

Projet EDM S4P

Notice de calcul

Année 2019-2020

Antoine SCAVINER - Théo MAINGUENÉ - Mathieu CHARLES - Nicolas LE GUERROUÉ



Table des matières

1	Cahier des charges	3
1.1	Contexte	3
2	Calculs des puissances	4
2.1	Paramétrisation	4
2.2	Déterminations des contraintes	4
2.2.1	Calcul du nombre d'enroulement	4
2.2.2	Calcul du rayon minimum	4
2.2.3	Calcul du rayon maximal	5
2.2.4	Calcul du couple de sortie	6
3	Rapport de réduction	7
3.1	Référence du moteur	7
3.1.1	Calcul du rapport de réduction	7
3.2	Vérification du choix du jeu	7
3.2.1	Vérification du couple de sortie	7
3.2.2	Calcul du module minimal	8
4	Calculs PFS	9
4.1	Bilan des actions extérieures	9
4.1.1	Action de l'engrenage au point I	9
4.1.2	Action du roulement au point A	9
4.1.3	Action du roulement au point B	9
4.1.4	Action la charge au point P	9
4.2	Principe Fondamental de la Statique	10
4.2.1	Énoncé du PFS	10
4.2.2	Calculs des moments	10
4.2.3	Calcul au point I	10
4.2.4	Calcul au point A	10
4.2.5	Calcul au point B	11
4.2.6	Calcul au point P	11
4.2.7	Calculs des Résultantes	12

5	Dimensionnement des roulements	13
6	Dimensionnement de l'arbre	15
6.1	Bilan des actions mécaniques	16
6.1.1	Transposition des torseurs au point P	16
6.2	Calcul du Torseur de cohésion	17
6.3	Matrice de contrainte	18
6.3.1	Traction	18
6.3.2	Flexion	18
6.3.3	Cisaillement	18
6.3.4	Principe de superposition	19
6.3.5	Condition de résistance	19
7	Conclusion	20
8	Annexes	21

Section 1

Cahier des charges

1.1 Contexte

On se propose de dimensionner un monte-charge permettant de soulever un poids de 10 kilogrammes.

Ce dernier doit pouvoir déplacer la charge de 2.6m en un maximum de 12 secondes.

Le diamètre du bout d'enroulement est de 8mm.

L'ensemble sera fixé sur une plaque de 200x280mm et de 5mm d'épaisseur.

L'enroulement sera sur 8 tours ± 1 .

Le moteur devra être alimenté en 24V.

Le système sera auto-bloquant en cas d'absence d'énergie d'alimentation.

Section 2

Calculs des puissances

2.1 Paramétrisation

Diamètre du bout : 8mm

Vitesse linéaire de charge minimale : 0.22 m/s

Masse de la charge : 10 kg (15 kg avec le coefficient de sécurité appliqué)

Coefficient de sécurité : **1.5**

Accélération de la pesanteur (g) : 10 m/s^2

2.2 Déterminations des contraintes

2.2.1 Calcul du nombre d'enroulement

La largeur du tambour correspond au nombre d'enroulements multiplié par le diamètre du bout.

$$Largeur_{tambour} = enroulements \cdot diamètre_{bout} = 8 * 8 = 64mm$$

2.2.2 Calcul du rayon minimum

Afin de déterminer le rayon minimum on divise la distance totale par le nombre d'enroulement, ce qui nous donne le périmètre

$$Perimetre = \frac{Distance}{Enroulement}$$

On isole alors le rayon

$$R_{minimum} = \frac{Perimetre}{2\pi} = \frac{0.325}{2\pi} = 52mm$$

Il y aura donc au total 1 enroulement de câble autour du tambour.

2.2.3 Calcul du rayon maximal

Le rayon maximal correspond ici au rayon où sera exercé l'action de la charge.

$$Rayon_{max} = Rayon_{tambour} + (Enroulement \cdot \phi_{c\grave{a}ble}) - \frac{\phi_{c\grave{a}ble}}{2}$$

(toutes les distances en mm)

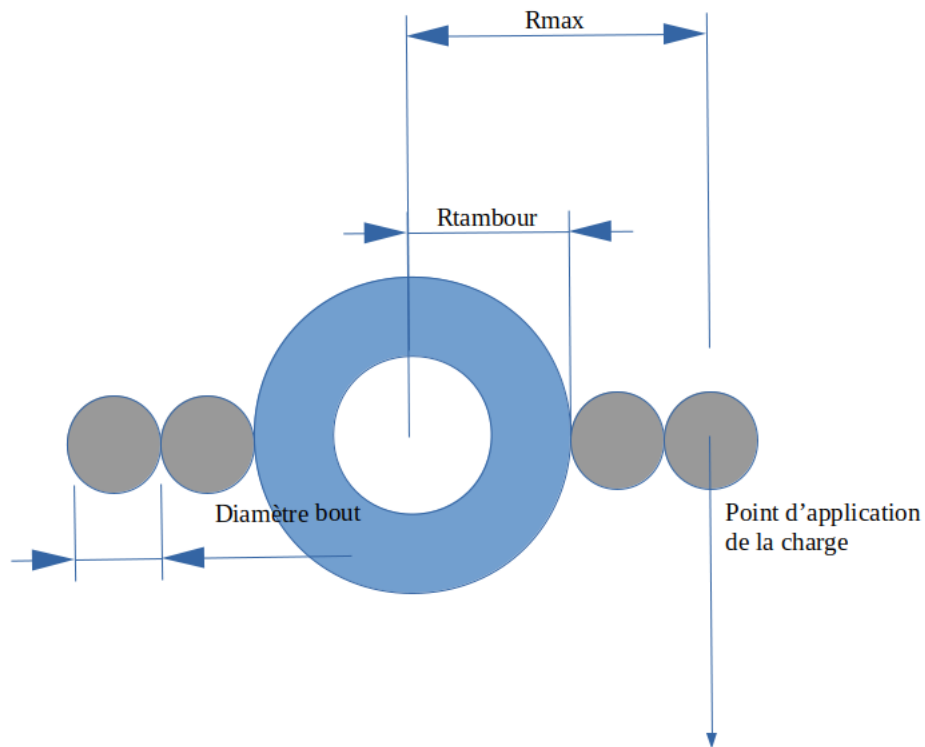


FIGURE 2.1 – Point d'application de la charge

$$Rayon_{max} = 52 + (1 \cdot 8) - \frac{8}{2} = 56mm = 0.056m$$

Le rayon maximal sera de 56 mm

2.2.4 Calcul du couple de sortie

Le couple de sortie correspond au produit du poids par la distance orthogonal à l'axe de rotation

$$Couple_{sortie} = R_{max} \cdot m_{charge} \cdot g$$

(Unités de longueur en m)

$$Couple_{sortie} = 0.056 \cdot 15 \cdot 10$$

D'où

$$Couple_{sortie} = 8.4 Nm$$

Le couple développé sur l'arbre de sortie devra être supérieur à 8.4 N.m.

Section 3

Rapport de réduction

3.1 Référence du moteur

On choisira par conséquent de prendre le moteur suivant :

Moteur **EC050.24E (S2 30')**

Lien d'achat : [ICI](#)

Tension nominale (U_{nom}) : 24 V CC. - Courant nominal (I_{nom}) : 29.4 A

Couple nominal (C_{nom}) : 1.57 N.m

Vitesse nominale (V_{nom}) : 3000 tr/min ($\Omega_{nom} = 314.15 rad/s$)

Documentation : [Page 18, cycle de vie S1](#)

On se propose de vérifier que le choix de ce moteur est cohérent avec le cahier des charges.

3.1.1 Calcul du rapport de réduction

$$r_{réduction} = \frac{Couple_{entrée}}{Couple_{sortie}}$$

D'où :

$$r_{réduction} = \frac{1.57}{8.4} = 0.186$$

Il faudra donc que le rapport de réduction soit inférieur à 0.186

Nous choisirons le jeu suivant 17/114 qui donne un rapport de 0.149

3.2 Vérification du choix du jeu

3.2.1 Vérification du couple de sortie

On a un couple en sortie de moteur de 1.57 Nm. Or : $1.57 \cdot (1/0.149) = 10.53$ Nm

Cela se conforme avec notre couple de sortie minimal de 8.4Nm.

$$Vitesse_{charge} = \Omega \cdot R_{max}$$

3.2.2 Calcul du module minimal

Nous avons choisi de partir sur des roues dentées de module 1.25 et possédant 17 et 114 dents.

Il nous a fallu vérifier que ce module était suffisant pour que les roues puissent supporter les efforts imposés par la charge.

Il nous faut pour cela calculer l'effort tangentiel auquel les dents des roues sont soumises :

$$F_T = \frac{2C_{moteur}}{m_{choisi} * Z_{min} * 10^{-3}} = \frac{2 * 1.57}{1.25 * 17 * 10^{-3}} = 147.76N$$

Ainsi, nous pouvons vérifier que notre module remplit bien la condition

$$m \geq 2.34 * \sqrt{\frac{F_T}{k * R_{pe}}}$$

Ce qui nous donne : $2.34 * \sqrt{\frac{147.76}{8 * 250}} = 0.636$ or, $1.25 \geq 0.636$ donc ce choix est valide.

Les références des dents avec un module de 1.25 sont disponibles à l'adresse

<https://www.michaud-chailly.fr/fr/roue-cylindrique-droite-acier-module-1-25-largeur-den>

Section 4

Calculs PFS

4.1 Bilan des actions extérieures

On isole le tambour. Ce système est appelé $\{1\}$ On considère le repère galiléen $R_0 = (\vec{x}, \vec{y}, \vec{z})$

4.1.1 Action de l'engrenage au point I

$$\{T_{3 \rightarrow 1}\}_I = \{\vec{R}_{3 \rightarrow 1} \vec{M}(3 \rightarrow 1)_I\}_I = \begin{pmatrix} 0 & 0 \\ Y_I & 0 \\ Z_I & 0 \end{pmatrix}_{I, R_0 = (\vec{x}, \vec{y}, \vec{z})}$$

4.1.2 Action du roulement au point A

$$\{T_{2 \rightarrow 1}\}_A = \{\vec{R}_{2 \rightarrow 1} \vec{M}(2 \rightarrow 1)_A\}_A = \begin{pmatrix} 0 & 0 \\ Y_A & 0 \\ Z_A & 0 \end{pmatrix}_{A, R_0 = (\vec{x}, \vec{y}, \vec{z})}$$

4.1.3 Action du roulement au point B

$$\{T_{2 \rightarrow 1}\}_B = \{\vec{R}_{2 \rightarrow 1} \vec{M}(2 \rightarrow 1)_B\}_B = \begin{pmatrix} X_B & 0 \\ Y_B & 0 \\ Z_B & 0 \end{pmatrix}_{B, R_0 = (\vec{x}, \vec{y}, \vec{z})}$$

4.1.4 Action la charge au point P

$$\{T_{4 \rightarrow 1}\}_P = \{\vec{R}_{4 \rightarrow 1} \vec{M}(4 \rightarrow 1)_P\}_P = \begin{pmatrix} 0 & 0 \\ -m \cdot g & M \\ 0 & 0 \end{pmatrix}_{P, R_0 = (\vec{x}, \vec{y}, \vec{z})}$$

4.2 Principe Fondamental de la Statique

Le système est à l'équilibre, on peut donc appliquer le PFS.

Les moments seront calculés par rapport au point B car son torseur associé possède 3 inconnues.

4.2.1 Énoncé du PFS

$$\sum (\vec{F}_{\bar{1} \rightarrow 1}) = 0$$

$$\sum \vec{M}_B(\vec{F}_{\bar{1} \rightarrow 1}) = 0$$

Nous obtenons donc les équations suivantes

$$\begin{cases} \sum \vec{F}_{\bar{1} \rightarrow 1} \cdot \vec{x} = 0 \\ \sum \vec{F}_{\bar{1} \rightarrow 1} \cdot \vec{y} = 0 \\ \sum \vec{F}_{\bar{1} \rightarrow 1} \cdot \vec{z} = 0 \end{cases}$$

$$\begin{cases} \sum \vec{M}_B(\vec{F}_{\bar{1} \rightarrow 1}) \cdot \vec{x} = 0 \\ \sum \vec{M}_B(\vec{F}_{\bar{1} \rightarrow 1}) \cdot \vec{y} = 0 \\ \sum \vec{M}_B(\vec{F}_{\bar{1} \rightarrow 1}) \cdot \vec{z} = 0 \end{cases}$$

4.2.2 Calculs des moments

4.2.3 Calcul au point I

$$\vec{M}_B(\vec{T}_{3 \rightarrow 1}) = \vec{M}_I + \vec{BI} \wedge \vec{R}_{3 \rightarrow 1}$$

$$\vec{M}_B(\vec{T}_{3 \rightarrow 1}) = \vec{0} + \begin{pmatrix} -L_B + L_I \\ -R_I \\ 0 \end{pmatrix} \wedge \begin{pmatrix} 0 \\ Y_I \\ Z_I \end{pmatrix}$$

$$\vec{M}_B(\vec{T}_{3 \rightarrow 1}) = \begin{pmatrix} -R_I \cdot Z_I \\ (L_B - L_I) \cdot Z_I \\ -(L_B - L_I) \cdot Y_I \end{pmatrix}$$

4.2.4 Calcul au point A

$$\vec{M}_B(\vec{T}_{(2 \rightarrow 1)_A}) = \vec{M}_A + \vec{BA} \wedge \vec{R}_{(2 \rightarrow 1)_A}$$

$$\vec{M}_B(\vec{T}_{(2 \rightarrow 1)_A}) = \vec{0} + \begin{pmatrix} -(L_B - L_A) \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} \wedge \begin{pmatrix} 0 \\ Y_A \\ Z_A \end{pmatrix}$$

$$\vec{M}_B(\vec{T}_{(2 \rightarrow 1)_A}) = \begin{pmatrix} 0 \\ (L_B - L_A) \cdot Z_A \\ -(L_B - L_A) \cdot Y_A \end{pmatrix}$$

4.2.5 Calcul au point B

$$\vec{M}_B(\vec{T}_{(2 \rightarrow 1)_B}) = \vec{M}_B + \overrightarrow{BB} \wedge \vec{R}_{(2 \rightarrow 1)_B} = \vec{0}$$

4.2.6 Calcul au point P

$$\begin{aligned} \vec{M}_B(\vec{T}_{(4 \rightarrow 1)}) &= \vec{M}_P + \overrightarrow{BP} \wedge \vec{R}_{(4 \rightarrow 1)} \\ \vec{M}_B(\vec{T}_{(4 \rightarrow 1)}) &= \vec{0} + \begin{pmatrix} -(L_B - L_A) \\ 0 \\ R_d \end{pmatrix} \wedge \begin{pmatrix} 0 \\ -m \cdot g \\ 0 \end{pmatrix} \\ \vec{M}_B(\vec{T}_{(4 \rightarrow 1)}) &= \begin{pmatrix} R_d \cdot m \cdot g \\ 0 \\ (L_B - L_A) \cdot m \cdot g \end{pmatrix} \end{aligned}$$

4.2.7 Calculs des Résultantes

Avec les résultantes, nous avons les 3 équations suivantes

$$\begin{cases} 0 + X_B + 0 & = 0 \\ Y_A + Y_B + Y_I - m \cdot g & = 0 \\ Z_A + Z_B + Z_I & = 0 \end{cases}$$

Avec les calculs des moments, nous en déduisons les 3 équations suivantes

$$\begin{cases} 0 - R_I \cdot Z_I + R_d \cdot m \cdot g & = 0 \\ (L_B - L_A) \cdot Z_A + (L_B - L_I) Z_I & = 0 \\ -(L_B - L_A) \cdot Y_A - (L_B - L_I) \cdot Y_I + (L_B - L_A) \cdot m \cdot g & = 0 \end{cases}$$

Donc

$$\begin{cases} Z_I = \frac{R_d \cdot m \cdot g}{R_I} \\ Z_A = \frac{-(L_B - L_I) \cdot Z_I}{(L_B - L_A)} \\ Z_B = \frac{-R_d \cdot m \cdot g}{R_I} + \frac{(L_B - L_I) \cdot Z_I}{(L_B - L_A)} \\ Y_A = (m \cdot g) - \frac{(L_B - L_I) \cdot Y_I}{(L_B - L_A)} \\ Y_B = \frac{(L_B - L_I) \cdot Y_I}{(L_B - L_A)} - Y_I \end{cases}$$

PFS : on isole le tambour					Données du problème		
BAME:					Masse à soulever	15	
	0	0			g	9,81	
Torseur au point I	YI	0			Couple moteur		
	ZI	0					
	0	0			Rayon primitif roue menante	10,625	mm
Torseur au point A	YA	0			Rayon primitif roue menée	62,5	mm
	ZA	0					
	XB	0					
Torseur au point B	YB	0			Longueur points du torseur		
	ZB	0					
	0	0					
Torseur au point D	147,15	0			LA	0,02	
	0	0			LD	0,094	max
Calcul des Forces					RD	0,011	
					LB	0,094	
YI	-51,002543	max fixé car HP	XB	0			
ZI	-22,797887		YB	-147,15	LI	0,02	
			ZB	0	RI	0,071	
YA	51,0025431						
ZA	22,7978873						

FIGURE 4.1 – Tableau de calculs

Section 5

Dimensionnement des roulements

Dans un premier temps on regarde le rapport $\frac{F_{axiale}}{F_{radiale}}$

Or ce rapport est égal à 0 pour tous les roulements car la force axiale est nul dans chacun des cas.

Or comme ce rapport est inférieur à $e_{min} = 0.19$
On obtient :

$$C = P \cdot \left(\frac{L_h \cdot 60 \cdot n}{10^6} \right)^{\frac{1}{k}}$$

avec $P = F_R$ la charge dynamique équivalente [N]

On calcul ensuite avec

n : la vitesse de rotation en tr/min du tambour

$n = N_{mot} \cdot r = 3000 \cdot 0.185 = 558 \text{ tr/min}$ $k = 3$ car il s'agit d'un roulement avec des billes

$$F_{RA} = \sqrt{Y_A^2 + Z_A^2} = \sqrt{51^2 + 22.8^2} = 55.9 \text{ N}$$

$$F_{RB} = \sqrt{Y_B^2 + Z_B^2} = \sqrt{-147.2^2 + 0^2} = 147.2 \text{ N}$$

D'où

(Les roulements possèdent la même vitesse de rotation)

$Lh_A = 10000000$: la durée de vie de la liaison en heures au roulement A

$$C_{roulement A} = P_A \cdot \left(\frac{L_h \cdot 60 \cdot n}{10^6} \right)^{\frac{1}{k}} = 55.9 \cdot \left(\frac{10000000 \cdot 60 \cdot 558}{10^6} \right)^{\frac{1}{3}} = 3881 \text{ N}$$

$Lh_B = 1000000$: la durée de vie de la liaison en heures au roulement B

$$C_{\text{roulement } A} = P_A \cdot \left(\frac{L_h \cdot 60 \cdot n}{10^6} \right)^{\frac{1}{k}} = 147.2 \cdot \left(\frac{1000000 \cdot 60 \cdot 558}{10^6} \right)^{\frac{1}{3}} = 4744 N$$

On obtient donc :

Pour le roulement en A, $C = 3881 \text{ N}$

Pour le roulement en B, $C = 4744 \text{ N}$

Nous allons prendre des roulements identiques avec une charge dynamique supérieure à 4744 N.

Le roulement choisi sera un roulement avec un $C_{\text{dynamique}}$ de 4750N.

La référence est la suivante : 6000-2-RSL - Diamètre intérieur : 26 mm

Fournisseur : SKF

(https://www.skf.com/binary/57-121486/0901d196803382dc-Roulements---10000_2.pdf)

Achat :

https://www.123roulement.com/roulement-6000-2RS-SKF.php?gclid=CjwKCAjw8J32BRBCEiwApQEKgc081wlZChrIWU0ARoCaKYQAvD_BwE&gclidsrc=aw.ds

Section 6

Dimensionnement de l'arbre

Nous isolons la partie de droite de l'arbre pour effectuer les calculs de résistance des matériaux sur l'arbre.

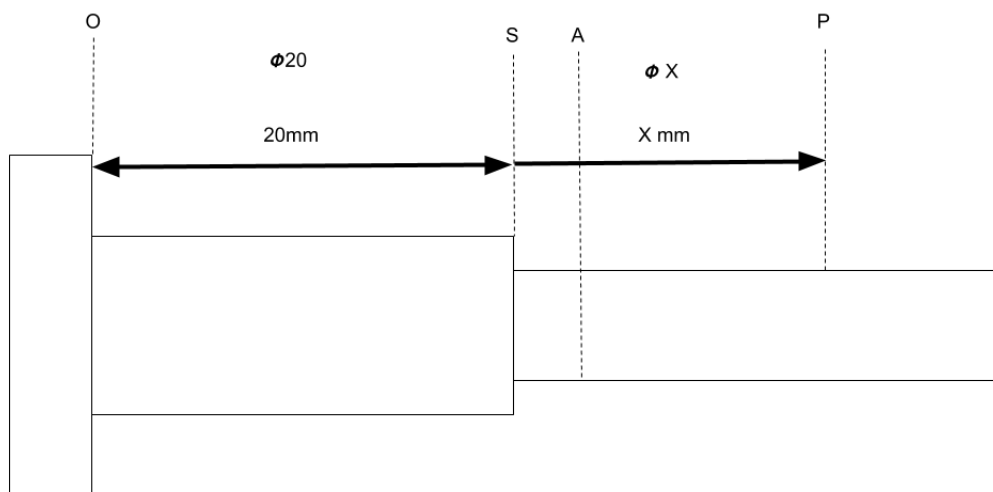


FIGURE 6.1 – Schéma de l'arbre utilisé pour les calculs

6.1 Bilan des actions mécaniques

$$1. \text{ Action de la partie gauche sur la partie de droite : } \{\Gamma_{Coh_P}\} = \left\{ \begin{array}{cc} N & M_t \\ T_y & M_{fy} \\ T_z & M_{fz} \end{array} \right\}_{\vec{x}, \vec{y}, \vec{z}}$$

$$2. \text{ Action du roulement en A : } \{\Gamma_A\} = \left\{ \begin{array}{cc} 0 & 0 \\ Y_A & 0 \\ Z_A & 0 \end{array} \right\}_{\vec{x}, \vec{y}, \vec{z}}$$

$$3. \text{ Action du roulement en B : } \{\Gamma_B\} = \left\{ \begin{array}{cc} X_B & 0 \\ Y_B & 0 \\ Z_B & 0 \end{array} \right\}_{\vec{x}, \vec{y}, \vec{z}}$$

La partie de droite est en équilibre par rapport au repère galiléen R_0 , on peut donc appliquer le PFS :

$$\Gamma_{5/D} = \Gamma_{coh} + \Gamma_A + \Gamma_B$$

6.1.1 Transposition des torseurs au point P

Transposition du torseur Γ_A

$$\begin{aligned} \vec{M}(P, \Gamma_A) &= \vec{M}(A, \Gamma_A) + \vec{PA} \wedge \begin{pmatrix} 0 \\ Y_A \\ Z_A \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} -x + \frac{Leng}{2} \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} \wedge \begin{pmatrix} 0 \\ Y_A \\ Z_A \end{pmatrix} \\ \vec{M}(P, \Gamma_A) &= \begin{pmatrix} 0 \\ -(-x + \frac{Leng}{2})Z_A \\ (-x + \frac{Leng}{2})Y_A \end{pmatrix} \end{aligned}$$

Transposition du torseur Γ_B

$$\begin{aligned} \vec{M}(P, \Gamma_B) &= \vec{M}(B, \Gamma_B) + \vec{PB} \wedge \begin{pmatrix} X_B \\ Y_B \\ Z_B \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} Leng + 64 - x \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} \wedge \begin{pmatrix} X_B \\ Y_B \\ Z_B \end{pmatrix} \\ \vec{M}(P, \Gamma_B) &= \begin{pmatrix} 0 \\ (Leng + 64 - x)(-Z_B) \\ (Leng + 64 - x)Y_B \end{pmatrix} \end{aligned}$$

Le morceau de droite est en équilibre par rapport au repère galiléen R_0 , on peut donc appliquer le PFS

$$\Gamma_{\bar{D}/D} = \Gamma_{coh} + \Gamma_A + \Gamma_B$$

6.2 Calcul du Torseur de cohésion

$$\vec{R}_{(\bar{D}/D)} \begin{cases} \vec{R}_{(\bar{D}/D)} \cdot \vec{x} = N + X_B = 0 \\ \vec{R}_{(\bar{D}/D)} \cdot \vec{y} = T_y + Y_A + Y_B = 0 \\ \vec{R}_{(\bar{D}/D)} \cdot \vec{z} = T_z + Z_A + Z_B = 0 \end{cases}$$

$$\vec{M}_{(S,\bar{D}/D)} \begin{cases} \vec{M}_{(S,\bar{D}/D)} \cdot \vec{x} = M_T = 0 \\ \vec{M}_{(S,\bar{D}/D)} \cdot \vec{y} = M_{fy} - (-x + \frac{Leng}{2})Z_A - (Leng + 64 - x)Z_B = 0 \\ \vec{M}_{(S,\bar{D}/D)} \cdot \vec{z} = M_{fz} + (-x + \frac{Leng}{2})Y_A + (Leng + 64 - x)Y_B = 0 \end{cases}$$

$$\begin{cases} N = -X_B \\ T_y = -Y_A - Y_B \\ T_z = -Z_A - Z_B \end{cases}$$

$$\begin{cases} M_T = 0 \\ M_{fy} = (-Z_A - Z_B)x - \frac{Leng}{2}Z_A + (Leng + 64)Z_B \\ M_{fz} = (Y_B + Y_A)x - \frac{Leng}{2}Y_A - (Leng + 64)Y_B \end{cases}$$

Vérification :

$$\frac{dM_{fy}}{dx} = -Z_A - Z_B = T_z$$

$$\frac{dM_{fz}}{dx} = Y_B + Y_A = -T_y$$

Torseur de cohésion			
N	0	Mt	0
Ty	96,1474569	Mfy	-2,2569908
Tz	-22,797887	Mfz	1,59622634
x	0,094		
Leng	0,01		
Ltambour	0,064		

FIGURE 6.2 – Point d'application de la charge

6.3 Matrice de contrainte

6.3.1 Traction

$$[\sigma_t(M)] = \begin{bmatrix} \sigma_t & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

$$\sigma_t = \frac{N}{S} = \frac{4N}{\pi D^2}$$

6.3.2 Flexion

Avec $M_f = M_{fz}$

$$[\sigma_f(M)] = \begin{bmatrix} \sigma_{M_f} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

$$\sigma_{M_f} = -\frac{M_f}{\frac{\pi D^4}{64}} \cdot \frac{D}{2}$$

$$\sigma_{M_f} = -\frac{32M_f}{\pi D^3}$$

On est au niveau d'un épaulement donc :

$$\frac{D}{d} = \frac{20}{17} = 1.18$$

$$\frac{r}{d} = \frac{2}{17} = 0.12$$

$$\Rightarrow Ktf = 1.5$$

6.3.3 Cisaillement

Avec $M_f = M_{fz}$

$$[\sigma_{ci}(M)] = \begin{bmatrix} 0 & r_{ci} & 0 \\ r_{ci} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

$$r_{ci} = -\frac{F}{S} = -\frac{4N}{\pi D^2}$$

Torsion : $Mt = 0$

6.3.4 Principe de superposition

$$[\sigma_{(M)}] = \begin{bmatrix} \sigma_t + \sigma_{Mf} & r_{ci} & 0 \\ r_{ci} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

6.3.5 Condition de résistance

$$r_{torsion \text{ idéale}} \leq R_{pg} = \frac{R_{eg}}{K_s}$$

$$\text{avec } R_{eg} = \frac{R_e}{2}$$

$$r_{ti} = \frac{16 \cdot \sqrt{M_f^2 + M_t^2}}{\pi D^3} \leq R_{pg} = \frac{R_e}{2K_s}$$

$$\Rightarrow \frac{32K_s M_{fz} K_{tf}}{\pi R_e} \leq D^3$$

K_{tf} lié à l'épaulement

$$D_{min} = \left(\frac{32 \cdot K_s \cdot K_{tf} \cdot M_{fz}}{\pi R_e} \right)^{\frac{1}{3}} = \left(\frac{96 \cdot M_{fz}}{\pi \cdot 300 \cdot 10^6} \right)^{\frac{1}{3}}$$

Résultat obtenu avec EXCEL :

RDM : dimension arbre		
Dmin	0,0054589	en m
ktf	1,5	coefficient lié a l'épaulement
ks	2	coefficient de sécurité

FIGURE 6.3 – Point d'application de la charge

Section 7

Conclusion

A travers ce projet nous avons pu réinvestir les connaissances acquises au cours des précédents semestres, notamment le Principe Fondamentale de la Statique mais également revoir la démarche de dimensionnement d'une pièce avec la détermination des efforts et l'application des contraintes avec les critères de Tresca.

Nous avons également utilisé des connaissances générale sur les principe électrique et mécanique que sont les rapports entre puissance, énergie et force, ceci afin de choisir le matériel adéquat aux contraintes imposées. Nous avons également eu une réflexion sur les choix technologiques (arbre double, système roue vis sans, frein à manque de courant, etc...) ceci dans une démarche de réduction des coûts et de l'utilisation des matières premières.

Nous avons aussi abordé la mise en plan, à travers plusieurs schémas de principe que ce soit pour la modélisation des liaisons mais aussi, la répartition des efforts, ou encore une ébauche de système technologique.

Ceci permettant de nous questionner sur les choix pratique de montage et d'assemblage du réducteur.

Section 8

Annexes

Croquis pour PFS

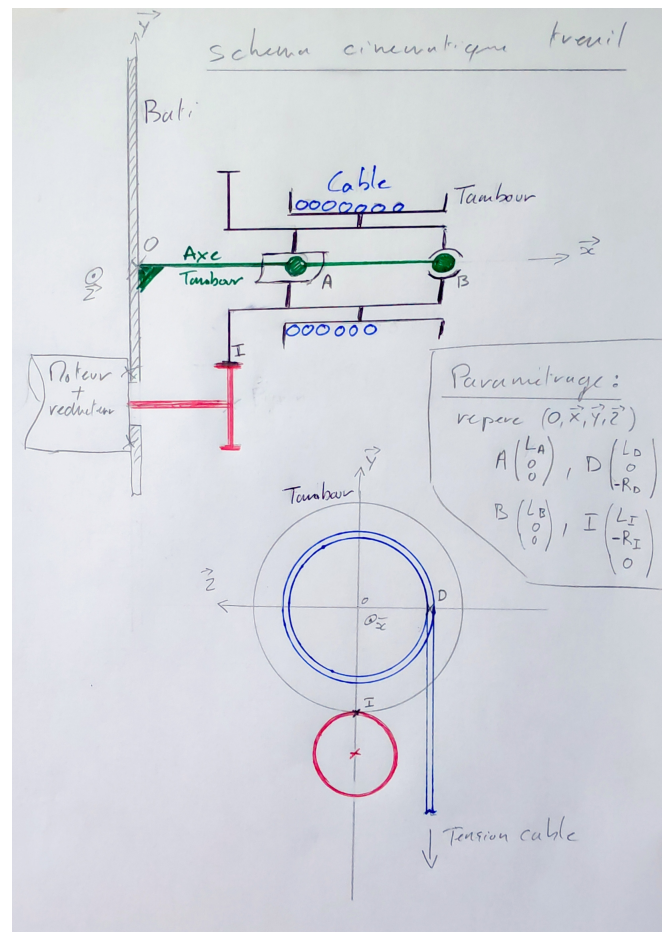


FIGURE 8.1 – Croquis

Image de principe

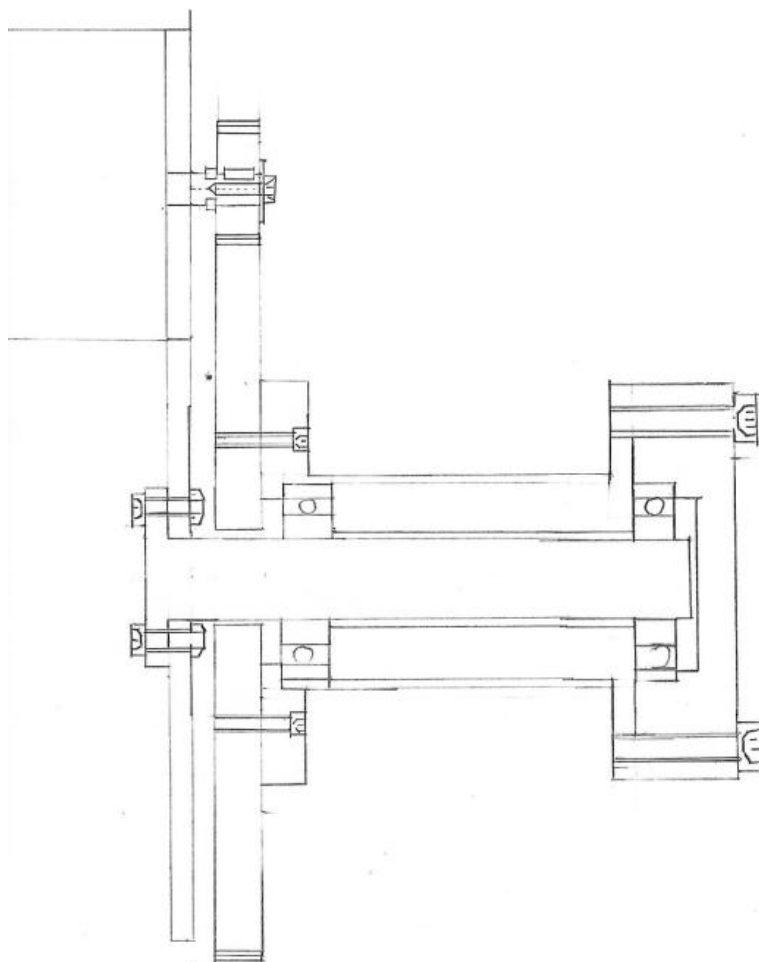


FIGURE 8.2 – Schéma de principe