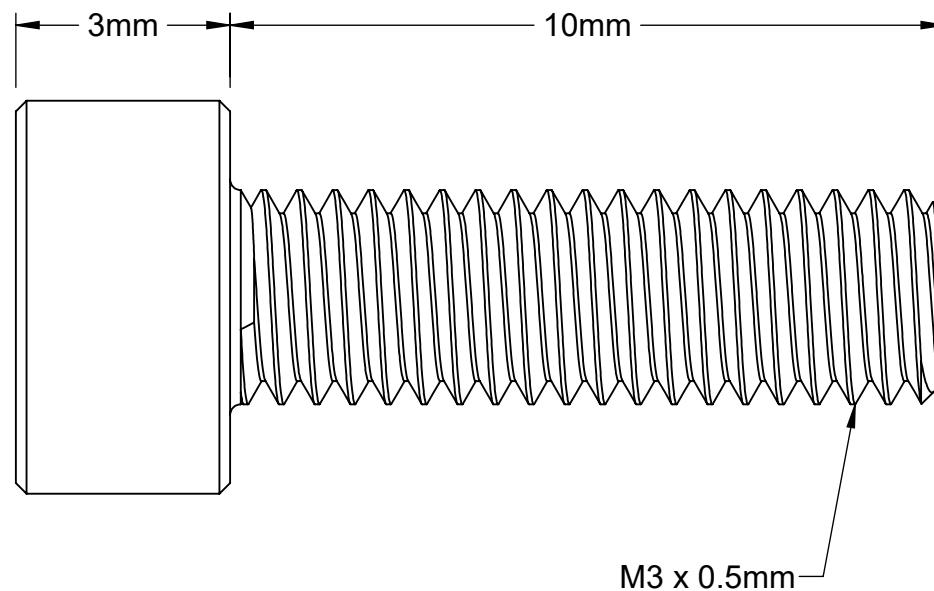
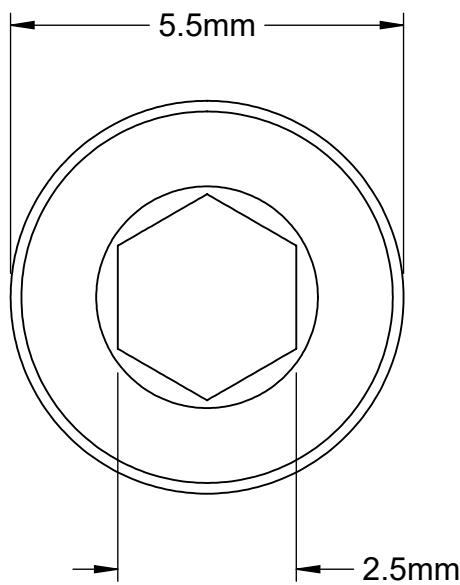
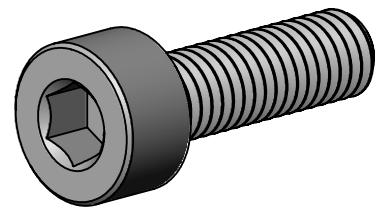
© 2023 McMaster-Carr Supply Company

Information in this drawing is provided for reference only.

PART
NUMBER

91290A019

Alloy Steel Socket
Head Screw



McMASTER-CARR ↑CAD

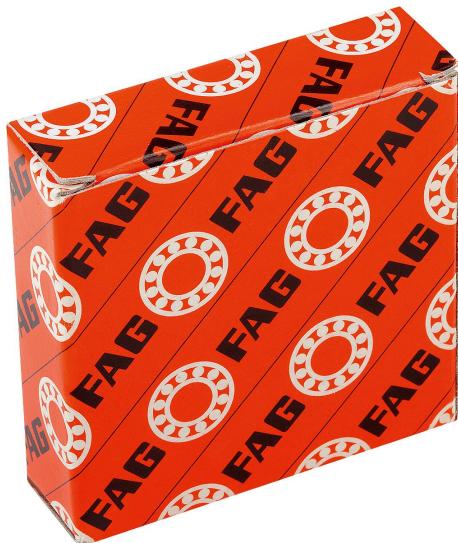
<http://www.mcmaster.com>
© 2023 McMaster-Carr Supply Company

Information in this drawing is provided for reference only.

PART NUMBER **91290A115**

Alloy Steel Socket
Head Screw

Description de l'article/illustrations du produit

**Description****Matière :**

Bague intérieure, baguée extérieure et éléments roulants en acier à roulements.
Cage en tôle d'acier.
Flasque en tôle d'acier. Joint à lèvres en NBR.

Finition :

2Z = étanchéité par flasques sans contact des deux côtés.
2RSR = étanchéité par joints à lèvres sans contact des deux côtés.

Nota :

Les roulements à billes à une rangée de billes acceptent des contraintes radiales et axiales élevées. Les contraintes axiales sont absorbées dans les deux sens. Les modèles 2Z et 2RSR sont lubrifiés à vie avec un graisse de qualité.

Les dimensions principales des roulements à billes sont conformes à la norme DIN 625-1. Les tolérances dimensionnelles et de fonctionnement correspondent à la classe de tolérance PN selon DIN 620. Le jeu radial du palier correspond à un jeu radial CN selon DIN 620-4. Les classes de tolérances sont des tolérances standard et sont adaptées pour la plupart des applications.

Plage de température :

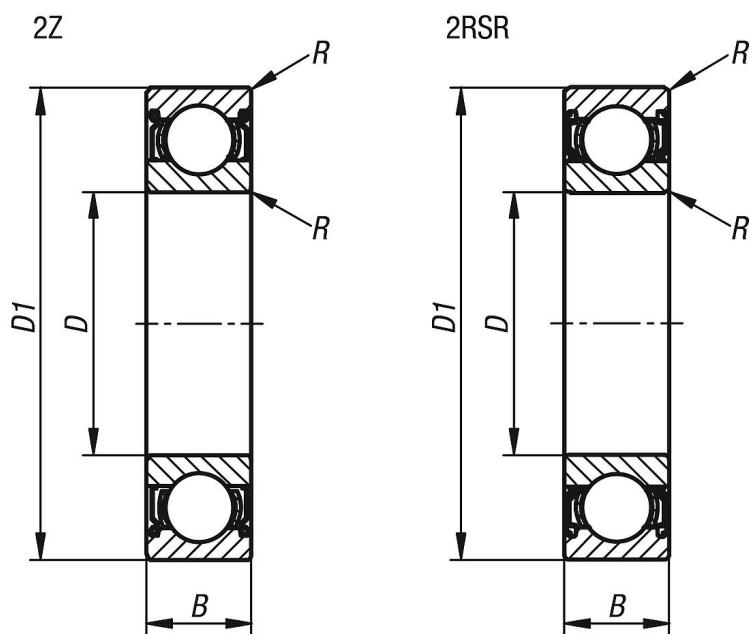
-30 °C jusqu'à +110 °C

Sur demande :

Roulements à billes à une rangée de billes.

Autres dimensions et exécutions.

Dessins



Set Screw Precision Flexible Shaft Couplings

Parallel Cut, for 3 mm x 3 mm Shaft Diameter, 12.5 mm Long

\$184.31 Each
4145N198

Material	7075 Aluminum
For Shaft Diameter	3mm x 3mm
Overall Length	12.5mm
OD	6mm
Maximum Speed	32,000 rpm
Maximum Torque	2.2 in.-lbs.
Misalignment Capability	
Parallel	0.04mm
Angular	1.5°
Axial	0.06mm
For Shaft Type	Round
For Shaft Misalignment Type	Parallel, Angular, Axial
For Motion Type	Forward/Reverse, Start/Stop
Shaft Coupling Type	Flexible
Flexible Shaft Coupling Cut Style	Parallel
Construction	One Piece
Shaft Mount Type	Set Screw
Set Screw	
Type	Slotted
Material	Stainless Steel
Number Included	4
RoHS	RoHS 3 (2015/863/EU) Compliant
REACH	REACH (EC 1907/2006) (07/08/2021, 219 SVHC) Compliant
DFARS	Specialty Metals COTS-Exempt
Country of Origin	Ireland
Schedule B	848360.8000
ECCN	EAR99

Tighten the set screws to fasten these couplings to your shaft. Set screws bite into the shaft to hold the couplings in place. All are lightweight, corrosion-resistant aluminum.

Parallel couplings have short, intermittent slits in the body that create rigidity and high torque capabilities. Able to handle higher speeds than spiral couplings, they're often used in linear test systems and scientific instruments. They're also known as slit couplings. Parallel couplings do not handle misalignment as well as spiral couplings.