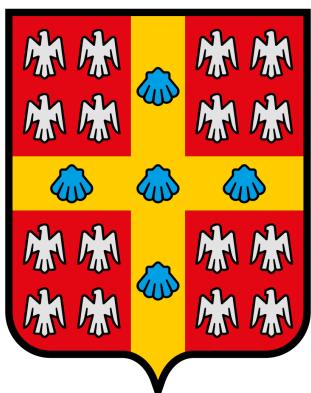


Place Holder page titre

Va être remplacée par celle sur Teams

Charles Bouthillier Paul Charvet William Hamilton Samuel Roy

2025-12-12



UNIVERSITÉ
LAVAL

Université Laval

Faculté de science génie

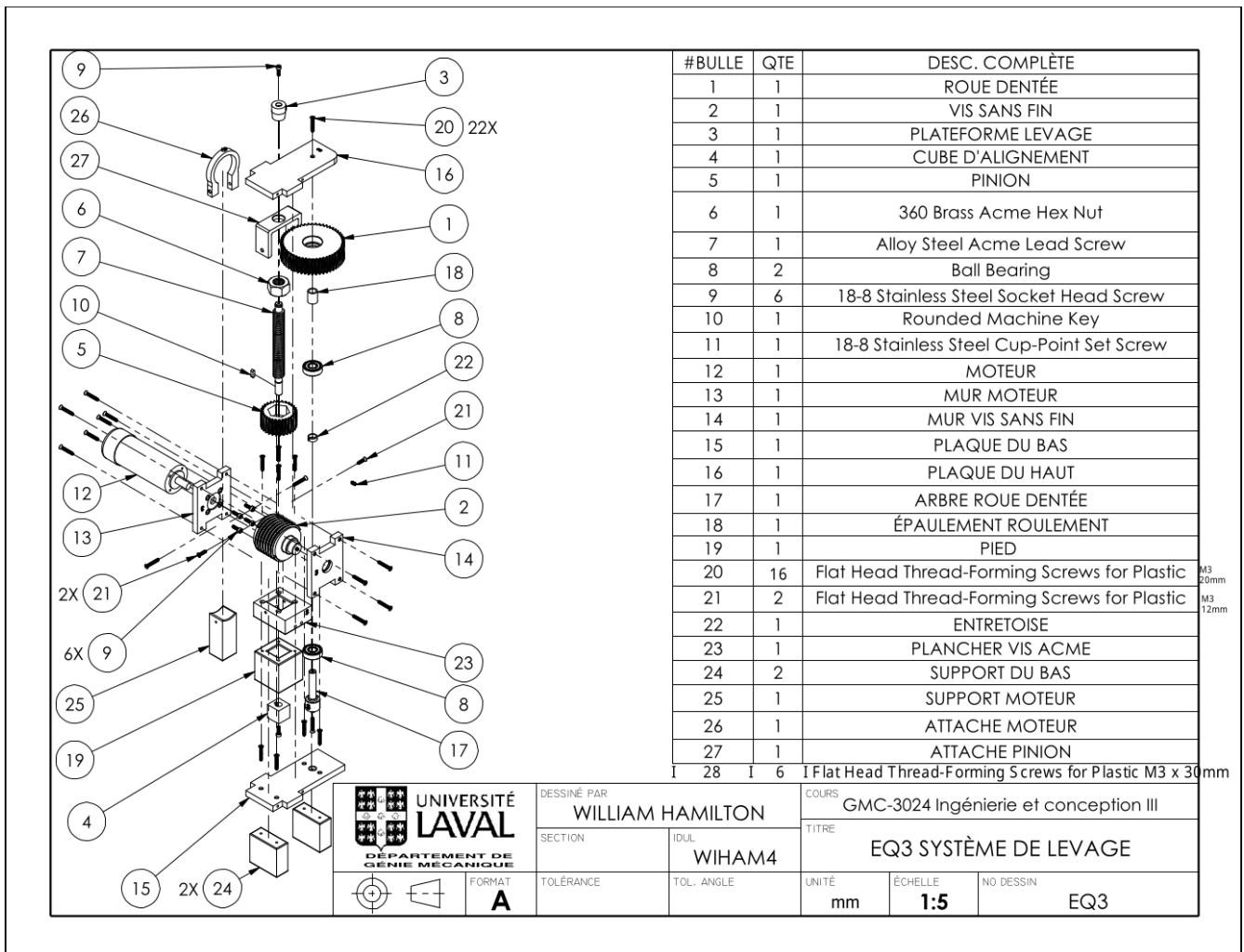
Québec

Table des matières

1	Vue CAD 3D explosée	1
2	captures d'écran des enveloppes d'impression	2
2.1	Volumes Préférentiels X-Y	2
2.1.1	Lot #1	2
2.1.2	Lot #2	3
2.2	Volumes Préférentiels Z	4
2.2.1	Lot #3	4
2.2.2	Lot #4	5
3	Croquis à main levé	6
3.1	Concept #1: Charles Bouthillier	6
3.2	Concept #2: Samuel Roy	7
3.3	Concept #3: Paul Charvet	8
3.4	Concept #4: William Hamilton	10
3.5	Grille de sélection	11
3.6	Justification des cotes	11
4	Calculs	13
4.1	Calcul de faisabilité (#1)	13
4.1.1	DCL des composantes dans le chemin de force	13
4.1.2	couple pour soulever 295,5kg	19
4.1.3	couple pour soulever une charge optimale (34/75 kg/lbs	20
4.1.4	masse pour un couple moteur unitaire	21
4.1.5	temps de montée	22
4.1.6	Évaluer la surcharge	22
4.2	Calcul #2: flexion des dents de la roue dentée (pièce #1)	23
4.2.1	explication des contraintes physiques	23
4.2.2	DCL	24
4.2.3	données techniques du calcul	24
4.2.4	question technique et description du calcul	24
4.2.5	cas en opération normale	25

4.2.6	cas en surcharge	25
4.2.7	signatures	26
4.3	Calcul #3: flexion de l'arbre de la roue dentée (pièce #17)	26
4.3.1	explication des contraintes physiques	26
4.3.2	DCL	26
4.3.3	données techniques du calcul	27
4.3.4	question technique et description du calcul	27
4.3.5	cas en opération normale	28
4.3.6	cas en surcharge	28
4.3.7	signatures	28
4.4	Calcul #4: torsion de la vis sans vis sans fin (pièce #2)	29
4.4.1	explication des contraintes physiques	29
4.4.2	DCL	29
4.4.3	données techniques du calculs	29
4.4.4	question technique et description du calcul	29
4.4.5	cas en opération normale	30
4.4.6	cas en surcharge	30
4.4.7	signatures	30
4.5	Calcul #5: flambage de la vis ACME (pièce #7)	31
4.5.1	explication des contraintes physiques	31
4.5.2	DCL	31
4.5.3	données techniques du calculs	31
4.5.4	question technique et description du calcul	32
4.5.5	cas en opération normale	32
4.5.6	cas en surcharge	32
4.5.7	signatures	33
5	Conclusion	34
5.1	Fiche de spécifications techniques	34

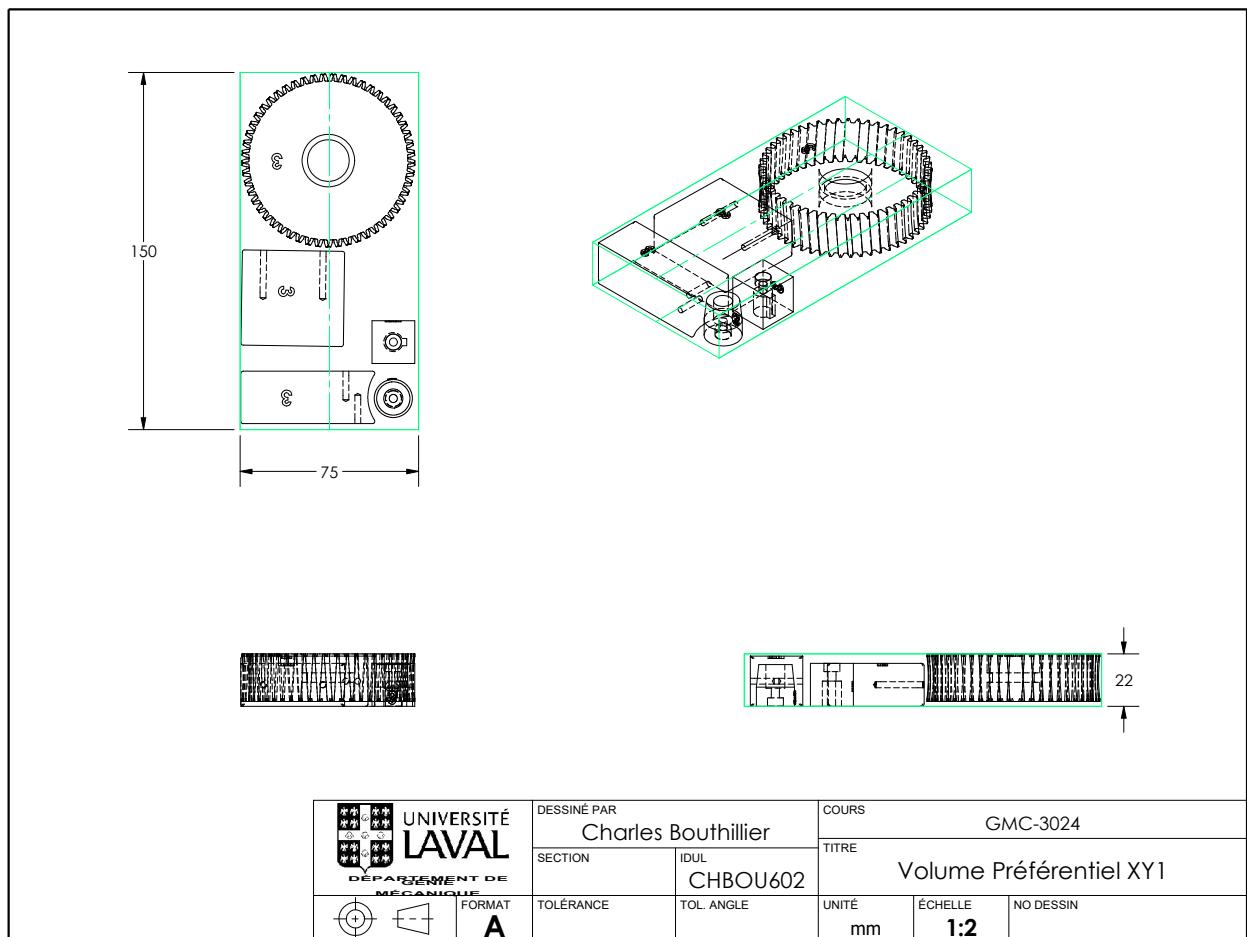
1 Vue CAD 3D explosée



2 captures d'écran des enveloppes d'impression

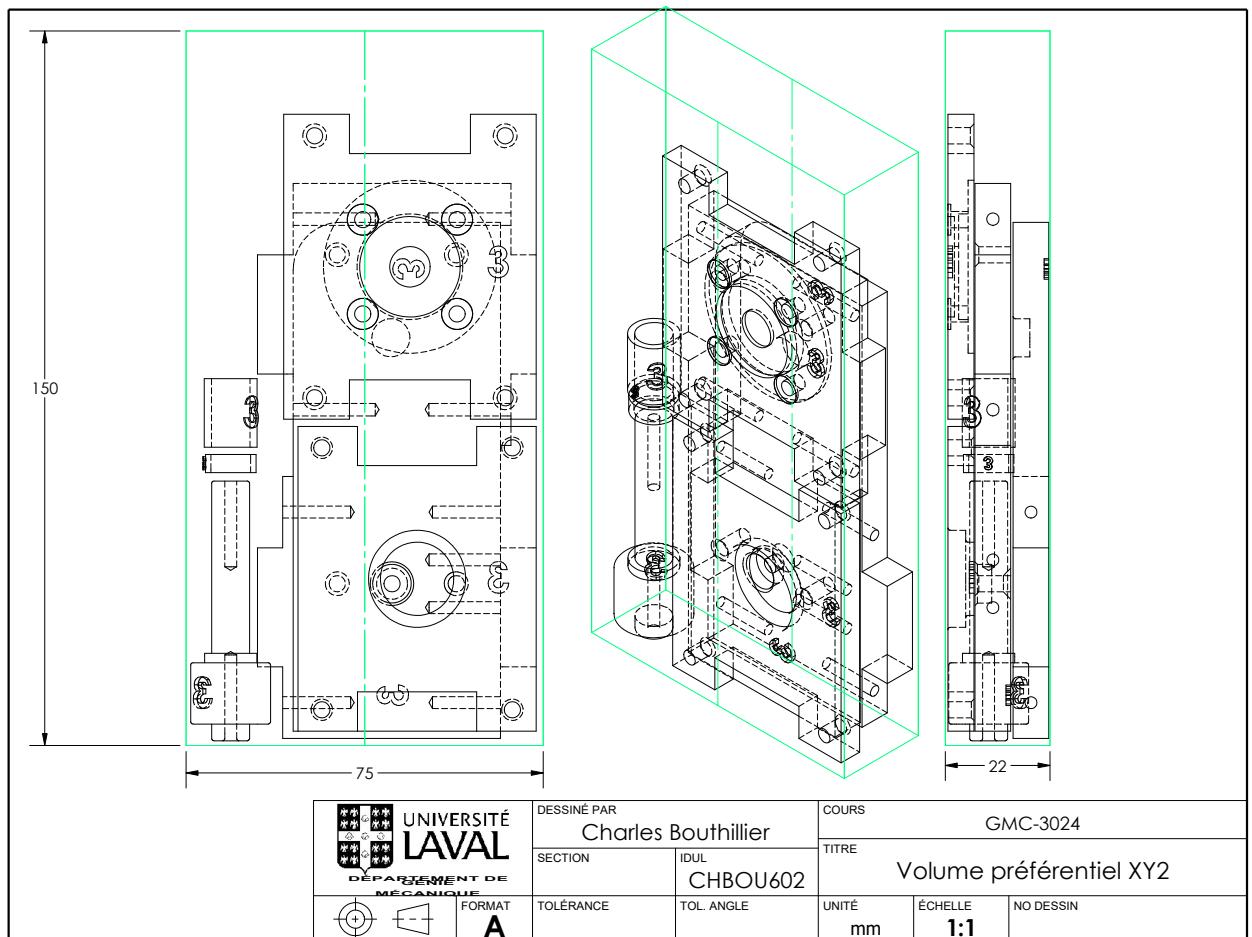
2.1 Volumes Préférentiels X-Y

2.1.1 Lot #1



Produit d'éducation SOLIDWORKS. A titre éducatif uniquement.

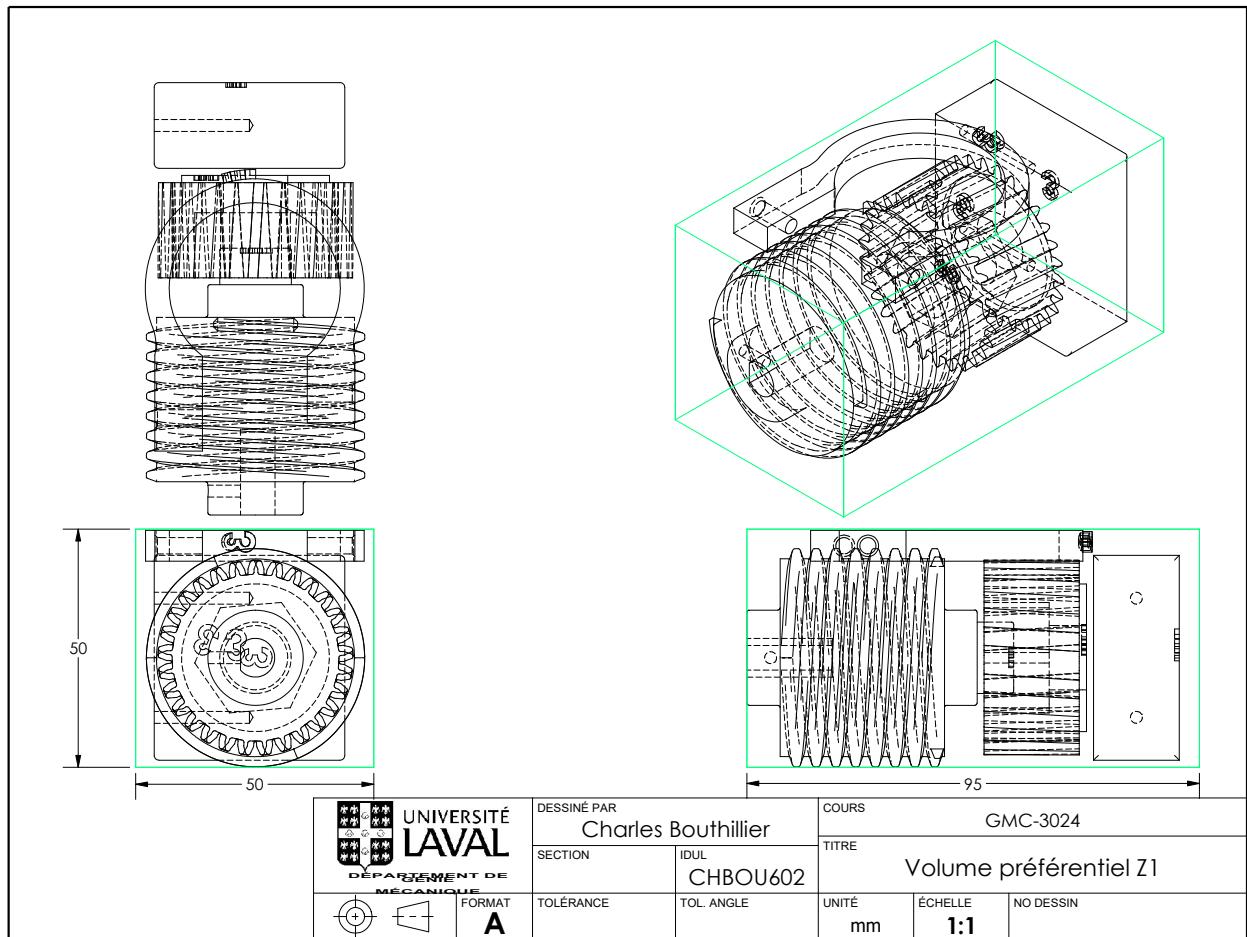
2.1.2 Lot #2



Produit d'éducation SOLIDWORKS. A titre éducatif uniquement.

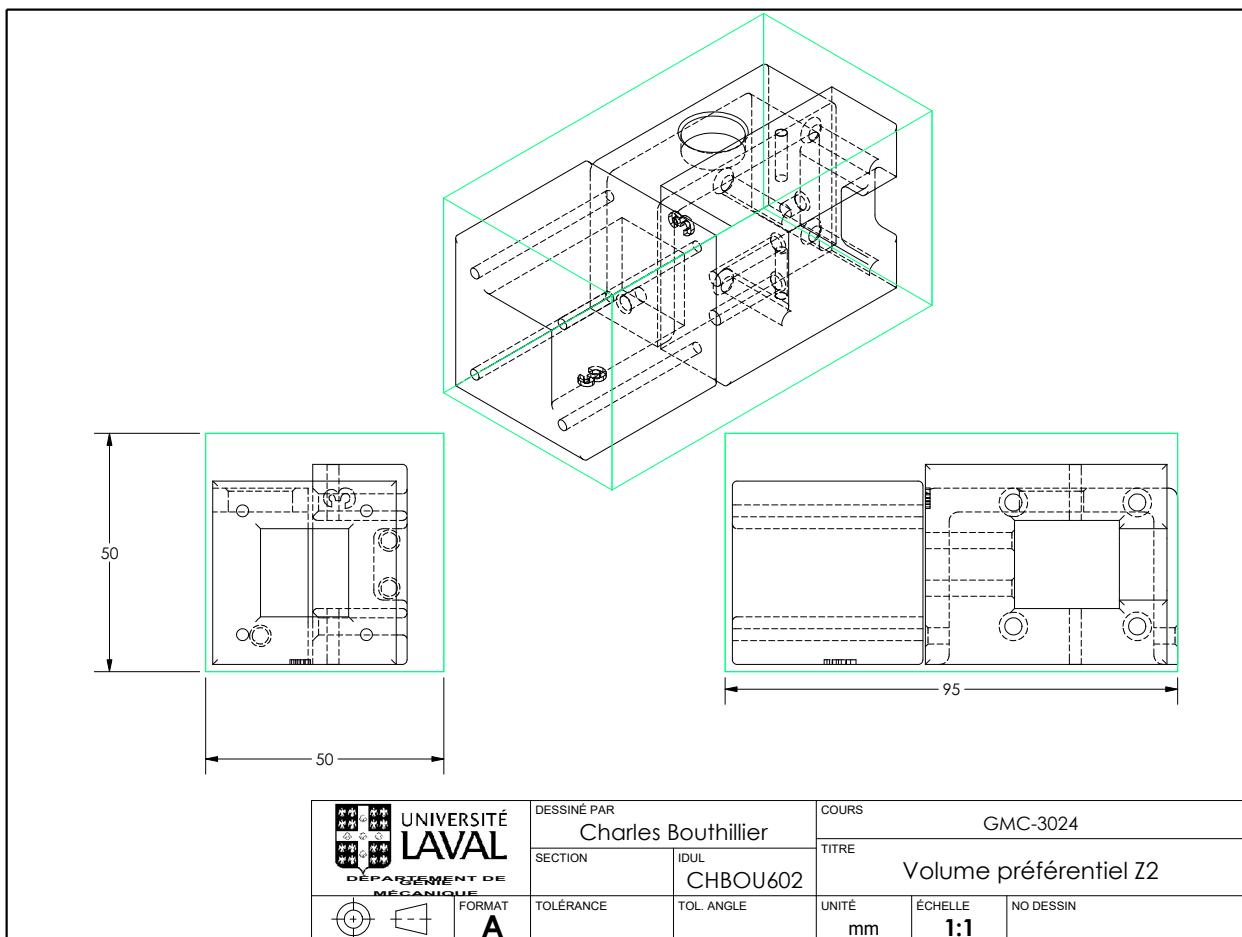
2.2 Volumes Préférentiels Z

2.2.1 Lot #3



Produit d'éducation SOLIDWORKS. A titre éducatif uniquement.

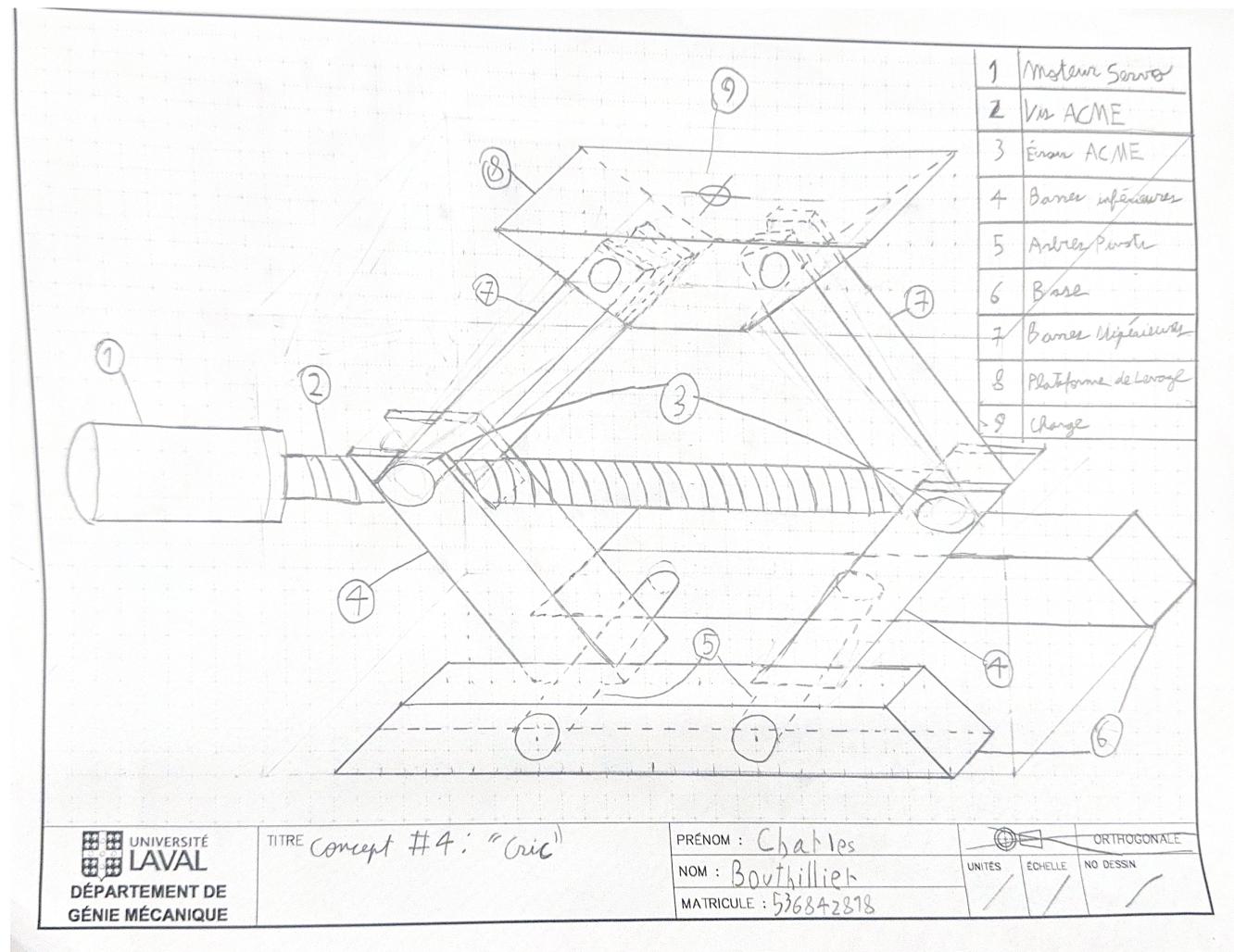
2.2.2 Lot #4



Produit d'éducation SOLIDWORKS. A titre éducatif uniquement.

3 Croquis à main levé

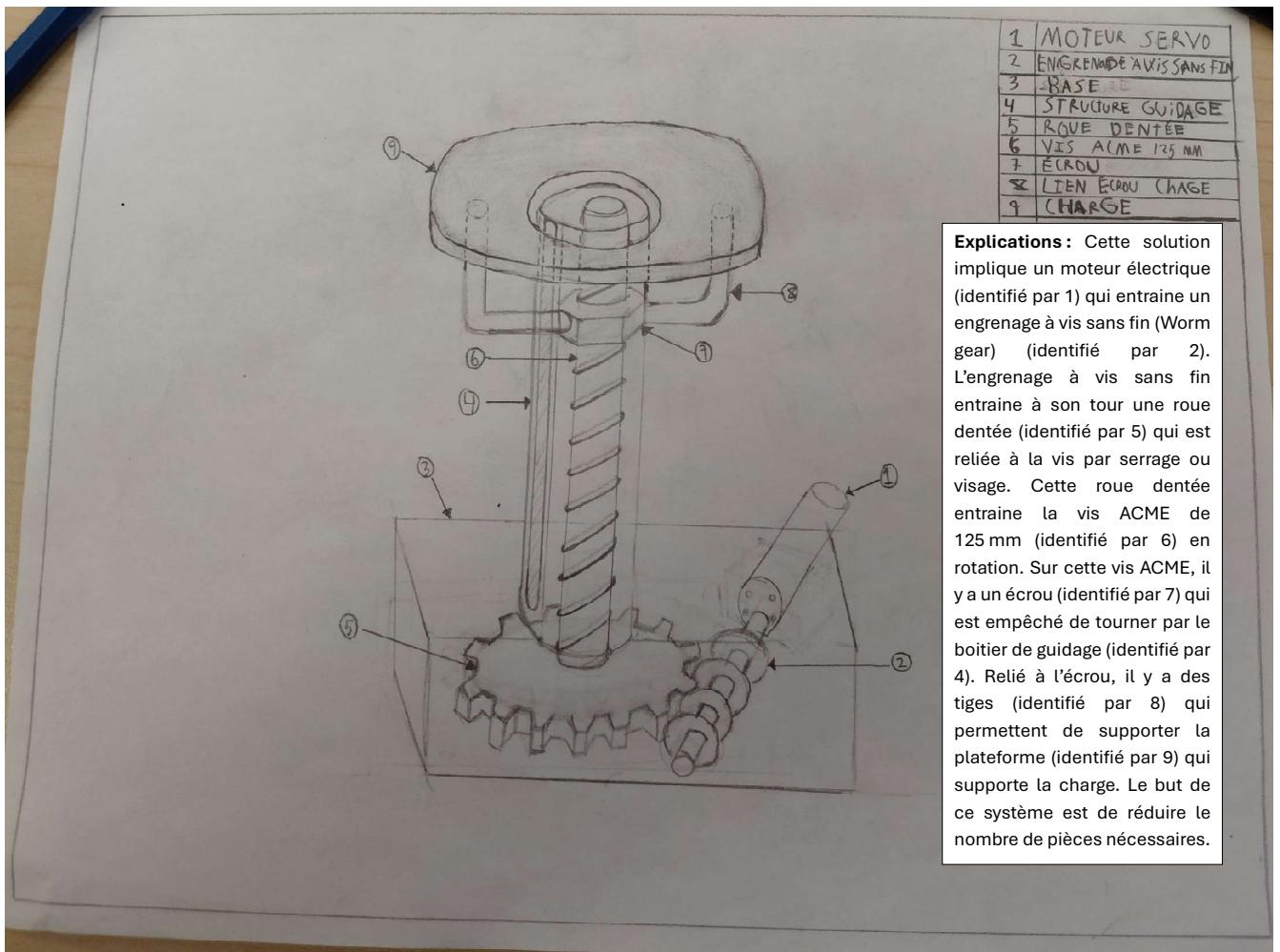
3.1 Concept #1: Charles Bouthillier



Explication du concept: Cette solution est inspiré d'un "cric" permettant de soulever des voitures. Le moteur (#1) fait tourner une vis ACME (#2). Deux écrous (#3) sont bloqués en rotation sur la vis, lorsque le moteur tourne, ils seront naturellement pousser vers le centre de la vis, entraînant avec eux les pivots centraux des barres (#4 et #7). Lorsque les pivots centraux se rapprochent, les systèmes de barres se dressent, ce qui a pour effet d'élèver la plateforme (#8), et par extension, la charge (#9) qui y est posée.

Charles Bouthillier

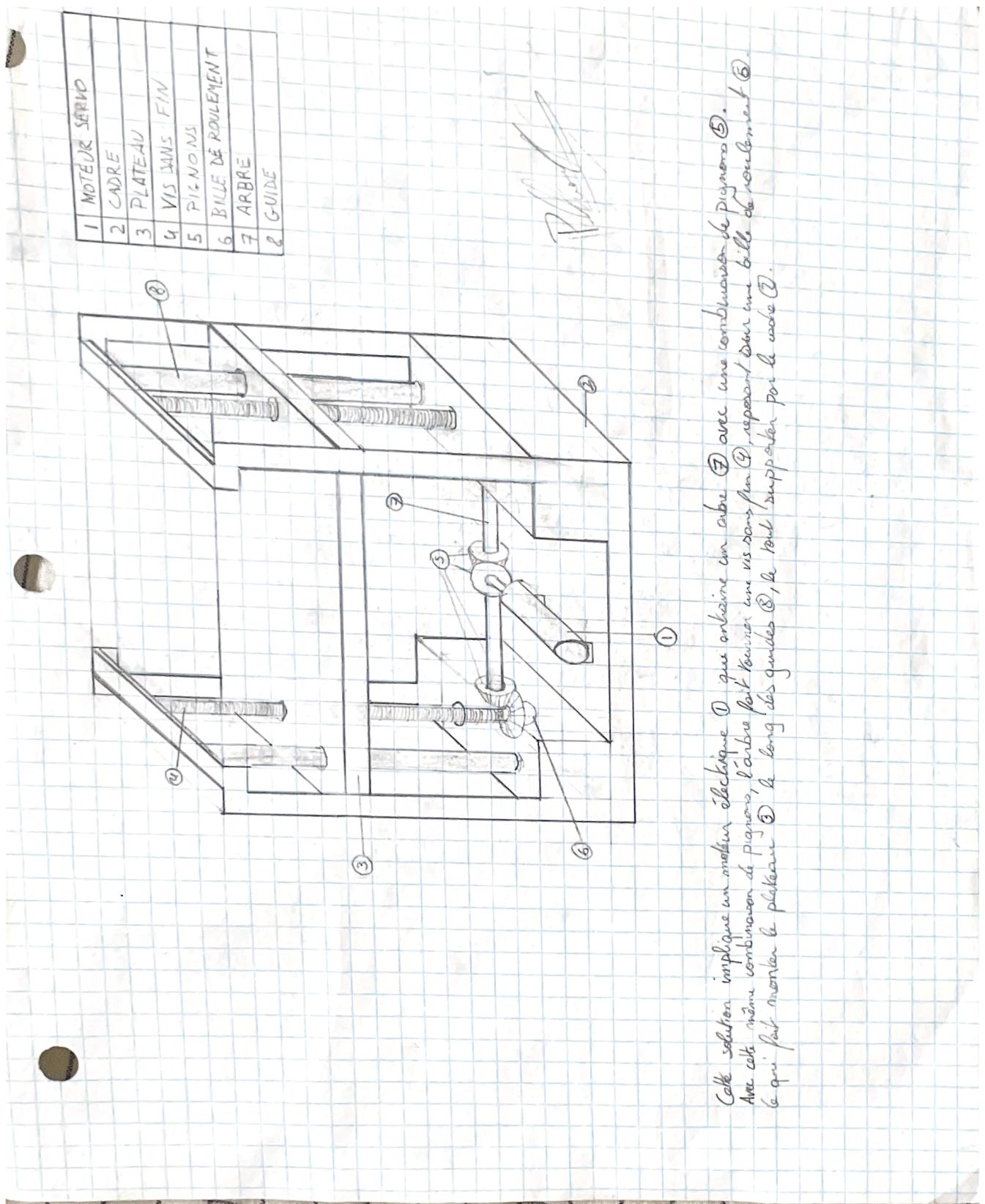
3.2 Concept #2: Samuel Roy



Explication du concept: Voir image ci-dessus

Samuel Roy

3.3 Concept #3: Paul Charvet



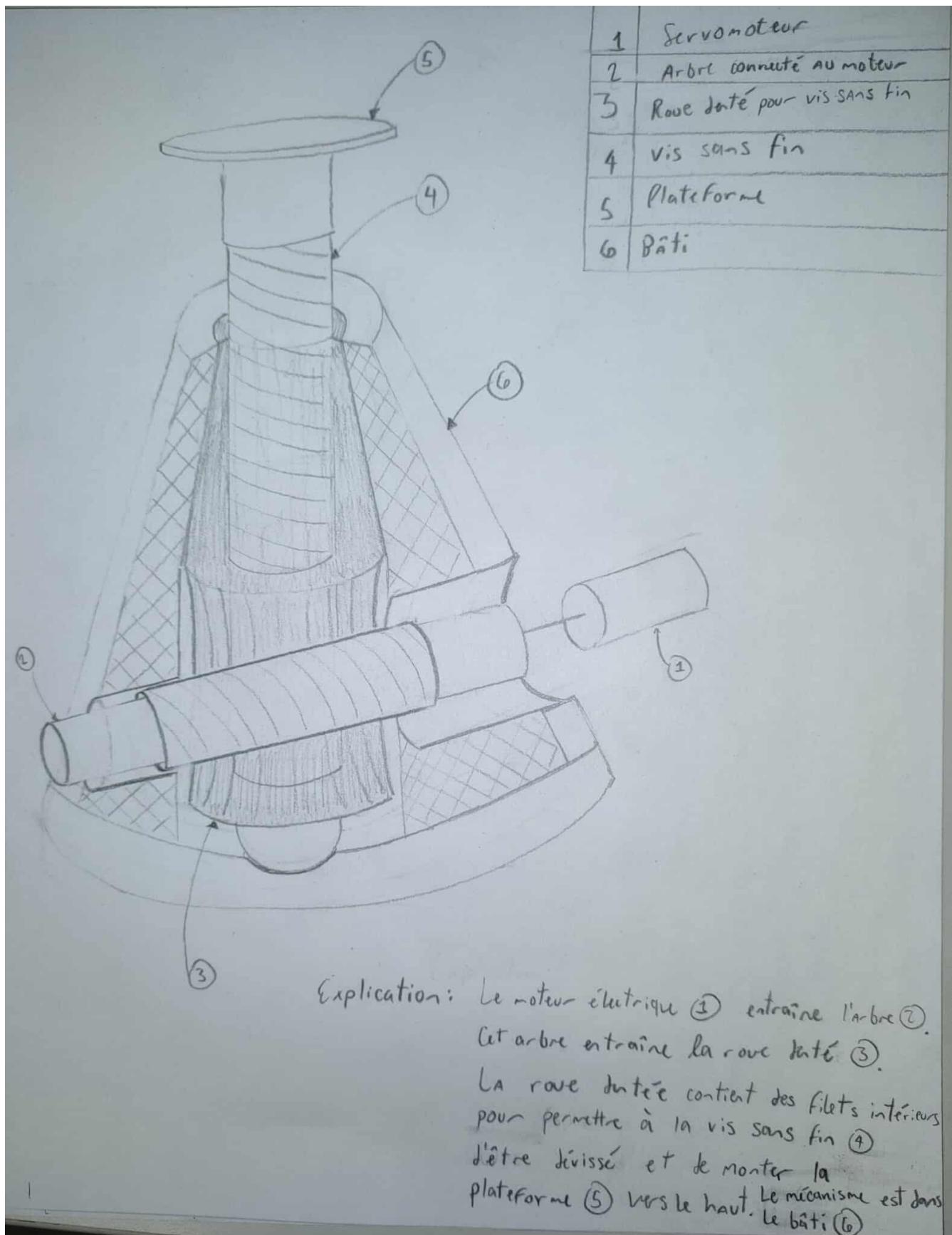
Cette solution implique un moteur électrique (#1) qui entraîne une combinaison de pignons (#3). Avec cette même combinaison de pignons, l'arbre fait tourner une vis dans fin (#4) reposant sur une bille de roulement (#6). Ce qui fait monter le plateau (#2) le long des guides (#8), le tout supporté par la voie (#7).

Explication du concept: Cette solution implique un moteur électrique (#1) qui entraîne

un arbre (#7) avec une combinaison de pignons (#5). À l'aide de cette dernière, l'arbre fait tourner une vis sans fin (#4) reposant sur une bille de roulement (#6), ce qui fait monter le plateau (#3) le long des guides (#8), le tout supporter par le cadre (#2).



3.4 Concept #4: William Hamilton



Explication du concept: Le moteur électrique (#1) entraîne l'arbre (#2). Cet arbre entraîne la roue dentée (#3). La roue dentée contient des filets intérieurs pour permettre à la vis sans fin (#4) d'être dévissée et de faire monter la plateforme (#5). Le mécanisme est donc le bâti (#6).

3.5 Grille de sélection

Critères	importance	CB A 0-100%	SR B 0-100%	PC C 0-100%	WH D 0-100%	A	B	C	D
Propension à soulever une lourde charge	35	60	65	80	70	21	22.75	28	24.5
Variabilité du niveau de charge pouvant être soulevée en fonction de la hauteur ou géométrie	15	80	100	100	90	12	15	15	13.5
Complexité/Nombre de pièces	25	80	95	30	90	20	23.75	7.5	22.5
Niveau d'incertitudes ou de risque	25	80	70	90	95	20	17.5	22.5	23.75
TOTAL						73	79	73	84.25

3.6 Justification des cotes

Pour le concept #1, nous avons décidé d'attribuer la note de 60/100 au critère de propension à soulever une charge importante, en raison des contraintes susceptibles d'être appliquées aux pièces 5, dites « arbres pivots », lesquelles pourraient avoir des difficultés à les supporter. Concernant la variabilité du niveau de charge pouvant être soulevée en fonction de la géométrie, nous estimons que, lorsque le système se rapproche de sa hauteur maximale, la répartition des contraintes est amenée à évoluer. Bien que nous n'ayons pas réalisé d'analyse approfondie, nous avons choisi d'attribuer une note de 80/100. La complexité du mécanisme ainsi que le nombre de pièces ont été jugés raisonnables ; c'est pourquoi une note de 80/100 a été retenue pour ce critère. Enfin, le niveau d'incertitude a également obtenu cette note, dans la mesure où il s'agit d'un concept déjà connu et couramment utilisé.

Pour le concept #2, nous avons estimé que la capacité à soulever une charge importante

serait limitée et que le couple requis atteindrait rapidement une valeur susceptible de bloquer le moteur. De plus, l'engrenage 5 risquerait de frotter contre le fond du boîtier. Pour ces raisons, nous avons attribué une note de 65/100. Ensuite, bien que nous n'ayons réalisé ni calculs ni analyses détaillées, nous avons supposé que la hauteur du système n'influencerait pas sa capacité à soulever différentes charges. Ainsi, une note de 100/100 a été attribuée pour ce critère. En ce qui concerne la complexité et le nombre de pièces, ce concept est de loin le plus simple ; la note de 95/100 lui a donc été accordée. Les cinq points retirés s'expliquent par la conception des pièces 2 et 5, respectivement la « worm gear » et la « wheel gear », jugée plus exigeante. Enfin, une note de 70/100 a été attribuée en raison des incertitudes liées au système de transmission de puissance ainsi que du risque de flambage de la pièce 4, la « structure de guidage ».

Le concept #3 a été jugé capable de soulever une charge importante, avec une note de 80/100, en raison de la présence de deux pièces 4, des « vis sans fin ». Toutefois, un travail d'optimisation des rapports de transmission aurait été nécessaire afin de garantir une meilleure capacité de reprise de charge. Nous estimons que ce concept est parfaitement capable de supporter la charge indépendamment de la hauteur de la pièce 3, le « plateau », grâce aux pièces 8, les « guides ». C'est pourquoi la note de 100/100 a été attribuée pour ce critère. En revanche, ce concept présente une complexité élevée, avec un grand nombre de pièces en mouvement, ce qui justifie la note de 30/100. Enfin, concernant le niveau d'incertitude et de risque associé à ce concept, celui-ci a été jugé relativement faible. En effet, le système est très stable grâce aux guides et à la pièce 2, le « cadre », et une part importante des efforts est reprise par des pièces métalliques (4 et 6).

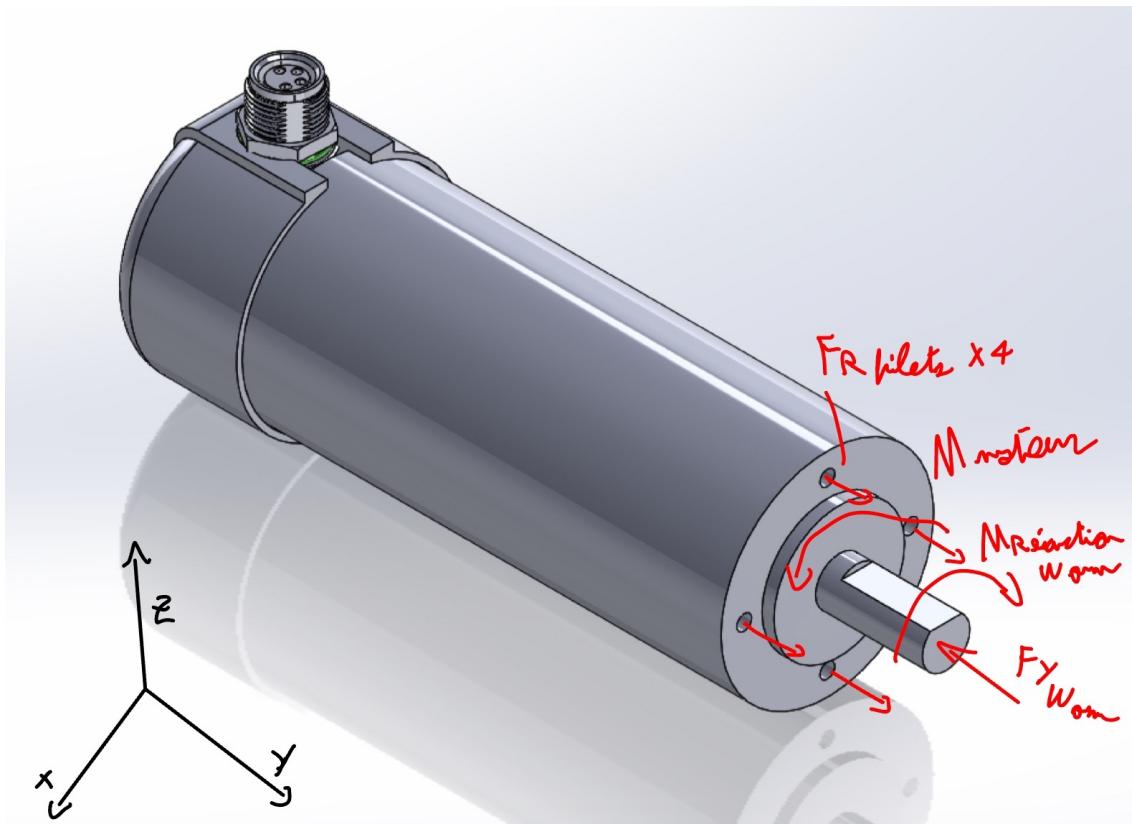
Pour le concept #4, nous estimons que, bien qu'il soit très résistant, il présente un problème similaire à celui du concept 2, à savoir une variation de rapport de transmission insuffisante, susceptible d'entraîner le blocage du moteur. Une note de 70/100 a donc été attribuée. En ce qui concerne la capacité de levage en fonction de la hauteur, nous avons jugé que l'impact serait limité ; c'est pourquoi une note de 90/100 a été accordée. Nous avons également estimé que ce concept était peu complexe, car il comporte un nombre relativement réduit de pièces. Enfin, nous avons considéré que la géométrie conique conférait une robustesse accrue au système, réduisant ainsi le risque de rupture.

4 Calculs

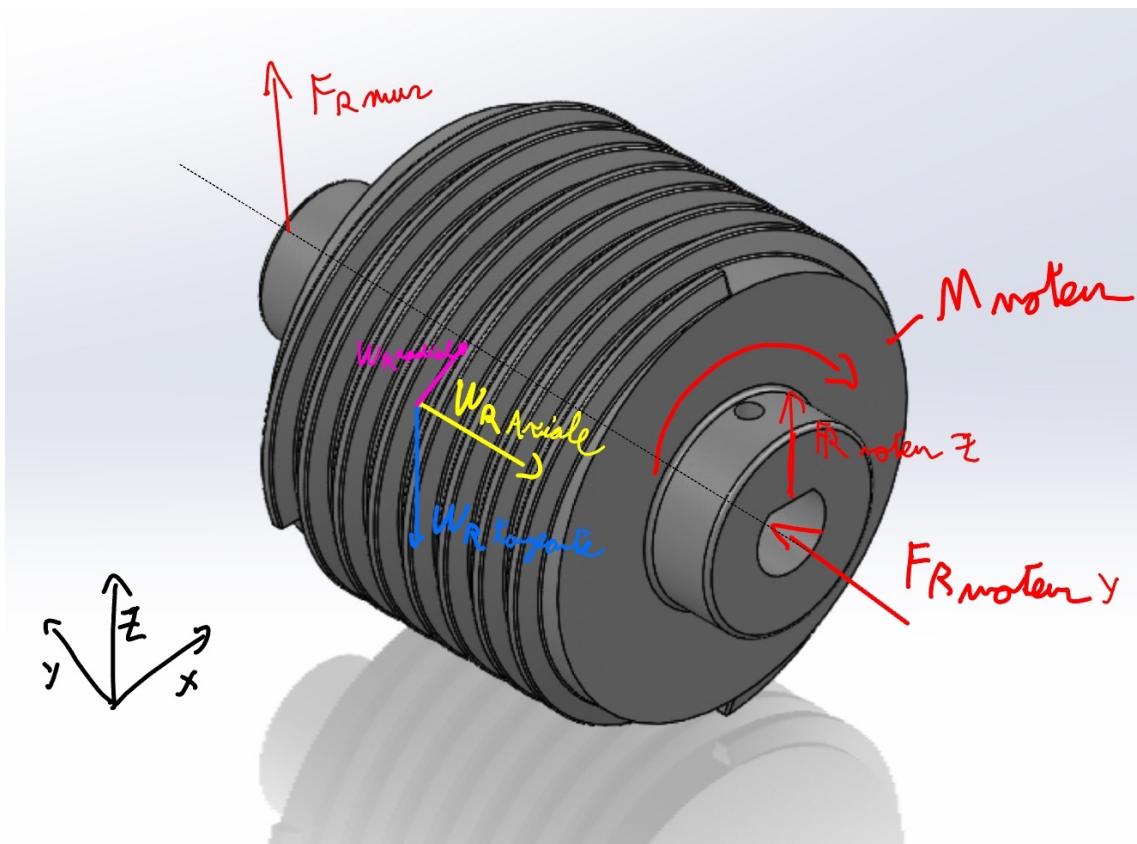
4.1 Calcul de faisabilité (#1)

4.1.1 DCL des composantes dans le chemin de force

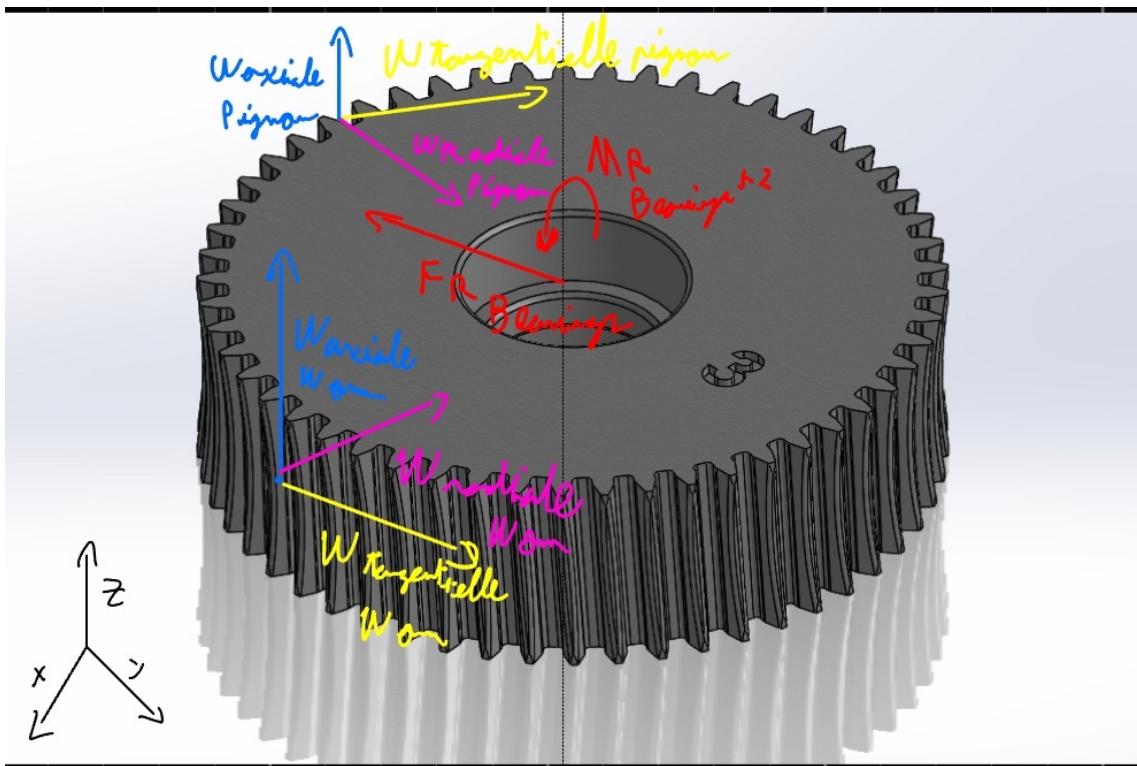
a) Moteur



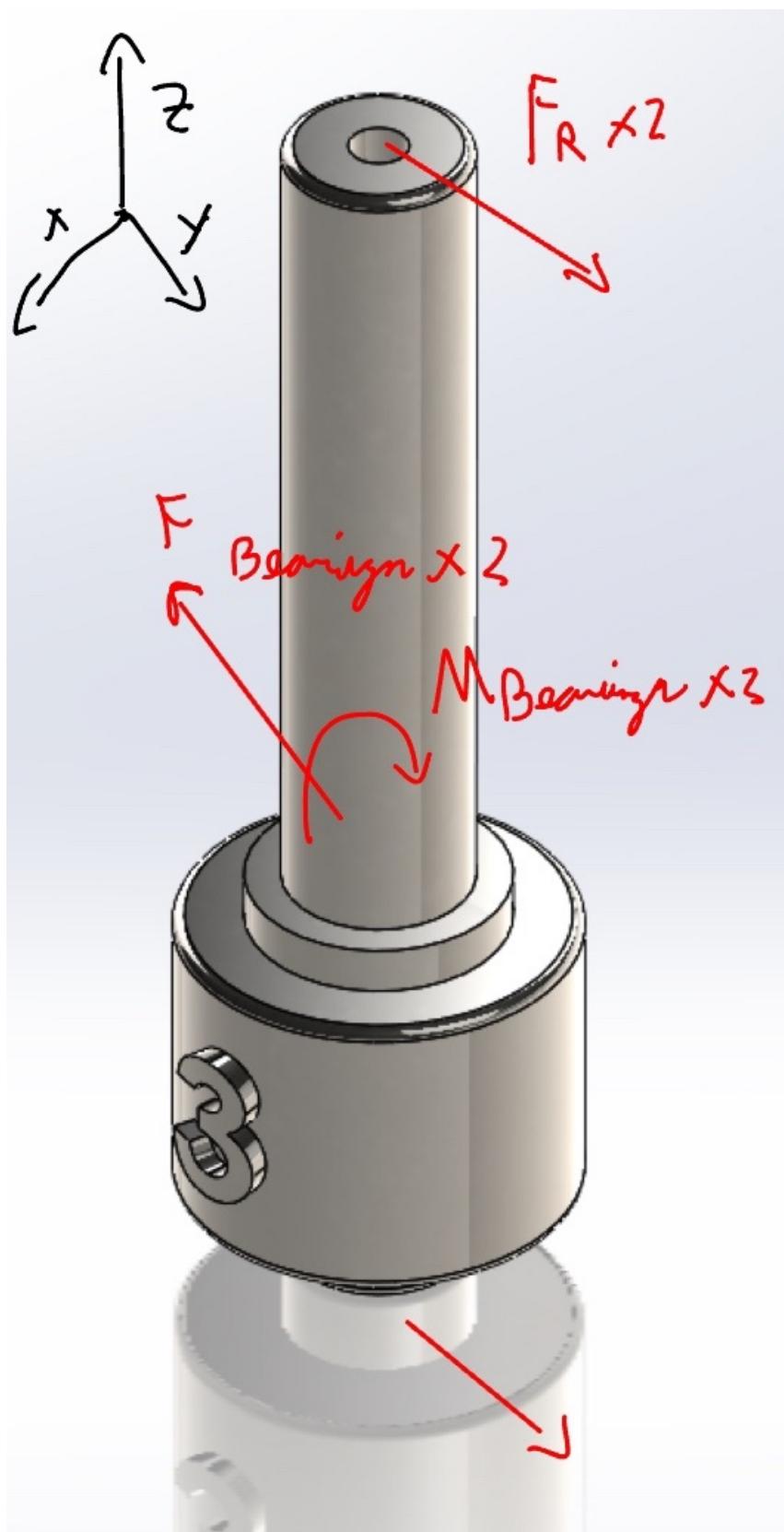
b) Vis sans fin



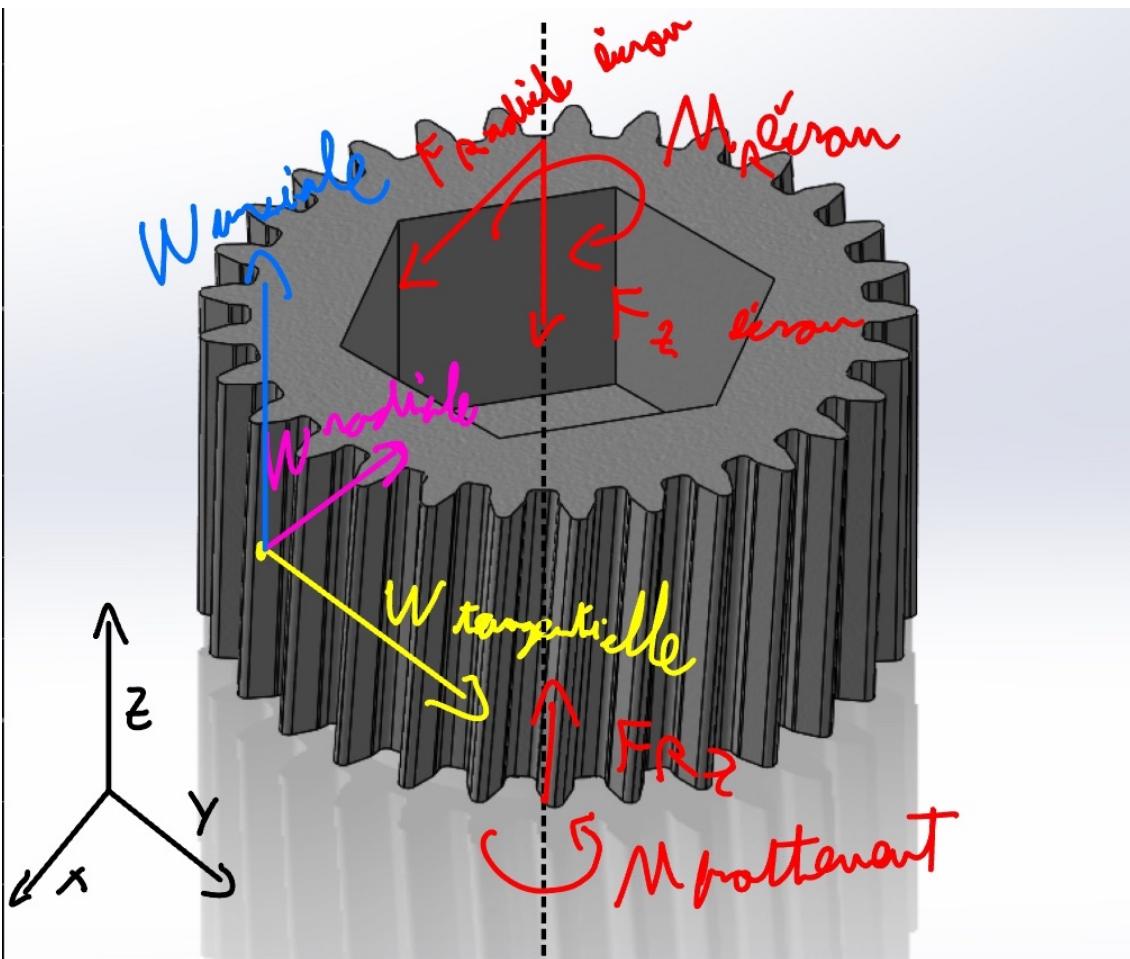
c) Roue dentée



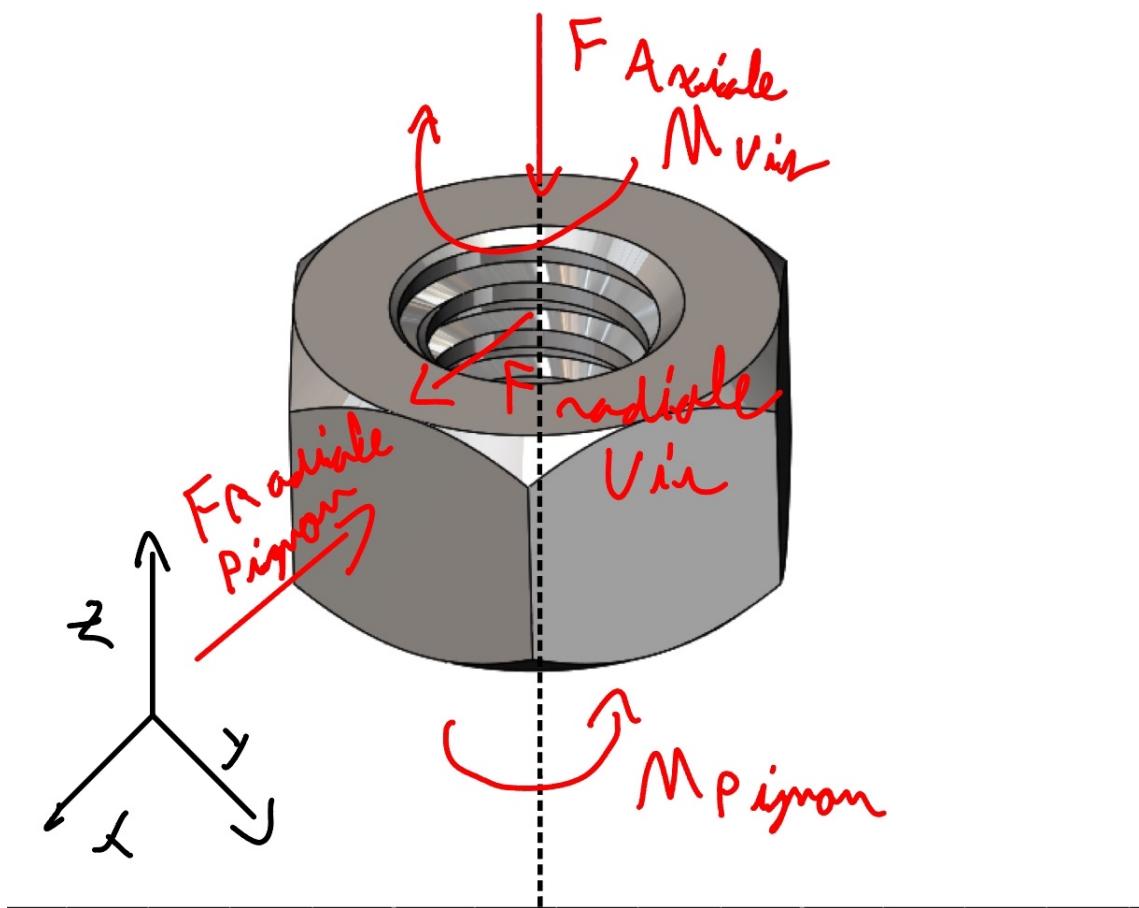
d) arbre au centre de la roue dentée



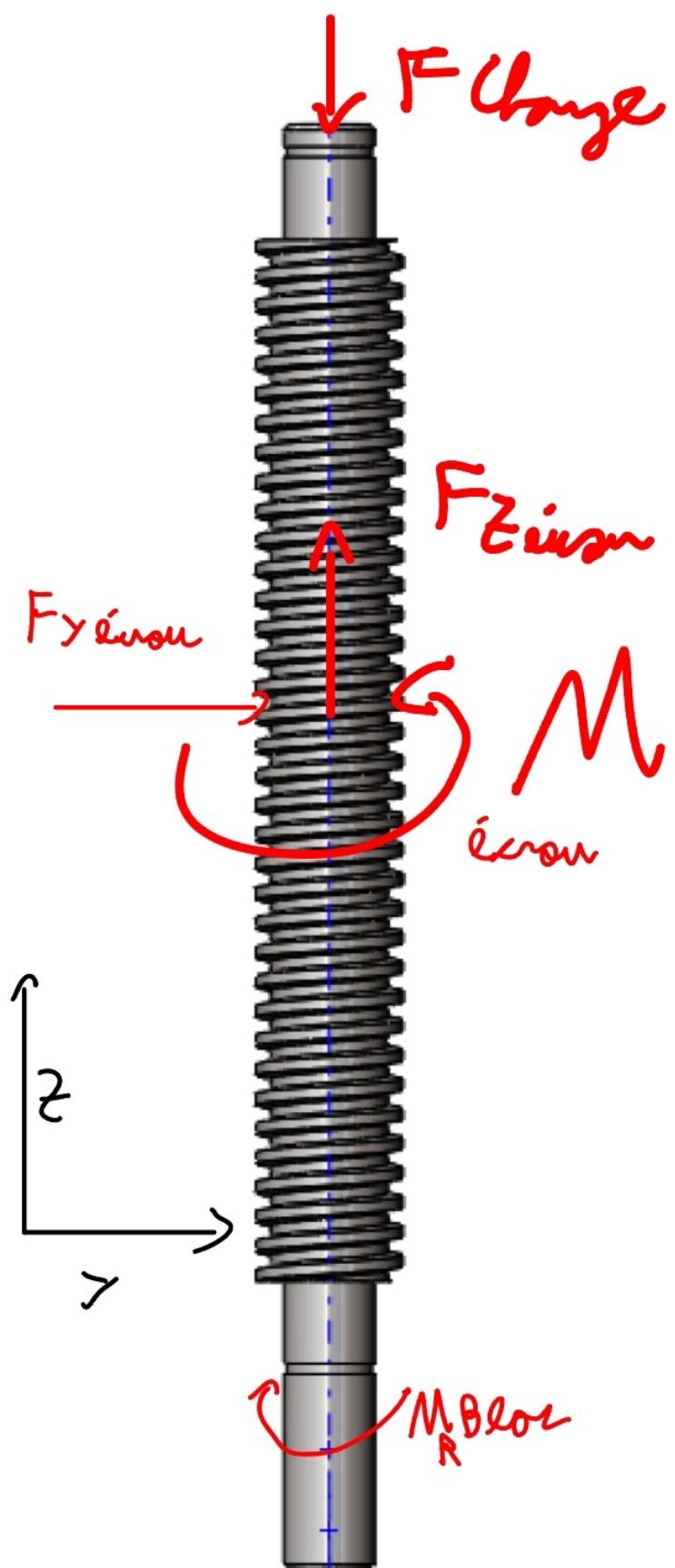
e) Pignon



f) Écrou ACME



g) Vis ACME



4.1.2 couple pour soulever 295,5kg

Paramètre	symbole	valeur de base
masse à soulever	M_{charge}	295,5 [kg]
constante de gravité	g	9,81 [ms^{-2}]
pas de la vis ACME	P	0,00254 [m]
Diamètre primitif vis ACME	\emptyset_s	0,011285 [m]
lead angle vis ACME	λ_v	N/A [°]
angle d'hélice vis ACME	ψ_v	4,098 [°]
coeff. friction vis-écrou	μ	0,5 [-]
coeff. friction nylon-nylon	f	0,25 [-]
efficacité	ε	N/A [-]
Torque pour soulever la charge	T_c	N/A [Nm]
rayon primitif du pinion	R_g	0,01915 [m]
Perte de torque en friction au pinion	T_f	N/A [Nm]
Torque au pinion	T_a	N/A [Nm]
nombre de dents du pinion	Z_a	29 [-]
nombre de dents de la roue dentée	Z_b	53 [-]
efficacité engrenage hélicoïdal	η	0,98 [-]
angle de pression	ϕ_n	20 [°]
angle d'hélice vis sans fin	ψ_w	3,5 [°]
efficacité engrenage vis sans fin	e_w	N/A [-]
nombre de filets vis sans fin	Z_w	2 [-]
Couple du moteur	C_{mot}	N/A [Nm]

a) Torque pour soulever la charge

$$\lambda = \tan\left(\frac{P}{\pi * \emptyset_s}\right) = 4,098$$

$$\varepsilon = \frac{\tan(\psi)}{\tan(\psi + \tan(\mu))} = 0,1208$$

$$T_c = \frac{M_{charge} * g * P}{2\pi * \varepsilon} = 9,7$$

b) Transmission de torque entre la roue dentée et le pinion

$$T_f = \frac{1}{2} f * M_{charge} * g * R_g = 6,94$$

$$T_a = T_f + T_c = 16,64$$

$$T_b = \eta * \frac{Z_b}{Z_a} * T_a = 29,21$$

c) Transmission de torque entre la roue dentée et la vis sans fin

$$e_w = \frac{\cos(\phi_n) - f * \tan(\psi)}{\cos(\phi_n) + f * \cot(\psi)} = 0,18388$$

$$C_{mot} = T_{worm} = \frac{T_b * Z_w}{e_w * Z_b} = 6 > 1,2Nm$$

Couple trop grand, il faut diminuer la charge sur le système

4.1.3 couple pour soulever une charge optimale (34/75 kg/lbs)

Paramètre	symbole	valeur de base
masse à soulever	M_{charge}	34 [kg]

a) Torque pour soulever la charge

$$T_c = \frac{M_{charge} * g * P}{2\pi * \varepsilon} = 1,114$$

b) Transmission de torque entre la roue dentée et le pinion

$$T_f = \frac{1}{2} f * M_{charge} * g * R_g = 0,797$$

$$T_a = T_f + T_c = 1,911$$

$$T_b = \eta * \frac{Z_b}{Z_a} * T_a = 3,354$$

c) Transmission de torque entre la roue dentée et la vis sans fin

$$C_{mot} = T_{worm} = \frac{T_b * Z_w}{e_w * Z_b} = 0,689 < 1,2Nm$$

4.1.4 masse pour un couple moteur unitaire

Paramètre	symbole	valeur de base
couple moteur	C_{mot}	1 [Nm]
masse à soulever	M_{charge}	N[kg]

a) Transmission de torque entre le moteur et la roue dentée

$$T_w = C_{mot} = 1$$

$$T_b = \frac{T_w * e_w * Z_b}{Z_w} = 4,8728$$

b) Transmission de torque entre la roue dentée et le pinion

$$T_a = \frac{1}{\eta} * \frac{Z_a}{Z_b} * T_b = 2,72$$

$$T_c = T_a - T_f$$

c) Torque pour soulever la charge

$$M_{charge} = \frac{(T_a - T_f) * 2\pi * \varepsilon}{g * P}$$

$$M_{charge} = \frac{(T_a - \frac{1}{2}f * M_{charge} * g * R_g) * 2\pi * \varepsilon}{g * P}$$

$$M_{charge} = \frac{2 * T_a * \pi * \varepsilon}{g * (P + f * R_g * \pi * \varepsilon)} = 48,30kg$$

4.1.5 temps de montée

Paramètre	symbole	valeur de base
vitesse du moteur	N_{mot}	233 [rpm]
nombre de filets de la vis sans fin	Z_w	2 [-]
nombre de dents de la roue dentée	Z_b	53 [-]
vitesse de la roue dentée	ω_b	N/A [rpm]
nombre de dents du pinion	Z_a	29 [-]
vitesse dy pinion	ω_a	N/A [-]
distance de levage	d	0,04 [m]
Pas de la vis ACME	P	0,00254 [m]
temps de levage	$t_{montée}$	N/A [s]

$$\omega_b = \frac{N_{mot} * Z_w}{Z_b} = 8,79$$

$$\omega_a = \frac{\omega_b * Z_b}{Z_a} = 16,069[RPM] = 0,268[Hz]$$

$$t_{montée} = \frac{d}{\omega_a * P} = 58,8 < 60$$

Paramètre	symbole	valeur de base
couple moteur	C_{mot_boost}	2,2 [Nm]
masse à soulever	$M_{surcharge}$	N/A [kg]

4.1.6 Évaluer la surcharge

Paramètre	symbole	valeur de base
couple moteur	C_{mot_boost}	2,2 [Nm]
masse à soulever	$M_{surcharge}$	N/A [kg]

- a) Transmission de torque entre le moteur et la roue dentée

$$T_w = C_{mot_boost} = 2,2$$

$$T_b = \frac{T_w * e_w * Z_b}{Z_w} = 10,72$$

b) Transmission de torque entre la roue dentée et le pignon

$$T_a = \frac{1}{\eta} * \frac{Z_a}{Z_b} * T_b = 5,984$$

$$T_c = T_a - T_f$$

c) Torque pour soulever la charge

$$M_{surcharge} = \frac{(T_a - T_f) * 2\pi * \varepsilon}{g * P}$$

$$M_{surcharge} = \frac{(T_a - \frac{1}{2}f * M_{surcharge} * g * R_g) * 2\pi * \varepsilon}{g * P}$$

$$M_{surcharge} = \frac{2 * T_a * \pi * \varepsilon}{g * (P + f * R_g * \pi * \varepsilon)} = 106,26 \text{ kg}$$

Table 1: Spécifications du système

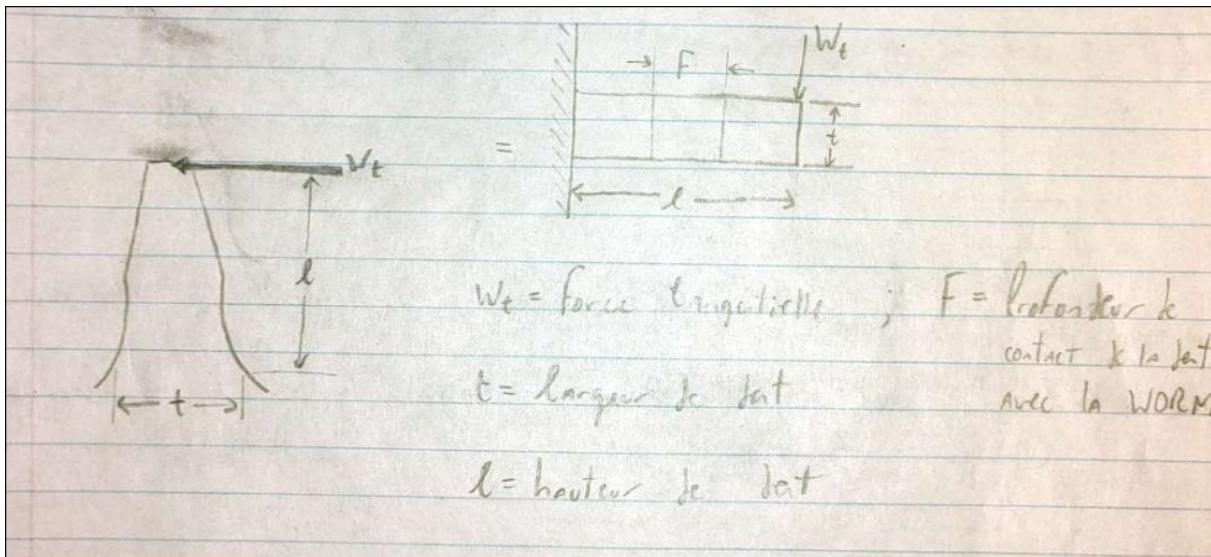
Paramètre	symbole	valeur de base
couple moteur d'opération	C_{mot}	0,689 [Nm]
masse admissible	M_{charge}	34 [kg]
vitesse du moteur	N_{mot}	233 [rpm]
temps de levage	$t_{montée}$	58,8 [s]
limite de surcharge	$M_{surcharge}$	106,26 [kg]

4.2 Calcul #2: flexion des dents de la roue dentée (pièce #1)

4.2.1 explication des contraintes physiques

Les dents de la roue dentée subissent une force dans le plan de la roue aux niveaux des engrenages avec le pignon et la vis sans fin. Ces forces sont causées par la transmission de puissance de la vis sans fin au pignon par le biais de la roue dentée. Elles sont donc égales puisque proportionnelle au couple passant par la roue, ainsi qu'à la distance centre-point d'application, qui est la même. Ces forces tendent à faire fléchir les dents, d'où l'intérêt du calcul d'un bris flexural.

4.2.2 DCL



4.2.3 données techniques du calcul

Paramètre	symbole	valeur de base
largeur de la dent	t	VAL [m]
hauteur de la dent	l	VAL [m]
profondeur de contact	F	VAL [m]
Couple nominal à la roue dentée	T_b	3,354 [Nm]
diamètre primitif de la roue dentée	d_{wg}	0,070 [m]
force tangentielle sur la roue dentée	W_{twg}	N/A [N]

4.2.4 question technique et description du calcul

Question : Quel chargement entraînera la rupture des dents de la roue dentée en flexion?

Calcul : Utiliser l'équation de Lewis appliquée aux engrenages pour trouver la contrainte de flexion présente à la base des dents en opération normale et trouver le facteur de sécurité en fonction de la limite flexurale du Nylon. Ensuite, poser la contrainte de flexion à la base des dents comme étant la limite flexurale, et vérifier la charge correspondante pour conclure sur le bris des dents lors de l'essai de surcharge.

4.2.5 cas en opération normale

a) force tangentielle au cercle primitif de la roue dentée

$$W_{twg} = \frac{2 * T_b}{d_w g} = 95,83$$

b) contrainte de flexion appliquée sur la dent

$$\sigma_b = \frac{MC}{I} = \frac{6W_{twg}l}{Ft^2} = 17,952 [MPa]$$

c) facteur de sécurité en opération normale

$$F.S = \frac{S_e}{\sigma_b} = 2,34 > 1,25$$

Les dents de la roue dentée ne devraient pas fléchir en opération normale

4.2.6 cas en surcharge

(a) force tangentielle au cercle primitif de la roue dentée

$$W_{twg} = \frac{Se * F * t^2}{6 * l} = 224,202$$

(b) Charge nécessaire pour défaillance flexurale des dents

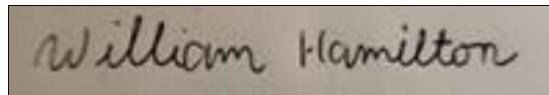
$$T_b = W_{twg} * \frac{d_w g}{2} = 7,84$$

La suite du calcul suit la même procédure qu'à 4.1.6

$$M_b = 77,805$$

L'essai de surcharge devrait donc être limité à $M_{surcharge} = 77,805/172kg/lbs$, charge sous laquelle les dents de la roue dentée vont se briser en flexion.

4.2.7 signatures

A photograph of a handwritten signature in black ink on a light-colored rectangular background. The signature reads "William Hamilton".A photograph of a handwritten signature in black ink on a light-colored rectangular background. The signature reads "Charles Bonhillier".

4.3 Calcul #3: flexion de l'arbre de la roue dentée (pièce #17)

4.3.1 explication des contraintes physiques

L'arbre permet de maintenir en place la roue dentée, il reprend donc les forces axiales, radiales et tangentialles provenant du pignon et de la vis sans fin, et ce, par l'entremise de deux roulements. Si les modules des forces homologues représentent sont égaux, leur orientation ne l'est pas, ce qui influence la résultante sur l'arbre. Les forces tangentialles sont à perpendiculaires l'une par rapport à l'autre, tout comme les forces radiales. Les deux tuples de forces sont également perpendiculaires entre eux. La combinaison de toutes ces forces donne une résultante dans le plan XY, dont l'orientation sera considérée comme l'axe Y afin de simplifier le calcul. La moitié de cette résultante est appliquée à chaque roulement, causant ainsi la flexion de l'arbre. Quant aux forces axiales, celles-ci sont de sens opposé, alors la résultante dans l'axe Z est nulle à l'arbre. Cependant, comme ces forces ne sont pas appliquées directement sur l'arbre, elle créent un moment de flexion sur l'arbre dans le plan XZ. L'arbre est encastré à ses deux extrémités, la situation est donc hyperstatique. Toutefois, afin de simplifier le calcul, on néglige la rigidité de l'arbre et on prend les forces de réactions aux bouts de l'arbre comme provenants d'appuis simples.

4.3.2 DCL

Voir section 4.1.1 d) (p.15)

4.3.3 données techniques du calcul

Paramètre	symbole	valeur de base
Chargement tangeant sur la roue dentée	W_{twg}	95,83 [N]
Angle de pression	ϕ_n	20 [$^{\circ}$]
Angle d'hélice de la vis sans fin	ψ_w	3,5 [$^{\circ}$]
Lead angle de la vis sans fin	λ_w	3,5 [$^{\circ}$]
efficacité de l'engrenage vis sans fin	w	0,18388 [-]
Chargement total sur la roue dentée	W_{wg}	N/A [N]
Chargement axial sur la roue dentée	W_{awg}	N/A [N]
Chargement radial sur la roue dentée	W_{rwg}	N/A [N]
Résultante sur l'axe y à l'arbre	$F_{bearing}$	N/A [N]
Diamètre primitif de la roue dentée	\emptyset_{wg}	0,07 [m]
Moment résultant à l'arbre dans le plan XZ	$M_{bearing}$	N/A [Nm]
Moment de flexion critique	M_c	N/A [Nm]
Effort tranchant critique	V_c	N/A [N]
Diamètre de l'arbre à l'endroit critique	\emptyset_c	N/A [m]
Moment d'inertie de la section de l'arbre	I	N/A [m^4]
Contrainte de flexion à l'endroit critique	σ_c	N/A [MPa]
Contrainte de cisaillement à l'endroit critique	τ_c	N/A [MPa]
Contrainte de Von Mises	σ_{VM}	N/A [MPa]
Facteur de sécurité	F.S	N/A [-]

4.3.4 question technique et description du calcul

Question: L'arbre se brise-t-il en fléchissant sous le chargement régulier du système, ou sinon, à quel chargement se rompt-il?

Description du calcul: Calculer les forces et moments appliqués sur l'arbre en opération régulière, puis construire les diagrammes d'effort tranchant et de moment de flexion pour définir ses points critiques. Calculer la contrainte de cisaillement et de flexion au point critique, afin de pouvoir obtenir la contrainte de Von Mises. Comparer à la résistance du matériau pour définir le facteur de sécurité. Finalement, réitérer le calcul en posant la limite du matériau comme contrainte appliquée et vérifier la charge causant la défaillance de la pièce.

4.3.5 cas en opération normale

(a) chargement à 1 point sur la roue dentée

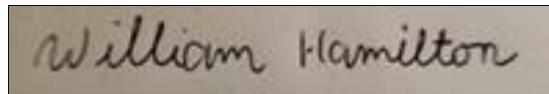
$$W_{wg} = \frac{W_{wgt}}{\cos(\phi_n)\sin(\lambda_w) + e_w\cos(\lambda_w)}$$

$$W_{wga} = W_{wg} * \cos(\phi_n) * \cos(\lambda_w) - e_w * W_{wg} * \sin(\lambda_w)$$

$$W_{wgr} = W_{wg} * \sin(\phi_n)$$

Les premières estimations de ce calcul révèlaient un bris probable de l'arbre sous une charge de 125 lbs. Cependant, comme ces estimations étaient érronées, il fut entrepris de les rectifier à l'aide de la démarche plus rigoureuse présentée ci-dessus, or le test effectué le mercredi 17 décembre a révélé que l'arbre n'était pas le point faible du système, et que donc les efforts et le temps mis dans ce calcul sont mal placés.

4.3.6 signatures

A black and white photograph of a handwritten signature in cursive script. The signature reads "Samuel Ray".A black and white photograph of a handwritten signature in cursive script. The signature reads "William Hamilton".A black and white photograph of a handwritten signature in cursive script. The signature reads "Charles Bonhillier".

4.4 Calcul #4: torsion de la vis sans vis sans fin (pièce #2)

4.4.1 explication des contraintes physiques

La vis sans fin est emportée en rotation par le moteur, effet sous lequel elle est mise sous torsion. L'accouplement avec le moteur est la partie la plus mince de la vis, elle risque donc de se briser en torsion.

4.4.2 DCL

Voir section 4.1.1 b) (p.14)

4.4.3 données techniques du calcul

Paramètre	symbole	valeur de base
Rayon extérieur du de l'accouplement	R_{ext}	0,01 [m]
Rayon intérieur de l'accouplement	R_{int}	0,00408 [m]
Moment polaire de la section de l'accouplement	J	N/A [m^4]
Limite en tension du matériau	Se	42 [MPa]
Limite de cisaillement du matériau	τ_{lim}	N[Mpa]
Couple moteur en opération normal	C_{mot}	0,689 [Nm]
Couple moteur en surcharge	C_{mots}	2,2 [Nm]
contrainte de cisaillement appliquée	τ	N/A [MPa]
Facteur de sécurité	F.S.	N/A [-]

4.4.4 question technique et description du calcul

Question: Est ce que le couple nominal du moteur est suffisant pour cisailier la vis sans fin à cause de la torsion appliquée à l'accouplement? Calcul: Calculer la contrainte de cisaillement au niveau de l'accouplement moteur-vis sans fin, en opération régulière et en surcharge, et vérifier les facteurs de sécurité.

4.4.5 cas en opération normale

(a) moment polaire de la section de l'accouplement

$$J = \frac{\pi}{2} * (R_{ext}^4 - R_{int}^4) = 1,54 * 10^{-8}$$

(b) limite du matériau en torsion selon le critère de Tresca

$$\tau_{lim} = \frac{1}{2} * Se = 26$$

(c) contrainte de cisaillement à l'accouplement

$$\tau = \frac{C_{mot} * R_{ext}}{J} = 0,447$$

(d) facteur de sécurité

$$F.S. = \frac{\tau_{lim}}{\tau} = 58,16$$

4.4.6 cas en surcharge

(e) contrainte de cisaillement à l'accouplement

$$\tau = \frac{C_{mots} * R_{ext}}{J} = 1,428$$

(f) facteur de sécurité

$$F.S. = \frac{\tau_{lim}}{\tau} = 18,21$$

Le facteur de sécurité étant loin de 1,25, et ce, même en surcharge, on peut considérer que la pièce ne se cassera pas à l'accouplement sous l'effet de la torsion.

4.4.7 signatures



Samuel Ray



4.5 Calcul #5: flambage de la vis ACME (pièce #7)

4.5.1 explication des contraintes physiques

Lorsque la charge est appliquée au système, la vis ACME reprend son entiereté de manière axiale, créant ainsi un risque de flambage.

4.5.2 DCL

Voir section 4.1.1 g) (p.18)

4.5.3 données techniques du calcul

Paramètre	symbole	valeur de base
longueur de la vis	L	0,125 [m]
diamètre primitif de la vis	\varnothing_s	0,011285 [m]
module d'élasticité de l'acier	E	200 [GPA]
accélération gravitationnelle	g	9,81 [m/s^2]
masse soulevée en surcharge	$M_{surcharge}$	56,4 [kg]
masse soulevée en opération normale	M_{charge}	34 [kg]
moment d'inertie de la section de la vis	I_s	N/A [m^4]
force appliquée par le chargement sur la vis	F_{charge}	N/A [N]
force en surcharge	$F_{surcharge}$	106,26 [kg]
charge critique de flambage	P_{crit}	N/A [N]
facteur de sécurité	F.S	N/A [-]

4.5.4 question technique et description du calcul

Question: La vis ACME flambera-t-elle sous le chargement régulier ou en surcharge

Calcul: Calculer le chargement limite causant le flambage de la vis, en opération normale et en surcharge, puis calculer les facteurs de sécurité.

4.5.5 cas en opération normale

- (a) Moment d'inertie de la section de la vis ACME

$$I = \frac{\pi * \phi_s^4}{64} = 1,91196 * 10^{-10}$$

- (b) charge critique en flambage pour une poutre libre à une extrémité fixe et l'autre

$$P_{crit} = \frac{pi^2 * E * I}{4L^2} = 6038$$

- (c) force appliquée par le chargement normal sur la vis

$$F_{charge} = g * M_{charge} = 335,54$$

- (d) facteur de sécurité en surcharge

$$F.S. = \frac{P_{crit}}{F_{charge}} = 18,1[-]$$

4.5.6 cas en surcharge

- (a) force appliquée sur la vis en surcharge

$$F_{charge} = g * M_{charge} = 1042,8$$

- (b) facteur de sécurité en opération normale

$$F.S. = \frac{P_{crit}}{F_{charge}} = 5,79[-]$$

Le facteur de sécurité étant loin de 1 même en surcharge, la vis ACME ne devrait pas flamber lors de l'opération.

4.5.7 signatures

A black rectangular box containing a handwritten signature in white ink. The signature reads "Samuel Ray".

5 Conclusion

5.1 Fiche de spécifications techniques

[./assets/Specs.pdf](#)